

**Sugárzó  
fűtések**

**А. Мачкаши, Л. Банхиди**

**Лучистое  
отопление**

**Dr. Dr. h. c. Macskásy Árpád Dr. Bánhidi László**

# **Sugárzó fűtések**

**А. Мачкаши, Л. Банхиди**

# **Лучистое отопление**

**Перевод с венгерского  
В.М. Беляева**

**Под редакцией  
д-ра техн. наук В.Н. Богословского  
и канд. техн. наук Л.М. Махова**

**Москва Стройиздат 1985**

**Мачкаши А., Банхиди Л.** Лучистое отопление/  
Пер. с венг. В. М. Беляева; Под ред. В. Н. Бого-  
словского и Л. М. Махова. — М.: Стройиздат,  
1985. — 464 с., ил. — Перевод изд.: Sugárzó fűtésék/  
А. Macskásy, L. Bánhidi.

В книге авторов из ВНР рассмотрены теоретические аспекты лучистого отоп-  
ления, методы практического расчета отопительных приборов, конструктивные  
решения. Изложены принципы расчета лучистых отопительных систем промыш-  
ленных, общественных и жилых зданий. Приведены сведения об экономии  
теплоты и топлива при устройстве лучистых отопительных систем.

Для научных и инженерно-технических работников научно-исследователь-  
ских и проектных организаций.

Табл. 40, ил. 337, список лит.: 184 назв.

Рекомендовано к изданию кафедрой отопления, вентиляции  
и кондиционирования воздуха Московского инженерно-строитель-  
ного института им. В. В. Куйбышева

**Арпад Мачкаши, Ласло Банхиди**

## **ЛУЧИСТОЕ ОТОПЛЕНИЕ**

Редакция переводных изданий

Зав. редакцией Р. Л. Рощина

Редактор Т. В. Рютина

Младший редактор Е. Г. Ежова

Технические редакторы Л. И. Шерстнева, М. В. Павлова

Корректор К. М. Корепанова

**ИБ № 3264**

---

Сдано в набор 25.05.84 Подписано в печать 12.05.85 Формат 60×90<sup>1</sup>/<sub>16</sub> д. л. Бумага **кн-жур № 2**  
Гарнитура «Литературная». Печать офсет. Печ. л. 29. Усл. кр.-отт. 29. Уч.-изд. л. 30,29. Тираж 4300 экз.  
Изд. № AVIII 185. Заказ 287. Цена 3 р. 40 к.

---

Стройиздат, 101442, Москва, Каляевская, 23а

Московская типография № 4 Союзполиграфпрома при Государственном Комитете СССР по делам  
издательств, полиграфии и книжной торговли  
129041, Москва, Б. Переяславская ул., д. 46.

**М** 320600000—607 142—84  
047(01)—85

© Dr. Dr. h. C. Macskásy Arpad,  
Dr. Bánhidi László, 1982

© Предисловие к русскому изданию.  
Перевод на русский язык,  
Стройиздат, 1985

## ПРЕДИСЛОВИЕ К РУССКОМУ ИЗДАНИЮ

Лучистое отопление представляет собой один из наиболее совершенных способов обогрева помещений зданий различного назначения. В последнее время этот вид отопления вновь привлек к себе пристальное внимание в связи с проблемой эффективного использования и экономии энергии. Лучистая передача энергии при прочих равных условиях более эффективна, чем конвективная, поскольку при лучистом отоплении энергия беспрепятственно переносится на большие расстояния в объеме помещения, поэтому отопительные приборы можно располагать под потолком, в конструкциях ограждений и т. д. Возникает возможность в широких пределах варьировать температуру поверхности нагревателей от очень низкой ( $25-30^{\circ}\text{C}$ ) до очень высокой ( $1000^{\circ}\text{C}$  и более). Наша страна является одним из пионеров применения лучистого отопления, которое и сейчас используется в крупнопанельном домостроении. Теория лучистого отопления в СССР разработана в трудах Г. Л. Поляка, С. Н. Шорина, М. И. Киссина, А. А. Сандера. Однако одним из общепризнанных основоположников теории и практики лучистого отопления является проф. Арпад Мачкаши.

А. Мачкаши поддерживал самые добрые и многоплановые связи с нашей страной. Он много раз бывал в СССР, выступал с лекциями, докладами, был научным экспертом по отдельным техническим вопросам. Начало сотрудничества наших специалистов с ним относится к началу 60-х годов. Группа студентов Московского инженерно-строительного института им. В. В. Куйбышева вместе со мной во время прохождения практики в Венгрии в 1961 г. прослушала курс лекций по лучистому отоплению, который проф. А. Мачкаши читал студентам Будапештского технического университета. Исключительно яркая манера чтения лекций, исчерпывающее сопровождение текста графическими изображениями и формулами позволили студентам, не знающим венгерский язык, составить полный конспект лекций.

В нашей стране достаточно полно разработаны теория лучистых потоков, методы оценки комфортности, способы расчета лучистых отопительных панелей, в том числе наиболее сложные случаи их совмещения с ограждающими конструкциями. В то же время в СССР не издавалась книга с полным изложением всей совокупности вопросов, относящихся к лучистому отоплению. Имея это в виду, а также отдавая должное памяти и особым заслугам А. Мачкаши в данной области, издательство сочло необходимым по возможности полностью сохранить оригинальный текст рукописи.

Представляется, что книга окажется полезной широкому кругу специалистов в нашей стране. Это будет в большой мере способствовать решению одной из важнейших проблем строительной энергетики — созданию современных зданий с эффективным использованием энергии.

# ПРЕДИСЛОВИЕ

Лучистое отопление известно уже около двух тысячелетий, прежде всего в виде отопительных устройств, располагаемых в стенах и полу. Его следы находят в Азии и Европе на территории Римской империи, а в Венгрии — в развалинах древнего поселения Аквинкум. В устроенных для этой цели воздуховодах в качестве теплоносителя использовали дымовые газы кухни, а позднее — специально нагреваемый воздух. В некоторых европейских государствах такое решение применяли даже в средние века.

Развитие техники (производство стали, труб и т. д.) оказало большое влияние и на отопительные устройства, в первую очередь на отопительные устройства конвективного типа. Лучистое отопление вновь стали использовать только 40 — 50 лет назад, но применение лучистого отопления в современном смысле слова вышло на передний план лишь в 1950-х годах. Его распространение в Венгрии шло довольно медленно. Правда, в некоторых областях, например для отопления одноэтажных промышленных зданий с большой высотой в свету такое отопление используют сравнительно часто. Широкое распространение его в настоящее время возможно в связи с тем, что вопросы экономии энергии приобретают все бóльшую актуальность. Ведь давно доказано, что при использовании данного способа отопления возможна значительная экономия энергии.

Более широкому распространению лучистого отопления в недавнем прошлом препятствовало несколько факторов (хотя была признана, как сказано выше, целесообразность его применения в одноэтажных промышленных зданиях с помещениями большого объема). Во-первых, данный способ отопления требует больших капитальных вложений, например, в одноэтажных промышленных зданиях удельные капитальные затраты на установку экранов лучистого отопления приблизительно в 4 раза выше, чем на отопление воздушными агрегатами, и в 2 раза выше, чем на воздушное отопление, совмещенное с вентиляцией.

Во-вторых, существует распространенное мнение, что в помещениях с повышенной потребностью в искусственной вентиляции (т. е. в тех помещениях, где находятся люди) нецелесообразно применять лучистое отопление, поскольку сквозняк, возникающий при скорости движения воздуха более 0,5 м/с, нельзя компенсировать лучистым отоплением. Для этого необходима подача горячего воздуха, что требует очень высоких капитальных затрат на лучистое отопление и централизованную подачу горячего воздуха.

В-третьих, были слабо разработаны вопросы расчета теплоощущения человека, отчасти на этом основан предрассудок, связанный с пределом скорости движения воздуха, указанным выше. Действующие нормативы расчета теплоощущения (например диаграммы Кренко) были очень «осторожными». Согласно им допускалась такая низкая температура нагревательных устройств лучистого отопления, что часто последние не обеспечивали возможности восполнить теплопотери.

Однако в настоящее время эти причины, да и многие другие, более мелкие, устарели. Были доказаны возможность экономии 30—40% энергии и допустимость комбинации лучистого отопления с вентиляцией холодным воздухом. Удалось выяснить и вопросы, связанные с расчетом теплоощущения. Хотя в последней области имеются еще нерешенные задачи, однако по сравнению с расчетом прочих видов отопления здесь существует возможность более точной оценки теплоощущения, основанной на учете ощущений человека.

Выяснение теоретических вопросов, связанных с данным способом отопления, широкое распространение его на практике поставил себе основной целью в работе один из авторов настоящей книги, недавно скончавшийся д-р Арпад Мачкаши. Своей цели он достиг только отчасти, поскольку, хотя теоретические вопросы теплотехники он решил почти полностью (и в этой области приобрел себе известность в Европе), в определенной мере к нему относится поговорка «нет пророка в своем отечестве». Ведь многие его идеи, а также теоретически уточненные им решения за рубежом используют шире, чем в Венгрии. Упомянем лишь об отоплении наружными стеновыми панелями, которые в Советском Союзе применяют на многих домостроительных комбинатах, или о том, что экранное лучистое отопление крупных одноэтажных промышленных зданий в ГДР пользовалось большим успехом, чем в Венгрии. Использование своих разработок за рубежом А. Мачкаши еще застал, но увидеть широкое распространение лучистого отопления в Венгрии (которое в настоящее время, например для крупных одноэтажных промышленных зданий, предписывается правительственной программой экономии энергии), к сожалению, ему не удалось.

Второй автор оказался в затруднительном положении, взявшись за составление данной книги, но счел это своим моральным долгом. Несмотря на свои обширные знания, Мачкаши написал сравнительно мало трудов. Не хватало такой монографии, которая обобщила бы его деятельность в области лучистого отопления, хотя написание ее он планировал. Можно было пойти двумя путями: собрать все материалы, отражающие деятельность Мачкаши в этой области, и систематизировать их для печати или написать работу, охватывающую всю тематику лучистого отопления, базируясь на материалах А. Мачкаши.

Второй путь был избран по двум причинам: во-первых, при обработке и обзоре всей тематики в большей степени выявляется деятельность Мачкаши в области лучистого отопления и ее значение, во-вторых, возможность практического использования книги в большой мере возрастет, если она будет охватывать всю тематику, включая новейшие достижения, а также вопросы, разработанные А. Мачкаши в меньшей мере, например, связанные с расчетом теплоощущения.

Из публикаций Мачкаши по данной тематике, вышедших в различных местах, прежде всего из двухтомного «Центрального отопления» и «Лучистого отопления крупных одноэтажных промышлен-

ных зданий» автор стремился использовать соответствующие разделы по возможности с небольшими изменениями. Книга вместе с тем является и обобщением деятельности автора этих строк, прежде всего в связи с его работами по теплоощущению и теплотехническим параметрам, которые часто публиковались в соавторстве с д-ром Арпадом Мачкаши.

Материалы других авторов, на которые даются ссылки в книге, используются с их разрешения. Из зарубежных авторов следует выделить проф. П. О. Фангера, который в области расчета лучистого отопления разработал заслуживающую внимания новаторскую теорию, находящую широкое применение на практике. Среди венгерских авторов следует упомянуть о докторе Золтане Мольнаре и Дьёрде Макара, которые отчасти как ученики д-ра Арпада Мачкаши, а отчасти как его сотрудники работали вместе с ним и занимаются этой тематикой и в настоящее время. Первый из них — специалист по температурным параметрам экранов лучистого отопления, а второй — по лучистому отоплению крупных одноэтажных промышленных зданий, в которых требуется принудительная вентиляция. Там, где это возможно, автор постарался отделить их работы друг от друга.

Тематика книги разбита на девять разделов.

В I разделе рассматриваются теоретические основы лучистого теплообмена. Во введении к этому разделу автор стремился кратко обобщить теоретические и физические аспекты данного явления на языке, понятном для специалиста по инженерному оборудованию, занимающегося инженерной практикой. При составлении и исправлении материала помощь автору оказал Петер Бошан, которому автор приносит благодарность. В остальной части раздела описываются закономерности лучистого теплообмена, большое внимание уделяется методам расчета тепловых параметров лучистого отопления.

Во II разделе изложены теоретические методы расчета различных устройств для лучистого отопления, начиная от труб, замонтированных в бетон, и кончая источниками инфракрасного излучения. Наряду с этим описаны и конструктивные решения.

В III разделе рассмотрены теоретические основы расчета теплоощущения, приведены методы определения параметров при различных способах теплоотдачи тела человека, уравнения теплового комфорта, а также различные методы расчета, относящиеся к особым случаям лучистого отопления.

В IV разделе анализируется последовательность стадий практического расчета лучистого отопления, которую автор соблюдает и в дальнейших трех разделах (при расчете систем лучистого отопления для зданий различного назначения).

В V разделе речь идет в основном о расчете лучистого отопления для зданий промышленного и сельскохозяйственного назначения, ведь это область, в которую д-р Арпад Мачкаши внес больше всего новых идей. В этом разделе наряду с конкретными вопросами расчета теплотехнических параметров и теплоощущения рас-



сма­три­ва­ют­ся ре­зуль­та­ты про­из­ве­ден­ных на ме­сте кон­троль­ных за­ме­ров ха­рак­те­ри­стик смон­ти­ро­ван­ных ото­питель­ных уст­ройств, а так­же та­кие спе­ци­аль­ные ре­ше­ния, как при­ме­не­ние ма­сла в ка­че­стве те­пло­но­си­те­ля.

В VI раз­де­ле ана­ли­зи­ру­ют­ся си­сте­мы лучи­сто­го ото­п­ле­ния для ком­му­наль­ных зда­ний, в том чис­ле и рас­чет лучи­сто­го ото­п­ле­ния, сов­ме­щен­но­го с вен­ти­ля­ци­ей.

В VII раз­де­ле из­ло­же­ны во­про­сы, свя­зан­ные с ото­п­ле­нием жи­лых зда­ний, в том чис­ле при­ме­не­ние ото­питель­ных уст­ройств в на­руж­ных сте­но­вых па­не­лях.

В VIII раз­де­ле рас­сма­три­ва­ет­ся ре­гу­ли­ро­ва­ние си­сте­м лучи­сто­го ото­п­ле­ния, но толь­ко в об­щих чер­тах, так как оно в prin­ци­пе не от­ли­ча­ет­ся от ре­гу­ли­ро­ва­ния про­чих си­сте­м цен­траль­но­го ото­п­ле­ния. Ав­тор счи­та­ет не­це­лесо­об­раз­ным при­во­дить опи­са­ние си­сте­м ре­гу­ли­ро­ва­ния, по­сколь­ку они от­но­сят­ся к об­ла­сти ав­то­ма­ти­ки.

На­ко­нец, в IX раз­де­ле из­ло­же­ны во­про­сы, свя­зан­ные с э­ко­но­ми­че­ской рас­сма­три­ва­е­мо­го спо­со­ба ото­п­ле­ния, пре­жде все­го энер­ге­ти­че­ские ас­пек­ты. Раз­дел по­зво­ля­ет пред­ста­вить чи­та­те­лю, ка­кие ог­ром­ные воз­мож­но­сти (ко­то­рым до сих пор, к со­жа­ле­нию, уде­ля­лось не­до­статоч­но вни­ма­ния) име­ют­ся в об­ла­сти при­ме­не­ния си­сте­м лучи­сто­го ото­п­ле­ния.

В те­о­рии рас­че­та лучи­сто­го ото­п­ле­ния — пре­жде все­го это ка­са­ет­ся во­про­сов, свя­зан­ных с те­пло­ощу­ще­нием — в бли­жай­шее вре­мя, по всей ви­ди­мо­сти, сле­ду­ет ожи­дать су­ще­ствен­но­го раз­ви­тия. Од­на­ко ос­но­вы те­плотех­ни­че­ско­го рас­че­та раз­ра­бо­тал д-р Ар­пад Ма­чка­ши. Ав­тор на­де­ет­ся, что эта кни­га не толь­ко даст пол­ное пред­ста­в­ле­ние о лучи­сто­м ото­п­ле­нии, но и бу­дет до­стой­ным на­по­ми­на­нием о ра­бо­те, про­де­лан­ной А. Ма­чка­ши в дан­ной об­ла­сти.

# ВВЕДЕНИЕ

Некоторые виды лучистого отопления применялись уже в древности и в средние века в виде отопительных устройств, размещавшихся в полу или стенах. «Возрождение», широкое распространение этого вида отопления в наше время объясняется тремя основными причинами.

1. Существенное различие между условиями лучистого и конвективного теплообмена. Ведь общеизвестно, что используемый при расчете отопительного устройства коэффициент теплообмена  $\alpha$  состоит из двух составляющих:

$$\alpha = \alpha_c + \alpha_s. \quad (0.1)$$

Составляющая  $\alpha_c$  известна из закона конвективного теплообмена Ньютона

$$q_A = \alpha_c (t_A - t_f), \quad (0.2)$$

согласно которому плотность теплового потока между поверхностью и жидкостью пропорциональна разности между температурой на поверхности  $t_A$  и температурой жидкости  $t_f$ . Коэффициент пропорциональности называется коэффициентом конвективного теплообмена и обозначается  $\alpha_c$ . Основная формула аналитического расчета может быть записана в виде

$$\alpha_c = \frac{-\lambda(\partial t/\partial n)_A}{t_A - t_f} \quad (0.3)$$

Для практических расчетов установок лучистого отопления используют ряд зависимостей, в том числе

$$\alpha_c = a \sqrt[4]{\theta_K}, \quad (0.4)$$

где  $a$  — численный коэффициент;  $\theta_K$  — разность между температурой на поверхности и температурой окружающего воздуха.

В то же время для определения составляющей лучистого теплообмена расчет можно производить согласно закону Стефана — Больцмана, о котором ниже будет сказано подробнее, по зависимости

$$\alpha_s = C \frac{(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4}{t_1 - t_2} \quad (0.5)$$

При сопоставлении двух коэффициентов теплообмена сразу видно, что если при лучистом теплообмене необходимо принимать во внимание разность четвертых степеней температуры, то в случае конвекции — корень четвертой степени разности температуры. При этом значение коэффициента теплового излучения  $C = 5,0 - 5,3$  Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>) для установок лучистого отопления достижимо сравнительно простыми средствами [хотя значение для абсолютно черного тела, равное 5,78 Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>), в реальных условиях недостижимо]. В то же время величина  $a$  при вычислении коэффициента конвективного теплообмена колеблется от 0,5 до 2,8. Поэтому

с точки зрения передачи энергии при лучистом теплопоступлении теплообмен и теплоутилизация могут осуществляться более эффективно.

2. Согласно теории теплопередачи, стальные трубы с покрытием определенной толщины, собственная температура которых выше температуры окружающей среды, отдают последней больше теплоты, чем при отсутствии покрытия. Коэффициент теплопередачи изолированной трубы при расчете на единицу длины выражается известной зависимостью

$$k_{cs,sz} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_b d_b \pi} + \frac{1}{2\pi\lambda_{cs}} \ln \frac{d_k}{d_b} + \frac{1}{2\pi\lambda_{sz}} \ln \frac{d_{szk}}{d_k} + \frac{1}{\alpha_k d_{szk} \pi}} \quad (0.6)$$

где индекс *cs* означает трубу, *sz* — изоляцию, *b* — внутренний диаметр, *k* — наружный диаметр трубы, *szk* — наружный диаметр с изоляцией.

Пропускаемое количество теплоты максимально при минимальном значении знаменателя. Если известны теплоноситель и размеры и материал труб, то первые два члена знаменателя постоянны, а вторые два члена изменяются в зависимости от величин

$$R_1 = \frac{1}{2\pi\lambda_{sz}} \ln \frac{d_{szk}}{d_k}; \quad (0.7)$$

$$R_2 = 1/(\alpha_k d_{szk} \pi). \quad (0.8)$$

Если наружный диаметр трубы  $d_k$  принять за постоянную величину, то экстремальное значение  $(R_1 + R_2)$ , соответствующее  $d_{szk}$ , может быть вычислено по формуле

$$\frac{\partial (R_1 + R_2)}{\partial d_{szk}} = \frac{\partial \left( \frac{1}{2\pi\lambda_{sz}} \ln \frac{d_{szk}}{d_k} + \frac{1}{\alpha_k d_{szk} \pi} \right)}{\partial d_{szk}} = 0 \quad (0.9)$$

Если произвести дифференцирование, то

$$\frac{1}{2\pi\lambda_{sz}} \frac{1}{d_{szk}} - \frac{1}{d_{szk}^2 \pi \alpha_k} = 0. \quad (0.10)$$

Отсюда

$$d_{szk} = 2\lambda_{sz} / \alpha_k.$$

Вычисляя вторую производную, получаем положительную величину, поэтому при значении  $d_{szk}$ , определенном по формуле (0.10), коэффициент теплообмена имеет минимум, а количество проходящей теплоты — максимум.

Из уравнения (0.10) видно, что экстремальная величина не зависит от внутреннего диаметра  $d_{szb}$  изоляционного материала (наружного диаметра трубы).

Рассмотрим неизолированную стальную трубу, замоноличенную в бетон, часто применяемую при лучистом отоплении. Коэффициент теплопроводности стали  $\lambda = 58$  Вт/(м·°С), а  $\alpha_k$  примем равным 14 Вт/(м<sup>2</sup>·°С) (труба окружена воздухом, и излучение теплоты происходит беспрепятственно). Тогда

$$d_k = 2\lambda / \alpha_k = 116 / 14 = 8,29 \text{ м}. \quad (0.11)$$

Таким образом, неизолированная стальная труба с наружным диаметром  $d_k = 8,29$  м отдает наибольшее количество теплоты. Естественно, отдаваемое количество теплоты зависит и от внутреннего диаметра, но при любом данном внутреннем диаметре количество отдаваемой теплоты максимально, если наружный диаметр равен 8,29 м.

Часто применяемые изоляционные материалы типа «термалит» имеют коэффициент теплопроводности  $\lambda = 0,116$  Вт/(м·°С). Если оставить  $\alpha_k = 14,0$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С), то наружный диаметр  $d_{szk}$ , обеспечивающий максимальное количество передаваемой теплоты, составляет

$$d_{szk} = 2\lambda/\alpha_k = 0,232/14 = 0,0165 \text{ м} = 1,65 \text{ см.} \quad (0.12)$$

Поскольку на практике наименьшая толщина изоляции  $\Delta_{sz} = 30$  мм, а наименьший диаметр труб, применяемых для центрального отопления,  $d_k = 17$  мм, то наименьший внутренний диаметр изоляции

$$d_{szk} = 17 + 2 \cdot 30 = 77 \text{ мм} = 0,077 \text{ м.} \quad (0.13)$$

Коэффициенты теплопроводности изоляционных материалов, применяемых при устройстве отопительных установок, почти без исключения меньше 0,21 Вт/(м·°С). Соответствующий наружный диаметр

$$d_{szk} \leq 2 \cdot 0,21/14 = 0,033 \text{ м.} \quad (0.14)$$

Для отопительных установок теплоизоляцию с таким малым диаметром не применяют. Если же труба проходит через бетонный цилиндр ( $\lambda = 1,16$ ), то наибольшую теплоотдачу обеспечивает бетонное покрытие диаметром

$$d_k = 2 \cdot 1,16/14 \approx 0,17 \text{ м.} \quad (0.15)$$

На этом основано использование бетонных отопительных установок, потолочных установок типа «Криттал», отопительных установок в наружных стеновых панелях, а также применение экранов лучистого отопления.

3. За последние десятилетия научные исследования в области теплоощущений позволили выяснить условия тепловыделения и восприятия теплоты у людей, находящихся в закрытом помещении.

Уже давно известно, что теплообмен между телом человека и окружающей его средой в состоянии равновесия происходит по схеме, приведенной на рис. 0.1. Более подробно данные параметры рассмотрены в таблицах Браттке, Коллмара и Лизе (рис. 0.2). Из этих схем видна важная роль лучистого теплообмена. Дальнейшей целью исследователей было уже определение конкретных числовых величин при различных параметрах микроклимата, выполнении различной деятельности и т. д. На рис. 0.3 приведена одна из многочисленных диаграмм, отражающих результаты исследований.

Можно утверждать, что температура воздуха в помещении

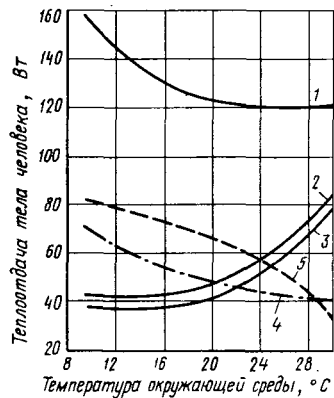
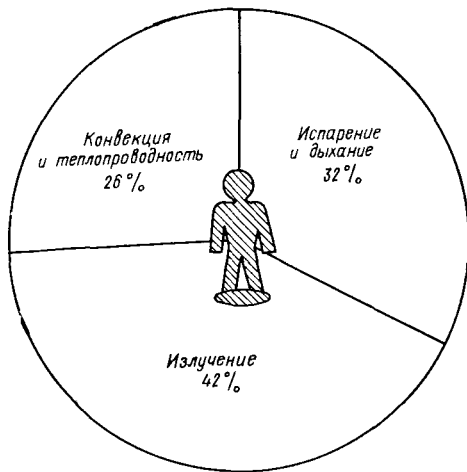


Рис. 0.3. Зависимость между теплоотдачей тела человека и температурой окружающей среды. Теплоотдача: 1 — общая; 2 — путем испарения и дыхания; 3 — испарением; 4 — конвекцией; 5 — излучением

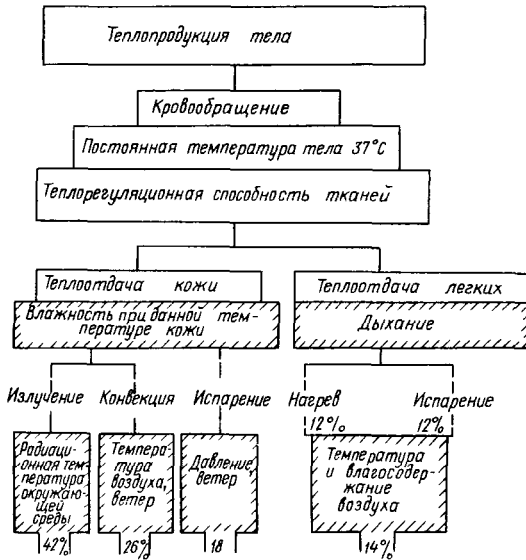


Рис. 0.1. Теплообмен между телом человека и окружающей средой в состоянии равновесия (по данным Каммерера)

Рис. 0.2. Распределение теплоотдачи тела человека (по данным Брадтке, Коалмара и Лизе)

01 | 03  
02 |

с лучистым отоплением может быть ниже, чем при конвективном отоплении. Человек отдает окружающей среде теплоту, вырабатываемую в ходе физиологического процесса, главным образом путем лучистого теплообмена и конвекции. При лучистом отоплении лучистая составляющая теплообмена тела человека сокращается из-за более высокой температуры, возникающей как на поверхности отопительного прибора, так и на поверхности некоторых внутренних ограждающих конструкций, поэтому при обеспечении одного и того же теплоощущения конвективные теплотери могут быть больше, т. е. температура воздуха в помещении меньше.

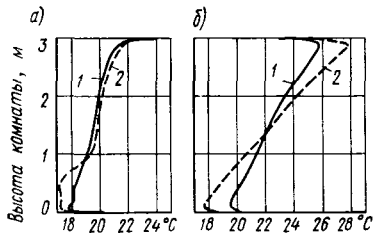


Рис. 0.4. Вертикальное распределение температуры при отоплении  
 а — лучистом (потолочном); б — конвективном (радиаторном); 1 — в центре комнаты; 2 — вблизи окна

Хотя этот вопрос ниже рассматривается подробнее, здесь хотелось бы сказать, что лучистый теплообмен играет решающую роль в формировании ощущения теплового комфорта у человека. Этот фактор также стимулировал распространение лучистого отопления, однако следует упомянуть о том, что в данной области имеется больше всего невыясненных вопросов и тем для исследований.

Наряду с тремя указанными выше основными причинами можно перечислить еще ряд преимуществ систем лучистого отопления, которые обуславливают желательность их применения.

4. Температура воздуха в помещении по вертикали изменяется более равномерно, чем при использовании конвективной системы отопления.

Рис. 0.4 позволяет сопоставить формирование температуры воздуха в помещении с лучистым или конвективным отоплением. Кривые на рис. 0.4, б относятся к конвективному отоплению при условии, что отопительное устройство размещено на наружной или внутренней стене.

5. Сказанное в пп. 1 и 2 подтверждает, что теплопотери в помещениях с лучистым отоплением меньше, чем в помещениях, отапливаемых главным образом за счет конвекции. Особенно значительной экономии можно достигнуть при лучистом отоплении крупных одноэтажных промышленных зданий.

6. Устройства для лучистого отопления не занимают полезную площадь помещения. Это касается не только отопительных установок, вмонтированных в ограждающие конструкции и потому невидимых, но и отопительных экранов систем лучистого отопления, поскольку их обычно размещают под потолком помещения, так что они не создают помех для установки оборудования.

7. Греющая поверхность летом может быть без переделки использована для охлаждения соответствующим хладагентом.

8. При конвективном отоплении происходит оседание пыли на стенах, при лучистом же отоплении этого не наблюдается.

9. В некоторых случаях при использовании лучистого отопления капитальные затраты меньше, чем при применении обычных систем отопления.

Для полноты следует упомянуть, хотя бы в общих чертах, и о недостатках, которые в дальнейшем будут рассмотрены подробнее:

в помещениях с большими удельными теплотерями трудно обеспечить приятное теплоощущение, особенно при потолочном отоплении;

температура в отопительном устройстве распределяется неравномерно, поэтому наблюдается и различное тепловое расширение, в связи с чем излучатели нужно очень тщательно разрабатывать и монтировать;

в распоряжении конструкторов и строителей имеется довольно мало стандартов и методов расчета, поэтому перед ними стоят очень ответственные и сложные задачи;

капитальные затраты на лучистое отопление, особенно при применении теплоносителя с низкой температурой, превышают капитальные затраты на отопительные приборы конвективной системы.

Последний из перечисленных недостатков в настоящее время в наибольшей степени препятствует дальнейшему распространению лучистого отопления.

## **I. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЛУЧИСТОГО ТЕПЛООБМЕНА**

### **1. ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ИЗЛУЧЕНИЯ**

С явлением лучистого теплообмена специалисты по инженерному оборудованию зданий встречаются часто, и в их задачу входит конструирование различных технических установок на основе соответствующих закономерностей. Такой задачей, наряду с прочим, является и расчет лучистого отопления, при этом принимаются во внимание хорошо известные основные законы излучения, используемые в инженерной практике. Однако для их лучшего понимания целесообразно знать физические основы этого явления и его закономерности, сформулированные на языке физики. В данном разделе мы стремились очень кратко сформулировать все то, что следует знать специалисту по инженерному оборудованию зданий. При составлении настоящего раздела были приняты во внимание советы физика Петера Бошана, а также положения книги д-ра Ласло Имре «Справочник по сушке» из раздела «Сушка лучистым теплом».

Лучистая теплота, или тепловое излучение, представляет собой одну из форм электромагнитного излучения. Электромагнитная волна — это изменяющийся во времени периодический электромагнитный сигнал в пространстве, состоящем из электрических и магнитных полей. Для его распространения необходимо время, а направление его распространения параллельно вектору напряженности электрического поля и магнитной индукции (поперечная волна).

Скорость распространения электромагнитных волн может быть определена по теории Максвелла:

$$c = 1 / \sqrt{\epsilon_0 \mu_0}, \quad (1.1)$$

где  $\epsilon_0$  — постоянная электрического поля;  $\mu_0$  — постоянная магнитного поля.

Следует заметить, что эта скорость, в отличие, например, от скорости волн в воде или звуковых волн не зависит от частоты. Практически можно возбуждать и наблюдать электромагнитные волны с любой длиной волны. Пользуясь табл. 1.1, можно установить характер теплового излучения при различных длинах волн.

ТАБЛИЦА 1.1. МОЛЕКУЛЯРНЫЕ И АТОМАРНЫЕ ЯВЛЕНИЯ, ВЫЗЫВАЮЩИЕ ИЗЛУЧЕНИЕ (ПО ДАННЫМ ИМРЕ)

Длина волны, м	Характер излучения	Явление
Менее $10^{-5}$	Радиоактивное	Переход в состояние возбужденного радиоактивного атомного ядра
$10^{-5}$ — $10^{-3}$	Рентгеновское	Изменение траектории внутренних электронов атома
$10^{-3}$ — $0,4$	Ультрафиолетовое	Изменение траектории наружных электронов атома
$0,4$ — $0,7$	Видимый свет	То же
$0,7$ — $10^2$	Инфракрасное	Изменение частоты колебаний и скорости вращения молекул

С точки зрения формирования электромагнитной волны очень важно то, что излучение создает ускоряющийся заряд, и энергия образующегося магнитного поля расходуется на ускорение заряда.

Тепловое излучение возникает за счет того, что атомы тела под действием теплоты движутся быстрее, а в случае твердого материала быстрее колеблются по сравнению с состоянием равновесия. При этом движении атомы сталкиваются. В результате неупругого столкновения внутренняя энергия одного или обоих атомов возрастает и энергия движения уменьшается. Одна из возможностей отдачи увеличивающейся внутренней энергии — испускание электромагнитных волн. Во время излучения электронная оболочка атома колеблется как микроскопическая антенна. Электромагнитное излучение либо возбуждает другой атом, либо покидает тело; это и есть тепловое излучение. Поскольку атомы движутся при любой температуре, все тела при любой температуре испускают теплоту. Энергия электромагнитной волны, т. е. сила излучения, при данной температуре зависит от длины волны.

Испускаемая энергия будет наибольшей при характерной длине волны  $\lambda_j$ , при этом форма кривой «энергия — длина волны» в идеальном случае зависит только от температуры излучающего тела и не зависит от материала. Длина волны, соответствующая максимальной испускаемой энергии, определяется соотношением

$$\lambda_j = b/T, \quad (1.2)$$

где  $b$  — независимая от материала постоянная, равная  $0,2884 \cdot 10^{-2}$  м/К.

Это так называемый закон Вина.

Вследствие особенностей испускаемых волн явления интерференции, а также закономерности поляризации, проникания и отра-



нения во всем спектре электромагнитных волн действительны и для теплового излучения.

Характерной особенностью излучаемой энергии является то, что в отличие от других основных видов передачи теплоты здесь нет необходимости в передающем промежуточном веществе, даже наоборот, скорость распространения волны максимальна в вакууме.

Полностью энергию  $q_e$ , проходящую через единицу поверхности тел, Вт/м<sup>2</sup>, можно определить суммированием потоков энергии, соответствующих отдельным длинам волн:

$$q_e = \int_0^{\infty} I_e d\lambda. \quad (1.3)$$

Поскольку  $I_e = I_e(\lambda, t)$ , полный поток энергии зависит от температуры:

$$q_e = q_e(T). \quad (1.4)$$

Поступающее излучение может быть поглощено или отражено материалом, а также может пройти сквозь него в зависимости от характера излучения и материала.

Воображаемое тело, поглощающее все поступающие потоки энергии  $Q_0$ , называется «абсолютно черным телом», абсорбционная способность которого при  $Q_0 = Q_a$

$$a = Q_a/Q_0 = 1. \quad (1.5)$$

Согласно закону Планка спектральная интенсивность излучения абсолютно черного тела, Вт/(м<sup>2</sup>·м),

$$I_e = \frac{c_1 \lambda^{-5}}{e^{c_2/T} - 1}, \quad (1.6)$$

где  $c_1 = 2\pi^5 c^2 h^3 / 15 = 3,73 \cdot 10^{-16}$  Вт·м<sup>2</sup>;  $c_2 = ch/k = 1,44 \cdot 10^{-2}$  м·К,  $k = 1,3804 \cdot 10^{-23}$  Дж/К — постоянная Больцмана;  $c = 2,9979 \cdot 10^8$  м/с — скорость света в вакууме;  $h = 0,663 \cdot 10^{-33}$  Дж·с — квант воздействия Планка.

Распределение спектральной интенсивности излучения абсолютно черного тела в зависимости от длины волны при различных значениях температуры  $T$  показано на рис. 1.1.

Модели абсолютно черного тела лучше всего соответствует закрытая полость, на стенке которой имеется очень малое отверстие. Излучение, проникающее в полость через это узкое отверстие, после повторного отражения на стенках с большой вероятностью будет полностью поглощено. Среди реальных тел особенностям абсолютно черных тел лучше всего соответствуют материалы с сильно расчлененной, но тонкой поверхностной структурой (например, иней). С точки зрения абсорбции теплового излучения обычно решающее значение имеет тонкая структура поверхности.

Очень гладкие (полированные) поверхности отражают тепловое излучение, и степень отражения (если  $Q_r$  — отражаемый поток энергии)

$$r = Q_r/Q_0 \quad (1.7)$$

значительна.

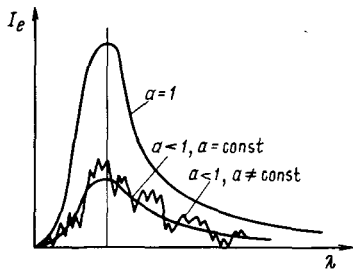
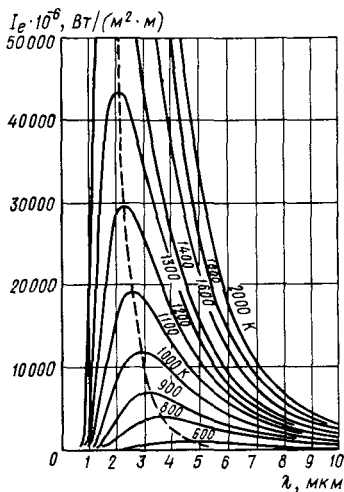


Рис. 1.2. Кривые спектральной интенсивности излучения абсолютно черного ( $a=1$ ), серого ( $a<1, a=const$ ) и реального тела ( $a<1, a \neq const$ ) по данным Имре

Рис. 1.1. Распределение спектральной интенсивности излучения абсолютно черного тела по Планку (по данным Имре)

Способность пропускать тепловое излучение у большинства твердых веществ

$$t = Q_i / Q_0 \tag{1.8}$$

равна 0.

Для реальных тел  $a < 1$ . Если при этом  $a = const$  и  $\lambda = const$ , то, согласно распространенной терминологии, тело называется «серым телом». Однако, поскольку для реальных тел  $a = a(\lambda, T, \varphi) \neq const$  (рис. 1.2), то серое тело можно считать только моделью излучения (угол  $\varphi$  характеризует направление излучения).

Очевидно, что

$$a(\lambda, T, \varphi) + r(\lambda, T, \varphi) + t(\lambda, T, \varphi) = 1. \tag{1.9}$$

Если тело «серое» ( $a < 1$ ), оно поглощает лишь часть поступающей энергии,  $Q_a = aQ_0$ , но, находясь в тепловом равновесии, столько же ее испускает, т. е.  $Q_e = aQ_0$  и коэффициент относительного излучения

$$\varepsilon = Q_e / Q_0 = a, \tag{1.10}$$

поэтому при тепловом равновесии способность тел излучать и абсорбировать теплоту равны (закон Кирхгофа). Характеристики тел тем больше приближаются к характеристикам абсолютно черного тела, чем ближе к 1 значение  $\varepsilon$ , поэтому  $\varepsilon$  еще называют степенью черноты.

Так как  $a = a(\lambda, T, \varphi)$ , то и  $\varepsilon = \varepsilon(\lambda, T, \varphi)$ . Соответствующие значения  $\varepsilon$  для излучения, поступающего по нормали к поверхности ( $\varphi = 0$ ) при различной температуре, приведены в табл. 1.2.

**ТАБЛИЦА 1.2. СТЕПЕНЬ ЧЕРНОТЫ РАЗЛИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ ПРИ ИЗЛУЧЕНИИ ПО НОРМАЛИ К ПОВЕРХНОСТИ**

Материал	Температура $T$ , °C	Степень черноты $\epsilon$
Алюминий:		
шлифованный	225—575	0,030—0,057
шероховатый	26	0,055
оксидированный при температуре 60 °C	200—600	0,11—0,19
Вольфрамовая нить	3300	0,39
Железо (электролитическое):		
литое, сырец	925—1115	0,87—0,95
оксидированное гладкое	125—525	0,78—0,82
шлифованное	425—1020	0,242
Сталь:		
листовая шлифованная	940—1100	0,52—0,61
листовая полированная со слоем оксида	25	0,82
оксидированная, шероховатая	40—370	0,94—0,97
Чугун:		
выплавной	1300—1400	0,29
обработанный	830—990	0,6—0,7
полированный	200	0,21
Латунь:		
прокатная, сырец	22	0,06
листовая, матовая	50—350	0,22
полированная	245—375	0,028—0,037
Медь:		
электролитическая шлифованная	80—115	0,018—0,023
пришабренная до блеска	22	0,072
оксидированная при температуре 600 °C	200—600	0,57—0,87
расплавленная	1075—1275	0,16—0,13
Свинец:		
чистый неоксидированный	125—225	0,057—0,075
серый оксидированный	25	0,281
оксидированный при температуре 200 °C	200	0,63
Серебро шлифованное чистое	225—625	0,0198—0,0324
Золото, тщательно отполированное	225—625	0,018—0,035
Платина:		
чистая, отшлифованные листы	225—625	0,054—0,104
нить	25—1230	0,036—0,192
Ртуть очень чистая	0—100	0,09—0,053
Цинк:		
товарный шлифованный	225—325	0,045—0,053
оксидированный при температуре 400 °C	400	0,11
оцинкованные стальные листы полиро- ванные	28	0,228
оцинкованные стальные листы, серые, оксидированные	24	0,276
Олово, облуженные полированные стальные листы	25	0,043—0,064
Молибденовая нить	725—2600	0,096—0,292
Никель:		
чистый шлифованный	225—375	0,07—0,087
оксидированный при температуре 600 °C	200—600	0,37—0,48
нихром	125—1034	0,64—0,76
Вода	0—100	0,95—0,963
Асбест	24—370	0,93—0,96
Гипс	20	0,906
Древесина дуба:		
остроганная	20	0,906
с необработанной поверхностью	20—100	0,92—0,94

Кварц плавленный шероховатый	20	0,932
Кирпич:		
красный шероховатый	20	0,93
шамотный глазурованный	1100	0,75
огнестойкий	—	0,8—0,9
Бумага серая матовая	20—100	0,92—0,94
Штукатурка шероховатая известковая	10—18	0,91
Мрамор сероватый шлифованный	22	0,931
Лак:		
белый	40—95	0,8—0,95
черный блестящий	25	0,875
черный неблестящий	40—95	0,96—0,98
Резина:		
листовая гладкая	23	0,945
мягкая серая шероховатая	24	0,859
Стекло гладкое	22	0,937
Рубероид	21	0,910
Битуминизированная бумага	20	0,8—0,9
Уголь очищенный с содержанием золы 0,9%	125—625	0,81—0,79
Фарфор эмалированный	22	0,924
Белые эмалированные стальные листы	19	0,897
Масляные краски различных цветов	100	0,92—0,96
Сажа свечная	95—270	0,952
Шеллак:		
черный матовый	75—145	0,91
черный блестящий на луженой стали	21	0,821
Алюминиевые краски	10	0,27—0,67

## 2. ПРИМЕНЕНИЕ ОСНОВНЫХ ФИЗИЧЕСКИХ ЗАКОНОВ И ЗАВИСИМОСТЕЙ ИЗЛУЧЕНИЯ В ОТОПИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКЕ

Выше были кратко изложены основные явления и зависимости теплового излучения с позиций современной физики. В отопительной практике эти законы используют в более простом и удобном для практического применения виде. Ниже рассмотрим их подробнее.

### 2.1. Основные законы

Различные вещества реагируют на тепловое излучение по-разному. Для единого подхода при рассмотрении этих явлений можно использовать понятие идеального абсолютно черного тела ( $a=1$ ). Закономерности, установленные для черного тела, с соответствующей коррекцией можно применить и для реальных тел ( $1 > a > 0$ ).

#### 2.1.1. Излучение черного тела.

*2.1.1.1. Абсолютно черное тело.* Абсолютно черное тело полностью поглощает падающее на него излучение, в то же время и способность испускать теплоту у него максимальна, т. е.  $\epsilon=1$ .

Как было сказано выше, среди тел, существующих в природе, иней — «самое черное тело». Его коэффициент излучения  $\epsilon=0,985$ .

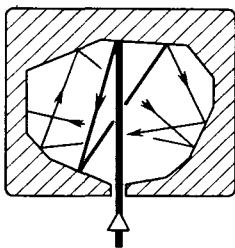
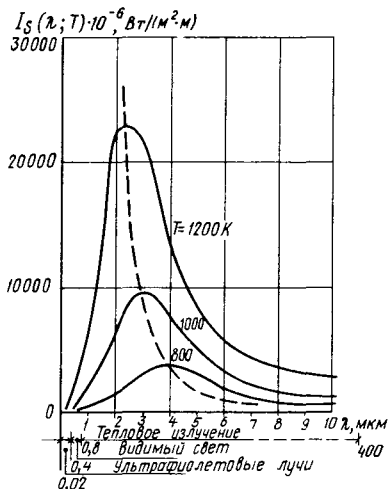


Рис. 2.1. Модель абсолютно черного тела

Рис. 2.2. Формирование интенсивности излучения в диапазоне длин волн, практически важным для отопления



Большая степень черноты может быть достигнута применением замкнутой оболочки, не пропускающей излучение, с отверстием, площадь которого незначительна по сравнению с площадью поверхности оболочки (рис. 2.1). Излучение, поступающее через отверстие и многократно отражающееся от стенок оболочки, из-за поглощающей способности стенок ослабляется или поглощается в такой степени, что частью поступающего излучения, отражаемой через отверстие, можно пренебречь. Таким образом, отверстие в оболочке играет роль черного тела, так как оно полностью поглощает поступающее внутрь излучение.

На основании закона Кирхгофа, рассматриваемого ниже, без особых доказательств вытекает, что излучение, выходящее через отверстие, может рассматриваться как излучение абсолютно черного тела.

**2.1.1.2. Закон Планка.** Интенсивность излучения абсолютно черного тела  $I_s$  (индекс  $s$  здесь означает абсолютно черное тело) определяется его температурой и длиной волны и вычисляется по формуле Планка (1.6). Интенсивность излучения в диапазоне длин волн, важном в практике отопления, для некоторых значений  $T$  показана на рис. 2.2.

В области элементарных длин волн, ограничиваемых длинами  $\lambda$  и  $\lambda + d\lambda$ , элементарную энергию, излучаемую с единицы поверхности,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ , можно выразить зависимостью

$$dE_s(\lambda, T) = I_s(\lambda, T) d\lambda. \quad (2.1)$$

**2.1.1.3. Закон Вина.** Согласно зависимости Планка, черные тела различной температуры дают максимальную интенсивность излучения при различной длине волны (см. рис. 2.2). Длина

волны  $\lambda_m$ , соответствующая максимальной интенсивности, может быть определена по уравнению

$$dI_s(\lambda, T)/d\lambda = 0 \quad (2.2)$$

После выполнения дифференцирования получаем зависимость

$$\lambda_m = 2896\mu/T. \quad (2.3)$$

Согласно последней формуле, со снижением температуры тела максимум излучаемой энергии смещается в направлении больших длин волн.

На рис. 2.2 место максимумов определяется точкой пересечения пунктирной линии и кривых  $T = \text{const}$ .

*2.1.1.4 Закон Стефана — Больцмана.* Вся энергия, излучаемая каким-либо телом, имеющим температуру  $T$ , в полусферическое пространство, определяется решением интеграла

$$E_s(T) = \int_{\lambda=0}^{\infty} I_s(\lambda, T) d\lambda. \quad (2.4)$$

Путем подстановки  $\xi = c_2/T$  в формулу (1.6) можно получить зависимость

$$E_s(T) = 6,494c_1/c_2^4 = \sigma_s T^4. \quad (2.5)$$

Этот закон Стефан доказал экспериментальным путем, а Больцман сформулировал его еще до выведения зависимости распределения Планка. Здесь  $\sigma_s$  — постоянная излучения абсолютно черного тела, равная  $5,78 \cdot 10^{-8}$  Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>). Этот закон на практике применяют в виде

$$E_s = c_s (T/100)^4 \text{ Вт/м}^2,$$

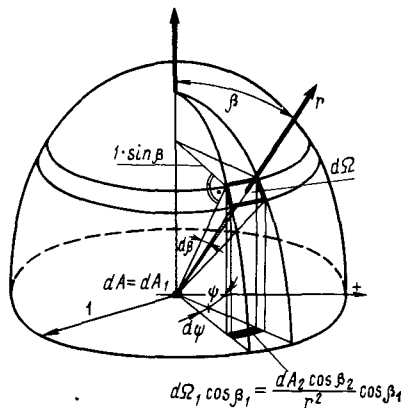
где

$$c_s = 10^8 \sigma_s = 5,78 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4).$$

*2.1.1.5. Законы Ламберта.* Согласно закону распределения Ламберта энергия, излучаемая из точечного источника на единицу площади сферических поверхностей, расположенных concentrically, обратно пропорциональна квадрату расстояния между ними. В соответствии с теоремой косинуса Ламберта между количествами энергии, излучаемой с поверхности под углом  $\beta$  к нормали и в перпендикулярном направлении (рис. 2.3), существует зависимость

$$E_\beta = E_n \cos \beta \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{ср)}. \quad (2.6)$$

С помощью этой теоремы можно также выразить зависимость между всей энергией, излучаемой в пространство полусферы, и энергией, излучаемой только в перпендикулярном направлении.



$$d\Omega_1 \cos \beta_1 = \frac{dA_2 \cos \beta_2}{r^2} \cos \beta_1$$

Зависимость (2.6) определяет излучение, испускаемое под углом  $\beta$ , при этом часть излучения, попадающая в пространственный угол  $d\Omega$  с единицы поверхности, Вт/м<sup>2</sup>, определяется соотношением

$$d^2 E_\beta = E_n \cos \beta d\Omega. \quad (2.7)$$

Из рис. 2.3 видно, что для сферы, радиус которой равен единице,

$$d\Omega = \sin \beta d\beta d\psi,$$

откуда

$$d^2 E_\beta = E_n \cos \beta \sin \beta d\beta d\psi. \quad (2.7a)$$

Тогда вся энергия, излучаемая в пространство полусферы,

$$E = E_n \int_{\psi=0}^{2\pi} d\psi \int_{\beta=0}^{\pi/2} \sin \beta \cos \beta d\beta = E_n \pi \quad (2.8a)$$

Таким образом, энергия, излучаемая с единицы поверхности в единицу пространственного угла только в перпендикулярном направлении, Вт/м<sup>2</sup>, равна

$$E_n = E/\pi. \quad (2.86)$$

**2.1.2. Излучение реальных тел.** Описанный Планком закон распределения дает максимальное значение излучаемой энергии при любых температуре и длине волны. Большую энергию тело не может испускать ни на отдельных длинах волн, ни в отдельных диапазонах. В действительности встречаются такие тела, которые при всех длинах волн и температурах испускают определенную долю энергии, излучаемой черным телом (рис. 2.4). Их называют серыми телами. Существуют и такие вещества, которые испускают излучение не на всех длинах волн, а в некоторых областях могут достигать волны излучения черного тела. Излучение таких тел называется избирательным (селективным). К ним относятся электрические про-

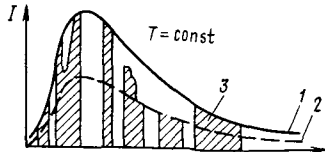


Рис. 2.4. Серые тела, испускающие определенную долю энергии, излучаемой черным телом

1 — излучение черного тела; 2 — излучение серого тела; 3 — избирательное излучение

Рис. 2.3. Теорема косинуса Ламберта

водники, а также газы. Твердые тела, используемые в отопительной технике, с достаточным приближением можно считать «серыми».

2.1.2.1. *Применение законов черного тела к серым телам.* Излучение  $E$  серого тела, согласно сказанному выше, можно учитывать как независимую от длины волны постоянную долю излучения черного тела с одинаковой температурой. Эту долю определяют по формуле

$$\varepsilon = \frac{E}{E_s} = \frac{C(T/100)^4}{C_s(T/100)^4} = \frac{C}{C_s} \quad (2.9)$$

и называют коэффициентом излучения или относительной способностью к излучению, а испускаемую энергию — излучательной способностью серого тела, или излучением. Коэффициент  $\varepsilon$  определяют экспериментально.

Распределение излучения реальных тел в зависимости от различных углов падения описывается законом косинуса Ламберта не совсем точно. Для них коэффициент излучения  $\varepsilon$  является средним значением коэффициентов  $\varepsilon_\beta$ , соответствующих отдельным направлениям.

На рис. 2.5 показано изменение коэффициентов излучения тел с шероховатой и отполированной поверхностью в зависимости от угла падения  $\beta$ . Для шероховатых тел  $\varepsilon \approx \varepsilon_{\beta=0}$ , а для гладких тел  $\varepsilon \approx 1,2\varepsilon_{\beta=0}$ .

Как для шероховатых, так и для гладких тел при изменении  $\beta$  от  $75^\circ$  до  $90^\circ$  коэффициент излучения резко уменьшается. При некоторых условиях это очень выгодно с точки зрения отопительной техники. Например, доля теплоты, излучаемой потолочными устройствами лучистого отопления на участки, расположенные вне зоны нахождения людей (на наружные стены, окна), меньше, чем доля, приходящаяся на пол.

2.1.2.2. *Закон Кирхгофа.* Приведенные выше зависимости описывают явления, связанные с излучением и поглощением тел, обособленно друг от друга. Закон Кирхгофа определяет соотношение между ними.

Представим себе отдельные абсолютно черное и серое тела с бесконечно большой плоской поверхностью, расположенные так близко друг к другу, чтобы они взаимооблучались (рис. 2.6). Из излучения  $E_s$  абсолютно черного тела серое тело поглощает часть  $aE_s$  и отражает часть  $(1-a)E_s$ . Таким образом, действительное излучение серого тела равно  $E + (1-a)E_s$ . Его полностью поглощает абсолютно черное тело.

Если  $T = T_s$ , то теплообмен как для черного, так и для серого тела  $q = E - aE_s = 0$ , поскольку, согласно второму закону термодинамики, в системе с равномерно распределенной температурой тепловой поток не возникает, и поэтому теплообмен равен 0. Тогда

$$E = aE_s. \quad (2.10a)$$

Отсюда, используя зависимость Стефана—Больцмана, получаем

$$C(T/100)^4 = aC_s(T/100)^4. \quad (2.10б)$$



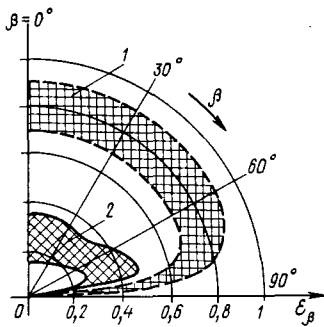


Рис. 2.5. Изменение коэффициентов излучения тел с шероховатой (1) и шлифованной (2) поверхностью в зависимости от угла падения

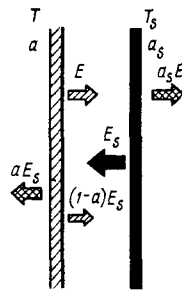


Рис. 2.6. Закон Кирхгофа для абсолютно черного и серого тел с бесконечно большими плоскими поверхностями

После упрощения

$$a = C/C_s. \quad (2.10в)$$

При сопоставлении этой формулы с зависимостью (2.9) получаем

$$a = \epsilon, \quad (2.11)$$

т. е., согласно закону Кирхгофа, поглощательная и излучательная способности серого тела равны. Это действительно для любой области длин волн.

## 2.2. Лучистый теплообмен между твердыми телами в проницаемой среде

Дальнейшее рассмотрение распространяется только на теплообмен между твердыми телами, находящимися в проницаемой среде и не пропускающими излучение. С точки зрения отопительной техники можно считать, что в большинстве случаев между поверхностями излучающих тел находится воздух, который при обычной температуре представляет собой проницаемую среду (при запыленности 1—5 мг/м<sup>3</sup>, относительной влажности до 60% и малой концентрации диоксида углерода). На некоторых рабочих местах бывает такая загрязненность воздуха, что приходится считаться и с ее влиянием (литейный цех, кузнечная мастерская, прокатный цех, малярный цех и т. д.).

Для упрощения рассмотрим теплообмен только между двумя поверхностями (при рассмотрении нескольких тел можно применять принцип суммирования). В зависимости от расположения этих поверхностей по отношению друг к другу можно различать два случая. К первому следует отнести поверхности, находящиеся в обычном положении, отражаемым излучением которых можно пренебречь, т. е. следует принимать во внимание только их собственное излучение. Ко второму относятся поверхности, находящиеся в особом положении (охватывающие друг друга или большие параллельные

поверхности), когда кроме собственного излучения во внимание принимается и многократно отраженное излучение.

В некоторых случаях допустимо упрощение, если значительно меньшую поверхность считают частью поверхности, поэтому на практике можно встретиться с явлением теплообмена как между частью поверхности и поверхностью, так и между поверхностями.

### 2.3. Лучистый теплообмен между двумя плоскими поверхностями

При описании метода расчета лучистого теплообмена между двумя плоскими поверхностями, находящимися в произвольном положении, следует исходить из общего представления о лучистом теплообмене (рис. 2.7). В соответствии с этой схемой поступающую в пространственный угол

$$d\Omega_1 = dA_r / r^2 \quad (2.12)$$

часть энергии, излучаемой элементарной площадкой  $dA_1$  под углом  $\beta_1$  по отношению к нормали  $n_1$  за единицу времени, можно считать бесконечно малой второго порядка и обозначить  $d^2E_1$ . Здесь  $r$  — радиус полусферы, расположенной вокруг поверхности;  $A_r$  — площадь поверхности сферы.

Энергия, излучаемая с единицы площади поверхности под углом  $\beta_1$  и поступающая в единицу пространственного угла

$$\Omega = A_r / r^2 = 1, \quad (2.13)$$

Вт/ (м<sup>2</sup>·ср), определяется зависимостью

$$E_1(\beta_1) = d^2E_1 / (dA_1 d\Omega). \quad (2.14)$$

Если направление излучения не отклоняется от нормали к излучающей поверхности, т. е.  $\beta_1 = 0$ , то энергия, излучаемая в пределах единицы угла, может быть вычислена. Это практически интенсивность излучения в направлении нормали  $E_{1n}$ .

Зависимость между интенсивностями излучения по нормали и в различных направлениях может быть определена на основании закона косинуса Ламберта:

$$E_1(\beta_1) = E_{1n} \cos \beta_1. \quad (2.15)$$

Энергия  $E_1$ , Вт/м<sup>2</sup>, излучаемая с единицы площади поверхности тела площадью  $A_1$  во всех направлениях пространства полусферы, может быть вычислена по формуле:

$$E_1 = \pi E_{1n}. \quad (2.16)$$

Согласно закону Стефана—Больцмана, эта энергия, Вт/м<sup>2</sup>, равна

$$E_1 = C_1 (T_1 / 100)^4, \quad (2.17)$$

где  $C_1$  — коэффициент излучения тела с площадью поверхности  $A_1$ , Вт/ (м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>);  $T_1$  — температура тела с площадью поверхности  $A_1$ , К.

Общую энергию  $E_{1\sigma}$  Вт, излучаемую со всей площади  $A_1$ , можно вычислить следующим образом:

$$E_{1\sigma} = A_1 E_1 = A_1 C_1 (T_1 / 100)^4. \quad (2.18)$$

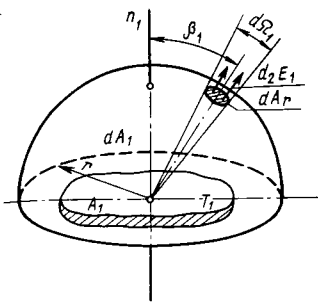


Рис. 2.7. Схема лучистого теплообмена между двумя телами произвольной ориентации

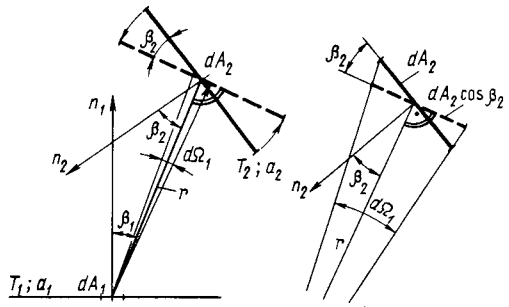


Рис. 2.8. Лучистый теплообмен между поверхностями, находящимися в произвольном положении, если пренебречь отраженным излучением и учитывать только собственное излучение (справа площадки 2.  $dA_2$  при увеличении)

С помощью приведенных выше основных уравнений можно определить лучистый теплообмен между двумя плоскими телами, находящимися в произвольном положении.

Рассмотрим плоские поверхности площадью  $A_1$  и  $A_2$ , имеющие температуру  $T_1$  и  $T_2$  и коэффициенты поглощения  $a_1$  и  $a_2$  (рис. 2.8), и рассчитаем теплообмен между этими поверхностями.

На основании закона Ламберта бесконечно малое излучение второго порядка, Вт, поступающее с элементарной площадкой  $dA_1$  и достигающее элементарной площадки  $dA_2$ , можно выразить следующей зависимостью:

$$d^2E_1 = E_{1n} \cos \beta_1 dA_1 d\Omega_1 \quad (2.19a)$$

Согласно рис. 2.8:

$$d\Omega_1 = dA_2 \cos \beta_2 / r^2.$$

Используя зависимости

$$E_{1n} = E_1 / \pi \text{ и } E_1 = a_1 C_s (T_1 / 100)^4,$$

получим:

$$d^2E_1 = a_1 C_s \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{r^2 \pi} dA_1 dA_2. \quad (2.19b)$$

Отсюда излучение, Вт, поглощаемое поверхностью  $dA_2$ :

$$d^2E_{1-2} = a_2 d^2E_1 = a_1 a_2 C_s \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{r^2} dA_1 dA_2. \quad (2.20)$$

Энергия, Вт, излучаемая с элементарной площадки  $dA_2$  и поглощаемая элементарной площадкой  $dA_1$ , равна:

$$d^2E_{2-1} = a_1 a_2 C_s \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 \frac{1}{\pi} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{r^2} dA_1 dA_2.$$

В этом случае теплообмен определяется разностью собственных излучений, так как элементарной площадке 2 достигает лишь незначительная часть энергии, отражающейся от элементарной пло-

шадки 1. Поэтому теплообмен элементарных площадок  $dA_1$  и  $dA_2$  выражается зависимостью

$$d^2Q_{1-2} = d^2E_{1-2} - d^2E_{2-1} = a_1 a_2 C_s \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \frac{1}{\pi} \times \\ \times \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{r^2} dA_1 dA_2 \text{ Вт.} \quad (2.21)$$

Введя коэффициент взаимного облучения

$$a_1 a_2 C_s = \frac{a_1 C_s a_2 C_s}{C_s} = \frac{C_1 C_2}{C_s} = C \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4), \quad (2.22)$$

получаем

$$d^2Q_{1-2} = C \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \frac{1}{\pi} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{2} dA_1 dA_2 \text{ Вт.} \quad (2.23)$$

Количество теплоты, передаваемой теплообменом между элементарной площадкой 1 и поверхностью 2, получается при интегрировании выражения (2.23) по площади  $A_2$ . Между элементарными площадками изменяется только геометрическое соотношение, выражаемое коэффициентом  $\cos \beta_1 \cos \beta_2 / r^2 dA_2$ , т. е.

$$dQ_{1-2} = C dA_1 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \frac{1}{\pi} \int_{A_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{r^2} dA_2 \text{ Вт.} \quad (2.24)$$

Выражение

$$C \left[ (T_1/100)^4 - (T_2/100)^4 \right] dA_1$$

определяет количество теплоты, которое элементарная площадка  $dA_1$  излучает во всех направлениях пространства полусферы, тогда выражение

$$\varphi_{1-2} = \frac{1}{\pi} \int_{A_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{r^2} dA_2 \quad (2.25)$$

показывает, какая часть полного излучения, идущего с элементарной площадки 1 в полусферическое пространство, попадает на поверхность 2, или какая доля всего излучения, поступающего на площадку 1 из полусферического пространства, идет с поверхности 2.

Коэффициент  $\varphi$  в дальнейшем будем называть коэффициентом облученности между элементарной площадкой и поверхностью.

Количество теплоты, которым обмениваются две полные поверхности, можно определить суммированием элементарных энергий, которыми обмениваются бесконечное число элементов площадью  $dA_1$ , находящихся на поверхности площадью  $A_1$ , и поверхность площадью  $A_2$ , иными словами, интегрированием выражения (2.24) по площади  $A$ :

$$Q_{1-2} = C \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \frac{1}{\pi} \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{r^2} dA_2 dA_1$$

или

$$Q_{1-2} = C [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4] \int_{A_2} \varphi_{1-2} dA_1 \text{ Вт.} \quad (2.26)$$

Лучистый теплообмен между поверхностями 1 и 2 можно выразить также уравнением

$$Q_{1-2} = A_1 C [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4] \Phi_{1-2} \text{ Вт.} \quad (2.27)$$

Здесь произведение  $A_1 C [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4]$  определяет теплообмен поверхности 1, имеющей абсолютную температуру  $T_1$ , с охватывающей ее поверхностью, имеющей температуру  $T_2$ . Согласно рис. 2.8, до поверхности 2 доходит только часть излучения, испускаемого поверхностью 1. Эту часть выражает коэффициент  $\Phi_{1-2}$ , который представляет собой средний коэффициент облученности поверхности 2 поверхностью 1. Слово «средний» указывает на то, что коэффициенты облученности поверхности 2 бесчисленным множеством элементарных площадок  $dA_1$  на поверхности 1 представляют собой переменные величины, зависящие от их взаимного расположения. По ним ниже будет вычислено среднее значение  $\Phi_{1-2}$ .

Из двух приведенных выше уравнений получаем

$$Q_{1-2} = A_1 C \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \Phi_{1-2} =$$

$$= C \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{r^2} dA_1 dA_2, \quad (2.28)$$

откуда средний коэффициент облученности

$$\Phi_{1-2} = \frac{1}{A_1} \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{r^2} dA_1 dA_2 \quad (2.29a)$$

и, соответственно:

$$\Phi_{1-2} = \frac{1}{A_1} \int_{A_1} \varphi_{1-2} dA_1. \quad (2.29b)$$

Последние уравнения получены исходя из закономерностей теплообмена на поверхности площадью  $A_1$ . Естественно, количество теплоты, участвующей в теплообмене, может быть выражено через поверхность площадью  $A_2$  и коэффициент облученности поверхностью 2 поверхности 1:

$$Q_{2-1} = A_2 C [(T_2/100)^4 - (T_1/100)^4] \Phi_{2-1} =$$

$$= A_2 C [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4] \Phi_{2-1}. \quad (2.30)$$

Таким образом, наблюдающийся теплообмен описан с двух точек зрения, ведь теплоотдача поверхности 1 в направлении поверхности 2 такая же, как теплопоглощение поверхности 2 от поверхности 1, и наоборот. Поэтому

$$Q_{1-2} = Q_{2-1}, \quad (2.31)$$

и отсюда вытекает очень важная и часто используемая в расчетах зависимость

$$\Phi_{1-2} A_1 = \Phi_{2-1} A_2. \quad (2.32)$$

Зависимость (2.27) в виде

$$Q_{1-2} = A_1 C [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4] \text{ Вт} \quad (2.27a)$$

действительна только для случая, когда коэффициент облученности  $\Phi_{1-2} = 1,0$ , т. е. максимален. Однако такой случай при обычном положении поверхностей не наблюдается и может быть только у параллельных друг другу бесконечно больших или охватывающих друг друга поверхностей, что будет рассмотрено ниже. В последних случаях во внимание следует принимать и отражаемое излучение. Таким образом, зависимость (2.27a) приемлема только для приближенных расчетов.

#### 2.4. Лучистый теплообмен между двумя охватывающими друг друга поверхностями и двумя параллельными очень большими плоскими поверхностями

Положение двух поверхностей, охватывающих друг друга, схематически показано на рис. 2.9, а. Особенность расположения данных поверхностей заключается в том, что если все излучение, исходящее от всех точек одной из поверхностей, может достигнуть другой поверхности, то в обратном направлении этого не происходит. Геометрическое соотношение поверхностей определяет значение коэффициента облученности между поверхностями, т. е.

$$\Phi_{1-2} = 1, \quad (2.33a)$$

и поэтому, принимая во внимание зависимость (2.32), получаем

$$\Phi_{2-1} = (A_1/A_2) \Phi_{1-2} = A_1/A_2. \quad (2.33b)$$

Если поверхность 1 увеличить настолько, что она почти достигнет площади поверхности 2, или развернуть эти поверхности и увеличить их размеры еще больше, то мы получим две такие параллельные друг другу поверхности (рис. 2.9, б), которые излучают только в направлении друг друга, поскольку излучение на краях незначительно мало. При этом

$$\Phi_{1-2} \approx \Phi_{2-1} = 1. \quad (2.34)$$

Отражение излучения между поверхностями математически можно вычислить с учетом геометрических соотношений и коэффициентов излучения (рис. 2.10).

Собственное излучение плоской поверхности 1 обозначим  $E_1$ ; поверхность 2 поглощает из него часть  $a_2 E_1$ , отражает часть  $(1-a_2)E_1$  и т. д. То же самое действительно и для излучения поверхности 2. Собственное и отраженное излучение поверхности образуют эффективное излучение. Его можно определить при расчетах путем суммирования бесконечной геометрической последовательности, выражающей отраженные количества энергии. Иначе говоря, действительное излучение одной из плоских поверхностей образуется собственным излучением и отражаемой частью эффективного излучения другой плоской поверхности, т. е. при расчете

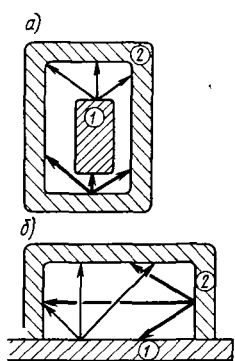


рис. 2.9. Охватывающие друг друга (а) и параллельные (б) поверхности

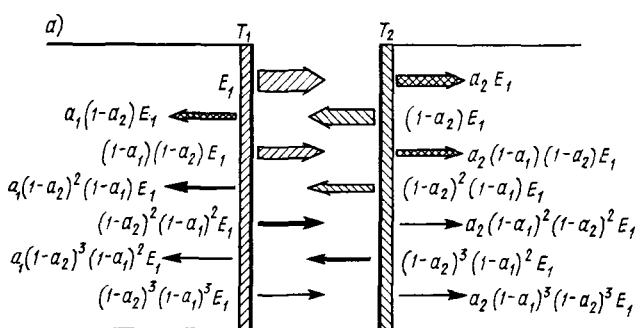


рис. 2.10. Лучистый теплообмен между двумя охватывающими друг друга поверхностями (а) и двумя параллельными очень большими плоскими поверхностями (б)

за единицу поверхности получаем:

$$E_{1v} = E_1 + (1 - \alpha_1)E_{2v}, \quad (2.35a)$$

$$E_{2v} = E_2 + (1 - \alpha_2)E_{1v}. \quad (2.35б)$$

Для тел, охватывающих друг друга, соотношения излучения значительно сложнее, при этом из реального излучения тела 2 тело 1 поглощает только излучение  $\Phi_{2-1}\alpha_1 Q_{2v}$  (введение символа  $Q$  обусловлено тем, что в данном теплообмене рассматриваются не единичные, а полные поверхности), остальное же излучение, т. е.  $Q_{2v} - \Phi_{2-1}\alpha_1 Q_{2v} = Q_{2v}(1 - \Phi_{2-1}\alpha_1)$ , достигает тела 2. В соответствии с этим реальное излучение, достигающее тела 2, состоит из собственного излучения тела 1 и упомянутого выше излучения, не поглощенного телом 1, т. е.

$$A_1 E_1 + Q_{2v}(1 - \Phi_{2-1}\alpha_1) = Q_{1v}. \quad (2.36a)$$

Реальное же излучение тела 2 состоит из собственного излучения  $A_2 E_2$ , а также из излучения  $Q_{1v}(1 - \alpha_2)$ , не поглощенного из  $Q_{1v}$ , т. е.

$$Q_{2v} = A_2 E_2 + Q_{1v}(1 - \alpha_2). \quad (2.36б)$$

Результатом лучистого теплообмена является разность  $Q_{1v} - Q_{2v}$ .

Принимая во внимание более общий случай (2.36a) и вычисляя  $Q_{1v}$  и  $Q_{2v}$  по формуле (2.36б), получаем

$$Q_{1v} = \frac{A_1 E_1 + A_2 E_2 (1 - \alpha_1 \Phi_{2-1})}{\alpha_1 \Phi_{2-1} + \alpha_2 - \alpha_1 \alpha_2 \Phi_{2-1}}, \quad (2.37a)$$

$$Q_{2v} = \frac{A_2 E_2 + A_1 E_1 (1 - \alpha_2)}{\alpha_1 \Phi_{2-1} + \alpha_2 - \alpha_1 \alpha_2 \Phi_{2-1}}. \quad (2.37б)$$

Можно доказать, что для серых тел  $Q_{1v} > A_1 E_1$  и  $Q_{2v} > A_2 E_2$ , поскольку  $a_1 < 1$ ;  $a_2 < 1$ ;  $\Phi_{2-1} \leq 1$ .

Количество теплоты, переходящей при теплообмене между охватывающими друг друга поверхностями, вычисляется по формуле

$$Q_{1-2} = Q_{1v} - Q_{2v} = \frac{A_1(E_1/a_1) - (E_2/a_2)}{1/a_1 - (A_1/A_2)[(1/a_2) - 1]}, \quad (2.38a)$$

или, с учетом зависимости Стефана—Больцмана, по формуле

$$\begin{aligned} Q_{1-2} &= \frac{A_1 C_s [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4]}{1/a_1 + (A_1/A_2)[(1/a_2) - 1]} = \\ &= A_1 C \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \end{aligned} \quad (2.38b)$$

откуда

$$\begin{aligned} C &= \frac{C_s}{1/a_1 + (A_1/A_2)[(1/a_2) - 1]} = \\ &= \frac{1}{1/C_1 + (A_1/A_2)[(1/C_2) - (1/C_s)]} \quad \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4). \end{aligned} \quad (2.39)$$

Из выражений (2.38) и (2.39) для параллельных поверхностей (т. е. когда  $A_1 = A_2$  и  $\Phi_{2-1} = 1$ ) можно получить следующую зависимость:

$$\begin{aligned} Q_{1-2} &= \frac{A_1 C_s [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4]}{1/a_1 + 1/a_2 - 1} = \\ &= A_1 C [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^2] \text{ Вт}, \end{aligned} \quad (2.40)$$

при этом

$$\begin{aligned} C &= \frac{C_s}{1/a_1 + 1/a_2 - 1} = \\ &= \frac{1}{1/C_1 + 1/C_2 - 1/C_s}. \end{aligned} \quad (2.41)$$

Практическое определение коэффициента взаимного облучения облегчается при использовании диаграммы, приведенной на рис. 2.11. Зависимости (2.22), (2.39) и (2.41) доказывают тот очевидный факт, что коэффициент взаимного облучения максимален для охватывающих друг друга тел и минимален, если положение этих двух тел по отношению друг к другу произвольно.

В особом случае лучистого теплообмена двух параллельных плоских поверхностей, между которыми расположено несколько пластин (рис. 2.12), образуется так называемая пленочная изоляция. Для этого применяют алюминиевые листы, имеющие небольшой коэффициент излучения. Тепловое излучение между внутренней 1 и наружной 2 стенами, Вт/м<sup>2</sup>, можно вычислить по следующей зависимости:

$$q_{1-2} = C_f [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4], \quad (2.42)$$

где для листов с одинаковым поглощением  $a_f$

$$C_f = \frac{C_s}{1/a_1 - 1/2 + 1/a_2 - 1/2 + 2n[(1/a_f) - 1/2]} \quad (2.43)$$



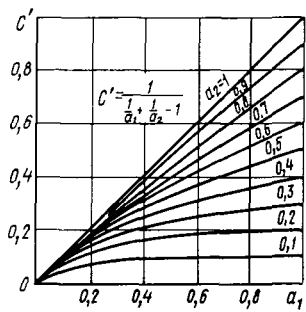


Рис. 2.11. Диаграмма для определения коэффициента взаимного облучения

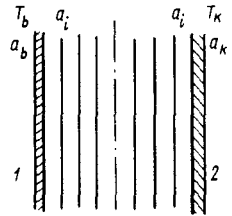


Рис. 2.12. Особый случай лучистого теплообмена между параллельными плоскими поверхностями (между двумя поверхностями находится несколько листов)

Если  $a_i \ll a_1 \approx a_2$ , то при сопоставлении зависимостей (2.41) и (2.43) получается, что  $C_i \ll C$ .

Следует иметь в виду, что здесь рассмотрено только влияние теплового излучения. Необходимо, кроме того, принимать во внимание явления теплопроводности и конвекции.

### 3. МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ОБЛУЧЕННОСТИ

Теплообмен между двумя произвольными поверхностями площадью  $A_1$  и  $A_2$ , как было подробно рассмотрено выше, можно определить по зависимости

$$Q_{1-2} = C \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \frac{1}{\pi} \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{r^2} dA_2 dA_1. \quad (3.1)$$

Часть данной зависимости, стоящую после квадратных скобок, деленную на площадь  $A_1$ , называют коэффициентом облученности.

При лучистом теплообмене двух тел (если принимать во внимание постоянные разности температуры и коэффициенты излучения) от этого коэффициента, точнее от его изменения зависит величина теплообмена. Поскольку на практике встречается множество вариантов расположения тел по отношению друг к другу, целесообразно посвятить способам определения коэффициента облученности отдельную главу, рассмотрев наиболее вероятные случаи расположения тел. При расчете коэффициента облученности рассматривают следующие случаи.

1. Лучистый теплообмен между поверхностью и элементарной площадкой. Такая задача возникает при оценке теплоощущения, обеспечиваемого лучистым отоплением, когда требуется определить теплообмен между поверхностью отопительного прибора и элементарной площадкой на голове человека, считающейся сопоставляемым участком поверхности.

2. Лучистый теплообмен между поверхностями. Эта задача также встречается часто, например, необходимо определять лучистую теплоотдачу лучистого отопительного прибора в направлении поверхности наружной стены.

3. Лучистый теплообмен между геометрической плоскостью и реальной поверхностью человеческого тела. Метод расчета для данного

случая можно считать новейшим при определении лучистого теплообмена тела человека (разработка метода связана с именем Фангера). Основной принцип этого метода состоит в том, что при расчете лучистого теплообмена следует принимать во внимание всю поверхность тела человека, а не только площадку на голове.

Указанные методы применяют не только при использовании лучистого отопления, но прежде всего при оценке теплоощущения, создаваемого асимметричными излучающими поверхностями (например, холодная или теплая стена, окно).

### 3.1. Определение коэффициента облученности между поверхностью и элементарной площадкой путем расчета

На практике коэффициент облученности довольно редко определяют расчетным путем, поскольку для этого приходится пользоваться весьма сложными зависимостями, что затруднительно при проведении расчета «вручную».

Как исходный случай определим коэффициент облученности между плоскостью ( $a \times b$ ) призмы с ребрами  $a \times b \times h$  и элементарной площадкой, расположенной перпендикулярно ей на расстоянии  $h$ .

Интегрирование части основного уравнения лучистого теплообмена (3.1), выражающей коэффициент облученности, дает следующую зависимость:

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \left[ \left( \frac{a}{\sqrt{h^2 + a^2}} \operatorname{arctg} \frac{b}{\sqrt{h^2 + a^2}} + \frac{b}{\sqrt{h^2 + b^2}} \operatorname{arctg} \frac{a}{\sqrt{h^2 + b^2}} \right) \cos \beta - \left( \frac{b}{\sqrt{h^2 + a^2}} \operatorname{arctg} \frac{b}{\sqrt{h^2 + a^2}} - \operatorname{arctg} \frac{b}{h} \right) \sin \beta \right]. \quad (3.2)$$

Если элементарная площадка и поверхность параллельны друг другу, то  $\beta = 0$ , и тогда

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \left( \frac{a}{\sqrt{h^2 + a^2}} \operatorname{arctg} \frac{b}{\sqrt{h^2 + a^2}} + \frac{b}{\sqrt{h^2 + b^2}} \operatorname{arctg} \frac{a}{\sqrt{h^2 + b^2}} \right) \quad (3.3)$$

Если элементарная площадка расположена в плоскости, перпендикулярной поверхности, т. е.  $\beta = 90^\circ$ , то различают два случая. В первом случае поверхность находится в плоскости, ограничиваемой ребром  $a$ , и тогда

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \left( \operatorname{arctg} \frac{a}{h} - \frac{h}{\sqrt{h^2 + b^2}} \operatorname{arctg} \frac{b}{\sqrt{h^2 + b^2}} \right), \quad (3.4)$$

а во втором случае — в плоскости, ограничиваемой ребром  $b$ , тогда

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \left( \operatorname{arctg} \frac{b}{h} - \frac{h}{\sqrt{h^2 + a^2}} \operatorname{arctg} \frac{b}{\sqrt{h^2 + a^2}} \right). \quad (3.5)$$

Следует заметить, что зависимости (3.2), (3.3) и (3.5) касаются только особых случаев, когда рассматриваемая элементарная площадка расположена на расстоянии  $h$  от плоскости  $a \times b$ , считаю-

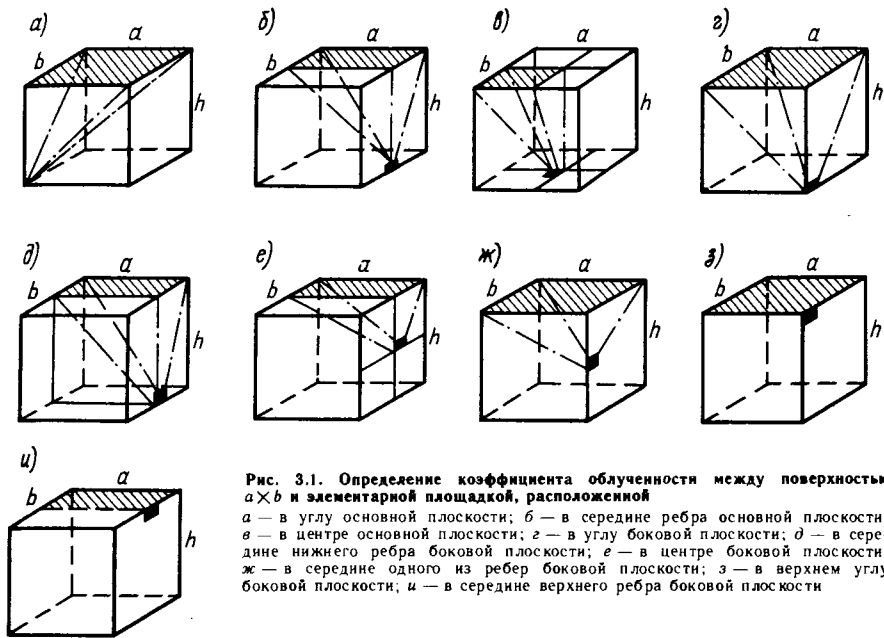


Рис. 3.1. Определение коэффициента облученности между поверхностью  $a \times b$  и элементарной площадкой, расположенной

$a$  — в углу основной плоскости;  $b$  — в середине ребра основной плоскости;  $c$  — в центре основной плоскости;  $d$  — в середине нижнего ребра боковой плоскости;  $e$  — в центре боковой плоскости;  $z$  — в середине одного из ребер боковой плоскости;  $z$  — в верхнем углу боковой плоскости;  $u$  — в середине верхнего ребра боковой плоскости

щейся излучающей поверхностью, однако во всех случаях непосредственно у какой-либо угловой точки.

Рассмотрим варианты расчета коэффициентов облученности для различных точек (элементарных площадок) кубообразного помещения, используя соответствующие зависимости.

**Первый случай.** В теплообмене участвуют поверхность  $(a \times b)$  и элементарная площадка, расположенная в углу основной плоскости (рис. 3.1, а). Пусть  $a = b = h = 1$ , тогда из уравнения (3.3) имеем

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \left( \frac{1}{\sqrt{1^2 + 1^2}} \operatorname{arctg} \frac{1}{\sqrt{1^2 + 1^2}} + \frac{1}{\sqrt{1^2 + 1^2}} \operatorname{arctg} \frac{1}{\sqrt{1^2 + 1^2}} \right) = 0,139$$

**Второй случай.** Пусть элементарная площадка будет расположена у середины ребра, ограничивающего основную плоскость (рис. 3.1, б). Здесь можно считать, что элементарная площадка относится к двум призмам размером  $a \times (b/2) \times h$  и поэтому доля лучей, поступающих с потолка на элементарную площадку, будет вдвое больше, чем для одной призмы, т. е.

$$\varphi = \frac{2}{2\pi} \left( \frac{1}{\sqrt{1^2 + 1^2}} \operatorname{arctg} \frac{0,5}{\sqrt{1^2 + 0,5^2}} + \frac{0,5}{\sqrt{1^2 + 1^2}} \operatorname{arctg} \frac{1}{\sqrt{1^2 + 0,5^2}} \right) = 0,181$$

**Третий случай.** Элементарная площадка находится в центре основной плоскости (рис. 3.1, в). Можно рассматривать четыре призмы, ребра которых  $a/2 = b/2 = 0,5$ , а высота  $h = 1$ , поэтому

$$\varphi = \frac{4}{2\pi} \left( \frac{0,5}{\sqrt{1^2 + 0,5^2}} \operatorname{arctg} \frac{0,5}{\sqrt{1^2 + 0,5^2}} + \frac{0,5}{\sqrt{1^2 + 0,5^2}} \operatorname{arctg} \frac{0,5}{\sqrt{1^2 + 0,5^2}} \right) = 0,$$

**Четвертый случай.** Элементарная площадка расположена в углу боковой плоскости,  $a=b=h=1$  (рис. 3.1, з). При этом

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \left( \operatorname{arctg} \frac{1}{1} - \frac{1}{\sqrt{1^2 + 1^2}} \operatorname{arctg} \frac{1}{\sqrt{1^2 + 1^2}} \right) = 0,0558$$

**Пятый случай.** Элементарная площадка находится на середине нижнего ребра боковой плоскости (рис. 3.1, д);  $a=h=1, b=0,5$ . Здесь

$$\varphi = \frac{2}{2\pi} \left( \operatorname{arctg} \frac{0,5}{1} - \frac{1}{\sqrt{1^2 + 1^2}} \operatorname{arctg} \frac{1}{\sqrt{1^2 + 1^2}} \right) = 0,07$$

**Шестой случай.** Элементарная площадка расположена в центре боковой плоскости (рис. 3.1, е);  $a=1, b/2=h/2=0,5$ . В данном случае

$$\varphi = \frac{2}{2\pi} \left( \operatorname{arctg} \frac{0,5}{0,5} - \frac{0,5}{\sqrt{0,5^2 + 1^2}} \operatorname{arctg} \frac{0,5}{\sqrt{0,5^2 + 1^2}} \right) = 0,191$$

**Седьмой случай.** Элементарная площадка находится в середине одного из ребер боковой плоскости (рис. 3.1, ж);  $a=b=1; h/2=0,5$ . Здесь

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \left( \operatorname{arctg} \frac{1}{0,5} - \frac{0,5}{\sqrt{0,5^2 + 1^2}} \operatorname{arctg} \frac{1}{\sqrt{0,5^2 + 1^2}} \right) = 0,126$$

Если элементарная площадка находится на верхнем ребре боковой плоскости в углу [восьмой случай (рис. 3.1, з)] или в середине [девятый случай (рис. 3.1, и)], то зависимость (3.4) не имеет смысла, поскольку знаменатель первого члена  $h=0$ .

Если элементарная площадка  $dA_1$  находится под осью симметрии какой-либо поверхности площадью  $A_2=2a \times 2b=4ab$  на расстоянии  $h$  и  $b \neq a$  (рис. 3.2), то

$$\varphi_{dA_1 - A_2} = \frac{1}{2} \left[ \frac{\xi + a}{\sqrt{h^2 + (\xi + a)^2}} - \frac{\xi - a}{\sqrt{h^2 + (\xi - a)^2}} \right] - \frac{2a}{\pi b} \frac{h^2 + \xi^2 - a^2}{h^2 + \xi^2 - a^2 + b^2} \quad (3.6)$$

Эту зависимость можно использовать для расчета отопления одноэтажного промышленного здания, обогреваемого отопительными экранами, или для расчета потолочного отопления.

Для быстрого вычисления по зависимости (3.6) предназначены номограммы, приведенные на рис. 3.3 и 3.4. Номограмма на рис. 3.3 служит для вычисления  $\frac{1}{2}$  члена, заключенного в квадратные скобки,  $\varphi_1$ , а номограмма на рис. 3.4 — для вычисления второго члена  $\varphi_2$ .

Эти номограммы без каких-либо ограничений могут быть использованы и для случая, когда  $\xi=0$ . При этом величина  $\varphi_1$  на рис. 3.3 может быть определена по ординате  $\xi/a=0$ , а параметр  $(h^2 + \xi^2)/a^2$  принимает вид  $h^2/a^2$  в номограмме, применяемой для определения  $\varphi_2$  (см. рис. 3.4).

Рис. 3.2. Определение коэффициента облученности между поверхностью и элементарной площадкой, расположенной на расстоянии  $h$  под линией симметрии поверхностью площадью  $4ab$

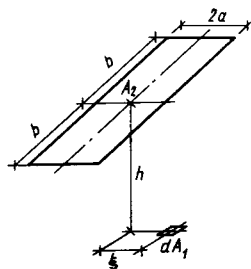
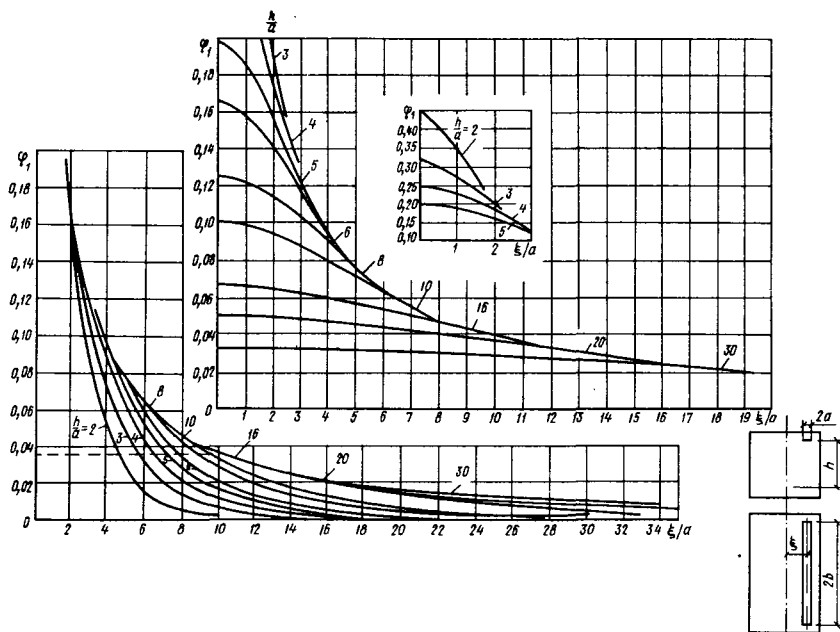


Рис. 3.3. Всюмогательная номограмма для определения  $\varphi$  по формуле (3.6)



Тогда при  $\xi = 0$

$$\varphi_{dA_1 - A_2} = \frac{1}{\sqrt{(h/a)^2 + 1}} - \frac{2}{\pi} \frac{a}{b} \frac{(h/a)^2 - 1}{(h/a)^2 - 1 + (b/a)^2} \quad (3.7)$$

Если кроме, того, еще и  $h \gg a$ , то для экрана, находящегося на оси симметрии:

$$\varphi_{dA_1 - A_2} = a/h.$$

На рис. 3.5 приведена схема, а на рис. 3.6 — номограммы для определения коэффициента облученности квадратными нагревателями. Часто для вычислений используется принцип суммирования или вычитания коэффициентов облученности (рис. 3.7), при этом

$$\varphi_{dA_1 - 2A_2} = \varphi_{dA_1 - 4ab'} - \varphi_{dA_1 - 4ab''} \quad (3.8)$$

Наконец, хорошее приближение для эмпирического определения значения  $\varphi$  в случае крупных одноэтажных промышленных зданий,

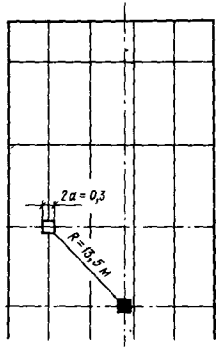
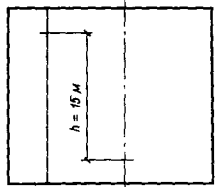
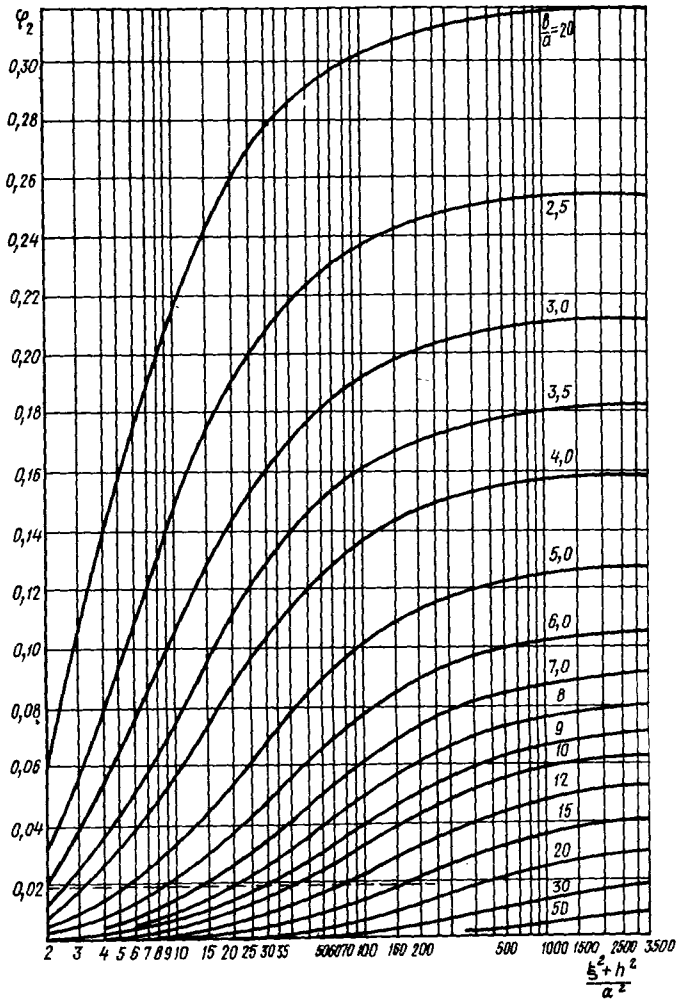


Рис. 3.5. Схема для определения коэффициента облученности квадратными лучистыми отопительными приборами

Рис. 3.4. Вспомогательная номограмма для определения второго члена зависимости (3.6)

которые имеют совокупность экранов, расположенных под потолком, дает зависимость

$$\varphi_{dA_1 - \Sigma A_i} \approx \varphi_{dA_1 - A_M} (\Sigma A_i) / A_M, \quad (3.9)$$

где  $A_M$  — площадь, ограниченная контурами обогреваемой поверхности;  $\Sigma A_i$  — сумма площадей греющих поверхностей.

Подобному принципу можно следовать в том случае, если требуется вычислить коэффициент облученности поверхности площадью  $A_1$  совокупностью лучистых нагревателей, расположенных на поверхности площадью  $A_2$ :

$$\Phi_{A_1 - \Sigma A_i} \approx \Phi_{A_1 - A_2} (\Sigma A_i) / A_2. \quad (3.10)$$

Общий случай, когда элементарная площадочка и поверхность расположены в плоскостях параллельных, но смещенных относи-

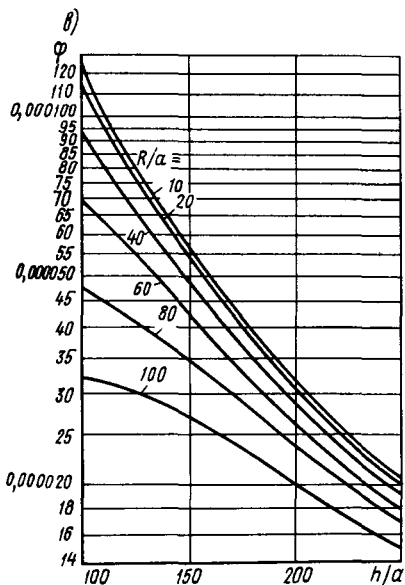
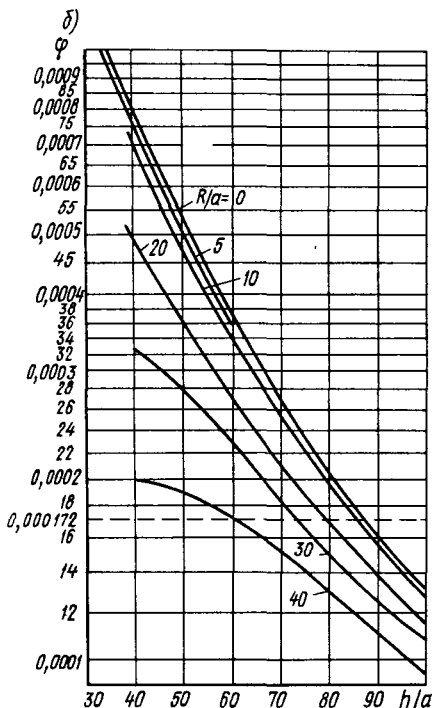
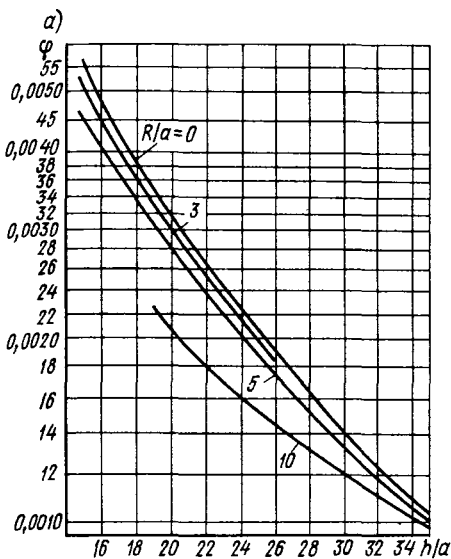


Рис. 3.6. Номограммы для определения коэффициента облученности квадратными лучистыми отопительными приборами:

$$\varphi = \frac{2}{\pi} \left\{ \frac{(h/a)^2 - (R/a)^2}{[(h/a)^2 + (R/a)^2] - 4(R/a)^2} + \frac{1}{(h/a)^2 + (R/a)^2} \right\}$$

Пример:  $R/a = 13,5/0,15 = 90$ ;  
 $h/a = 15/0,15 = 100$ ;  
 $\varphi = 38 \cdot 10^{-6}$ .

тельно друг друга, д-р Золтан Мольнар на основании лекций доктора А. Мачкаши рассматривает следующим образом.

Для общего случая, представленного на рис. 3.8, коэффициент облученности может быть вычислен по формуле

$$\begin{aligned}
 \varphi = & \frac{1}{2\pi} \frac{\eta - b}{\sqrt{(\eta - b)^2 + h^2}} \operatorname{arctg} \frac{2a\sqrt{(\eta - b)^2 + h^2}}{\xi^2 - a^2 + (\eta - b)^2 + h^2} + \\
 & + \frac{\eta + b}{\sqrt{(\eta + b)^2 + h^2}} \operatorname{arctg} \frac{2a\sqrt{(\eta + b)^2 + h^2}}{\xi^2 - a^2 + (\eta + b)^2 + h^2} + \\
 & + \frac{\xi + a}{\sqrt{(\xi + a)^2 + h^2}} \operatorname{arctg} \frac{2b\sqrt{(\xi + a)^2 + h^2}}{(\xi + a)^2 + \eta^2 - b^2 + h^2} - \\
 & - \frac{\xi - a}{\sqrt{(\xi - a)^2 + h^2}} \operatorname{arctg} \frac{2b\sqrt{(\xi - a)^2 + h^2}}{(\xi + a)^2 + \eta^2 - b^2 + h^2}, \quad (3.11)
 \end{aligned}$$

где  $\eta$  — удаление центра поверхности  $A_2$  от оси  $x$ ;  $\xi$  — удаление центра поверхности  $A_2$  от оси  $y$ ;  $2a$ ,  $2b$  — размеры поверхности  $A_2$ ;  $h$  — расстояние между поверхностью  $A_2$  и перпендикулярной ей элементарной площадкой  $dA_1$ .

Особый случай  $\xi = \eta = 0$  выражения (3.11) дает зависимость (3.3).

При некоторых конструкциях излучающей поверхности размеры поверхности  $A_2$  (отопительный прибор) могут на несколько порядков отличаться от других геометрических размеров. Например, при отоплении экранными излучателями узкие длинные излучатели обычно располагают на большой высоте, при этом  $b \gg a$  и  $a \ll h$ . Полагая  $\eta = 0$ , можно найти значение коэффициента облученности для наиболее неблагоприятного случая. В этом случае с очень хорошим приближением можно пользоваться следующей зависимостью:

$$\varphi = \frac{1}{2} \left[ \frac{\xi + a}{\sqrt{h^2 + \xi + a^2}} - \frac{\xi - a}{\sqrt{h^2 + \xi - a^2}} \right] - \frac{1}{\pi} \frac{2a}{b} \frac{h^2 + \xi^2}{h^2 + \xi + b^2} \quad (3.12)$$

Если  $\xi$  тоже равна нулю, то

$$\varphi = \frac{a}{h} - \frac{2a}{\pi b} \frac{h^2}{h^2 + b^2}. \quad (3.13)$$

При  $b \rightarrow \infty$ , что часто встречается при обогреве крупных одноэтажных промышленных зданий отопительными экранами, и при  $\xi = 0$

$$\varphi = a/h. \quad (3.14)$$

При отоплении инфракрасными излучателями малоразмерные отопительные приборы помещают также на большой высоте, т. е. в этом случае  $a \ll h$  и  $b \ll h$ . Для общего случая ( $\xi \neq 0$ ;  $\eta \neq 0$ ) можно применять следующую приближенную зависимость:

$$\varphi = \frac{2ab}{\pi} \left[ \frac{h^2 - \xi^2 + \eta^2}{(h^2 + \xi^2 + \eta^2)^2 - 4a^2\xi^2} + \frac{h^2 + \xi^2 - \eta^2}{(h^2 + \xi^2 + \eta^2)^2 - 4b^2\eta^2} \right], \quad (3.15)$$

а в особом случае, когда  $\xi = \eta = 0$

$$\varphi = (4/\pi)(ab/h^2). \quad (3.16)$$

Следует рассмотреть и тот редко встречающийся на практике случай, когда поверхность  $A_2$  круглая. Для случая, показанного на рис. 3.9, если поверхность с площадью  $A_2$  параллельна



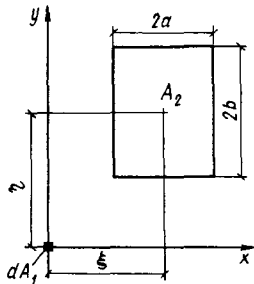
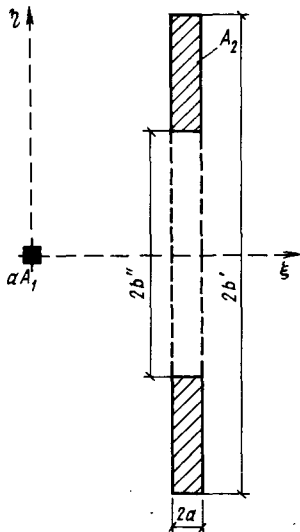


Рис. 3.8. Вспомогательная схема для случая, когда элементарная площадка находится в плоскости, параллельной плоскости поверхности, но смещена относительно ее оси симметрии

Рис. 3.7. Вспомогательная схема для определения коэффициентов облученности

элементарной площадке  $dA_1$ , коэффициент облученности вычисляют по формуле

$$\varphi = \frac{1}{2} \left[ 1 - \frac{a^2 + h^2 - r^2}{\sqrt{(a^2 + h^2 - r^2)^2 + 4bh^2r^2}} \right], \quad (3.17)$$

где  $a$  — удаление элементарной площадки от проекции центра поверхности  $A_2$ ;  $h$  — расстояние по перпендикуляру от элементарной площадки до поверхности  $A_2$ ;  $r$  — радиус поверхности  $A_2$ .

Если  $a=0$ , то

$$\varphi = r^2 / (r^2 + h^2). \quad (3.18)$$

Подробно коэффициентом облученности занимался Э. Эккерт [40]. Многие разработанные им методы усовершенствованы, но некоторые его решения, касающиеся рассматриваемого ниже особого случая, действительны без изменений. Изложим сначала основные принципы метода Эккерта.

Рассмотрим излучение, идущее с элементарной площадки  $dA$  (рис. 3.10). Используя известные общие закономерности, можно описать его следующей зависимостью:

$$\begin{aligned} dQ &= E \alpha 2\pi \sin \alpha d\alpha = K_a dA \cos \alpha 2\pi \sin \alpha d\alpha = \\ &= \pi K_a dA d \sin^2 \alpha. \end{aligned} \quad (3.19)$$

В отношении же всей полусферы действительна зависимость

$$Q = \pi dA \int_0^{\pi/2} K_a d \sin^2 \alpha. \quad (3.20)$$

Схема лучистого теплообмена между двумя элементарными площадками показана на рис. 3.11.

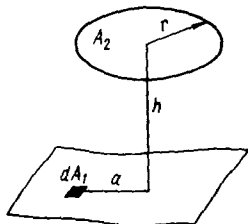


Рис. 3.9. Определение коэффициента облученности для круглой поверхности, параллельной элементарной площадке

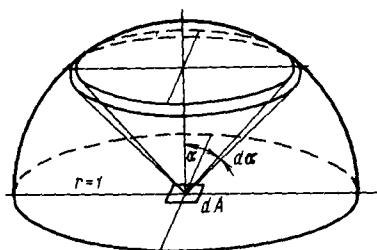
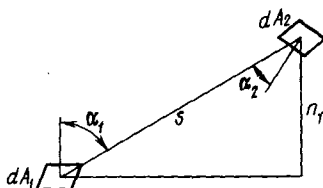


Рис. 3.10. Схема для вывода закономерностей лучистого теплообмена между поверхностью и элементарной площадкой (по данным Эккерта)

Рис. 3.11. Принципиальная схема лучистого теплообмена между двумя элементарными площадками (по данным Эккерта)



## Излучаемая энергия

$$E_{\alpha} = K_{\alpha} dA_1 \cos \alpha_1, \quad (3.21)$$

т. е. для пространственного угла  $d\Omega_1$  можно записать зависимость

$$dQ = E_{\alpha} d\Omega_1 = K_{\alpha} dA_1 \cos \alpha d\Omega_1. \quad (3.22)$$

Пространственный угол  $d\Omega_1$  выражается следующим образом:

$$d\Omega_1 = dA_2 \cos \alpha_2 / s^2. \quad (3.23)$$

Подставляя значение  $d\Omega_1$  в формулу (3.22), получаем

$$dQ = K \frac{\cos \alpha_1 \cos \alpha_2}{s^2} dA_1 dA_2 \quad (3.24)$$

Коэффициент облученности элементарной площадки (для излучения с элементарной площадки 1 на элементарную площадку 2) при этом можно определить по зависимости

$$d\varphi_1 = \frac{dQ}{Q} = \frac{1}{\pi} \frac{\cos \alpha_1 \cos \alpha_2}{s^2} dA_2, \quad (3.25)$$

а коэффициент облученности элементарной площадки для излучения с элементарной площадки 2 на элементарную площадку 1 можно вычислить по формуле:

$$d\varphi_2 = \frac{1}{\pi} \frac{\cos \alpha_1 \cos \alpha_2}{s^2} dA_1 \quad (3.26)$$

Очевидно, что можно записать равенство

$$d\varphi_1 dA_1 = d\varphi_2 dA_2. \quad (3.27)$$

После интегрирования получим коэффициент облученности с элементарной площадки  $dA_1$  на всю поверхность 2, выраженный зависимостью

$$\varphi_1 = \frac{1}{\pi} \int_{A_2} \frac{\cos \alpha_1 \cos \alpha_2}{s^2} dA_2. \quad (3.28)$$

Это не что иное, как приведенная выше зависимость (2.25), только с другими индексами. Если в формулу (3.28) ввести обозначения  $n_1 = s \cos \alpha_1$  и  $n_2 = s \cos \alpha_2$ , то ее можно записать в виде

$$\varphi_1 = \frac{1}{\pi} \int_{A_2} \frac{n_1 n_2}{s^4} dA_2. \quad (3.29)$$

Используя эту формулу, для случая, показанного на рис. 3.12, можно вывести зависимость

$$d^2\varphi = \frac{1}{\pi} \frac{n_1 n_2}{s^4} \varrho d\varrho da. \quad (3.30)$$

Как видно из рис. 3.12,

$$n_1 = h; \quad n_2 = 1 + \rho \cos \alpha; \quad s^2 = h^2 + 1 + \rho^2 + 2\rho \cos \alpha.$$

Таким образом, выражение (3.30) принимает вид:

$$d^2\varphi = \frac{h}{\pi} \frac{1 + \varrho \cos \alpha}{(h^2 + 1 + \varrho^2 + 2\varrho \cos \alpha)^2} \varrho d\varrho da, \quad (3.31)$$

а после интегрирования

$$\varphi = \frac{2h}{\pi} \int_0^r \rho d\rho \int_0^\pi \frac{1 + \varrho \cos \alpha}{(h^2 + 1 + \rho^2 + 2s \cos \alpha)^2} d\alpha. \quad (3.32)$$

Если ввести обозначения  $\operatorname{tg}(\alpha/2) = x$  и  $h^2 + 1 + \rho^2 = a$ , то предыдущую зависимость можно записать в следующем виде:

$$\varphi = \frac{4h}{\pi} \int_0^r \rho d\rho \int_0^\infty \frac{(1 - \varrho)x^2 + (1 + \varrho)}{[(a - 2\varrho)x^2 + (a + 2\varrho)]^2} dx. \quad (3.33)$$

Произведя интегрирование, получаем

$$\varphi = 2h \int_0^r \frac{h^2 + 1 - \rho^2}{\sqrt{[(h^2 + 1 + \varrho^2)^2 - 4\varrho^2]^3}} d\varrho = \frac{h}{2} \left( \frac{h^2 + r^2 + 1}{h^2 + r^2 + 1^2 - 4r^2} - 1 \right) \quad (3.34)$$

При  $r=1$  это выражение упрощается:

$$\varphi = \frac{1}{2} \left( \frac{h^2 + 2}{\sqrt{h^2 + 4}} - h \right). \quad (3.35)$$

Для случая, показанного на рис. 3.13, на основании подобных заключений можно вывести зависимость

$$\varphi = \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{h^2 + a^2 - 1}{\sqrt{h^2 + a^2 + 1^2 - 4a^2}} \right), \quad (3.36)$$

3.12	3.13
3.14	

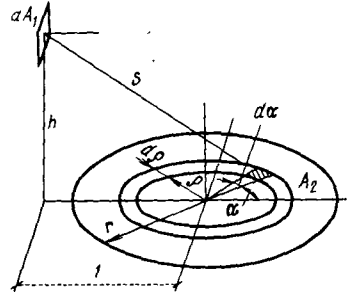


Рис. 3.12. Коэффициент облученности элементарной площадки и тора в системе полярных координат (по данным Эккерта)

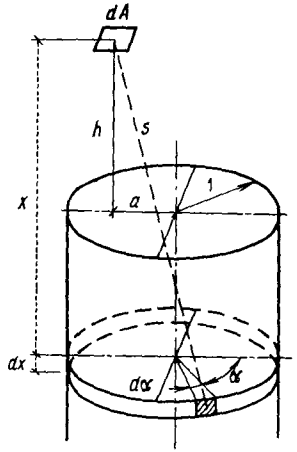


Рис. 3.13. Определение коэффициента облученности элементарной площадки и сегмента цилиндра (по данным Эккерта)

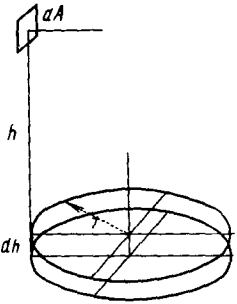


Рис. 3.14. Определение коэффициента облученности элементарной площадки и кольца (по данным Эккерта)

а для показанной на рис. 3.14 элементарной площадки  $dA$  и кольца высотой  $dh$  — зависимость

$$d\varphi = \frac{1}{2} \left( \frac{h^3 + 6h}{\sqrt{(h^2 + 4)^3}} - 1 \right) dh. \quad (3.37)$$

Последняя зависимость применима, например, для труб с оребрением.

Рассмотрим два решения, в которых использованы закономерности начертательной геометрии. Одно из них представлено на рис. 3.15, где показан лучистый теплообмен между элементарной площадкой  $dA$  и параллельной ей поверхностью. В конечном итоге (если пренебречь подробностями, поскольку к теоретическим основам мы вернемся при рассмотрении графических решений) получаем:

$$\varphi = \frac{1}{2} \frac{a}{\sqrt{a^2 + h^2}} \operatorname{arctg} \frac{b}{\sqrt{a^2 + h^2}} + \frac{b}{\sqrt{b^2 + h^2}} \operatorname{arctg} \frac{a}{\sqrt{b^2 + h^2}}. \quad (3.38)$$

А это не что иное, как формула (3.3), полученная при интегрировании зависимости (2.25), см. рис. 3.1,  $a$ — $b$ .

Коэффициент облученности для условий, показанных на рис. 3.16, может быть вычислен по формуле

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \operatorname{arctg} \frac{b}{h} - \frac{h}{\sqrt{a^2 + h^2}} \operatorname{arctg} \frac{b}{\sqrt{a^2 + h^2}}, \quad (3.39)$$

что аналогично зависимости (3.5), см. рис. 3.1,  $z$ — $ж$ .

Рис. 3.15. Определение коэффициента облученности между поверхностью и параллельной ей элементарной площадкой (по данным Эккерта)

Рис. 3.16. Определение коэффициента облученности между элементарной площадкой и перпендикулярной ей поверхности (по данным Эккерта)

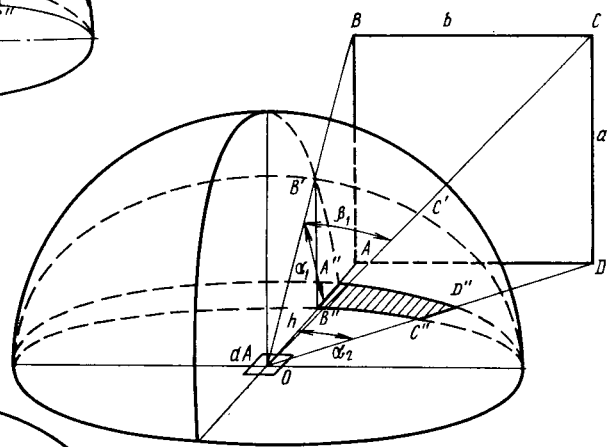
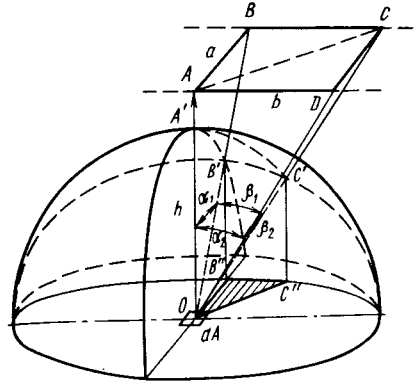
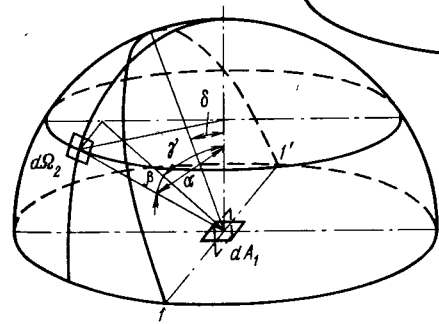


Рис. 3.17. Коэффициент облученности между элементарной площадкой и другой элементарной площадкой, находящейся на поверхности полушеры (по данным Эккерта)



Рассмотренные выше рисунки 3.15 и 3.16 и зависимости (3.38) и (3.39) несколько противоречат данным, представленным в п. 3.2, но мы сочли необходимым изложить этот материал, поскольку он позволяет расширить наши знания о коэффициентах облученности.

Случай же, показанный на рис. 3.17, до сих пор не рассматривался. Ход рассуждений здесь следующий.

Если  $\cos \alpha = \cos \beta \cos \gamma$ , то можно записать, что

$$d\varphi = \frac{1}{\pi} \cos \alpha d\Omega_2 = \frac{1}{\pi} \cos \beta \cos \gamma d\Omega_2. \quad (3.40)$$

Если же введем в это выражение угол  $\delta$ , то получим

$$\begin{aligned} d\varphi_\delta &= \frac{1}{\pi} \cos \beta \cos (\gamma - \delta) d\Omega_2 = \\ &= \frac{1}{\pi} \cos \beta \cos \gamma \cos \delta d\Omega_2 + \frac{1}{\pi} \cos \beta \sin \gamma \sin \delta d\Omega_2. \end{aligned} \quad (3.41)$$

Поскольку

$$\frac{1}{\pi} \cos \beta \sin \gamma d\Omega_2 = \frac{1}{2} \cos \beta \cos (90 - \gamma) d\Omega_2 = d\varphi_n \quad (3.42)$$

(где  $n$  относится к нормали поверхности), можно записать, что

$$d\varphi_\delta = d\varphi \cos \delta + d\varphi_n \sin \delta, \quad (3.43)$$

и, соответственно,

$$\varphi_\delta = \frac{\beta_1 \sin \alpha_1 + \beta_2 \sin \alpha_2}{2\pi} \cos \delta + \frac{\alpha_2 + \beta_1 \cos \alpha_1}{2\pi} \cos \delta. \quad (3.44)$$

### 3.2. Определение коэффициента облученности между поверхностью и элементарной площадкой с помощью номограмм и таблиц

На основании данных, изложенных в п. 3.1, можно утверждать, что определение коэффициентов облученности путем расчета представляет собой довольно сложную и трудоемкую задачу. Поэтому для облегчения работы проектировщиков были разработаны номограммы и таблицы. С большинством этих номограмм мы встречаемся в работах Коллмара — Лизе.

Номограмма, приведенная на рис. 3.18, относится к элементарной

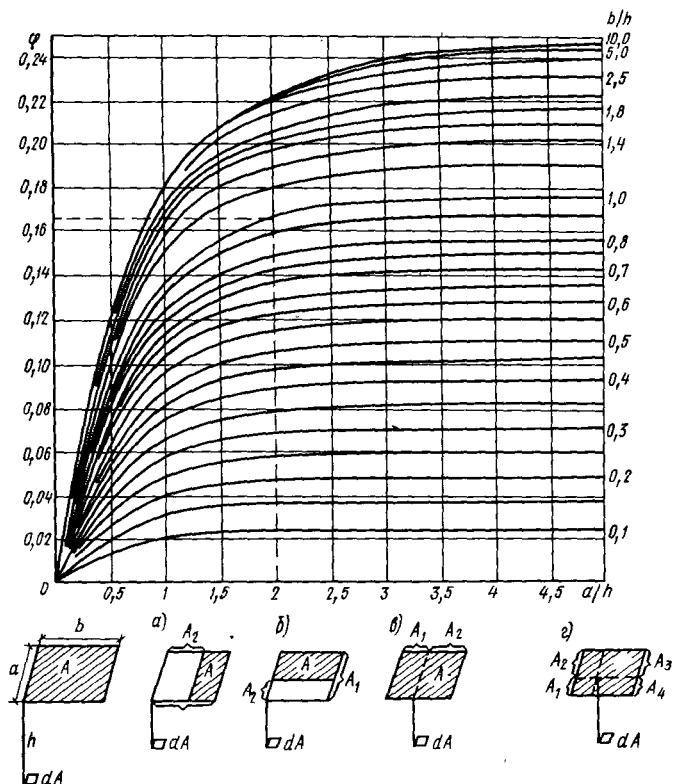


Рис. 3.18. Номограмма для определения коэффициента облученности между элементарной площадкой и поверхностью

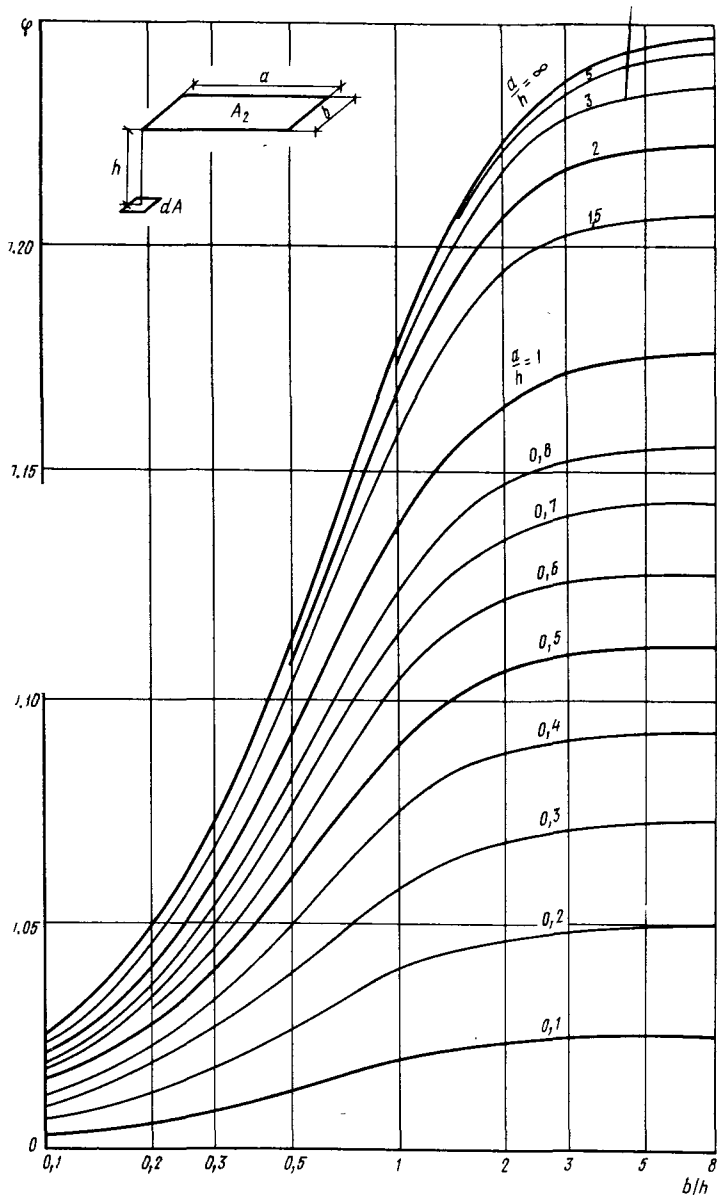


рис. 3.19. Номограмма для определения коэффициента облученности между поверхностью и параллельной ей элементарной площадкой

площадке и параллельной ей поверхности и практически построена на основе зависимостей (3.3) и (3.39). Определение коэффициента облученности для условий, показанных на рис. 3.18,  $a=2$ , может быть произведено на основании следующих соотношений:

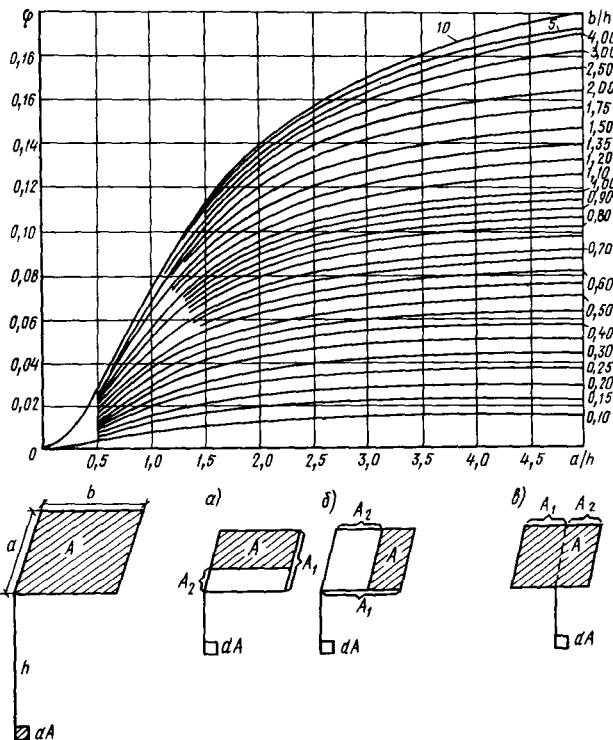


Рис. 3.20. Номограмма для определения коэффициента облученности между поверхностью и перпендикулярной ей элементарной площадкой при  $a/h \leq 5$

$$\varphi_{A-dA} = \varphi_{A_1-dA} - \varphi_{A_2-dA} \quad (3.45)$$

$$\varphi_{A-dA} = \varphi_{A_1-dA} + \varphi_{A_2-dA} \quad (3.46)$$

$$\varphi_{A-dA} = \varphi_{A_1-dA} + \varphi_{A_2-dA} + \varphi_{A_3-dA} + \varphi_{A_4-dA} \quad (3.47)$$

Аналогичным условиям соответствует номограмма на рис. 3.19, но она может быть использована до  $b/h=8$ ,  $a/h=\infty$ .

Выведение зависимостей (3.5) и (3.38) касается коэффициента облученности между поверхностью и перпендикулярной ей элементарной площадкой, как показано на рис. 3.20. Зависимости, соответствующие рис. 3.20, б и в, имеют следующий вид:

$$\varphi_{A-dA} = \varphi_{A_1-dA} - \varphi_{A_2-dA} \quad (3.48)$$

$$\varphi_{A-dA} = \varphi_{A_1-dA} + \varphi_{A_2-dA} \quad (3.49)$$

Номограмма, приведенная на рис. 3.21, относится к случаю, представленному на рис. 3.20, но она рассчитана для большего предела. На рис. 3.22 представлена номограмма для расчета коэффициента облученности между точечной сферой и горизонтальной поверхностью.

Наконец, на рис. 3.23 показан до сих пор не рассматривавшийся случай, когда элементарная площадка расположена под центром



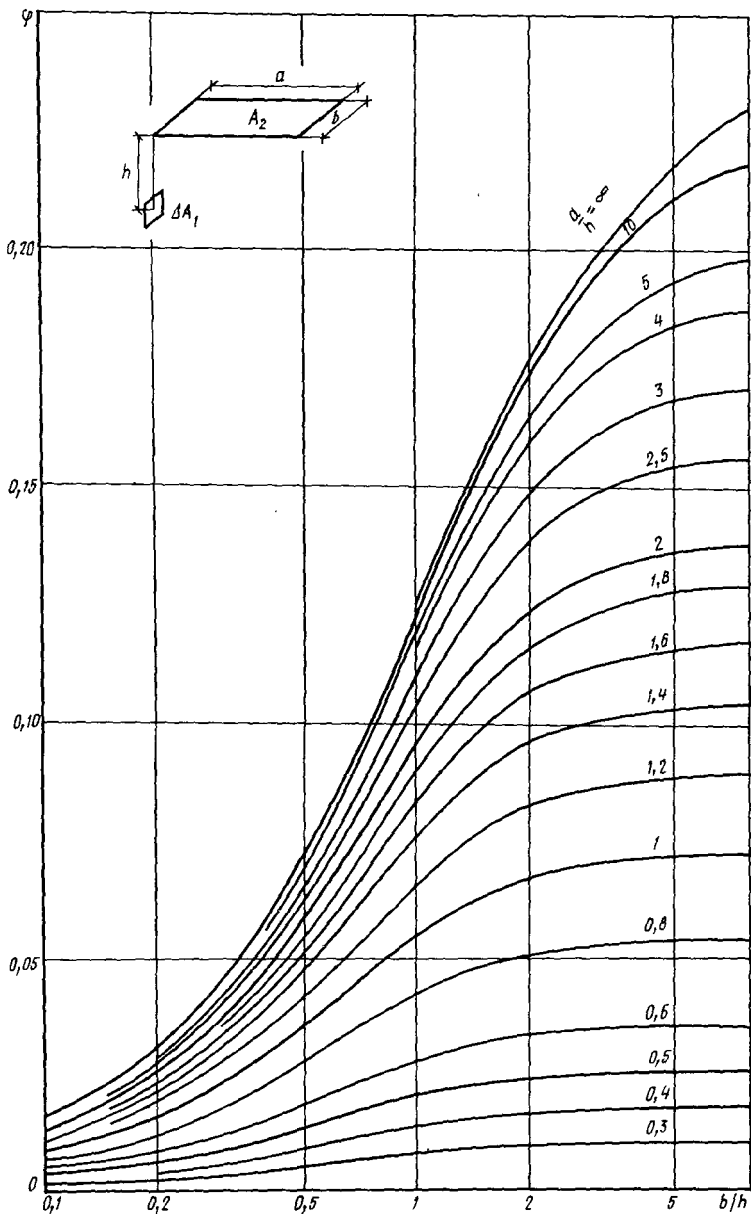


Рис. 3.21. Номограмма для определения коэффициента облученности между поверхностью и перпендикулярной ей элементарной площадкой при  $a/h \leq \infty$

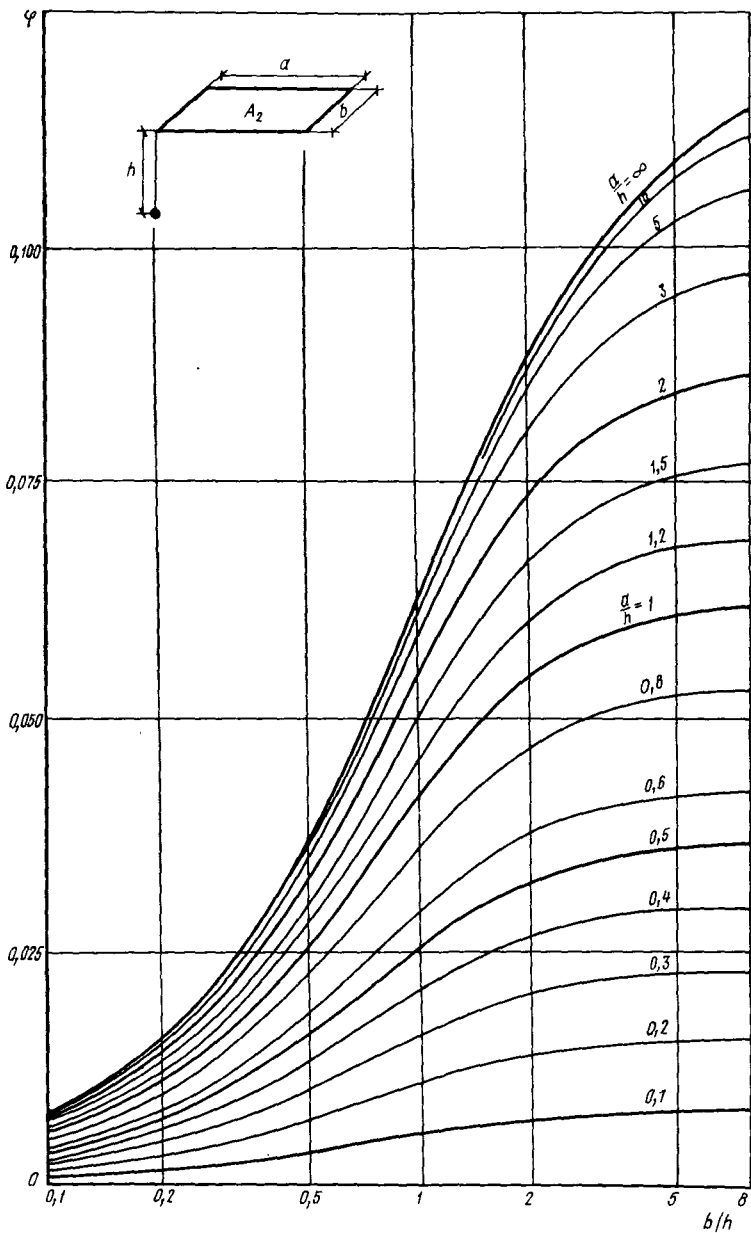


Рис. 3.22. Номограмма для определения коэффициента облученности между точкой и горизонтальной поверхностью

параллельной ей плоскости. Такой случай можно рассчитывать по следующей зависимости:

$$\varphi = \frac{1}{\pi} \left[ \frac{a}{\sqrt{h^2 + (a/2)^2}} \operatorname{arctg} \frac{b}{\sqrt{h^2 + (a/2)^2}} + \frac{b}{\sqrt{h^2 + (b/2)^2}} \operatorname{arctg} \frac{a}{\sqrt{h^2 + (b/2)^2}} \right] \quad (3.50)$$

Для расчета коэффициента облученности так называемого плинтусного отопления, широко применяемого в настоящее время, рассмотрим фрагмент в нижней части рис. 3.23 и следующую зависимость:

$$\varphi_{A-dA} = \varphi_{A_1-dA} - \varphi_{A_2-dA} \quad (3.51)$$

На практике помимо номограмм для расчета коэффициентов облученности можно использовать таблицы, однако такой метод в настоящее время разработан пока для сравнительно небольшого числа случаев (табл. 3.1).

ТАБЛИЦА 3.1. КОЭФФИЦИЕНТ ОБЛУЧЕННОСТИ ПОТОЛКА ЭЛЕМЕНТАРНЫМИ ПЛОЩАДКАМИ, РАСПОЛОЖЕННЫМИ В РАЗЛИЧНЫХ ХАРАКТЕРНЫХ ТОЧКАХ ПОМЕЩЕНИЯ

Соотношение размеров помещения			Коэффициент облученности с элементарной площадки в указанных ниже точках							
боковой размер <i>a</i> или <i>b</i>	боковой размер <i>b</i> или <i>a</i>	высота <i>h</i>	пола				стены			
			угол	центр	середина кромки <i>a</i> или <i>b</i>	середина кромки <i>b</i> или <i>a</i>	середина <i>ah</i> или <i>bh</i>	середина <i>bh</i> или <i>ah</i>	верхняя кромка	нижняя кромка
1	1	0,5	0,208	0,560	0,335	0,335	0,315	0,315	0,500	0,375
1	2	0,5	0,218	0,672	0,350	0,417	0,342	0,363	0,500	0,375
1	3	0,5	0,222	0,697	0,353	0,434	0,346	0,376	0,500	0,375
1	4	0,5	0,240	0,705	0,355	0,440	0,347	0,375	0,500	0,375
1	1	1	0,139	0,240	0,181	0,181	0,191	0,191	0,500	0,375
1	2	1	0,168	0,362	0,211	0,274	0,231	0,245	0,500	0,375
1	3	1	0,174	0,408	0,221	0,315	0,242	0,262	0,500	0,375
1	4	1	0,177	0,425	0,223	0,333	0,245	0,272	0,500	0,375
1	1	2	0,060	0,074	0,066	0,066	0,070	0,070	0,500	0,375
1	2	2	0,091	0,132	0,097	0,120	0,115	0,113	0,500	0,375
1	3	2	0,102	0,174	0,109	0,157	0,131	0,128	0,500	0,375
1	4	2	0,107	0,195	0,115	0,181	0,137	0,135	0,500	0,375
1	1	3	0,031	0,034	0,033	0,033	0,031	0,031	0,500	0,375
1	2	3	0,052	0,066	0,055	0,061	0,063	0,053	0,500	0,375
1	3	3	0,064	0,090	0,066	0,086	0,080	0,067	0,500	0,375
1	4	3	0,071	0,110	0,074	0,105	0,090	0,075	0,500	0,375
1	1	4	0,018	0,020	0,019	0,019	0,013	0,013	0,500	0,375
1	2	4	0,033	0,038	0,034	0,037	0,036	0,029	0,500	0,375
1	4	4	0,049	0,070	0,051	0,067	0,061	0,031	0,500	0,375

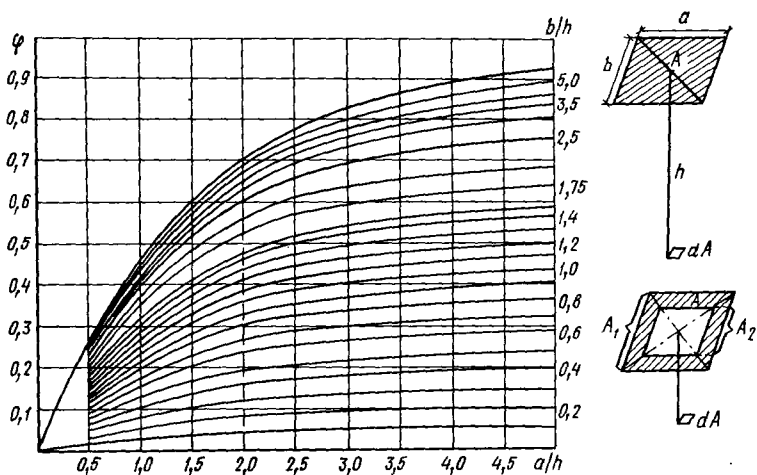


Рис. 3.23. Номограмма для определения коэффициента облученности между поверхностью и параллельной ей элементарной площадкой в случае, когда элементарная площадка расположена под центром поверхности

### 3.3. Определение коэффициента облученности между поверхностью и элементарной площадкой графическим методом

Коэффициент облученности между элементарной площадкой и поверхностью может быть определен также методами начертательной геометрии. На рис. 3.24 показан общий случай. В соответствии с рисунком коэффициент облученности определяет поступающую на поверхность площадью  $A_2$  долю всего излучения, исходящего из элементарной площадки  $dA$ , или идущую от тела площадью  $A_2$  долю излучения, достигающего элементарной площадки  $dA$ . Как видно из рисунка, коэффициент облученности можно вычислить из соотношения:

$$\varphi_{1-2} = A_{abcd}/r^2\pi. \quad (3.52)$$

Это одновременно пирамида с основанием  $a_2b_2c_2d_2$ , имеющая вершину  $dA$ , проникающая в полусферу с радиусом  $r$ , которую легко можно построить. Хотя выполнить такое построение довольно сложно, во многих случаях оно необходимо, поскольку это все же гораздо проще, чем выводить математическую зависимость.

Приведем общеизвестный пример построения. При построении пересечения плоскости и полусферы целесообразно подбирать размеры полусферы таким образом, чтобы в основной плоскости окружность состояла из ста единиц, тогда численная доля получаемой проекции может быть непосредственно использована в расчетах.

Пример графического построения приведен на рис. 3.25. Построение обычно можно производить на основании трех проекций. На рисунке хорошо показано определение отдельных характерных то-

Рис. 3.24. Определение коэффициента облученности между поверхностью и элементарной площадкой на основе методов начертательной геометрии

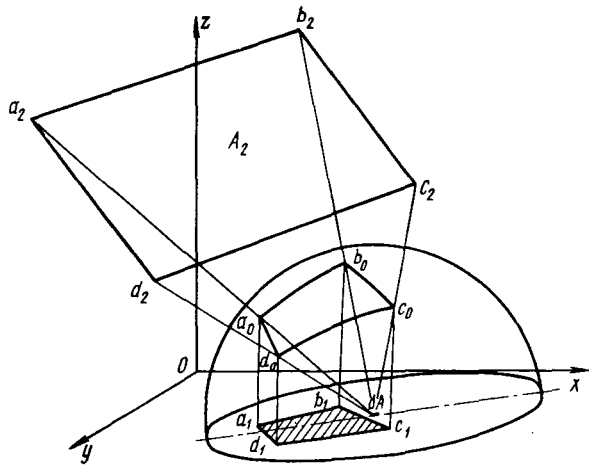
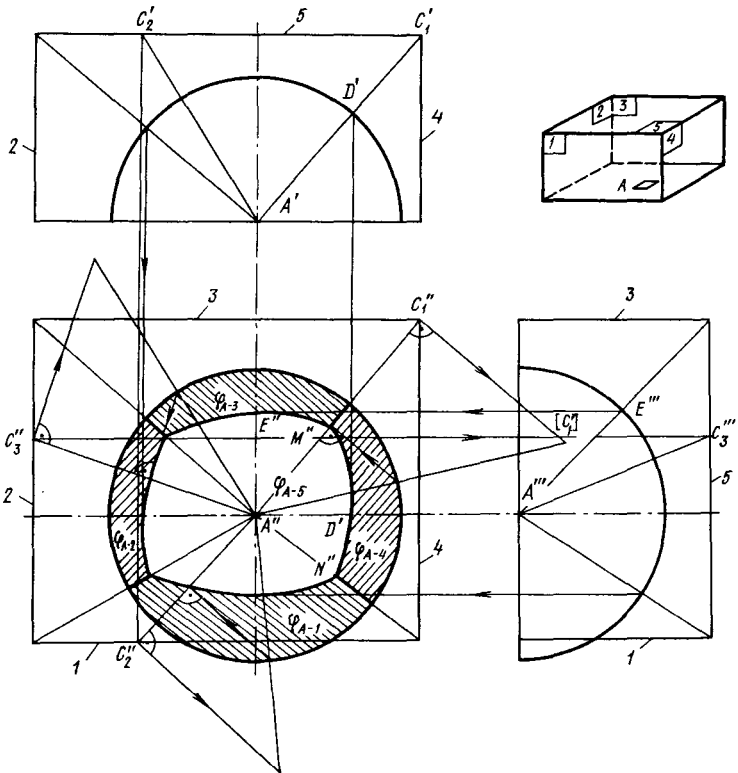


Рис. 3.25. Пример графического построения для определения коэффициента облученности между поверхностью и элементарной площадкой



чек пересечения путем вращения. Поверхность пересечения плоскости и сферы — эллипс, а часть эллипса можно с необходимой точностью начертить по трем уже известным точкам. Полученные же площади поверхности можно определить с помощью планиметра.

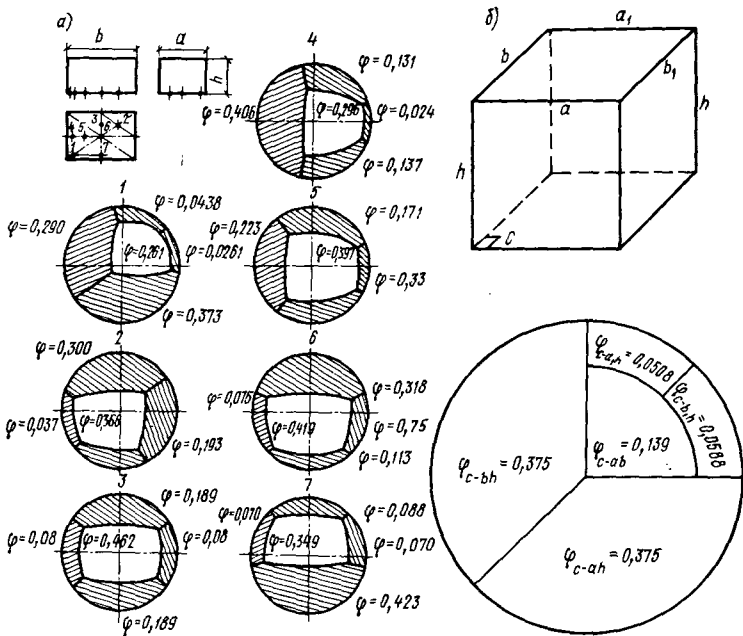


Рис. 3.26. Графическое определение коэффициента облученности

$a$  — несколько точек плоскости пола помещения размером  $a \times b \times h = 4 \times 6 \times 3$  относительно отдельных ограничивающих поверхностей;  $b$  — точки в углу плоскости пола

На рис. 3.26 приведены коэффициенты облученности отдельных поверхностей ограждающих конструкций несколькими точками основной плоскости помещения размером  $a \times b \times h = 4 \times 6 \times 3$ . Здесь справедлива зависимость

$$1 - (\varphi_{c-ab} + \varphi_{c-ah} + \varphi_{c-b_1h}) = \varphi_{c-ah} + \varphi_{c-bh} \quad (3.53)$$

и, поскольку элементарная площадка находится в одинаковом положении относительно сторон  $bh$  или  $ah$ ,  $\varphi_{c-ah} = \varphi_{c-bh}$ .

### 3.4. Определение коэффициента облученности между поверхностями

При определении коэффициентов облученности между геометрическими плоскими поверхностями мы применяем обычно два способа: расчетный и с помощью номограмм и таблиц.

**3.4.1. Определение коэффициента облученности между поверхностями расчетным путем.** При общем описании лучистого теплообмена в гл. 2 наряду с зависимостями (2.27) — (2.32), описывающими теплообмен между поверхностью и элементарной площадкой, были представлены и зависимости, касающиеся теплообмена между поверхностями, поэтому теперь при рассмотрении коэффициента облученности придется в какой-то степени вернуться назад. Для вычисления коэффициента облученности между поверхностями

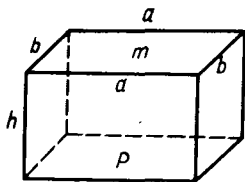


Рис. 3.27. Вспомогательная схема для случая, когда помещение может быть заменено призмой (условные обозначения)

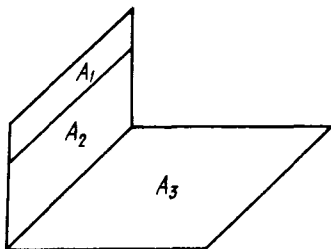


Рис. 3.28. Вспомогательная схема для метода суммирования при определении коэффициента облученности перпендикулярных друг другу поверхностей

приемлемы зависимости (2.29а) и (2.29б). Для практического применения необходимо двойное интегрирование последнего уравнения.

При проведении расчетов в большинстве случаев можно принять, что помещение имеет форму призмы. Обозначим отдельные ограничивающие поверхности такого призматического помещения в соответствии с рис. 3.27.

Средний коэффициент облученности между противоположными поверхностями, например, потолком  $m$  и полом  $p$  после решения интеграла выражается следующей зависимостью:

$$\Phi_{m-p} = \frac{2}{ab\pi} \left[ b\sqrt{a^2+h^2} \operatorname{arctg} \frac{b}{\sqrt{a^2+h^2}} + a\sqrt{b^2+h^2} \times \right. \\ \times \operatorname{arctg} \frac{a}{\sqrt{b^2+h^2}} - bh \operatorname{arctg} \frac{b}{h} - ah \operatorname{arctg} \frac{a}{h} - \\ \left. - \frac{h^2}{2} \ln \frac{(h^2+a^2+b^2)h^2}{(a^2+h^2)(b^2+h^2)} \right] \quad (3.54)$$

Средний коэффициент облученности перпендикулярных друг другу поверхностей, например, стены  $bh$  и потолка можно вычислить по следующей формуле:

$$\Phi_{bh-m} = \frac{1}{\pi} \operatorname{arctg} \frac{b}{h} + \frac{a}{h} \operatorname{arctg} \frac{b}{a} - \frac{\sqrt{a^2+h^2}}{h} \operatorname{arctg} \frac{b}{\sqrt{a^2+h^2}} + \\ + \frac{h}{4b} \ln \frac{(a^2+b^2+h^2)h^2}{(a^2+b^2)(b^2+h^2)} + \\ + \frac{a^2}{4bh} \ln \frac{(a^2+b^2+h^2)a^2}{(a^2+b^2)(b^2+h^2)} - \frac{b}{4h} \ln \frac{(a^2+b^2+h^2)b^2}{(a^2+b^2)(b^2+h^2)}. \quad (3.55)$$

Если в каком-либо помещении нужно определить коэффициент облученности между какими-либо неполными поверхностями, например, между потолком и поверхностями окна, то после разбивки этих поверхностей надо применять метод суммирования. В таком случае (рис. 3.28)

$$\Phi_{1-3} = (A_3/A_1)(\Phi_{3-1+2} - \Phi_{3-2}). \quad (3.56)$$

Если помещение имеет непризматическую форму, т. е. приведенные выше зависимости недействительны, соответствующую поверхность можно разбить на элементарные площадки и средний коэффициент облученности между поверхностями  $\Phi$  вычислить как среднее значение коэффициентов облученности  $\varphi_i$  между элементарными площадками и поверхностью. Тогда уравнение (2.32) приобретает следующий приближенный вид:

$$\Phi_{1-2} = \frac{\sum_{i=1}^n (A/n) \varphi_{(1-2)_i}}{A_1} = \frac{A_1}{nA_1} \sum_{i=1}^n \varphi_{(1-2)_i} = \frac{\sum_{i=1}^n \varphi_{(1-2)_i}}{n}. \quad (3.57)$$

Чем больше будет число частей, на которые мы разделим поверхность  $1$ , тем лучше она будет приближаться к точному значению среднего коэффициента  $\Phi_{1-2}$ , вычисляемому по формуле (3.57).

Три приведенных выше случая практически включают в себя почти все «подварианты». При рассмотрении же поверхностей число вариантов значительно меньше, чем при рассмотрении поверхности и элементарной площадки.

**3.4.2. Особый случай определения коэффициента облученности между поверхностями.** При проектировании экранных излучателей для крупных одноэтажных промышленных зданий существенное значение имеют определение среднего коэффициента облученности и учет влияния экранирующих поверхностей при вычислении последнего.

*3.4.2.1. Расчет среднего коэффициента облученности для лучистого теплообмена между поверхностями.* Средний коэффициент облученности между поверхностями вычисляют по формулам (2.29а) и (2.29б). Однако имеющиеся в литературе расчетные данные относятся прежде всего к помещениям, имеющим форму призмы. Расчет коэффициентов облученности для экранных излучателей, частей стен (например, окон), имеющих значение в практике проектирования, разработан только с применением сложных методов и с некоторым приближением. В методе, исключая упомянутые недостатки, используется уже рассмотренная зависимость (2.32), т. е.  $A_1\Phi_{1-2} = A_2\Phi_{2-1}$ . Преимущество здесь заключается в том, что достаточно определить коэффициент облученности для одной из поверхностей, участвующих в теплообмене, второй же может быть просто вычислен по приведенной зависимости.

На практике встречаются задачи двух типов. В первом случае можно считать, что экран расположен вдоль продольной оси помещения по всей его длине, в крайнем случае он может быть меньше нее у краев на небольшое расстояние  $\varepsilon$ . Во втором случае предполагают, что размеры экрана по сравнению с размерами помещения малы. Тогда экран можно заменить одной-двумя элементарными площадками, расположенными на поверхности, и исходя из этого, вычислить коэффициент облученности для пола. Это



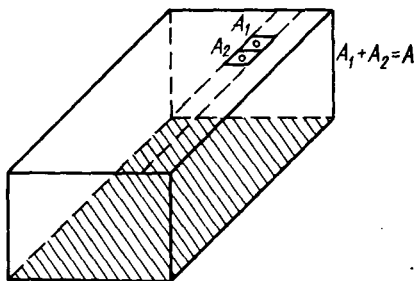


Рис. 3.29. Вспомогательная схема для определения среднего коэффициента облученности для инфракрасных излучателей и коротких отопительных экранов

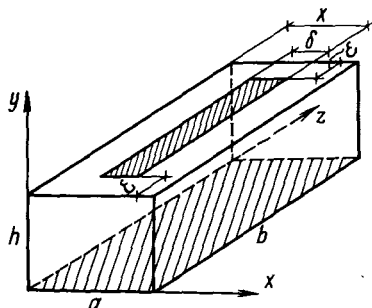


Рис. 3.30. Вспомогательная схема для определения среднего коэффициента облученности между отопительным экраном и полом

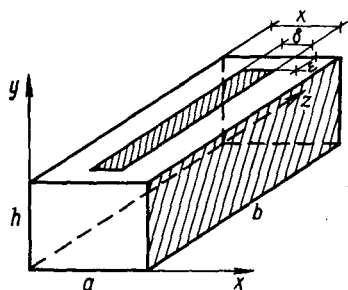


Рис. 3.31. Вспомогательная схема для определения среднего коэффициента облученности между отопительным экраном и стеной

прежде всего относится к инфракрасным излучателям, но с хорошим приближением такой метод можно применить для коротких экранов, особенно если их поверхность разбить на небольшие площади, например, в соответствии с рис. 3.29:

$$A\varphi_{A-p} = A_1\varphi_{A_1-p} + A_2\varphi_{A_2-p}, \quad (3.58)$$

Откуда

$$\varphi_{A-p} = (A_1\varphi_{A_1-p} + A_2\varphi_{A_2-p})/A. \quad (3.59)$$

Параметр  $\varphi_{A-p}$  можно определить как коэффициент облученности элементарной поверхности  $l$  с площадкой  $dA_1$ , находящейся посередине части экрана. Подобным же образом можно поступить и при вычислении коэффициента облученности для стен.

Коэффициент облученности плоскости размером  $a \times b$  экранами с площадью поверхности  $\delta \times (b - 2\varepsilon)$ , расположенными от нее на высоте  $h$ , при важном для нас условии, когда  $\delta \ll a$ , может быть определен по следующей зависимости (рис. 3.30):

$$\begin{aligned} \varphi_{A_1-A_2} = & \frac{\delta}{2\pi} \left\{ \left(1 - \frac{\varepsilon}{b}\right) \left[ \frac{x}{\sqrt{x^2 + h^2}} \operatorname{arctg} \frac{b - \varepsilon}{\sqrt{x^2 + h^2}} + \right. \right. \\ & + \frac{a - x}{\sqrt{(a - x)^2 + h^2}} \operatorname{arctg} \frac{b - \varepsilon}{\sqrt{(a - x)^2 + h^2}} \\ & - \frac{\varepsilon}{b} \left[ \frac{x}{\sqrt{x^2 + h^2}} \operatorname{arctg} \frac{\varepsilon}{\sqrt{x^2 + h^2}} + \right. \\ & \left. \left. + \frac{a - x}{\sqrt{(a - x)^2 + h^2}} \operatorname{arctg} \frac{\varepsilon}{\sqrt{(a - x)^2 + h^2}} \right] \right\} + \frac{\sqrt{(b - \varepsilon)^2 + h^2}}{b} \left[ \operatorname{arctg} \frac{x}{\sqrt{(b - \varepsilon)^2 + h^2}} + \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + \operatorname{arctg} \frac{a-x}{\sqrt{(b-\varepsilon)^2+h^2}} - \\
 & - \frac{\sqrt{\varepsilon^2+h^2}}{b} \left[ \operatorname{arctg} \frac{x}{\sqrt{\varepsilon^2+h^2}} + \operatorname{arctg} \frac{a-x}{\sqrt{\varepsilon^2+h^2}} \right] \}. \quad (3.60)
 \end{aligned}$$

В том часто встречающемся случае, когда  $\varepsilon \ll b$ ,  $a < b$ ,  $h < a$  и  $\delta < h$ , эту зависимость можно упростить:

$$\begin{aligned}
 \varphi_{A_1-A_2} = & \frac{\delta}{a\pi} \left\{ \left(1 - \frac{\varepsilon}{b}\right) \frac{\pi}{2} \left[ \frac{x}{\sqrt{x^2+h^2}} + \frac{a-x}{\sqrt{(a-x)^2+h^2}} \right] - \right. \\
 & \left. - \frac{\sqrt{\delta^2+h^2}}{b} \left[ \operatorname{arctg} \frac{x}{\sqrt{\varepsilon^2+h^2}} + \operatorname{arctg} \frac{a-x}{\sqrt{\varepsilon^2+h^2}} \right] \right\} \quad (3.61)
 \end{aligned}$$

Подстановкой  $\varepsilon = 0$  получаем задачу для экрана, занимающего всю площадь.

Если  $b \ll a$ , то коэффициент облученности стен отопительными приборами может быть вычислен по формуле (рис. 3.31):

$$\begin{aligned}
 \varphi_{A_1-A_2} = & \frac{1}{\pi} \frac{b}{b-2\varepsilon} \left\{ \left(1 - \frac{\varepsilon}{b}\right) \operatorname{arctg} \frac{b-\varepsilon}{x} - \frac{\varepsilon}{b} \operatorname{arctg} \frac{\varepsilon}{x} - \right. \\
 & - \frac{x}{\sqrt{h^2+x^2}} \left[ \left(1 - \frac{\varepsilon}{b}\right) \operatorname{arctg} \frac{b-\varepsilon}{\sqrt{h^2+x^2}} - \frac{\varepsilon}{b} \operatorname{arctg} \frac{\varepsilon}{\sqrt{h^2+x^2}} - \right. \\
 & \left. \left. - \frac{x}{2a} \ln \frac{(\varepsilon^2+h^2+x^2)[(b-\varepsilon)^2+x^2]}{(\varepsilon^2+x^2)[(b-\varepsilon)^2+h^2+x^2]} \right] \right\}. \quad (3.62)
 \end{aligned}$$

При  $\varepsilon = 0$  она приобретает более простой вид:

$$\varphi_{A_1-A_2} = \frac{1}{\pi} \left[ \operatorname{arctg} \frac{b}{x} - \frac{x}{\sqrt{h^2-x^2}} - \frac{x}{2a} \cdot \ln \frac{(h^2+x^2)(b^2+x^2)}{x^2(b^2+h^2+x^2)} \right] \quad (3.63)$$

Эта зависимость может быть с хорошим приближением использована и при  $b \gg \varepsilon$ .

**3.4.2.2. Учет экранирования при расчете коэффициента облученности между поверхностями.** При вычислении температуры помещения, где применяется лучистое отопление, для определения теплового баланса между отдельными ограничивающими поверхностями следует принимать во внимание экранирующее влияние подвешенных экранов, что проявляется в изменении коэффициента облученности отдельными поверхностями друг друга (рис. 3.32). Поэтому при экранирующем воздействии экранов нужно определить коэффициенты облученности  $\varphi_{M-P}$  и  $\varphi_{M-F}$ , а также их сопряженные коэффициенты облученности  $\varphi_{P-M}$  и  $\varphi_{F-M}$ . Принцип решения показан на рис. 3.33. В соответствии с этим при решении интеграла

$$\varphi_{1-2} = (1/A_1) \int_{A_1} \varphi_{1-2} dA_1, \quad (3.64)$$

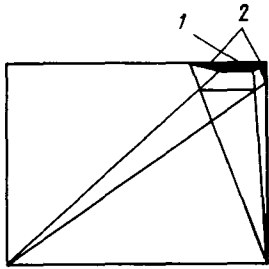


Рис. 3.32. Экранирующее воздействие отопительного экрана  
1 — полное экранирование; 2 — частичное экранирование

3.32  
3.33

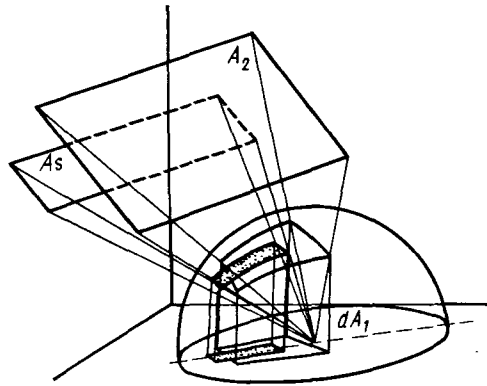


Рис. 3.33. Учет экранирующего влияния отопительных экранов при графическом определении коэффициента облученности

а также интеграла

$$\varphi_{1-2} = (1 / A_1) \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{r^2} dA_1 dA_2 \quad (3.65)$$

по площади  $A_2$  следует исключить те находящиеся на поверхности 2 элементы площадью  $dA_2$ , которые закрываются экранирующей поверхностью  $A_s$ , а затем — те точки  $A_1$ , которые не видны с поверхности 2. Это решение, которое легко вывести теоретически, на практике представляет собой почти непреодолимое препятствие, особенно если экранирующая поверхность заслоняет несколько поверхностей, поэтому приходится прибегать к приближенному решению, которое в большинстве случаев дает удовлетворительные результаты.

Если требуется расположить экраны на небольшом расстоянии от потолка, то в большинстве случаев они не экранируют какие-либо поверхности кроме потолка, при этом после определения коэффициента облученности отдельных экранов полом коэффициент облученности пола незэкранированной поверхностью потолка можно определять по зависимости

$$\varphi_{P-M} = \varphi'_{P-M} - \frac{1}{A_P} \sum_i A_{Si} \varphi_{Si-P}, \quad (3.66)$$

где  $\varphi'_{P-M}$  — коэффициент облученности пола полной поверхностью потолка.

На основании закона взаимности, т. е.  $A_P \varphi_{P-M} = A_M \varphi_{M-P}$ , если  $A_P = A_M$ , то

$$\varphi_{M-P} = (A_P / A_M) \varphi_{P-M} = \varphi_{P-M}. \quad (3.67)$$

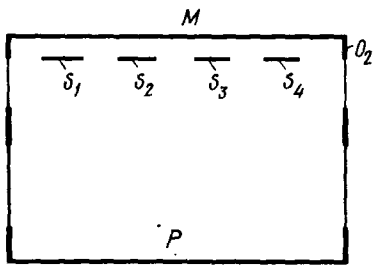


Рис. 3.34. Схема эффекта экранирования отопительными экранами, находящимися под потолком

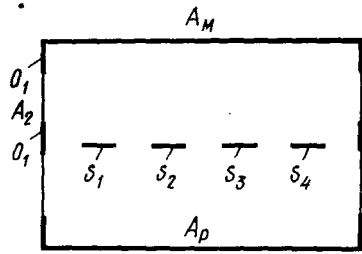


Рис. 3.35. Схема, объясняющая экранирующее воздействие низко расположенных отопительных экранов на стены и окна

Коэффициент облученности пола остальными поверхностями остается таким же, как и в помещении без экранов, поскольку экраны не заслоняют эти поверхности.

Если экраны (при необходимости) располагаются так, что они заслоняют верхнюю часть не имеющей окна стены, то при расчете к площади потолка нужно прибавлять площадь верхней части стены, которая заслоняется экраном (площадь  $O_2$  на рис. 3.34). Если коэффициент теплопередачи этой части стены равен аналогичному коэффициенту для потолка, что отмечается на практике, то при таком предположении ошибка будет небольшой. Таким образом, этот случай сводится к предыдущему с тем отличием, что теперь учитываемая при расчетах поверхность потолка больше поверхности пола.

В том редко встречающемся случае, когда отопительные приборы располагаются так, что они заслоняют значительную часть стен и окон (рис. 3.35), коэффициенты облученности пола экранируемыми поверхностями можно определить следующим образом: при облученности потолком

$$\Psi_{P-M} = \Psi'_{P-M} - \Psi_{P-S} \frac{\Psi_{P-M}}{\Psi'_{P-M} + \Psi'_{P-O_1} + \Psi'_{P-A_2}}; \quad (3.68)$$

при облученности стенами

$$\Psi_{P-O_1} = \Psi'_{P-O_1} - \Psi_{P-S} \frac{\Psi'_{P-O_1}}{\Psi'_{P-M} + \Psi'_{P-O_1} + \Psi'_{P-A_2}}; \quad (3.69)$$

при облученности окнами

$$\Psi_{P-A_2} = \Psi'_{P-A_2} - \Psi_{P-S} \frac{\Psi'_{P-A_2}}{\Psi'_{P-M} + \Psi'_{P-O_1} + \Psi'_{P-A_2}}. \quad (3.70)$$

Зная эти коэффициенты, можно определить коэффициенты облученности поверхностей площадью  $A_M$ ,  $A_{O_1}$ ,  $A_2$  полом:

$$\Psi_{M-P} = \Psi_{P-M} (A_P / A_M) = \Psi_{P-M}; \quad (3.71)$$

$$\Psi_{O_1-P} = \Psi_{P-O_1} (A_P / O_1); \quad (3.72)$$

$$\Psi_{A_2-P} = \Psi_{P-A_2} (A_P / A_2). \quad (3.73)$$

Для упрощения расчетов можно вычислить средний коэффициент теплопередачи стен (с окнами), что предполагает их сплошную конструкцию. Это целесообразно и потому, что в большинстве случаев поверхность окон значительно больше поверхности стен. При этом коэффициент облученности пола совокупностью стен определяется по зависимости

$$\Psi_{P-F} = \Psi_{P-F} - \Psi_{P-S} \frac{\Psi'_{P-F}}{\Psi'_{P-F} + \Psi'_{P-M}}, \quad (3.74)$$

а коэффициент облученности стен полом — по зависимости

$$\Psi_{P-F} A_P = \Psi_{F-P} A_F. \quad (3.75)$$

Поскольку коэффициент облученности потолка стенами (без эффекта экранирования) равен коэффициенту облученности пола стенами, то с учетом экранирования получаем

$$\Psi_{M-F} = \Psi'_{M-F} - \Psi_{M-S} \frac{\Psi'_{M-F}}{\Psi'_{M-P} + \Psi'_{M-F}}. \quad (3.76)$$

Отсюда с помощью закона взаимности можно вычислить все остальные коэффициенты облученности.

**3.4.2.3. Определение коэффициента облученности между плоской поверхностью и трубой.** В практике расчета инженерного оборудования зданий определение коэффициента облученности между плоской поверхностью и трубой встречается сравнительно часто (особенно при проектировании теплиц). Кальман Биро разработал для этого случая метод, учитывающий основные принципы Эккерта. Приведенный ниже расчет опубликован в венгерском журнале «Épületgépészet» (1975, № 5).

Коэффициент облученности между плоской поверхностью и параллельной ей трубой

$$\Psi_{dA-CS} = \sin \alpha / 2. \quad (3.77)$$

Угол  $\alpha$  показан на рис. 3.36.

В общем случае, когда элементарная поверхность и поверхность трубы бесконечной длины не касаются друг друга (рис. 3.37), коэффициент облученности между ними

$$\Psi_{dA-CS} = (\sin \alpha_2 - \sin \alpha_1) / 2. \quad (3.78)$$

Используя обозначения рис. 3.37, можно записать:

$$\alpha_2 = (\pi/2) - (\beta - \rho) \text{ и } \alpha_1 = (\pi/2) - (\beta + \rho),$$

поэтому

$$\Psi_{dA-CS} = \frac{\cos(\beta - \rho) - \cos(\beta + \rho)}{2} \sin \beta \sin \rho. \quad (3.79)$$

Будем считать эту элементарную площадку элементом полосы длиной  $L$ , но бесконечно малой ширины, расположенной в плоскости, параллельной оси трубы. Коэффициент облученности этой полосы

бесконечно длинной трубой равен

$$\varphi_{sáv - cs} = (1/L) \int_L \varphi_{F - cs} dx = (1/L) \int_L \sin \beta \sin \rho dx, \quad (3.80)$$

где индекс *sáv* означает полосу.

Значения  $\sin \beta$  и  $\sin \rho$  находят из следующих соотношений (см. рис. 3.37):

$$\operatorname{tg} \beta = y/x; \quad \beta = \operatorname{arctg}(y/x); \quad \sin \beta = \sin [\operatorname{arctg}(y/x)]; \quad \sin \rho = r / \sqrt{x^2 + y^2}.$$

Произведя подстановку, получаем

$$\varphi_{sáv - cs} = \frac{1}{L} \int_L \frac{r}{\sqrt{x^2 + y^2}} \sin \left( \operatorname{arctg} \frac{y}{x} \right) dx. \quad (3.81)$$

Решение определенного интеграла возможно после двукратной подстановки. Сначала используем подстановку  $y/x = t$ ,  $x = y/t$ ,  $dx = (-y/t^2)dt$  и получим

$$-\frac{r}{L} \int \frac{1}{t \sqrt{1+t^2}} \sin [\operatorname{arctg} t] dt; \quad (3.82)$$

далее после подстановки

$$\operatorname{arctg} t = z, \quad t = \operatorname{tg} z, \quad dt = (1/\cos^2 z) dz \quad \text{и} \quad \operatorname{tg} z = \sin z / \cos z$$

имеем

$$-\frac{r}{L} \int \frac{1}{(\sin z / \cos z) \sqrt{1 + (\sin^2 z / \cos^2 z)}} \sin z (1 / \cos^2 z) dz. \quad (3.83)$$

После упрощения получаем

$$-(r/L) \int dz = -(r/L) z = -(r/L) \operatorname{arctg}(y/x) \quad (3.84)$$

Пределы интегрирования можно принять по рис. 3.37. Как видно из рисунка,  $x$  в пределах длины  $L$  принимает все значения от  $-x$  до  $+x$ , однако при  $x=0$  функция  $\operatorname{arctg} y^2/x$  прерывается, поскольку

$$\lim_{x \rightarrow 0} \operatorname{arctg}(y/x) = +(\pi/2) \quad \text{и} \quad \lim_{x \rightarrow 0} \operatorname{arctg}(y/x) = -(\pi/2)$$

Таким образом, в точке  $x=0$  функция конечна и принимает действительное значение, являющееся одновременно и максимумом функции, и минимумом. Если при отрицательных значениях  $x$  вместо  $\operatorname{arctg} y/x$  учитывать функцию  $-\operatorname{arctg} y/x$ , то вместо значений функции, которые прежде были отрицательными, получим положительные значения. Из-за этого решение интеграла следует разбить на два члена:

$$\varphi_{sáv - cs} = \frac{+r}{L} \left[ -\operatorname{arctg} \frac{y}{x} \right]_{-x}^{-0} + \frac{-r}{L} \left[ \operatorname{arctg} \frac{y}{x} \right]_{+0}^{+x} \quad (3.85)$$

Заменяя пределы у второго члена, получаем окончательное решение:

$$\varphi_{sáv - cs} = \frac{r}{L} \left[ -\operatorname{arctg} \frac{y}{x} \right]_{-x}^{-0} + \frac{r}{L} \left[ \operatorname{arctg} \frac{y}{x} \right]_{+x}^{+0} \quad (3.86)$$

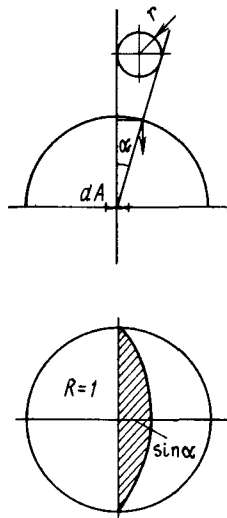


Рис. 3.36. Условные обозначения, применяемые при вычислении коэффициента облученности между плоской поверхностью и трубой (по данным Биро)

Уравнение (3.86) определяет также коэффициент облученности плоской поверхности бесконечной длины шириной  $L$  бесконечно длинной прямой трубой, параллельной поверхности, если две бесконечно длинные стороны плоскости параллельны оси трубы. Используя этот коэффициент облученности, можно определить коэффициент облученности бесконечно длинной прямой трубы бесконечно длинной полосой шириной  $L$ , находящейся в указанном выше положении, по следующему уравнению:

$$L\Phi_{\text{бл}} - c_{\infty} = 2\pi\Phi_{\text{бл}} - c_{\infty}. \quad (3.87)$$

В уравнении (3.87) площадь поверхностей, поскольку их длина бесконечна, можно было заменить шириной этих поверхностей. Сознательно была произведена и замена ширины трубы ее периметром. Тем самым коэффициент облученности трубы относится ко всей ее поверхности, хотя в действительности в теплообмене с полосой поверхности шириной  $L$  и бесконечной длиной участвует только ее определенная часть. При вычислении характеристик лучистого теплообмена необходимо учитывать полную поверхность трубы, при этом коэффициент облученности трубы всем окружающим ее пространством  $\Sigma\varphi = 1$ . Это проще, чем устанавливать долю поверхности трубы, фактически участвующей в теплообмене.

Коэффициент облученности между поверхностью, находящейся в том же положении, но имеющей конечные размеры, и трубой такой же длины может быть с хорошим приближением определен на основании коэффициента облученности между полосой поверхно-

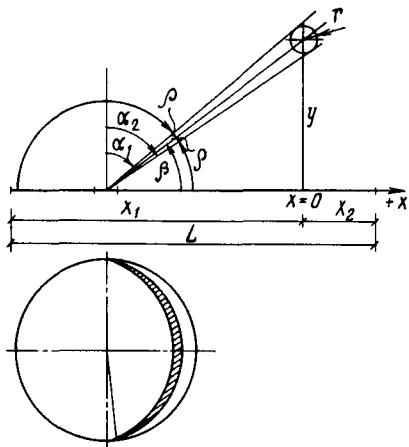


Рис. 3.37. Пределы интегрирования, учитываемые при определении коэффициента облученности между плоской поверхностью и трубой (по данным Биро)

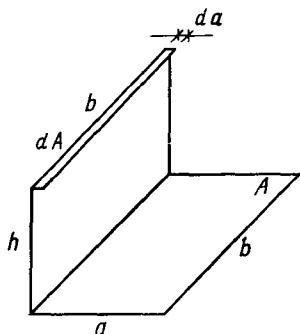


Рис. 3.38. Обозначения для определения коэффициентов облученности между площадкой и бесконечно длинной трубой (по данным Биро)

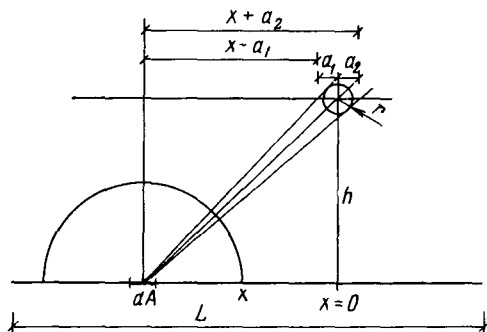
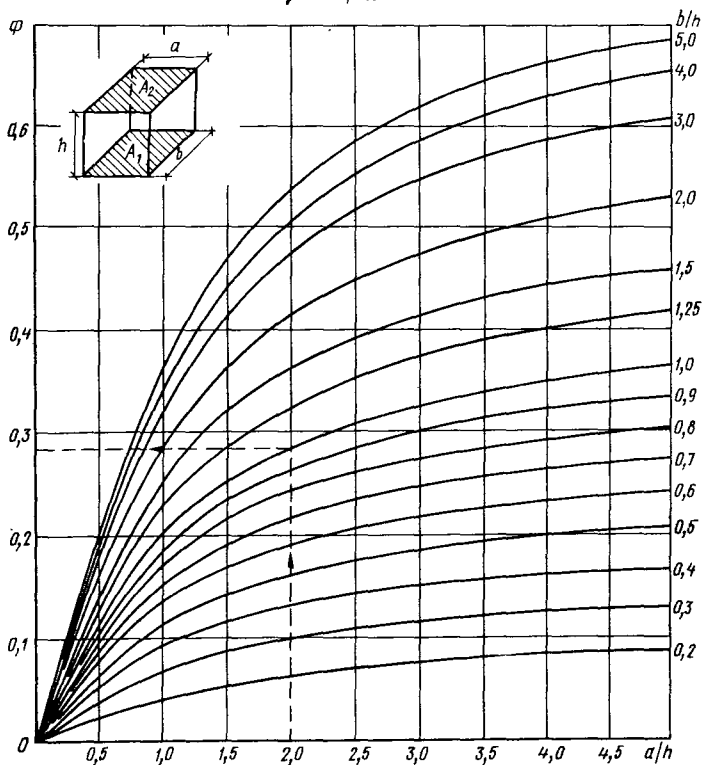


Рис. 3.39. Обозначения, применяемые при определении коэффициента облученности между полосой элементарной поверхности и трубой (по данным Биро)

сти, находящейся в положении, показанном на рис. 3.38, и поверхностью. Он может быть вычислен по следующему уравнению:

$$\psi_{dA-A} = \frac{1}{\pi} \left[ \frac{a}{\sqrt{a^2 + h^2}} \operatorname{arctg} \frac{b}{\sqrt{a^2 + h^2}} + \frac{\sqrt{b^2 + h^2}}{b} \operatorname{arctg} \frac{a}{\sqrt{b^2 + h^2}} - \frac{h}{b} \operatorname{arctg} \frac{a}{h} \right]. \quad (3.88)$$





Уравнение (3.88) можно применить и для случая, показанного на рис. 3.39. Разделив поверхность на полосы с элементарной поверхностью бесконечно малой ширины, параллельные оси трубы, можно вычислить коэффициент облученности между полосой элементарной поверхности и трубой на основании уравнения (3.88):

$$\Psi_{dA-cs\delta} = \Psi_{dA-A_{x+a_2}} - \Psi_{dA-A_{x-a_1}}, \quad (3.89)$$

где

$$a_1 = \frac{r(x^2 + h^2)}{h\sqrt{x^2 + h^2 - r^2} + rx} \quad \text{и} \quad a_2 = \frac{r(x^2 + h^2)}{h\sqrt{x^2 + h^2 - r^2} - rx}$$

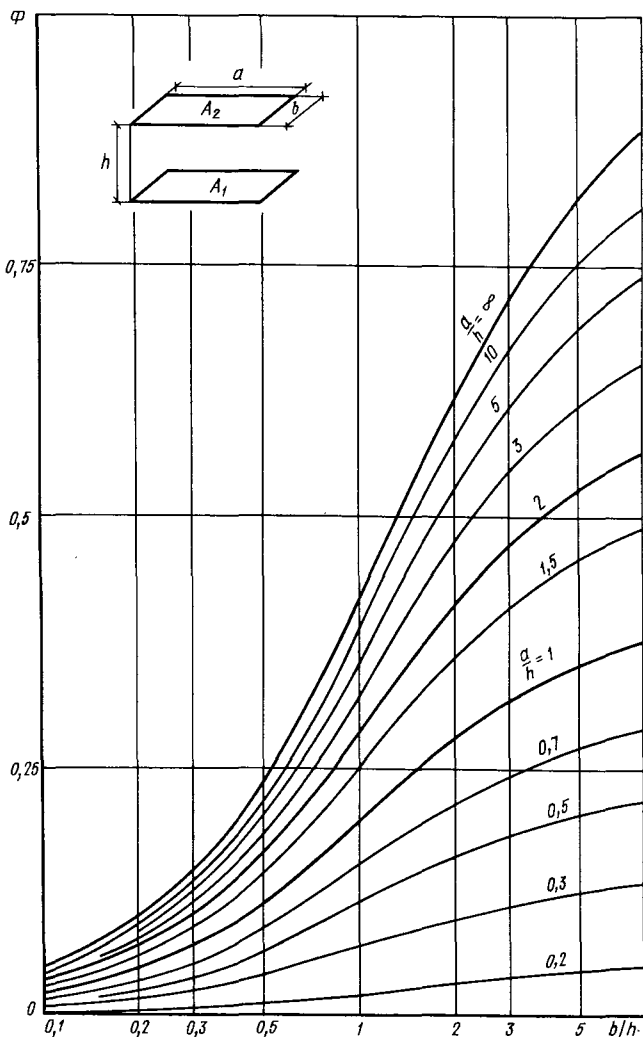


Рис. 3.40. Определение коэффициента облученности между параллельными друг другу поверхностями равной площади

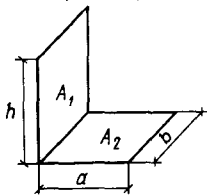
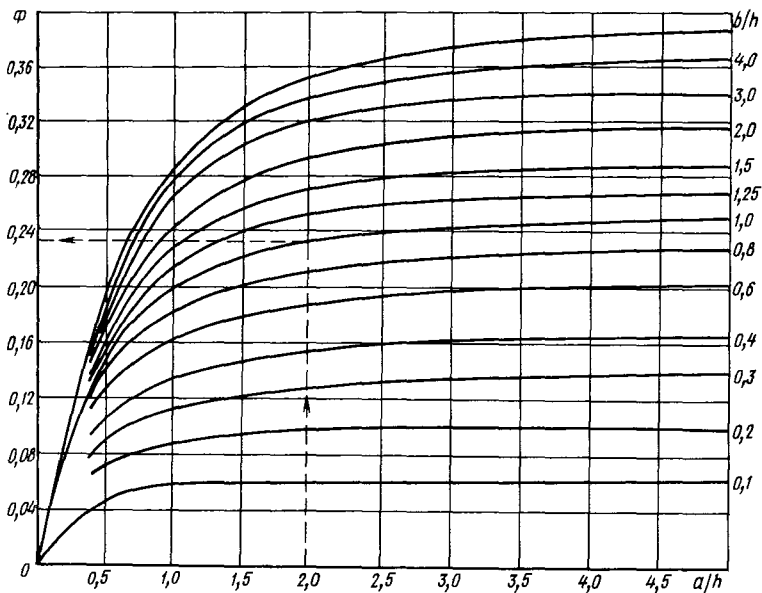


Рис. 3.41. Определение коэффициента облученности между поверхностями, перпендикулярными друг другу

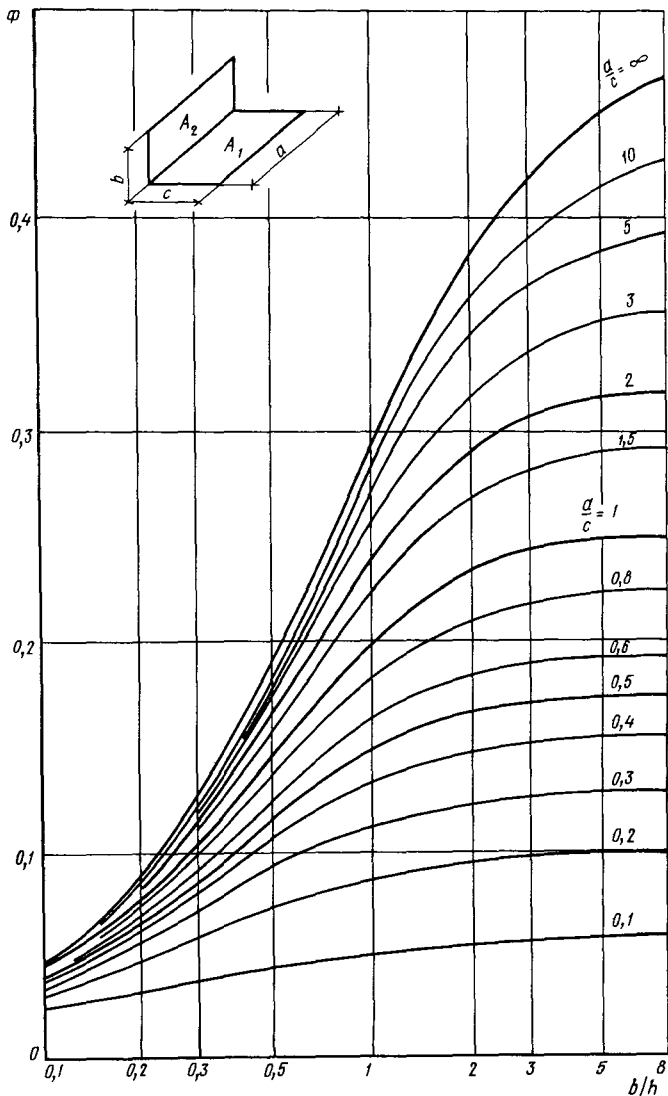
Согласно уравнению (3.89), сначала вместо  $a$  в уравнение (3.88) следует подставить расстояние  $x + a_2$ , затем, зная  $h$ ,  $b$ , можно вычислить коэффициент облученности  $\varphi_{dA - A_{x+a_2}}$ .

Подобным же образом находят и коэффициент облученности  $\varphi_{dA - A_{x-a_1}}$ , только вместо  $a$  следует подставить расстояние  $x - a_1$ . Разность их дает суммарное значение коэффициентов облученности полосы элементарной поверхности площадью  $dA$  трубой, а произведя интегрирование, можно получить коэффициент облученности поверхности трубой.

**3.4.3. Определение коэффициента облученности между поверхностями с помощью номограмм и таблиц.** На практике при расчете теплообмена между поверхностями целесообразнее пользоваться номограммами или таблицами. Ниже приведены номограммы, аналогичные номограммам для определения коэффициента облученности между поверхностью и элементарной поверхностью.

Рис. 3.40 относится к вычислению коэффициента облученности между параллельными поверхностями и практически иллюстрирует зависимость (3.65).

Номограмма на рис. 3.41 служит для определения коэффициента облученности между перпендикулярными друг другу поверх-



ностями и построена на основании зависимости (3.66). Если перпендикулярные друг другу поверхности расположены, как показано на рис. 3.28, но не непосредственно друг около друга, следует также применять рис. 3.41, но с учетом зависимости (3.67).

Номограмма, приведенная на рис. 3.42, относится к случаю, когда параллельные поверхности неодинаковы по размеру, но соблюдается условие  $\Phi_1 A_1 = \Phi_2 A_2$ . Для расчета коэффициентов облученности можно использовать также табличные данные (табл. 3.2).

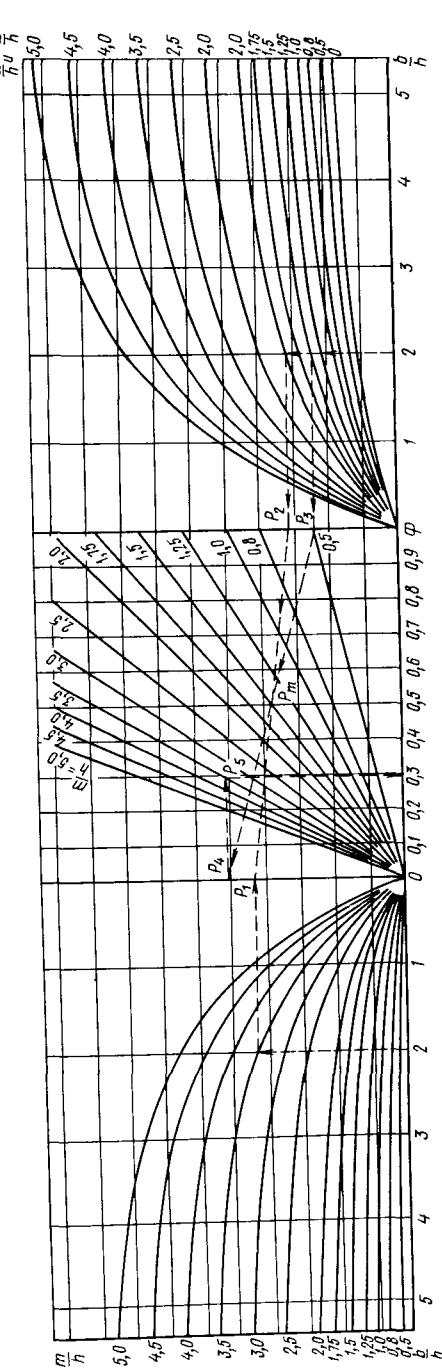
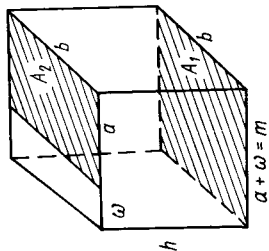


Рис. 3.42. Номограмма для определения коэффициента, облученности между двумя параллельными поверхностями, имеющими различную площадь



$$\Phi = \frac{1}{(a + \omega)\pi} \left\{ \sqrt{(a + \omega)^2 + h^2} \arctg \frac{b}{\sqrt{(a + \omega)^2 + h^2}} + \sqrt{a^2 + h^2} \arctg \frac{b}{\sqrt{a^2 + h^2}} \right.$$

$$\left. \sqrt{h^2 + \omega^2} \arctg \frac{b}{\sqrt{h^2 + \omega^2}} + \frac{a + \omega}{b} \sqrt{b^2 + h^2} \arctg \frac{a + \omega}{\sqrt{b^2 + h^2}} + \frac{a}{b} \sqrt{b^2 + h^2} \arctg \frac{a}{\sqrt{b^2 + h^2}} \right.$$

$$\left. - \frac{\omega}{b} \sqrt{b^2 + h^2} \arctg \frac{\omega}{\sqrt{b^2 + h^2}} - \frac{a + \omega}{b} h \arctg \frac{a + \omega}{h} - \frac{a}{b} h \arctg \frac{a}{h} + \frac{\omega}{b} h \arctg \frac{\omega}{h} - h \arctg \frac{b}{h} \right.$$

$$\left. - \frac{h^2}{2b} \ln \frac{[(a + \omega)^2 + b^2 + h^2](a^2 + b^2 + h^2)(h^2 + \omega^2)(h^2 + h^2)}{(b^2 + h^2 + \omega^2)[(a + \omega)^2 + h^2](a^2 + h^2)(b^2 + h^2)} \right\}$$

**ТАБЛИЦА 3.2. СРЕДНИЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ ОБЛУЧЕННОСТИ ПОТОЛКА ПОМЕЩЕНИЯ ОСТАЛЬНЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ**

Соотношение размеров помещения			Средний коэффициент облученности $\Phi$ с поверхностей		
боковой размер $a$ или $b$	боковой размер $b$ или $a$	высота $h$	пола $ab$	стены $ah$ или $bh$	стены $bh$ или $ah$
1	1	0,5	0,416	0,146	0,146
1	2	0,5	0,507	0,079	0,167
1	3	0,5	0,541	0,054	0,175
1	4	0,5	0,562	0,039	0,180
1	1	1	0,200	0,200	0,200
1	2	1	0,292	0,112	0,242
1	3	1	0,323	0,084	0,255
1	4	1	0,345	0,062	0,266
1	1	2	0,068	0,233	0,233
1	2	2	0,115	0,150	0,292
1	3	2	0,1495	0,107	0,318
1	4	2	0,1675	0,082	0,334
1	1	3	0,0306	0,242	0,242
1	2	3	0,0612	0,158	0,310
1	3	3	0,079	0,128	0,333
1	4	3	0,097	0,092	0,360
1	1	4	0,0278	0,243	0,243
1	2	4	0,0345	0,169	0,314
1	3	4	0,049	0,132	0,344
1	4	4	0,064	0,102	0,366

### 3.5. Лучистый теплообмен между геометрической плоскостью и поверхностью тела человека (метод Фангера)

Расчет лучистого теплообмена между плоской поверхностью и телом человека отличается от расчета лучистого теплообмена между двумя поверхностями. Главная трудность заключается в определении действительной площади поверхности тела человека, участвующей в лучистом теплообмене.

Некоторые предлагали определять коэффициент облученности тела человека данной поверхностью, считая разрез тела геометрической плоскостью (рис. 3.43). Это является практическим применением метода построения, описанного в п. 3.3. Однако такие решения трудоемки, кроме того, в них учитывается не полная поверхность тела, а только его плоское сечение. Разработка метода, который позволяет принимать во внимание поверхность всего тела человека, связана с именем Фангера [69].

Фангер определял среднюю поверхность тела человека острым фотометрическим методом, который подробно описан в указанной работе. В ходе своих измерений он по отдельности для мужчин и женщин определял так называемую поверхность Дюбуа, широко применяемую в практике физиологических обследований

и вычисляемую по формуле

$$A_{Du} = 0,203 W^{0,425} H^{0,725}, \quad (3.90)$$

где  $W$  — масса человека, кг;  $H$  — его высота, м.

Этот метод в настоящее время используется во многих странах, в связи с чем необходимо более подробно изложить его теоретические основы. Ниже дано краткое описание метода Фангера [36, 69].

**3.5.1. Коэффициент эффективно облучаемой поверхности.** Вначале предположим, что человек сидит в центре сферы (рис. 3.44). Принцип расчета здесь такой же, как и в описанных выше методах расчета лучистого теплообмена, поэтому изложим только его суть.

На основании рис. 3.44 можно записать следующее уравнение:

$$A_{\text{eff}} \Phi_{E-A_2} = A_2 \Phi_{A_2-E} \quad (3.91)$$

где  $A_{\text{eff}}$  — площадь эффективного облучения человека;  $\Phi_{E-A_2}$  — угловой коэффициент между человеком и окружающей его сферой с площадью поверхности  $A_2$ ;  $A_2 = 4r_m^2$  — площадь сферы;  $\Phi_{A_2-E}$  — угловой коэффициент между поверхностью сферы и человеком.

Этот угловой коэффициент представляет собой коэффициент облученности, который, однако, относится не к половине, а ко всей поверхности сферы. Именно для того, чтобы различать эти понятия, для полусферы применяют термин «коэффициент облученности», а для сферической поверхности — «угловой коэффициент».

Поскольку угловой коэффициент  $\Phi_{E-A_2}$  определяет ту долю излучения, идущего от тела человека, которая доходит до поверхности 2, его считают равным единице. Поэтому уравнение (3.91) можно записать в следующем виде:

$$A_{\text{eff}} = 4\pi r_m^2 \Phi_{A_2-E} \quad (3.92)$$

Коэффициент  $\Phi_{A_2-E}$  можно определить только интегрированием, распространяющимся на отдельные элементарные площадки  $dA_2$ , с учетом соответствующих углов  $\alpha$  и  $\beta$ .

Таким образом, угловой коэффициент между элементарной площадкой 2 и человеком может быть записан в виде

$$\Phi_{dA_2-E} = A_E / \pi r_m^2, \quad (3.93)$$

где  $A_E$  — площадь поверхности тела человека, перпендикулярной нормали к элементарной площадке 2.

Суммируя приведенные выше коэффициенты, получим уравнение

$$\Phi_{A_2-E} = \frac{1}{A_2} \int \frac{A_E}{\pi r_m^2} dA_2, \quad (3.94)$$

из которого следует

$$dA_2 = r_m d\alpha \cos \beta r_m d\beta \quad (3.95)$$

и

$$A_2 = 4\pi r_m^2, \quad (3.96)$$

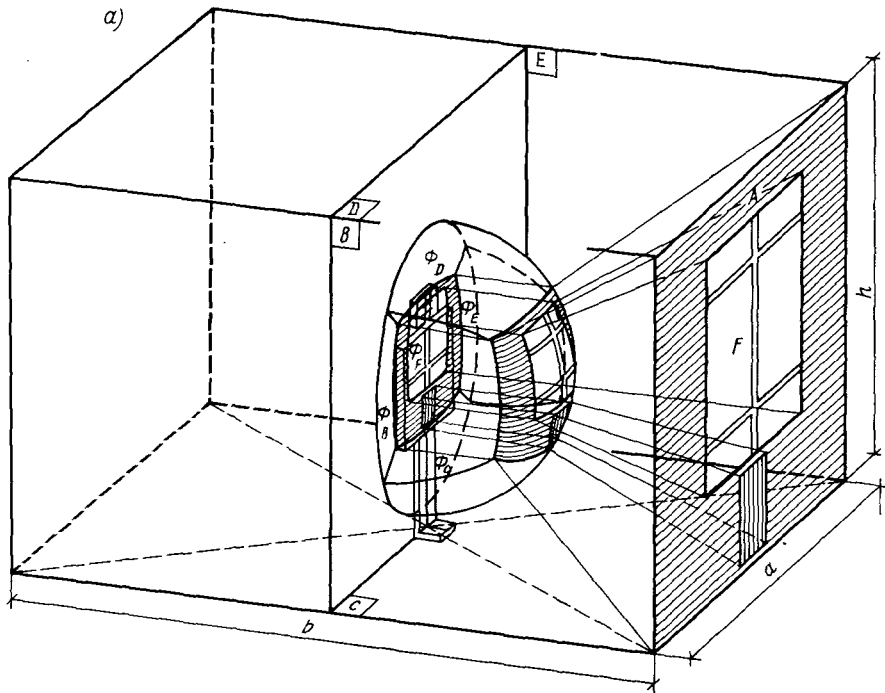
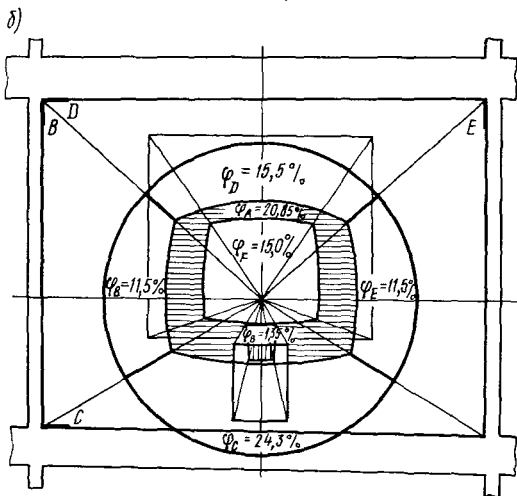


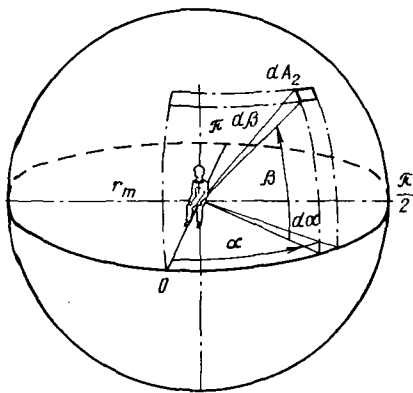
Рис. 3.43. Графическое построение при определении коэффициента облученности  $a$  — между плоскостью, проходящей через центр тела человека и элементами поверхности наружной стены;  $b$  — между телом человека, стоящего в центре помещения, и окружающими поверхностями



Поэтому

$$\Phi_{A_2 - E} = \frac{1}{4\pi r_m^2} \int_{\alpha=0}^{2\pi} \int_{\beta=0}^{\pi/2} A_E \cos\beta d\beta d\alpha. \quad (3.97)$$

Предполагая, что тело человека симметрично и что площадь  $A_E$  с обеих сторон одинакова, интеграл можно записать для всей



сферической поверхности, которая в 4 раза больше поверхности четверти сферы, т. е.

$$\Phi_{A_2-E} = \frac{1}{\pi^2 r_m^2} \int_{\alpha=0}^{\pi} \int_{\beta=0}^{\pi/2} A_E \cos \beta d\beta d\alpha. \quad (3.98)$$

Наконец, принимая во внимание уравнение (3.92), можно записать, что

$$A_{\text{eff}} = 4\pi \int_{\alpha=0}^{\pi} \int_{\beta=0}^{\pi/2} A_E \cos \beta d\beta d\alpha. \quad (3.99)$$

Значения  $A_{\text{eff}}$  были определены Фангером для очень большого числа людей с учетом четырех комбинаций положений и одежды. Кроме того, он вычислил 78 различных угловых коэффициентов. На основании результатов экспериментов, проведенных с обнаженными людьми, он определил коэффициент эффективно облучаемой поверхности, пользуясь формулой

$$f_{\text{eff}} = A_{\text{eff}} / A_{\text{Du}}. \quad (3.100)$$

Численные значения этого коэффициента, полученные Фангером в результате проведения многочисленных экспериментов, вместе со значениями  $A_{\text{eff}}$  приведены в указанных выше работах.

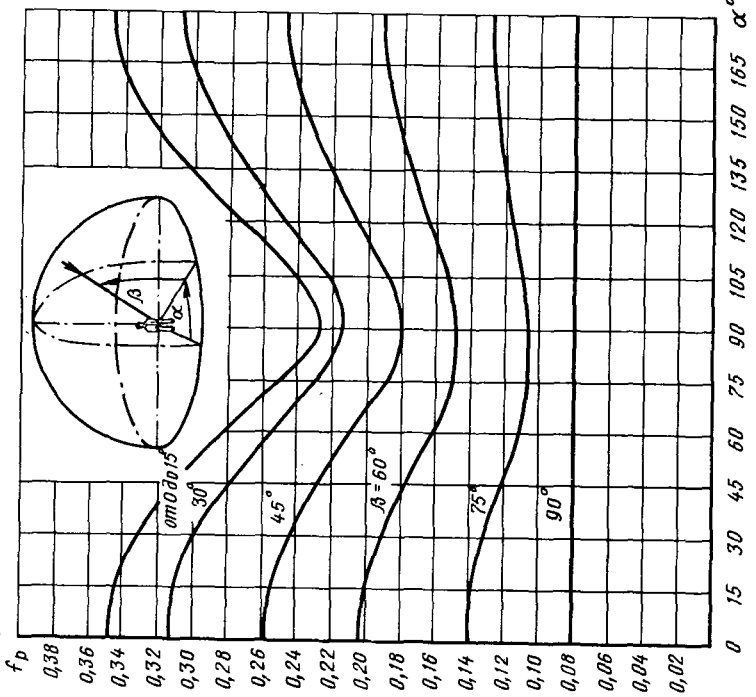
**3.5.2. Проекционный коэффициент поверхности.** Зная значение  $A_{\text{eff}}$ , проекционный коэффициент поверхности для всех комбинаций положения и одежды можно определить для различных значений углов  $\alpha$  и  $\beta$  по уравнению

$$f_p = A_E / A_{\text{eff}}. \quad (3.101)$$

На основании результатов измерений и вычислений Фангер разработал две номограммы; рис. 3.45, а относится к сидящему человеку, а рис. 3.45, б — к стоящему. Поскольку для мужчин и женщин, а также для одетых и обнаженных людей были получены примерно одинаковые результаты, эти номограммы имеют универсальное применение.



б)



а)

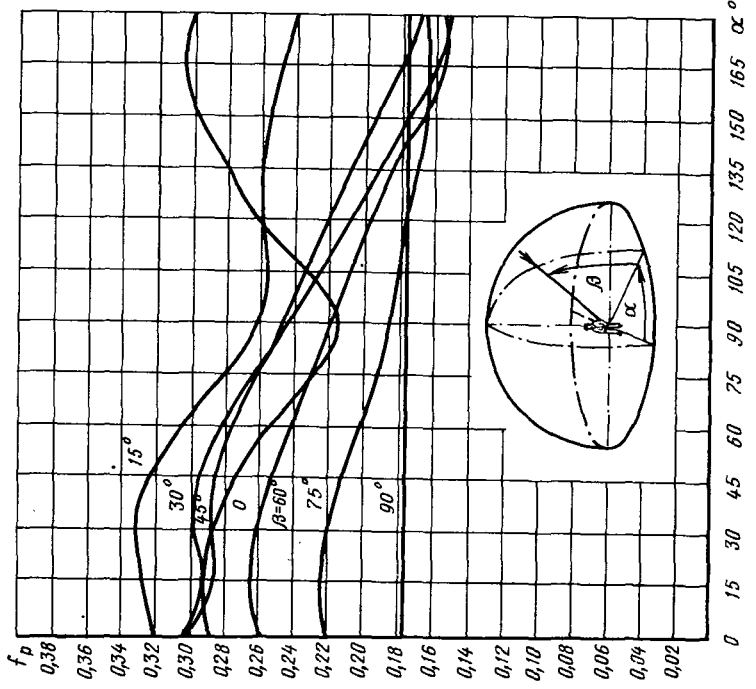


Рис. 3.45. Нограмма для определения проекционного коэффициента поверхности (по данным Фангера) для людей  
 а — сидящих; б — стоящих

**3.5.3. Угловой коэффициент.** Обозначения, применяемые при определении углового коэффициента, даны на рис. 3.46. На рисунке человек стоит в системе координат  $x, y, z$  (координаты  $0, C, 0$ ) лицом к поверхности, находящейся в плоскости  $xz$ . Для элементарной поверхности площадью  $dA = dx dz$  и человека можно записать уравнение

$$f_{\text{eff}} d\Phi_{E-dA} = \Phi_{dA-E} dA, \quad (3.102)$$

где  $\Phi_{E-dA}$  — дифференциальный угловой коэффициент между человеком  $E$  и поверхностью площадью  $dA$ ;  $\Phi_{dA-E}$  — угловой коэффициент между элементарной поверхностью площадью  $dA$  и человеком.

Используя обозначения рис. 3.46, можно записать:

$$\Phi_{dA-E} = \frac{1}{\pi} \frac{A_E}{x^2 + y^2 + z^2} \cos \gamma; \quad (3.103)$$

$$\cos \gamma = y / \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}; \quad (3.104)$$

$$\Phi_{E-dA} = \frac{1}{\pi} \frac{A_E}{f_{\text{eff}}(x^2 + y^2 + z^2)^{3/2}}. \quad (3.105)$$

Таким образом, коэффициент облученности  $\Phi_{E-A}$  между человеком и полной поверхностью

$$\begin{aligned} \Phi_{E-A} &= \frac{1}{\pi} \int_{x=0}^a \int_{z=0}^b \frac{f_p / y}{(x^2 + y^2 + z^2)^{3/2}} dx dz = \\ &= \frac{1}{\pi} \int_{x/y=0}^{a/c} \int_{z/y=0}^{b/c} \frac{f_p}{[1 + (x/y)^2 + (z/y)^2]^{3/2}} d\left(\frac{x}{y}\right) d\left(\frac{z}{y}\right). \end{aligned} \quad (3.106)$$

Величина  $f_p$  была уже выражена в п. 3.5.2 как функция  $\alpha$  и  $\beta$ . Учитывая корреляцию между углом и прямоугольной системой координат, можно записать:

$$\alpha = \arctg x/y; \quad (3.107)$$

$$\beta = \frac{\arctg(z/y)}{\sqrt{(x/y)^2 + 1}}. \quad (3.108)$$

Если нужно определить угловой коэффициент для различных элементов в пределах данной плоскости (например, окно в стене), имеющих различную температуру, то с помощью простой математической зависимости можно вычислить суммарный угловой коэффициент (рис. 3.47):

$$\Phi_{E-A} = \Phi_{E-ABC} - \Phi_{E-BC} - \Phi_{E-CD} + \Phi_{E-C}. \quad (3.109)$$

При определении угловых коэффициентов ограждающих поверхностей для человека, находящегося в помещении, следует рассмот-

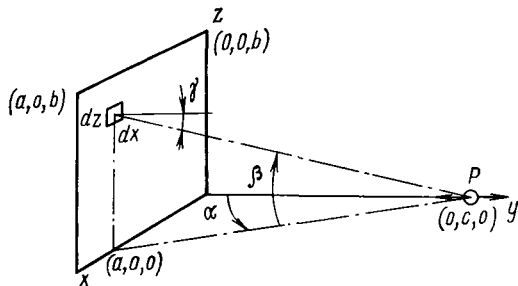


Рис. 3.46. Обозначения, применяемые при определении углового коэффициента (по данным Фангера)

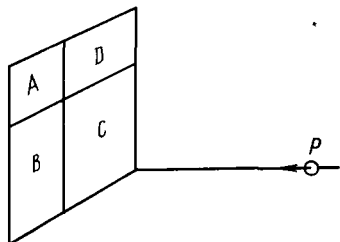


Рис. 3.47. Пояснительная схема для вычисления суммарного углового коэффициента (по данным Фангера)

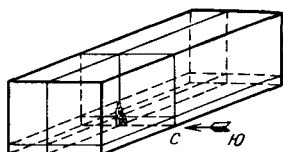
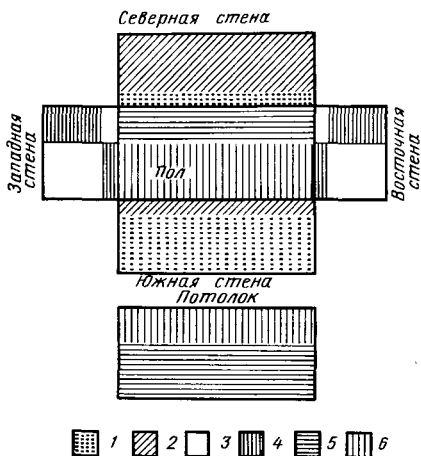


Рис. 3.48. Пояснительная схема для определения углового коэффициента (коэффициента облученности) для находящегося в помещении сидящего человека (по данным Фангера)

3.46	3.47
	3.48



реть шесть вариантов взаимного расположения человека и поверхностей (рис. 3.49):

- 1) вертикальная поверхность находится напротив человека, над его центром, или за его спиной, под центром (рис. 3.49, а);
- 2) вертикальная поверхность расположена напротив человека под его центром, или за его спиной, над центром (рис. 3.49, б);
- 3) вертикальные поверхности расположены сбоку от человека и впереди него, над его центром или сзади, под его центром (рис. 3.49, в);
- 4) вертикальные поверхности находятся сбоку от человека, но спереди, под его центром, или сзади, над его центром (рис. 3.49, г);
- 5) горизонтальные поверхности находятся напротив центра человека спереди, над его головой (потолок), или за центром сзади, внизу (пол) (рис. 3.49, д);
- 6) горизонтальные поверхности, расположены напротив центра человека, впереди, внизу (пол) или за его центром, сзади, над его головой (потолок) (рис. 3.49, е). Угловой коэффициент

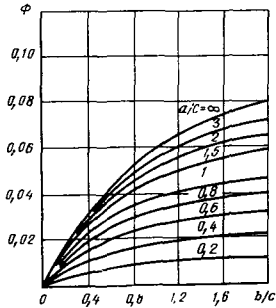
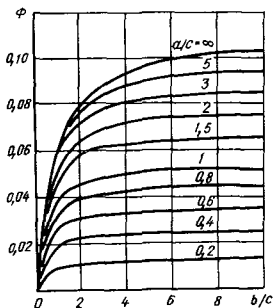
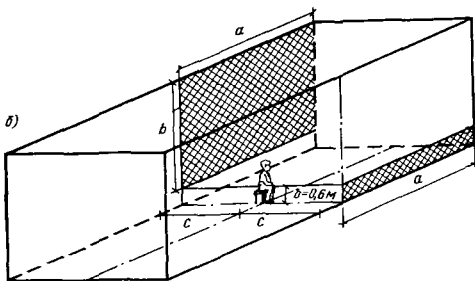
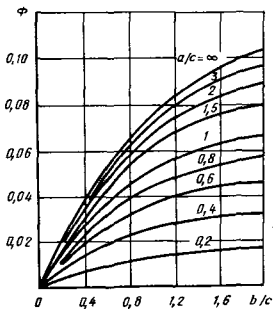
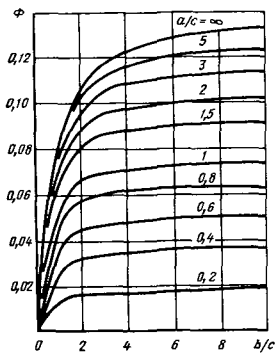
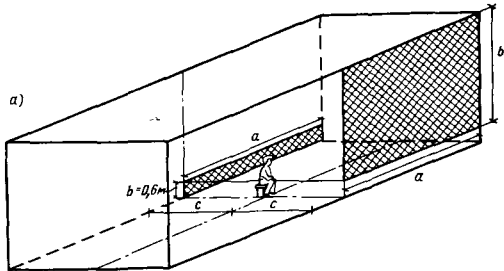
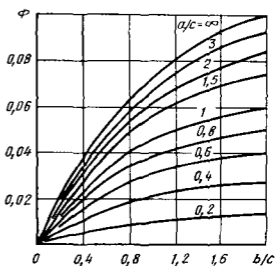
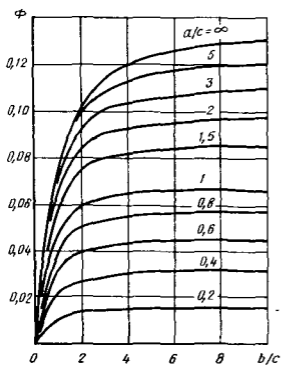
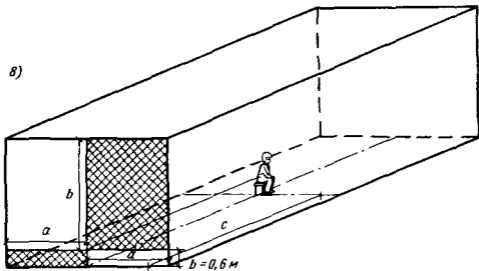
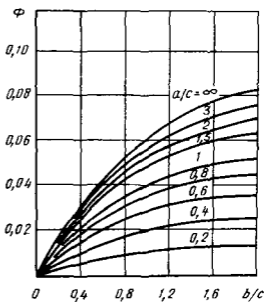
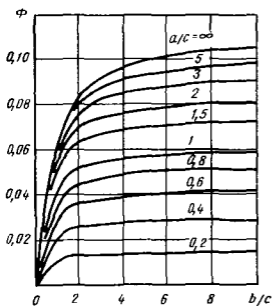
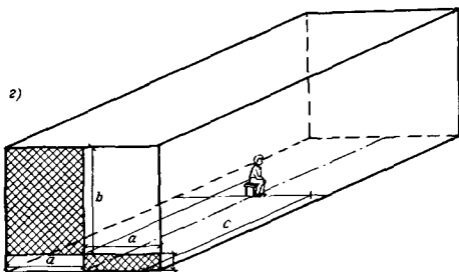


Рис. 3.49. Определение коэффициента облученности между сидящим человеком и вертикальными или горизонтальными поверхностями для шести вариантов взаимного расположения человека и поверхностей (по данным Фангера)

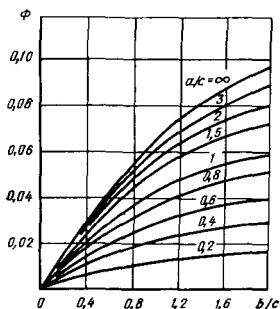
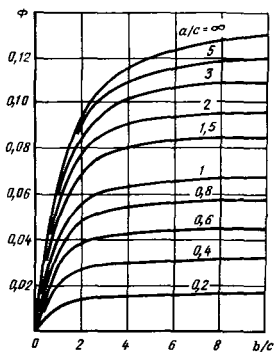
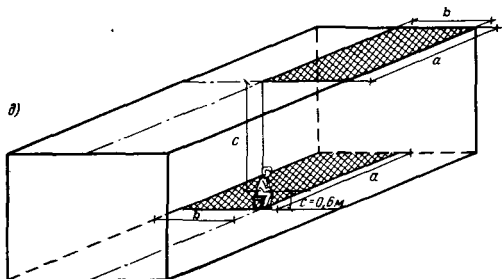
8)



2)



d)



e)

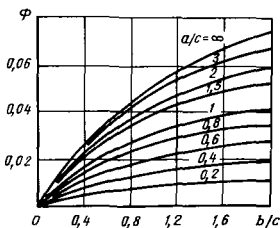
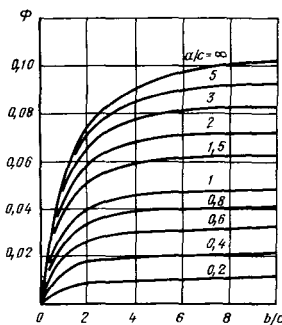
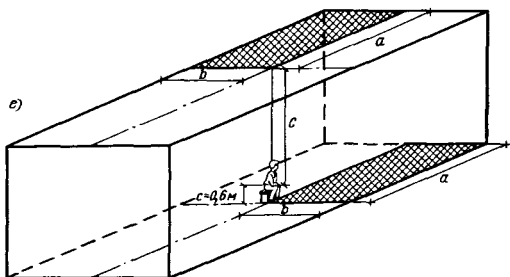
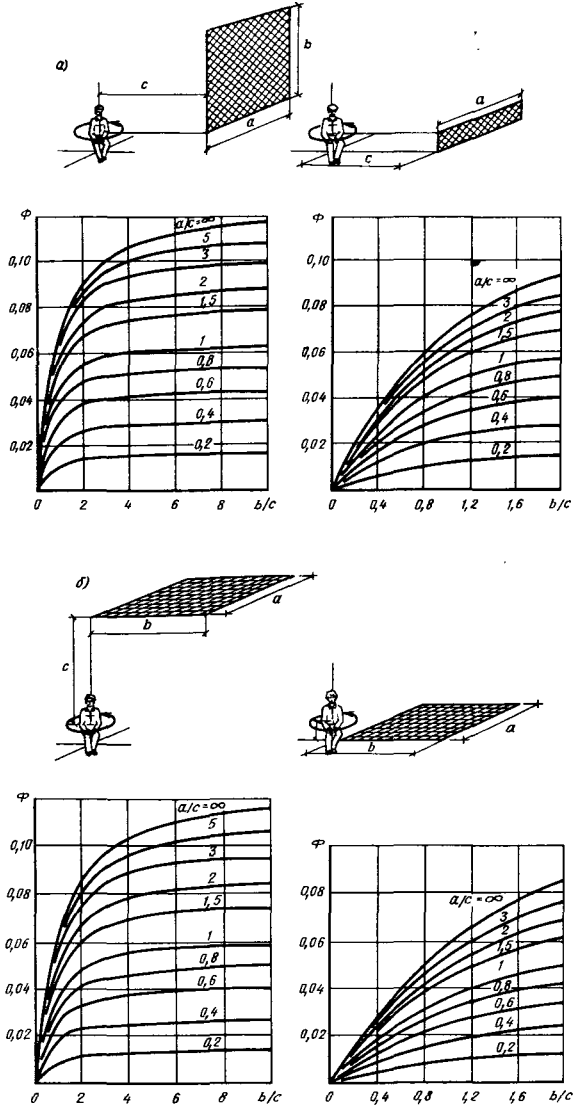


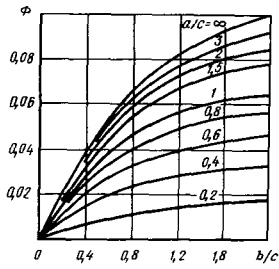
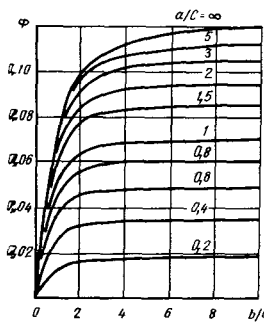
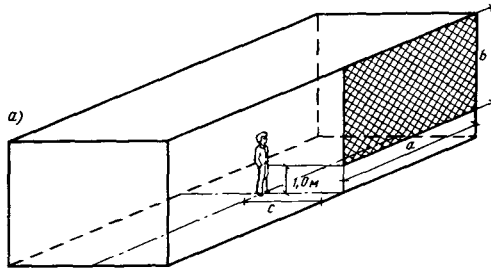
Рис. 3.50. Определение коэффициента облученности между сидящим человеком и вертикальной плоскостью, находящейся напротив него, над его центром или под ним ( $a$ ) или верхней или нижней горизонтальной плоскостью ( $b$ ) при повороте человека вокруг своей вертикальной оси, если место человека известно, а угол его поворота по отношению к плоскости неизвестен (по данным Фангера)



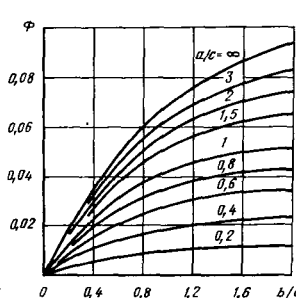
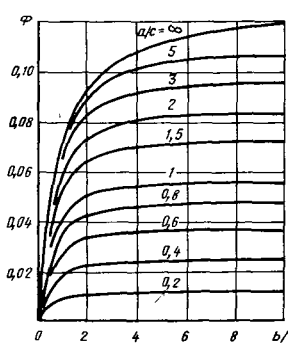
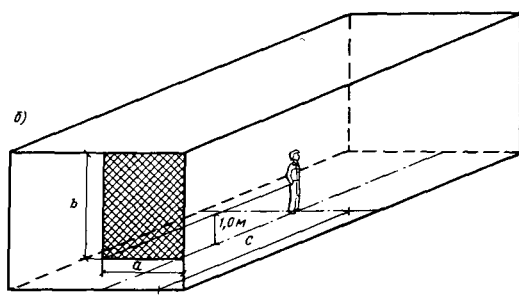
выше был приведен для первого варианта [см. уравнение (3.106)]. Аналогичным образом можно определить значение  $\Phi$  и для остальных пяти вариантов.

Если место человека в помещении известно (т. е. известны координаты его центра), но неизвестен угол поворота его туловища  $\alpha$ ,

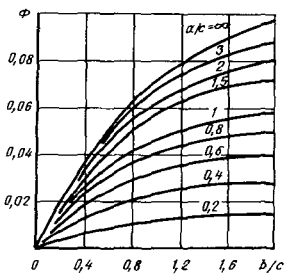
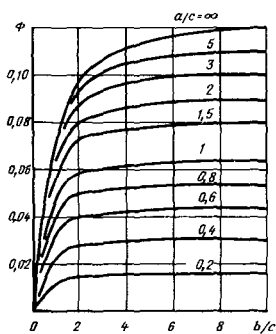
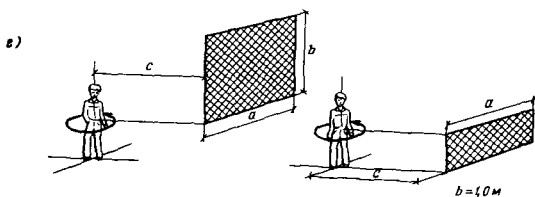
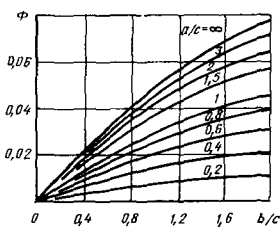
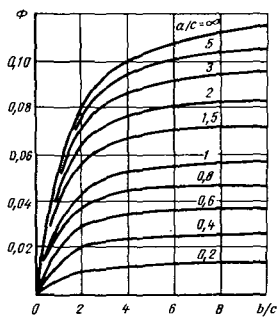
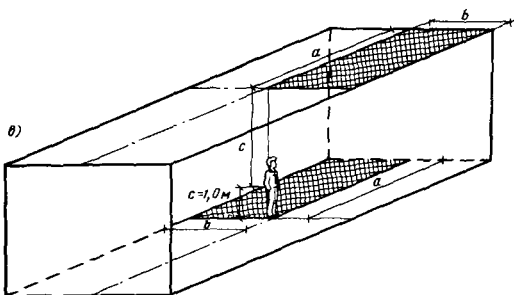
Рис. 3.51. Определение коэффициента облученности для стоящего человека (по данным Фангера)

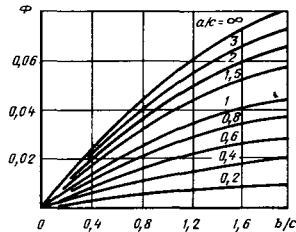
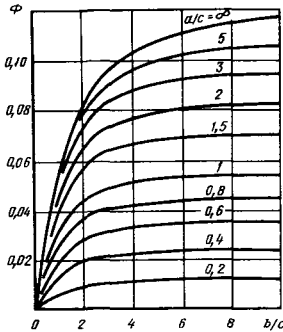
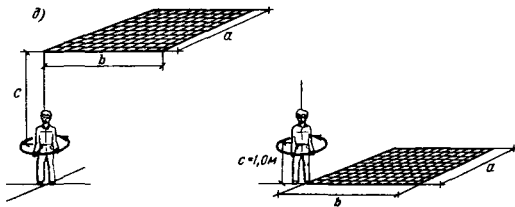


$a$  — между человеком и вертикальной плоскостью, расположенной напротив него, над его центром;  $b$  — между человеком и боковой вертикальной плоскостью, находящейся перед ним, над его центром;  $v$  — между человеком и горизонтальной плоскостью, расположенной перед ним, над его центром (потолок), или сзади него, под его центром (пол);  $z$  — между человеком и вертикальной плоскостью, находящейся над его центром или под ним, если место человека известно, а угол поворота его по отношению к плоскости неизвестен;  $d$  — между человеком и горизонтальной плоскостью, расположенной над ним или под ним, если место человека известно, а угол его поворота по отношению к плоскости неизвестен









то, предполагая, что  $0 < \alpha < 2\pi$ , можно определить значение  $\Phi$  для вертикальной поверхности по уравнению

$$\Phi_{E-A} = \frac{1}{2\pi^2} \int_{x/y=0}^{a/c} \int_{z/y=0}^{b/c} \int_{\alpha=0}^{\alpha=2\pi} \frac{f_p}{[1 + (x/y)^2 + (z/y)^2]^{3/2}} d(x/y) d(z/y) d\alpha. \quad (3.110)$$

Здесь  $\Phi_{E-A}$  представляет собой коэффициент облученности (или угловой коэффициент) в том случае, когда человек расположен не перпендикулярно поверхности и может поворачиваться вокруг вертикальной оси (рис. 3.50).

Номограммы для определения коэффициентов облученности между стоящим человеком и ограждающими поверхностями для различных вариантов их расположения приведены на рис. 3.51.

При применении этих номограмм следует обратить внимание на следующее:

у сидящего человека центр тела расположен на высоте 0,6 м, а у стоящего — на высоте 1,0 м;

разница между коэффициентами облученности, имеющаяся на рис. 3.49, а и б, возникает из-за того, что в качестве передней плоскости для нижних поверхностей ограждения следует принимать поверхности бедер и голеней.

## II. РАСЧЕТ ЛУЧИСТЫХ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

### 4. ОСНОВЫ КЛАССИФИКАЦИИ ЛУЧИСТЫХ ОТОПИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

Лучистые отопительные приборы отличаются от так называемых конвективных прежде всего своей конструкцией, благодаря которой доля лучистой теплоотдачи становится преобладающей. Общеизвестно, что часть теплоотдачи конвективных отопительных приборов, за исключением устройств воздушного отопления, происходит также путем излучения. Соотношение конвективной и лучистой теплоотдачи при различных способах отопления показано на рис. 4.1.

В основу классификации отопительных приборов можно положить различные характеристики (температура поверхности прибора, конструктивное устройство, расположение прибора, теплоноситель и т. д.), и все же самым важным фактором мы считаем температуру поверхности отопительного прибора, поскольку она в первую очередь определяет остальные его характеристики и играет важную роль в формировании теплоощущения, что обязательно нужно принимать во внимание.

В зависимости от средней температуры поверхности отопительных приборов различают лучистое отопление с низкой, средней и высокой температурой. Основные отличия этих типов отопления заключаются в следующем. При лучистом отоплении с низкой температурой на поверхности нагревателя температура обычно не превышает  $70^{\circ}\text{C}$ , поэтому такие нагреватели большей частью монтируют в какую-либо ограждающую конструкцию отапливаемого помещения. В качестве теплоносителя можно применять горячую воду, пар низкого давления, реже — воздух или электрический ток. Лучистым отоплением со средней температурой считается такое отопление, при котором температура на поверхности нагревателя колеблется от  $70$  до  $200^{\circ}\text{C}$ . При лучистом отоплении с высокой температурой на поверхности нагревателя температура выше  $200^{\circ}\text{C}$ , обычно она составляет  $500$ — $900^{\circ}\text{C}$ . В двух последних случаях нагреватель может быть применен независимо от ограждающих конструкций отапливаемого помещения, например, в виде отопительного экрана. Теплоносителем может служить перегретая вода, пар высокого давления, масло, электрический ток, газ.

На практике виды лучистого отопления классифицируют также по различным, не входящим в единую систему признакам (теплоноситель, расположение греющей поверхности и т. д.), некоторым способам присваивают названия, не отражающие их суть. Так, например, лучистое отопление с помощью нагревателей, вмонтированных в ограждающие конструкции (потолок, стену, пол) по фамилии запатентовавшего их лица носит название отопления типа «Криттал», а некоторые типы лучистого отопления с нагревателями, вмонтированными в фальшпотолок, называются «Страмакс», «Френгер» и т. д. В настоящее время из-за многообразия видов лучистого

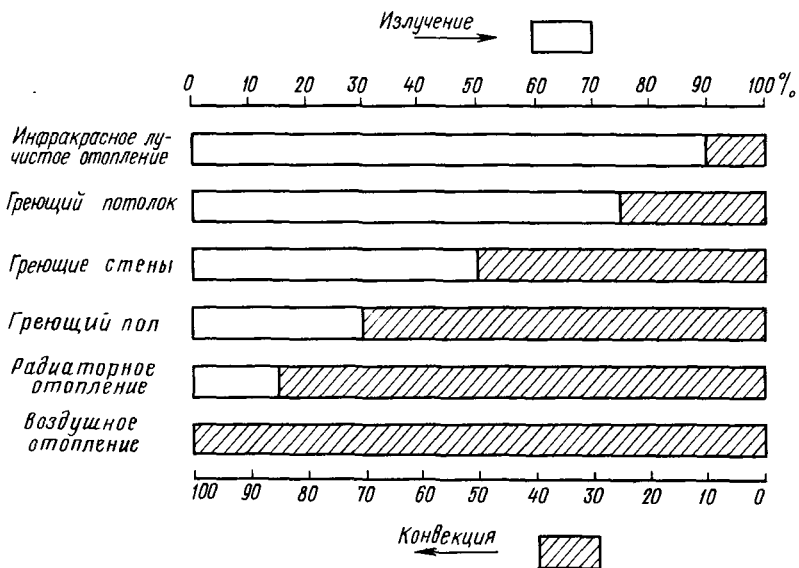


Рис. 4.1. Соотношение конвективной и лучистой теплоотдачи при различных способах отопления

отопления такие наименования желательно применять лишь в отдельных случаях.

Лучистые нагреватели, как уже было упомянуто, классифицируют по температуре их поверхности, однако этот показатель одновременно определяет и их конструктивное устройство. Поэтому рассмотрим расчет лучистых отопительных приборов в соответствии со следующей классификацией:

лучистые нагреватели с низкой температурой поверхности и большой тепловой инерцией;

лучистые нагреватели со средней температурой поверхности и малой тепловой инерцией;

лучистые нагреватели с высокой температурой поверхности и малой тепловой инерцией.

## 5. ТЕПЛОТДАЧА ЛУЧИСТЫХ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

### 5.1. Общие положения

Механизм теплоотдачи лучистых отопительных приборов в полной мере соответствует общим закономерностям распространения теплоты, однако вследствие особого устройства прибора с двух его сторон чаще всего возникает значительная разница температуры. Ее появление вызвано тем, что на поверхности отопительного прибора, обращенной к отапливаемому помещению, обеспечивается гораздо более высокая температура, чем на противоположной. Иногда противоположная сторона отдает свою теплоту другому по-

мещению. В таком случае следует по отдельности рассмотреть теплоотдачу двух сторон (например, при потолочном отоплении — теплоотдачу потолка и пола). С этой точки зрения количество теплоты, отдаваемое поверхностью какого-либо отопительного прибора, равно

$$Q = A \{ \sum C_j [(T_s/100)^4 - (T_j/100)^4] + \alpha'_{Si} (t_s + t_i) \}. \quad (5.1)$$

Введя так называемую радиационную температуру, можно записать:

$$Q = A \{ C [(T_s/100)^4 - (T_s/100)^4] + \alpha'_{Si} (t_s - t_i) \}, \quad (5.2)$$

где  $C$  — коэффициент взаимного облучения, Вт/(м<sup>2</sup>·град<sup>4</sup>);  $\alpha'_{Si}$  — коэффициент конвективного теплообмена между поверхностью лучистого отопительного прибора и воздухом, Вт/(м<sup>2</sup>·град);  $T_s$  и  $t_s$  — температура излучающей поверхности, К и °С;  $t_i$  — температура окружающего воздуха, °С;  $T_s = \sqrt[4]{\sum \Phi_{S-j} T_j^4}$  — так называемая радиационная температура, действие которой с точки зрения теплоотдачи равноценно действию температуры  $T_j$  на окружающих поверхностях, К;  $j$  — порядковый номер окружающих поверхностей.

Уравнение (5.2) может быть записано и в виде

$$Q/A = q = \alpha'_S (t_s - t_s) + \alpha'_{Si} (t_s - t_i) = \alpha_{Si} (t_s - t_i), \quad (5.3)$$

где  $\alpha_{Si}$  — коэффициент полного теплообмена со стороны отопительного прибора, обращенной к отапливаемой среде, соотнесенный с результирующей температурой  $t_i$  в помещении, Вт/(м<sup>2</sup>·град);

$$\alpha'_S = bC = C \frac{(T_s/100)^4 - (T_s/100)^4}{t_s - t_i} \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{град)}; \quad (5.4)$$

$$t_i = 0,46t_l + 0,54t_s. \quad (5.5)$$

Коэффициент теплообмена может быть записан в виде

$$\alpha_{Si} = \alpha'_S \frac{t_s - t_s}{t_s - t_i} + \alpha'_{Si} \frac{t_s - t_l}{t_s - t_i} \quad (5.6)$$

Применяя выражения

$$\alpha_S = \alpha'_S \frac{t_s - t_s}{t_s - t_i} \quad (5.7a)$$

и

$$\alpha_{Sl} = \alpha'_{Sl} \frac{t_s - t_l}{t_s - t_i} \quad (5.7b)$$

получим

$$\alpha_{Si} = \alpha_S + \alpha_{Sl}. \quad (5.8)$$

При этом удельную теплоотдачу в направлении отапливаемого пространства можно выразить зависимостью

$$q_{Si} = Q/A = \alpha_{Si} (t_s - t_i). \quad (5.9)$$

Она относится прежде всего к тому случаю, когда в направлении отапливаемой среды обращена только одна из сторон отопительного прибора.

Часто можно использовать и тепловыделение другой стороны прибора, поэтому при расчете теплотребности и площади греющей поверхности следует принимать во внимание тепловыделе-

ние обеих сторон. Коэффициент теплообмена, действительный с противоположной стороны лучистого отопительного прибора, обозначим  $\alpha_{s\sigma}$  а выражение

$$\alpha_{s\sigma} = \alpha_{s_i} + \alpha_{s_e} \quad (5.10)$$

определяет полный (суммарный) коэффициент теплообмена отопительного прибора, необходимый в том случае, когда тепловыделение обеих сторон прибора служит для обогрева отапливаемого пространства.

## 5.2. Теплоотдача лучистых отопительных приборов в зависимости от их расположения и конструкции

В дальнейшем индекс при  $\alpha$  будет обозначать место расположения отопительного прибора.

**5.2.1. Теплоотдача греющей поверхности всего потолка вниз.** В данном случае индекс М указывает на то, что речь идет о греющем потолке. При этом

$$\alpha_{Mi} = bC + 0,64 (t_s - t_i)^{1/4} = bC + 0,64 \sqrt[4]{\vartheta_s}; \quad (5.11)$$

$$C = 4,83 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

На рис. 5.1 даны значения  $\alpha_{Mi}$  в зависимости от избыточной температуры  $\vartheta_s = t_s - t_i$ , а также показано количество теплоты  $q_{Mi}$ , Вт/м<sup>2</sup>, которое может передаваться вниз с элементарной площади:

$$q_{Mi} = \alpha_{Mi} \vartheta_s. \quad (5.12)$$

**5.2.2. Коэффициент теплообмена на поверхности потолочного отопительного прибора ленточной конфигурации.** Данный случай от предыдущего отличается значением коэффициента конвективного теплообмена, равным

$$\alpha_{Mi} = 1,28 (\vartheta_s)^{1/4}. \quad (5.13)$$

При этом коэффициент полного теплообмена в направлении отапливаемого пространства, Вт/(м<sup>2</sup>·К), равен

$$\alpha_{Mi} = bC + 1,28 (\vartheta_s)^{1/4} \quad (5.14)$$

В зонах сравнительно малой ширины ( $\leq 1$  м) можно допускать значительно большую избыточную температуру, чем на поверхности целиком нагреваемого потолка. Коэффициенты  $\alpha_{Mi}$  можно определять по рис. 5.2.

**5.2.3. Теплоступление вверх от отопительного прибора, размещенного в полу.** Обычно для обогрева используется вся поверхность пола, при этом коэффициент конвективного теплообмена более высокий, температура же может быть выше 26°С только в исключительных случаях (в плавательных бассейнах, в редко используемых крупных помещениях). Для обозначения

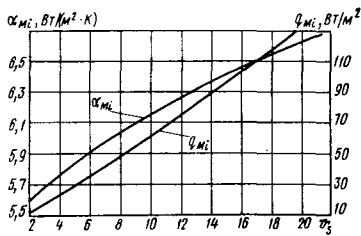


Рис. 5.1. Зависимость коэффициента теплообмена  $\alpha_{Mi}$  и теплоотдачи  $q_{Mi}$  сплошного греющего потолка от избыточной температуры  $\theta_S$

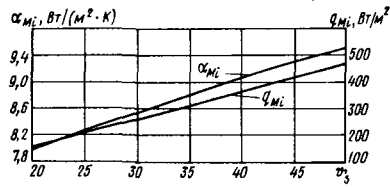


Рис. 5.2. Зависимость коэффициента теплообмена и теплоотдачи ленточного потолочного излучателя от избыточной температуры  $\theta_S$

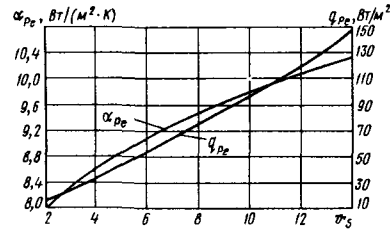


Рис. 5.3. Зависимость коэффициента теплообмена и теплоотдачи греющего пола от избыточной температуры  $\theta_S$

характеристик, связанных с полом, используется индекс  $P$ . Коэффициент конвективного теплообмена,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , равен

$$\alpha_{Pi} = 2,675 (\theta_S)^{1/4} \quad (5.15)$$

Коэффициент полного теплообмена  $\alpha_{Pe}$  (индекс  $e$  обычно обозначает теплоту, поступающую вверх или из помещения наружу) равен

$$\alpha_{Pe} = bC + 2,675 (\theta_S)^{1/4} \quad (5.16)$$

Передаваемая теплота может быть выражена зависимостью

$$q_{Pe} = \alpha_{Pe}(t_{Pe} - t_i) = \alpha_{Pe}\theta_S. \quad (5.17)$$

Значения  $\alpha_{Pe}$  и  $q_{Pe}$  в зависимости от  $\theta_S$  можно определить по рис. 5.3.

Если отопительный прибор разместить в потолке или под плоскостью пола, он будет отдавать теплоту с обеих сторон. При этом полное тепlopоступление,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ , равно

$$q_o = q_{Mi} + q_{Pe} = \alpha_{Mi}\theta_{Si} + \alpha_{Pe}\theta_{Se}. \quad (5.18)$$

**5.2.4. Тепlopоступление от отопительных приборов, расположенных в вертикальной плоскости.** Отопительный прибор может быть размещен как в перегородке, так и в наружной стене. Для обозначения стены используется индекс  $F$ . При таком расположении отопительного прибора коэффициент конвективного теплообмена также довольно высокий. В направлении стороны, обозначенной индексом  $i$ ,

$$\alpha_{Fi} = bC + 1,975 (\theta_{Si})^{1/4}, \quad (5.19)$$

а отдаваемая теплота

$$q_{Fi} = \alpha_{Fi}\theta_{Si}. \quad (5.20)$$

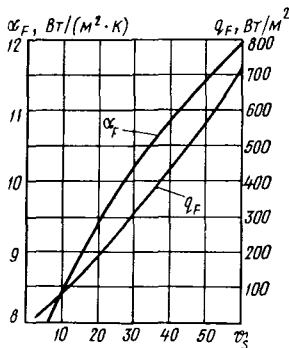


Рис. 5.4. Зависимость коэффициента теплообмена и теплоотдачи греющей стены от избыточной температуры  $\theta_S$

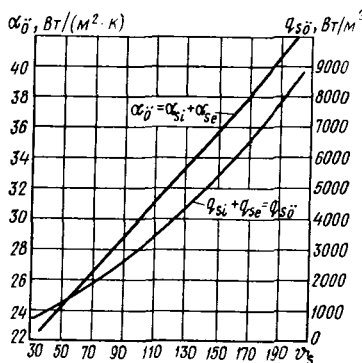


Рис. 5.5. Зависимость суммарного коэффициента теплообмена и теплоотдачи экранного излучателя без теплоизоляции от избыточной температуры

Теплота, отдаваемая с другой ограничивающей плоскости тела (стены), обозначенной индексом  $e$ , равна

$$q_{Fe} = \alpha_{Fe} \theta_{Se}, \quad (5.21)$$

где  $\theta_e$  — избыточная температура среды, охватывающей противоположную ограничивающую плоскость тела, для которой справедливо выражение  $\lambda_{Se} \approx 0$ .

Значения  $\alpha_F$  и  $q_F$  приведены на рис. 5.4. Если наружную стену или потолок использовать в качестве отопительного прибора, то из-за большого количества теплоты, идущей наружу, может значительно увеличиться теплотребность помещения. Для ее уменьшения эти ограждающие конструкции снабжают хорошей теплоизоляцией.

**5.2.5. Теплоотдача отопительного экрана.** Отопительный экран отдает свою теплоту отапливаемому помещению с обеих сторон. Экраны обычно изолируются с верхней стороны (обращенной к потолку отапливаемого помещения). Если изоляцию не применять, поступление теплоты значительно возрастет, но возрастут и теплопотери помещения. Коэффициенты теплообмена неизолированного экрана, Вт/(м<sup>2</sup>·К), вычисляют по следующим формулам:

в направлении обогреваемого пространства

$$\alpha_{Si} = b_i C + 1,28 (\theta_{Si})^{1/4}, \quad (5.22a)$$

в направлении, противоположном обогреваемому пространству (к потолку):

$$\alpha_{Se} = b_e C + 3,26 (\theta_{Se})^{1/4}. \quad (5.22b)$$

При этом суммарный коэффициент теплообмена (рис. 5.5)

$$\alpha_0 = \alpha_{Si} + \alpha_{Se}. \quad (5.23)$$

Температуру на двух сторонах экрана при современном конструктивном решении практически можно считать одинаковой, т. е.

$$\theta_{Si} \approx \theta_{Se} \approx \theta_S.$$



Теплоотдача (см. рис. 5.5), Вт/м<sup>2</sup>, определяется выражением

$$q_{S\bar{o}} = q_{Si} + q_{Se} = \vartheta_S(\alpha_{Si} + \alpha_{Se}) = \vartheta_S \alpha_{S\bar{o}}. \quad (5.24)$$

Зависимости 5.22а и 5.22б справедливы и для теплоотдачи изолированных экранов, при этом  $\vartheta_{Si} > \vartheta_{Se}$ , а соотношение между этими величинами зависит от эффективности изоляции, определяемой выражением

$$\vartheta_{Se}/\vartheta_{Si} = \rho. \quad (5.25)$$

По технологическим соображениям целесообразно в различных случаях применять изоляцию одинаковой толщины. Если коэффициент теплопроводности изоляции  $\lambda_{sz} = 0,05$  Вт/(м·К) и ее толщина  $\delta_{sz} = 0,04$  м, то термическое сопротивление  $\delta_{sz}/\lambda_{sz} = 0,8$  м<sup>2</sup>·К/Вт.

Коэффициент теплопередачи с плоскости экрана через слой изоляции, Вт/(м<sup>2</sup>·К), вычисляется по формуле

$$\kappa_e = \frac{1}{\delta_{sz}/\lambda_{sz} + 1/\alpha_{Se}}. \quad (5.26)$$

Здесь коэффициент теплообмена

$$\alpha_{Se} = bC_e + 3,26(\vartheta_{Se})^{1/4} = bC_e + 3,26(\rho\vartheta_{Si})^{1/4} \quad (5.27)$$

При этом значение  $\kappa_e$  можно получить на основании известной зависимости, действительной для стационарной теплопередачи:

$$\kappa_e \vartheta_{Si} = \alpha_{Se} \vartheta_{Se},$$

в виде

$$\kappa_e = (\vartheta_{Se}/\vartheta_{Si})\alpha_{Se} = \rho\alpha_{Se}.$$

На рис. 5.6., а приведены значения  $\alpha_i$ ,  $\kappa_e$  и

$$\alpha_{\bar{o}} = \alpha_i + \kappa_e \quad (5.28)$$

в зависимости от  $\vartheta_{Si}$  при избыточной температуре 30—120°С, а на рис. 5.6, б — те же величины, но в области избыточной температуры 120—280°С. К первой области относятся экраны, нагреваемые водой и паром, а ко второй — работающие на масле.

При постоянном коэффициенте теплообмена  $\rho = 0,09—0,11$ . Общее теплоступление от изолированных экранов при этом может быть выражено зависимостью (рис. 5.7)

$$q_{\bar{o}} = q_{Si} + q_{Se} = \vartheta_{Si}(\alpha_i + \kappa_e). \quad (5.29)$$

**5.2.6. Теплоступление от отопительного экрана, расположенного в вертикальной плоскости над рабочей зоной.** В последнее время проводят успешные эксперименты с отопительными экранами, расположенными указанным способом. Экран также сконструирован по-новому, поскольку система труб, подающих теплоноситель,

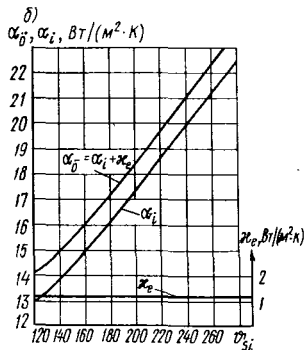
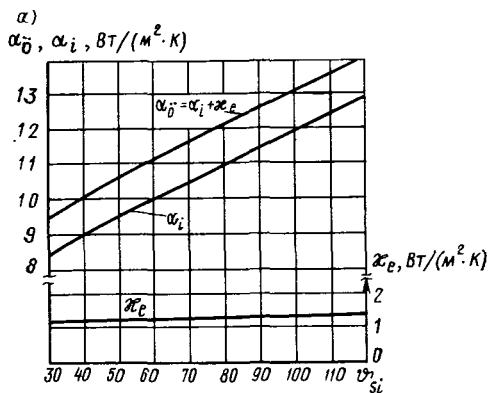


Рис. 5.6. Зависимость коэффициента теплообмена отопительного экрана с теплоизоляцией от избыточной температуры  $\theta_{Si}$   
 а — при  $\theta_{Si} = 30-120^\circ\text{C}$ ; б — при  $\theta_{Si} = 120-280^\circ\text{C}$

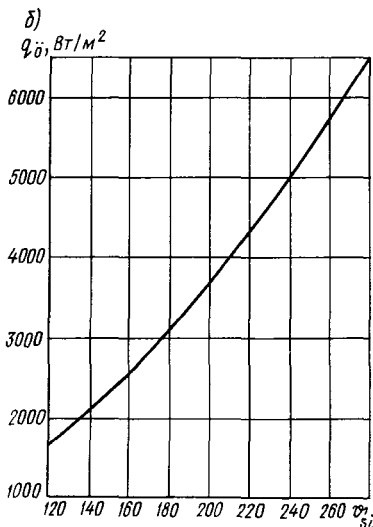
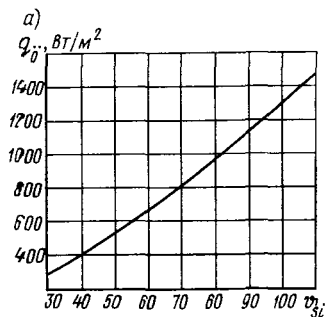


Рис. 5.7. Зависимость теплоступления от отопительного экрана с теплоизоляцией от избыточной температуры  $\theta_{Si}$   
 а — при  $\theta_{Si} = 30-110^\circ\text{C}$ ; б — при  $\theta_{Si} = 120-280^\circ\text{C}$

проходит не в виде параллельно подключенного регистра, а в виде змеевика, и соединяется сваркой с греющей панелью. В результате возникает некоторое, хотя и незначительное, различие в средней температуре на двух сторонах экрана.

Если известна средняя температура на стороне отопительного экрана, покрытой трубами, и на противоположной стороне, то коэффициенты теплообмена можно вычислять по формуле (5.19). Разница заключается в том, что из-за подъема экрана максимум на 1 м по вертикали возможна большая конвективная теплоотдача, поэтому на стороне, покрытой трубами,

$$\alpha_{Si} = b_i C + 2,56 (\theta_{Si})^{1/4}, \quad (5.30a)$$

в то время как на противоположной стороне

$$\alpha_{Se} = b_e C + 2,56 (\theta_{Se})^{1/4} \quad (5.306)$$

Преимуществом данного способа является больший коэффициент теплообмена (хотя он меньше, чем хотелось бы), к недостаткам же следует отнести большие теплотери помещения.

**5.2.7. Теплопоступления от инфракрасных (высокотемпературных) излучателей.** Температура на поверхности этих отопительных приборов в зависимости от их устройства может изменяться в больших пределах. У электрических излучателей она составляет 400—2000°С, а у работающих на газовом топливе — от 850 до 950°С.

Предприятия-изготовители указывают теплопроизводительность электрических отопительных приборов. Их номинальная теплопроизводительность на 70—80% обеспечивается путем непосредственного излучения, а остальная часть вследствие нагрева покрытия — путем излучения и конвекции, а также непосредственной конвекции.

Газовые лучистые отопительные приборы 50% теплоты сгорания газа передают в виде лучистой теплоты, в результате чего при использовании промышленного газа на поверхности прибора создается температура около 900°С. При этом удельное теплопоступление

$$q = C[(T_S/100)^4 - (T_i/100)^4] = 4,83(18928 - 72) = 91\,300 \text{ Вт/м}^2. \quad (5.31)$$

Это с хорошим приближением соответствует удельному потреблению промышленного газа в количестве  $V_G = 50 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ .

## 6. ЛУЧИСТЫЕ ОТОПИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ С НИЗКОЙ ТЕМПЕРАТУРОЙ ПОВЕРХНОСТИ

С точки зрения конструктивного устройства их можно разделить на две группы:

лучистые отопительные приборы с низкой температурой поверхности и большой тепловой инерцией;

лучистые отопительные приборы с низкой температурой поверхности и малой тепловой инерцией.

### 6.1. Конструктивное устройство лучистых отопительных приборов с низкой температурой поверхности и большой тепловой инерцией

Основное отличие отопительных приборов, относящихся к этой группе, заключается в том, что температура их поверхности не превышает 70°С, при этом температура теплоносителя может быть значительно выше (на практике применяется именно такое решение). Раньше в практике было распространено использование стальных отопительных экранов с температурой поверхности ниже 70°С. В настоящее же время чаще применяют отопительные приборы с трубами, расположенными в слое бетона.

**6.1.1. Отопительные приборы со змеевиком, расположенным в слое бетона.** Лучистый отопительный прибор с трубами, находящимися в слое бетона, может быть расположен в потолке, в наружной или внутренней стене и в полу. Основной частью прибора являются трубы или электрическая линия, проходящие в слое бетона и подающие теплоноситель. Если последний — вода или пар, то применяют стальные трубы, а при использовании электрического тока в качестве теплоисточника — изолированную металлическую проволоку.

Прокладка змеевика в бетоне возможна прежде всего благодаря тому, что коэффициенты теплового расширения стали и бетона мало отличаются друг от друга, а также тому, что коэффициент теплопроводности бетона достаточно высок. Коэффициент теплового расширения бетона  $\beta_b = 1,15 \cdot 10^{-5}$  м/(м·°С), а мягкой стали  $\beta_0 = 1,0 \cdot 10^{-5}$  м/(м·°С); коэффициент же теплопроводности бетона  $\lambda_b = 1,2 - 1,4$  Вт/(м·°С). Разница между коэффициентами теплового расширения этих материалов компенсируется тем, что температура стали с меньшим коэффициентом теплового расширения выше, чем температура бетона. В бетоне, естественно, возникают напряжения, поскольку распределение температуры неравномерно, однако возникающие напряжения ослабляются постоянством температурного распределения.

Если бетонный слой служит только составной частью отопительного прибора, то рекомендуется следующий состав бетона: 4 вес. ч. мелкого гравия (крупность зерна менее 0,005 м), 2 вес. ч. речного песка, 1 вес. ч. портландцемента. Если слой бетона предназначен также для обеспечения прочности, то это учитывается при назначении его состава. Минимальную толщину бетонного слоя подбирают таким образом, чтобы отопительные трубы с обеих сторон были покрыты слоем бетона толщиной не менее 15—20 мм. Приборы, которые имеют отопительные трубы, расположенные в бетоне, обладают следующими преимуществами:

степень использования стали достаточно высокая — 1 кг забетонированной стали в зависимости от температуры теплоносителя может обеспечить тепловой поток 60 — 100 Вт;

полезное пространство помещения не сокращается;

очистка поверхности не создает особых проблем, поскольку ее можно мыть при соответствующем окрашивании.

Однако эти приборы имеют и ряд недостатков:

при большой толщине бетонного слоя возможна значительная тепловая инерция, что отражается на быстроте регулирования;

если монтаж системы отопления производится в основном на месте, то требуется очень тщательное выполнение работ. Однако в последнее время чаще применяется заводское изготовление отопительных приборов;

при необходимости нельзя изменить размеры отопительных приборов.

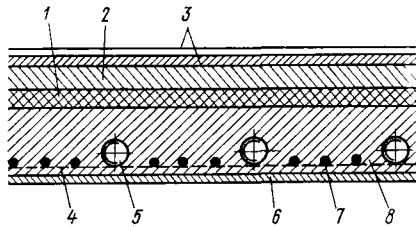


Рис. 6.1. Змеевик, расположенный в несущем бетонном слое:  
 1 — теплоизоляция; 2 — заполнение; 3 — покрытие; 4 — сетка; 5 — отопительная труба. 6 — штукатурка; 7 — стальной прут круглого сечения; 8 — бетонный слой

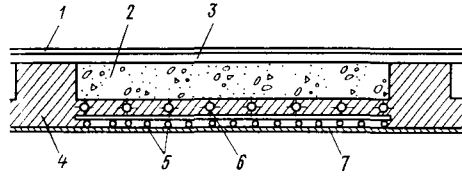


Рис. 6.2. Змеевик, находящийся в бетонном слое железобетонного потолка с ребрами жесткости  
 1 — покрытие; 2 — заполнение; 3 — теплоизоляция; 4 — бетон; 5 — стальной прут круглого сечения; 6 — отопительная труба; 7 — штукатурка

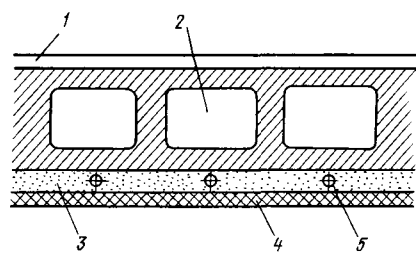


Рис. 6.3. Лучистый отопительный прибор в перекрытии из пустотелых элементов  
 1 — покрытие; 2 — пустотелый кирпич; 3 — греющий слой; 4 — штукатурка; 5 — отопительная труба

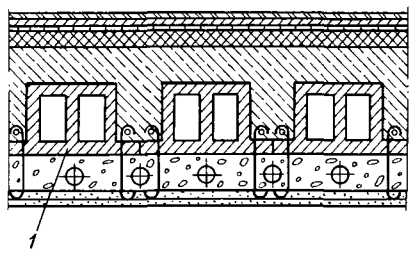


Рис. 6.4. Змеевик, подвешенный к несущей конструкции и расположенный в бетоне  
 1 — пустотелый кирпич

**6.1.1.1. Варианты конструкции обычного лучистого отопительного прибора, размещенного в потолке.** Различные решения отопительного прибора определяются конструкцией потолка и толщиной бетонного слоя. Последняя влияет и на способ расчета. На рис. 6.1 показана система отопительных труб, расположенных в несущем слое бетона. Если снять верхнюю изоляцию и в бетонный слой поместить только охватывающую прокладку и покрытие, то получится комбинированное отопление, размещенное в потолке и полу. На рис. 6.2. изображен железобетонный потолок, снабженный сверху ребрами жесткости. Его тепловая инерция меньше, чем у потолочного отопительного прибора, показанного на рис. 6.1. Лучистый отопительный прибор, расположенный в бетонном слое, который совмещен с перекрытием из пустотелых блоков, представлен на рис. 6.3. Его усовершенствованием является решение, показанное на рис. 6.4, где бетонный слой, воспринимающий весовую нагрузку трубы, подвешен под несущим перекрытием. Преимуществом здесь является уменьшение тепловых напряжений. Кроме показанных на рис. 6.1 — 6.4 конструкций, расположенных в потолке и полу, известно и множество других решений, основанных на тех же принципах.

В Венгрии при расчете прочности потолка не допускается рассматривать трубы как конструктивные элементы. Напротив, при

теплотехнических расчетах принимается во внимание арматура, способствующая распространению теплоты в направлении отапливаемого помещения. Действующие в Венгрии строительные правила запрещают при потолочном отоплении использовать воду со средней температурой выше  $50^{\circ}\text{C}$ . Отклонения допускаются только в исключительных случаях. Поскольку возможность применения забетонированных змеевиков зависит прежде всего от температуры теплоносителя и прямо пропорциональна ей, потолочное отопление экономично главным образом там, где имеются источники теплоты с более низкой температурой, поэтому в настоящее время использование таких решений ограничено. Оно целесообразно в первую очередь в лечебных учреждениях, поскольку увеличение постоянной времени здания обуславливает возможность подачи большего количества свежего воздуха.

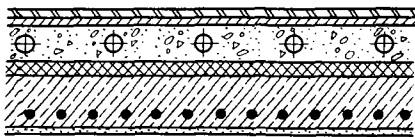


Рис. 6.5. Разрез греющего пола

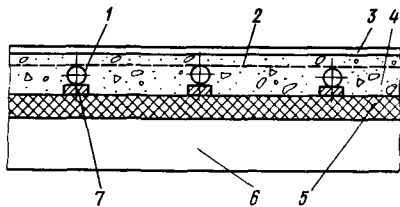


Рис. 6.6. Конструкция греющего пола, применяемая в тех случаях, когда не требуется обогревать пространство под полом

1 — отопительная труба; 2 — проволочная сетка; 3 — покрытие; 4 — бетон; 5 — изоляция; 6 — пол; 7 — бетонная прокладка

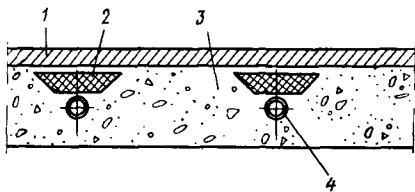


Рис. 6.7. Конструкция греющего пола, обеспечивающая наилучшее распределение температуры на поверхности

1 — покрытие; 2 — изоляционный материал; 3 — бетон; 4 — отопительная труба

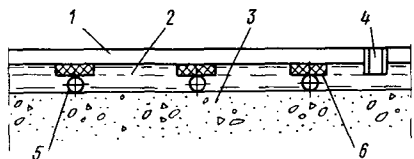


Рис. 6.8. Конструкция греющего пола, при которой в качестве теплоносителя используется пар

1 — бетонное покрытие; 2 — шлак; 3 — основной слой бетона; 4 — отверстие, соединяющее слой шлака с воздухом; 5 — отопительная труба; 6 — изоляционный материал

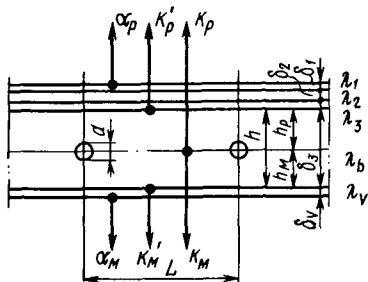


Рис. 6.9. Объединенная система греющих потолка и пола

**6.1.1.2. Напольное отопление.** Конструктивное устройство системы отопления, расположенной в полу, в принципе не отличается от устройства потолочного отопления. Для уменьшения тепловой инерции отопительную трубу помещают в бетонный слой толщиной 6—7 см и, если требуется отапливать только помещение, находящееся над полом, то под ним размещают изоляционный слой. Монтаж системы отопления облегчается тем, что греющий слой укладывают на готовую конструкцию пола (рис. 6.5). На рис. 6.6. показано в разрезе другое возможное решение.

В помещениях, предназначенных для длительного пребывания людей, максимальная средняя температура на поверхности пола по санитарным соображениям не должна превышать 26°С.

Вмонтированные трубы вследствие низкой температуры теплоносителя передают небольшое количество теплоты. Если температуру теплоносителя повысить, распределение температуры на поверхности будет неблагоприятным. Существенно исправить это размещением теплоизоляционного листа поверх труб невозможно. Такое решение изображено на рис. 6.7. Аналогичен принцип, использованный для решения, показанного на рис. 6.8, но здесь отопительная труба расположена в слое шлака, благодаря чему в качестве теплоносителя можно применять пар. В некоторых местах следует обеспечить отвод водяных паров из шлака. Система отопления, размещенная в полу, может быть более экономичной при использовании теплоотдачи с двух сторон перекрытия (рис. 6.9).

**6.1.1.3. Стеновое отопление.** Использование стен для отопления помещения в принципе экономично. Эксперименты в этой области проводили во многих странах, в том числе и в Венгрии. Успешному применению такого решения часто препятствует установка мебели вдоль стен (шкафы, кровати и т. д.), в то же время коэффициент облученности пола отопительными приборами, расположенными вдоль верхних краев стен, весьма мал и поэтому прогрев, т. е. облучение пола, не всегда соответствует нормам. Применение встроенных в стену труб выгодно благодаря возможности использования двухсторонней теплоотдачи, температура теплоносителя при этом может быть выше, чем при потолочном отоплении. Значительное преимущество системы отопления, расположенной в наружной стене, заключается в том, что в направлении помещения следует подавать лишь столько теплоты, сколько уходит через окно, поэтому при данном способе отопления расход труб минимален. Особенно при наличии сборных навесных стен температуру теплоносителя на тепловом вводе в здание можно повышать до 100°С. Теоретически можно рассчитать, что теплотребность при этом не больше, чем при радиаторном отоплении, экспериментальное же подтверждение этого положения ожидается в будущем.

На рис. 6.10 изображен лучистый отопительный прибор, размещенный в перегородке в пределах квартиры. Схема трубчатого

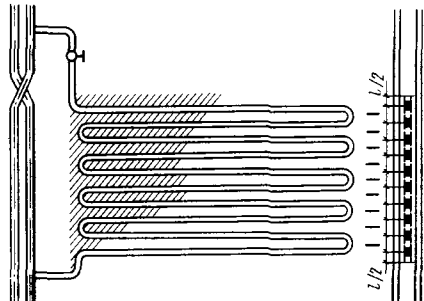
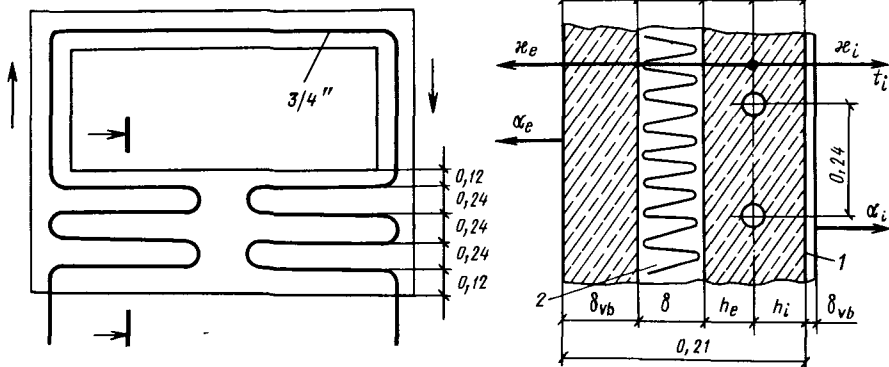


Рис. 6.10. Змеевик греющей перегородки

Рис. 6.11. Лучистый отопительный прибор, монтируемый в наружную стену

1 — железобетон; 2 — изоляция



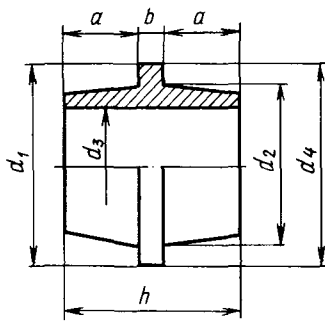
отопительного прибора, расположенного в сборной наружной стеновой панели, а также разрез этой панели показаны на рис. 6.11. Преимуществом этой конструкции является то, что арматура внутреннего слоя в большой мере способствует желательному распределению температуры.

**6.1.1.4. Изготовление и монтаж змеевика.** В Венгрии змеевики обычно изготавливают из бесшовных труб диаметром  $\frac{1}{2}$  и  $\frac{3}{4}$  дюйма (венгерский государственный стандарт MSZ 120). Протяженность участка резьбы обычно составляет 10—40 см с переходами по 5 см.

Перед изготовлением трубы проверяют путем продува и визуально. Части змеевика соединяются сваркой. Для этого применяют сварочные кольца, помещаемые в расширенные концы труб (рис. 6.12), но трубы можно соединять и с помощью сварных муфт. Через готовые трубы диаметром  $\frac{1}{2}$  дюйма прогоняют стальной шар диаметром 11—12 мм при соответствующем уклоне труб, реже очистку труб осуществляют с помощью сжатого воздуха.

При изготовлении змеевиков нужно принимать во внимание местные условия и желательность простого размещения. По возможности следует избегать применения разводки или пересечений в потолке. Некоторые типы змеевиков показаны на





	1/2"	3/4"	1"
$a$	9	10	11
$b$	2	2	2,5
$h$	20	22	24,5
$d_1$	19,75	25, 25	31
$d_2$	17,75	23, 25	29

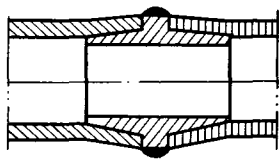


Рис. 6.12. Сварочные кольца для крепления труб внутри бетонного слоя  
 $d_3$  и  $d_4$  — размеры необработанной трубы

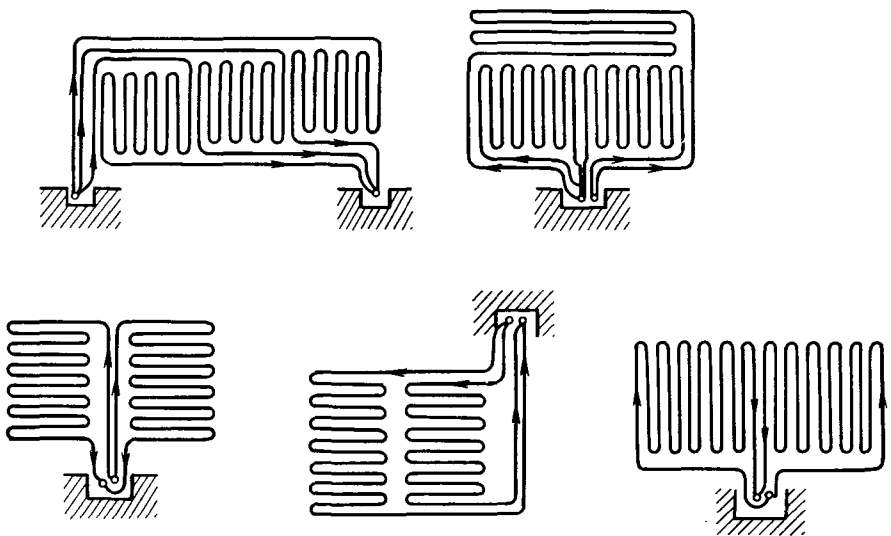


Рис. 6.13. Типы змеевиков, применяемых для потолочного отопления

рис. 6.13. Во всех случаях ответвления расположены на стояке в легкодоступном месте.

Особое внимание следует обращать на то, чтобы плоскость змеевиков была точно горизонтальна, а участки соединения надо укладывать с небольшим подъемом в направлении потока. Некоторые змеевики соединяются со стояком в пазу, при этом место пересечения ответвлений может быть расположено в пазу в стене (рис. 6.14).

Общий недостаток змеевиков, изображенных на рис. 6.13, состоит в том, что температура греющей поверхности распределена не совсем равномерно, поскольку в начале змеевика температура теплоносителя больше, чем в конце. Это может быть устранено при использовании змеевиков, изображенных на рис. 6.15.

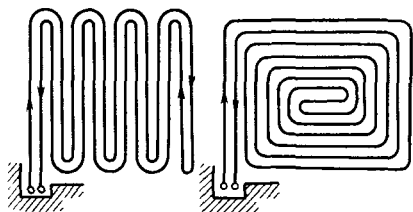
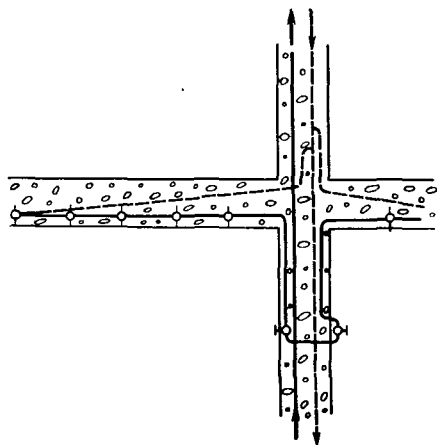
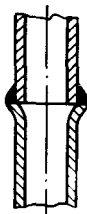
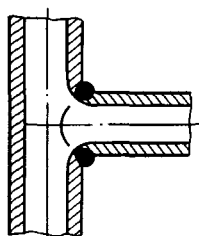


Рис. 6.15. Змеевик для подачи и возврата теплоносителя с одинаковой средней температурой

Рис. 6.14. Разрез и крепление змеевика для потолочного отопления

Рис. 6.16. Устройство сварных соединений



6.14	6.15
6.16	

Суть их устройства заключается в том, что змеевики изготавливают из двух труб, средняя температура которых всегда одинакова. Данные типы змеевиков приемлемы для устройства систем отопления в потолке и полу. Для панельного же отопления (в стенах) применимы змеевики, показанные на рис. 6.10 и 6.11.

Трубы гнут в холодном состоянии, без заполнения, вручную или с помощью механического устройства. Части змеевика, изготовленные из отдельных нитей, соединяют между собой сваркой (рис. 6.16). Перед этим концы труб в горячем состоянии расширяют с помощью бородка настолько, чтобы в соединяемые трубы можно было поместить без сужения их поперечного сечения двойное кольцо, изготовленное из стандартной газовой трубы (рис. 6.12). В большинстве случаев поперечное сечение трубы в месте соединения расширяют после нагрева сварочной горелкой; это можно сделать и путем сверления.

При монтаже и сварке змеевиков необходимо особенно следить за тем, чтобы концы труб не оставались открытыми, так как мусор, попадающий в трубы, вызывает засор. Для закрывания труб на длительное время применяют колпаки или приваривают заглушки.

Для лучшего распространения теплоты в бетонном слое на стороне змеевика, являющейся первичной греющей поверхностью, помещают стальную арматуру и проволочную сетку. Диаметр

арматуры может составлять 6—9 мм, ее располагают перпендикулярно змеевику. Сетка может быть изготовлена из проволоки диаметром 1 мм. Для обеспечения точек соприкосновения сетку к отопительной трубе надо прикрепить мягкой стальной проволокой. Подводки к отопительному прибору можно расположить так, чтобы они стали частью прибора. Греющая поверхность, образованная при размещении отопительных труб в бетонном слое, увеличивается благодаря занимаемой змеевиком площади, возросшей за счет длины подводок.

Полностью смонтированный змеевик после изготовления или перед бетонированием следует подвергнуть испытанию давлением. Испытательное давление составляет 3 МПа (30 атмосфер), продолжительность воздействия 1 ч. За это время особенно тщательно нужно проверить места сварки. Испытание сети давлением нельзя откладывать из-за холодной погоды, при этом к воде для заполнения примешивают вещество, снижающее температуру замерзания, например, поваренную соль или хлористый кальций. Удаление воды можно ускорить с помощью сжатого воздуха.

*6.1.1.5. Бетонирование змеевика.* В связи с массовым строительством в Венгрии наблюдается тенденция к сокращению выполнения производственных операций на месте строительства, иными словами, к индустриализации производства. При монтаже систем отопления в наружных стенах, например, иные решения невозможны. Сборную технологию используют и для нагревания внутренних стен. При потолочном отоплении до сих пор не удавалось успешно применять сборную технологию, поскольку в этом случае нужно принимать во внимание множество различных требований и ограничений, которые при изготовлении не всегда можно учесть заранее.

Змеевик размещают на дощатой опалубке или уже подготовленном для этого бетонном слое (при отоплении, монтируемом в полу) таким образом, чтобы бетон хорошо охватывал трубы и снизу. Для этого на опалубке через каждый 1 м располагают деревянные планки толщиной 2 см, а к ним с помощью захватов крепят трубы. Перед укладкой труб на опалубке расстилают сетку из черной мягкой стальной проволоки, а также укладывают арматуру, необходимую для обеспечения прочности и равномерного распределения температуры. После схватывания бетона планки удаляют и их место заполняют бетонной смесью аналогичного состава.

При монтаже змеевика в стене можно применять два метода изготовления на месте: бетонный слой, содержащий нагревательный элемент, укладывают до или после возведения ограждающей конструкции. Хотя это и влияет на условия возведения конструкций, в любом случае в ходе опалубочных работ можно уложить слой бетона, содержащий отопительную трубу.

Перед оштукатуриванием бетонный слой, в котором заключен змеевик, промывают струей воды, затем наносят слой толщиной

5—7 мм из штукатурного раствора следующего состава: 1 м<sup>3</sup> речного песка с крупностью зерен 1—4 мм, 280—300 кг портландцемента и 60—70 кг гидроксида кальция. После выдерживания в течение 24 ч поверх этого слоя укладывают выравнивающий слой штукатурного раствора, имеющего следующий состав: 1 м<sup>3</sup> песка с крупностью зерен 0,5 мм, 200 кг цемента и 400 кг гидроксида кальция.

При изготовлении панелей на домостроительном комбинате наружный бетонный слой укладывают после размещения арматуры, затем сверху укладывают изоляционный слой, который закрывают гидроизоляцией для защиты от увлажнения. Змеевик, арматуру панели и проволочную сетку скрепляют мягкой стальной проволокой, в результате чего обеспечивается равномерное распределение температуры. После этого заливают внутренний слой, в котором размещен змеевик. Следует заметить, что на подобный способ заводского изготовления в Венгрии еще не разработаны технологические предписания, хотя первые панели уже находятся в эксплуатации.

## **6.2. Конструктивное устройство лучистых отопительных приборов с низкой температурой поверхности и малой тепловой инерцией**

**6.2.1. Общие сведения.** Недостатками описанных выше видов лучистого отопления являются большая тепловая инерция и связанная с ней трудность регулирования. Для сравнительно быстрого регулирования тепловых параметров микроклимата в здании прежде всего нужно изменять температуру воздуха. При конвективном отоплении это не вызывает затруднений, так как его постоянная времени (инерция) весьма мала. При применении же лучистого отопительного прибора в виде вмонтированного в слой бетона змеевика изменение температуры теплоносителя проявляется на греющей поверхности только по истечении значительного времени.

Указанный недостаток стремятся по мере возможности устранить применением лучистого отопления с малой инерцией, при этом могут быть два решения: либо змеевик располагают в штукатурном слое, либо для передачи теплоты применяют стальные или изготовленные из другого металла листы, соединенные с трубами, по которым идет теплоноситель. В жилых и административных помещениях средняя температура поверхности прибора ниже 70°С, и поэтому данный вид отопления относится к категории лучистого отопления с низкой температурой поверхности.

**6.2.2. Лучистое отопление малой тепловой инерции с нагревательными элементами в штукатурном слое.** В Европе змеевик изготавливают из стальных труб диаметром  $\frac{3}{8}$  и  $\frac{1}{2}$  дюйма, в США — из медных труб с внутренним диаметром 10 мм. Для дальнейшего уменьшения тепловой инерции на незавершенный потолок помещают слой из кремнеземистого листа, стекловолокна или

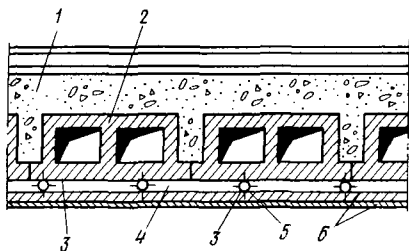


Рис. 6.17. Лучистые нагревательные элементы, расположенные в штукатурке

1 — бетон; 2 — пустотелый кирпич; 3 — сетка; 4 — трехслойная штукатурка; 5 — труба; 6 — двухслойная мелкозернистая штукатурка с мешковиной или льняным полотном

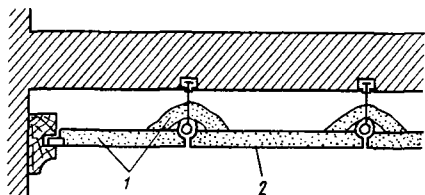


Рис. 6.18. Лучистый отопительный прибор из алюминиевых кассет

1 — изоляция; 2 — алюминиевый лист

другого минерального теплоизоляционного материала. До монтажа змеевика на незавершенную плоскость потолка крепят проволочную сетку либо изогнутый лист, после монтажа и доводки змеевика потолок очищают и, если на нем нет изоляционного слоя, увлажняют. На потолок наносят в три слоя толщиной около 3 мм строительный раствор, состоящий из смеси извести, цемента и мелкого песка с добавлением небольшого количества телячьего волоса. После крепления второй проволочной сетки укладывают такой же штукатурный слой толщиной 5—6 мм, а затем — выравнивающий штукатурный слой из извести и гипсового теста. Последний часто покрывают еще мешковиной (рис. 6.17). При использовании медных труб штукатурный слой готовят из известкового раствора с добавлением гипса, толщина слоя около 30 мм.

**6.2.3. Лучистые отопительные приборы с металлической поверхностью.** Такие приборы изготавливают главным образом из перфорированных алюминиевых листов и легко монтируют из сборно-разборных щитов (панелей). Потолок покрывают целиком или только некоторые его части, что определяется теплоощущением и экономическими соображениями. В обоих случаях следует заботиться о том, чтобы потолок выглядел как единое целое.

Конструкция прибора показана на рис. 6.18. На стороне панели, обращенной к помещению, находится плита, а другая сторона покрыта звуко- и теплоизоляционным слоем. Таким образом температура теплоносителя ограничена лишь в том отношении, что на панели средняя температура не должна быть выше физиологически допустимой. Между отдельными панелями (перпендикулярно трубе) оставляют щель шириной 1,5 мм, в результате чего у каждой панели появляется щель площадью  $9 \text{ см}^2$ , которая может быть использована, например, для подачи вентиляционного воздуха в замкнутое пространство высотой не менее 8 см, образующееся между поверхностью потолка и панелями. Для предварительного нагрева этого воздуха можно использовать трубы, воспринимающие нагрузку панелей, а также некоторые панели, оставленные без изоляции. Для удобства чистки и удаления пыли из промежутков

между панелями последние монтируют так, чтобы можно было их снять. Частичная перфорация панелей увеличивает поперечное сечение для прохода поступающего воздуха, а вместе с тем и звукоизоляционную способность панелей. Лучистые отопительные приборы данного типа называются отопительными приборами системы Фангера, или металлокассетными.

Для восприятия весовой нагрузки кассет и передачи теплоты обычно применяют газовые трубы из мягкой стали диаметром  $\frac{3}{4}$  дюйма. Пружинное устройство на краях плиты позволяет крепить к ним кассеты путем защелкивания. Устройство такой системы требует значительных расходов. Она применяется главным образом для отопления помещений, в которых необходимо обеспечить высокий эстетический уровень интерьера.

**6.2.4. Лучистый отопительный прибор из листового металла, покрытого штукатуркой.** Суть работы таких отопительных приборов заключается в том, что через металлический лист, обладающий хорошей теплопроводностью, теплота передается с отопительной трубы на слой штукатурки, состоящей в основном из гипса. Применяемые решения отличаются друг от друга устройством связи между трубой и алюминиевыми листами, а также между листами и штукатуркой (рис. 6.19). Вследствие высокого коэффициента теплопроводности алюминиевых листов теплота теплоносителя, проходящего по трубам (обычно диаметром от  $\frac{3}{4}$  до 1 дюйма), легко и равномерно распространяется по тонкому слою штукатурки, что обеспечивает благоприятное распределение температуры.

В конструкции греющего потолка типа «Страмакс» (рис. 6.20) между трубой и алюминиевыми ламелями связь скользящая, а между ламелями и слоем штукатурки — жесткая, адгезионная. Перепад температуры между теплоносителем и линией центров ламелей может составлять  $8-12^{\circ}\text{C}$  в зависимости от площади поверхности соприкосновения трубы и ламели и тщательности монтажа. Ламели и изогнутые листы в ходе строительных работ подвешиваются на захватах или подвесках, закрепленных в несущем потолке. В плоскости под ламелями изогнутые листы, покрывающие весь потолок, одновременно удерживают штукатурку. Для приготовления первого слоя штукатурки к известковому раствору примешивают гипс и воду. Штукатурный раствор наносят таким образом, чтобы, проникая через отверстия изогнутого листа, он плотно соприкасался с ламелями. Выравнивающий слой штукатурки раствора толщиной 5—6 мм имеет меньше гипса и воды. Из-за опасности дегидратации гипса температура теплоносителя не должна превышать  $70^{\circ}\text{C}$ . Успешным оказалось также применение сборных гипсовых панелей с алюминиевыми ламелями. При этом кроме монтажных работ можно сократить и работы по приготовлению штукатурного раствора на месте.

На рис. 6.21 показаны панели типа IBIS. Здесь соединение между трубой и ламелями скользящее, а между ламелями и гипсом — адгезионное. В гипс для улучшения коэффициента тепло-

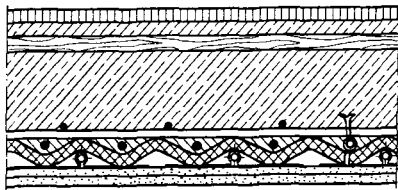
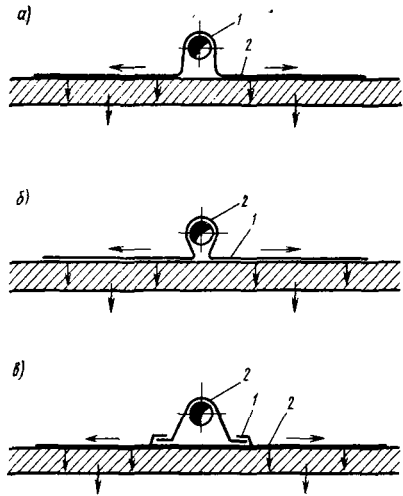


Рис. 6.20. Система лучистого отопления типа «Страмакс» с малой тепловой инерцией

Рис. 6.19. Крепление штукатурки к листам  
1 — скользящее соединение; 2 — жесткое соединение

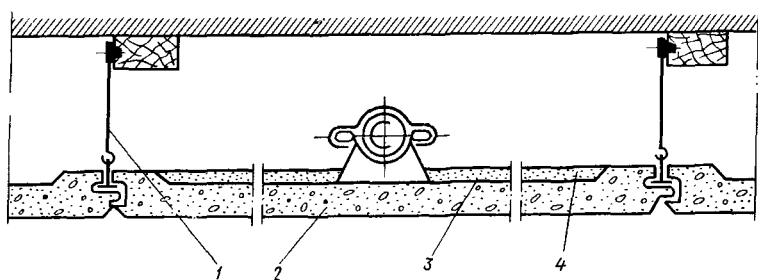


Рис. 6.21. Сборная лучистая панель системы IBIS с малой тепловой инерцией  
1 — подвеска; 2 — гипсовый лист; 3 — алюминиевый лист; 4 — изоляция

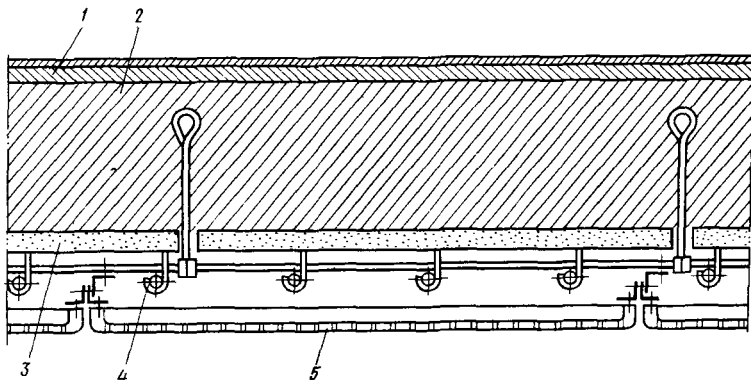


Рис. 6.22. Система лучистого отопления облегченной конструкции с отопительными трубами в воздушной прослойке  
1 — покрытие пола; 2 — бетон; 3 — изоляционный лист; 4 — отопительная труба; 5 — гипсовый лист

проводности добавляют металлические стружки. Верхнюю часть панели снабжают изоляционным слоем для предупреждения теплопотерь. Между незавершенным потолком и гипсовым листом необходимо обеспечить полезную высоту около 8 см. Наибольшая температура теплоносителя и в этом случае не должна быть выше 70°С.

Греющий потолок из облегченных конструкций, изображенный на рис. 6.22, решен по-иному. Здесь трубы, обеспечивающие теплопоступление, расположены в воздушной прослойке и передают свою теплоту через нее излучением и конвекцией. Эти способы теплопереноса, естественно, менее эффективны, чем рассмотренное выше теплопоступление от нагревательных элементов, осуществляющееся главным образом благодаря теплопроводности, но здесь нет ограничений в отношении температуры. Если воздушную прослойку потолка использовать для воздушного отопления, подавая туда воздух, то значительно возрастет и конвективное теплопоступление.

**6.2.5. Электрические греющие обои.** Этот вид отопления характеризуется низкой температурой поверхности отопительного прибора, а также малой тепловой инерцией. Обои представляют собой протканый тонким электрическим проводом или снабжаемый печатной электрической цепью материал. Энергоснабжение осуществляют от низковольтных источников питания (24 В).

Греющие обои целесообразно размещать на изоляционных листах с малой тепловой инерцией, что позволяет, благодаря их быстрому нагреву, с малой задержкой нагревать воздух в периодически отапливаемых помещениях. На стороне, обращенной к отапливаемому помещению, греющие обои покрывают еще одним слоем обоев. Электрическую цепь обоев можно подключать параллельно и последовательно, а на некоторых участках даже полностью отключать, что позволяет изменять теплопроизводительность системы отопления в довольно широких пределах.

## **7. РАСЧЕТ ЛУЧИСТЫХ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ С ТЕПЛОПРОВОДАМИ, РАСПОЛОЖЕННЫМИ В БЕТОНЕ**

Метод расчета теплопроводов, расположенных в бетоне, применим и для расчета лучистых отопительных приборов с малой тепловой инерцией, находящихся в штукатурке или покрытых слоем штукатурки. Исключением являются металлические кассеты, имеющие малую тепловую инерцию, для расчета которых применим метод, описанный в гл. 9 и действительный для отопительных экранов.

Расчет теплопроводов, расположенных в бетонном слое, имеет два основных аспекта:

теплопоступление и температура при использовании отопительных змеевиков, расположенных в бетонном слое, с учетом закономерностей линейной теплопроводности;

теплопоступление от ряда труб, расположенных в бетонном



слое в случае теплопроводности в двухмерном направлении (плоскостной).

## 7.1. Теплопоступление и температура при применении отопительных змеевиков, расположенных в бетонном слое

**7.1.1. Общие замечания.** Конструкция лучистых отопительных приборов предопределяет необходимость учитывать изменение температуры на поверхности прибора. Если принять среднее арифметическое температуры теплоносителя, входящего в змеевик и выходящего из него, за «температуру воды, используемой для отопления», то в ходе расчетов придется определять изменение температуры между отдельными трубами, расположенными в корпусе отопительного прибора, и соответствующую среднюю температуру. Данный принцип используется в расчетах независимо от того, идет ли речь об отопительных трубах, находящихся в бетоне или штукатурке, или соприкасающихся с металлическим листом, хотя при этом возможны некоторые различия.

При проведении расчета различных типов отопительных приборов среднюю температуру греющей поверхности почти без исключений можно выбрать заранее, поэтому в задачу расчета входит определение конструкции прибора и температуры теплоносителя.

**7.1.2. Расчет распределения температуры и средней температуры в стационарном режиме.** Для очень тонких (толщина  $i = 0,001 - 0,002$  м) и обладающих достаточно высоким коэффициентом теплопроводности [ $\lambda \approx 50 - 100$  Вт/(м·К)] листов, т. е. в тех случаях, когда так называемый критерий Био

$$Bi = (\alpha/\lambda)(\delta/2) = (10/100)0,001 = 1 \cdot 10^{-4}, \quad (7.1)$$

результат получается достаточно точный. Сопоставительные расчеты показывают, что от результатов, полученных при учете двухмерной теплопроводности, при существенно большем значении критерия  $Bi$  результаты расчетов, основанных на линейной теплопроводности, отличаются лишь в небольшой мере, допустимой на практике. Предел допустимости в случае размещения змеевика в бетонном слое

$$Bi \approx (10/1) 0,03 \approx 0,3. \quad (7.2)$$

Для расчета распределения температуры будем исходить из следующих предположений:

размеры отопительного прибора с плоской поверхностью очень велики, толщина его  $i \approx 0,07 - 0,08$  м;

материал отопительного прибора — бетон, который можно считать однородным и изотропным;

в слое бетона на расстоянии  $l$  друг от друга расположены отопительные трубы, которые при первом приближении будем считать полосами шириной  $i$  с толщиной, которой можно пренебречь, и температурой  $t_{l0}$  (рис. 7.1);

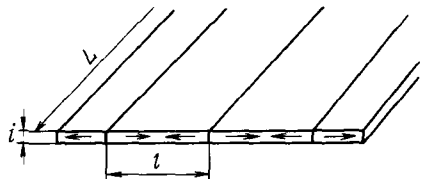


Рис. 7.1. Принципиальная схема лучистого отопительного прибора

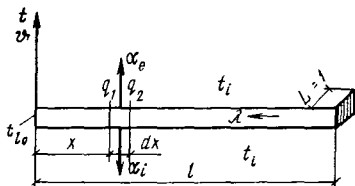


Рис. 7.2. Расчет распределения температуры в лучистом отопительном приборе

слой бетона с обеих сторон соприкасается со средой, имеющей температуру  $t_i$  (рис. 7.2);

коэффициент теплопроводности слоя бетона  $\lambda_i$ , коэффициенты теплообмена вверх и вниз равны соответственно  $\alpha_e$  и  $\alpha_i$ ; тепловые потоки вправо и влево представляют собой зеркальное отражение по отношению к воображаемой плоскости симметрии.

Теплота, проводимая через поперечное сечение площадью  $L_i$ , находящееся на расстоянии  $x$  от полосы шириной  $i$  с температурой  $t_{l_0}$ , равна:

$$q_1 = -L_i \lambda_i (dt/dx)_x. \quad (7.3)$$

Если избыточная температура  $\vartheta = t_{l_0} - t_i$ , то

$$q_1 = -L_i \lambda_i (d\vartheta/dx)_x. \quad (7.4)$$

Ниже рассмотрим распределение температуры в плоскости длиной  $L = 1$  м, при этом

$$q_1 = -i \lambda_i (d\vartheta/dx)_x. \quad (7.5)$$

Через поперечное сечение 2, расположенное на расстоянии  $x + dx$ , проходит теплота

$$q_2 = -i \lambda_i (d\vartheta/dx)_{x+dx}. \quad (7.6)$$

Разность между  $q_1$  и  $q_2$  — теплота, передаваемая с поверхности  $l \cdot dx$  вверх и вниз, т. е.

$$q_1 - q_2 = \vartheta dx (\alpha_i + \alpha_e) = -i \lambda_i \left[ \left( \frac{d\vartheta}{dx} \right)_x - \left( \frac{d\vartheta}{dx} \right)_{x+dx} \right], \quad (7.7)$$

откуда

$$\vartheta \frac{\alpha_i + \alpha_e}{i \lambda_i} = \frac{(d\vartheta/dx)_{x+dx} - (d\vartheta/dx)_x d\vartheta}{dx} = \frac{d^2 \vartheta}{dx^2} \quad (7.8)$$

Так как в левой части уравнения

$$(\alpha_i + \alpha_e) / i \lambda_i = m^2, \quad (7.9)$$

то это может быть только положительное число. Отсюда получаем известное дифференциальное уравнение

$$\frac{d^2\vartheta}{dx^2} - m^2\vartheta = 0 \quad (7.10)$$

Одно из его общих решений, применимое к рассматриваемому случаю, имеет вид:

$$\vartheta = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx}. \quad (7.11)$$

Постоянные  $C_1$  и  $C_2$  можно вычислить по предельным условиям, так как

$$\text{при } x=0 \quad \vartheta = \vartheta_{10}, \quad (7.12)$$

и из-за симметрии теплового потока по средней линии  $l/2$  теплота не проходит, т. е. при  $x=l/2$

$$(d\vartheta/dx)_{x=l/2} = 0. \quad (7.13)$$

Согласно первому условию:

$$\vartheta = \vartheta_{10} = C_1 + C_2, \quad (7.14)$$

откуда

$$C_1 = \vartheta_{10} - C_2. \quad (7.15)$$

Согласно второму условию:

$$\left( \frac{d\vartheta}{dx} \right)_{x=l/2} = m(C_1 e^{mx} - C_2 e^{-mx})_{x=l/2} = 0; \quad (7.16)$$

$$\left( \frac{d\vartheta}{dx} \right)_{x=l/2} = m[(\vartheta_{10} - C_2)e^{mx} - C_2 e^{-mx}]_{x=l/2} = 0, \quad (7.17)$$

поэтому

$$\vartheta_{10} e^{ml/2} = C_2 (e^{ml/2} + e^{-ml/2}), \quad (7.18)$$

откуда

$$C_2 = \frac{\vartheta_{10} e^{ml/2}}{e^{ml/2} + e^{-ml/2}}. \quad (7.19)$$

тогда

$$C_1 = \vartheta_{10} - C_2 = \vartheta_{10} \left( 1 - \frac{e^{ml/2}}{e^{ml/2} + e^{-ml/2}} \right) \quad (7.20)$$

или

$$C_1 = \frac{\vartheta_{10} e^{-ml/2}}{e^{ml/2} + e^{-ml/2}}. \quad (7.21)$$

Произведя подстановку в выражение (7.11), получаем

$$\vartheta = \frac{\vartheta_{10} e^{-ml/2}}{e^{ml/2} + e^{-ml/2}} e^{mx} + \frac{\vartheta_{10} e^{ml/2}}{e^{ml/2} + e^{-ml/2}} e^{-mx}, \quad (7.22)$$

т. е.

$$\vartheta = \vartheta_{10} \frac{e^{m(l/2-x)} + e^{-m(l/2-x)}}{e^{ml/2} + e^{-ml/2}} \quad (7.23)$$

Используя соотношение

$$e^x + e^{-x} = \operatorname{ch} x,$$

получаем

$$\vartheta = \vartheta_{10} \frac{\operatorname{ch} m[(l/2) - x]}{\operatorname{ch}(ml/2)} \quad (7.24)$$

Этот результат удовлетворяет предельным условиям, так как

$$\text{при } x=0 \quad \vartheta = \vartheta_{10}. \quad (7.25)$$

$$\text{при } x=l/2 \quad \vartheta_{10} \frac{d\vartheta}{dx} \frac{\operatorname{ch} m[(l/2) - x]}{\operatorname{ch}(ml/2)} = - \frac{\vartheta_{10}}{\operatorname{ch}(ml/2)} m \operatorname{sh} m[(l/2) - x] \quad (7.26)$$

и

$$- \frac{\vartheta_{10}}{\operatorname{ch}(ml/2)} m \operatorname{sh} 0 = 0. \quad (7.27)$$

Последняя зависимость показывает, что через среднюю линию теплота не проникает. Распределение температуры в зоне шириной  $l$  дано на рис. 7.3; естественно, оно многократно повторяется. Этот рисунок одновременно можно использовать и для вычисления средней температуры  $\vartheta_k$ .

Коэффициенты теплообмена здесь считаются постоянными, т. е. неизменными на полосе шириной  $l$ , и их можно заменить средними величинами. При этом

$$\alpha_i(x) = \alpha_i \quad \text{и} \quad \alpha_e(x) = \alpha_e.$$

Тогда теплота, отдаваемая на полосе шириной  $l$ , определяется выражением

$$q = \int_0^l [\alpha_i(x) + \alpha_e(x)] \vartheta dx = (\alpha_i + \alpha_e) \int_0^l \vartheta dx = l \vartheta_k (\alpha_i + \alpha_e) \quad (7.28)$$

Отсюда

$$\vartheta_k = (1/e) \int \vartheta dx, \quad (7.29)$$

или

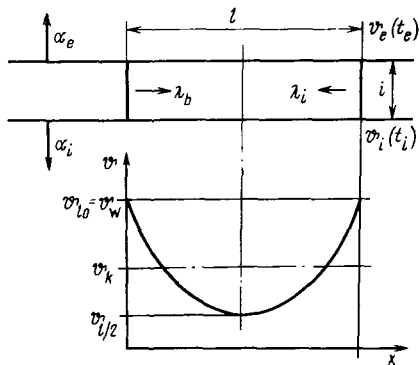
$$\begin{aligned} \vartheta_k &= \frac{1}{l} \frac{\vartheta_{10}}{\operatorname{ch}(ml/2)} \int_0^l \operatorname{ch} m\left(\frac{l}{2} - x\right) dx = \frac{1}{l} \frac{\vartheta_{10}}{\operatorname{ch}(ml/2)} \left[ -\frac{1}{m} \operatorname{sh} m\left(\frac{l}{2} - x\right) \right]_0^l = \\ &= \frac{1}{l} \frac{\vartheta_{10}}{\operatorname{ch}(ml/2)} \left[ -\frac{1}{m} \operatorname{sh}\left(m\frac{l}{2}\right) - \operatorname{sh} m\frac{l}{2} \right]; \end{aligned} \quad (7.30)$$

$$\vartheta_k = \frac{1}{l} \frac{\vartheta_{10}}{\operatorname{ch}(ml/2)} \frac{2 \operatorname{sh}(ml/2)}{m} = \vartheta_{10} \frac{\operatorname{th}(ml/2)}{ml/2} \quad (7.31)$$

(так как  $\operatorname{sh}(-x) = -\operatorname{sh} x$  и  $\operatorname{sh} x / \operatorname{ch} x = \operatorname{th} x$ ).

Прежде чем сделать какие-либо выводы из зависимости (7.31), следует указать, что среднюю температуру можно вывести и на

Рис. 7.3. Распределение температуры на поверхности лучистого отопительного прибора



основании того, что теплота, идущая от полосы с температурой  $\theta_{l0}$  в направлениях  $+x$  и  $-x$  и попадающая в бетонный слой благодаря теплопроводности, равна теплоте, которая возникает при теплоотдаче полосы шириной  $l$ , т. е.

$$-i\lambda_i(d\theta/dx)_{x=0} = (l/2)\theta_k(\alpha_i + \alpha_e), \quad (7.32)$$

откуда также получаем зависимость (7.31).

Это говорит о том, что средняя температура тем больше, чем больше температура  $\theta_{l0}$  и чем меньше соотношение

$$\frac{l}{2} \sqrt{\frac{\alpha_i + \alpha_e}{i\lambda_i}} = \frac{ml}{2}, \quad (7.33)$$

поскольку  $\lim_{x \rightarrow 0} (\text{th } x/x) = 1$ . С физической точки зрения это понятно:

если бы полосы с температурой  $\theta_{l0}$  плотно прилегали друг к другу в слое бетона (т. е.  $l=0$ ), то средняя температура слоя тоже была бы  $\theta_{l0}$ . Однако если  $l$  очень велика или даже приближается к бесконечности, то из условия  $\lim_{x \rightarrow \infty} (\text{th } x/x) = 0$  средняя избыточная температура  $\theta_k = 0$ .

Проведенный расчет, таким образом, сам по себе недостаточен для того, чтобы решить, на большом или на малом расстоянии нужно располагать источники теплоты, называвшиеся до сих пор полосами. Можно сразу иметь правильное представление об этом, если предусмотреть требование, что от полосы (вместо которой в дальнейшем будет использоваться труба) нужно получать как можно больше теплоты. Ведь теплоотдача бетонного слоя со средней температурой  $\theta_k$  равна

$$q = q_i + q_e = \theta_k(\alpha_i + \alpha_e). \quad (7.34)$$

Эта теплота передается полосе шириной  $l$  на единицу ее длины, т. е.

$$q_l = lq = l\theta_k(\alpha_i + \alpha_e). \quad (7.35)$$

Подставляя значение  $\theta_k$ , получаем

$$q_l = l \vartheta_{10} \frac{\text{th}(ml/2)}{ml/2} (\alpha_i + \alpha_e), \quad (7.36)$$

$$q_l = 2 \vartheta_{10} \sqrt{(\alpha_i + \alpha_e) i \lambda_b} \text{th}(ml/2) \quad (7.37)$$

Из этой зависимости видно, что  $l$  м смонтированной полосы будет отдавать наибольшее количество теплоты, если следующие показатели будут иметь как можно более высокие значения:

избыточная температура полосы  $\vartheta_{10}$ , ширина полосы  $i$ , коэффициент теплопроводности слоя бетона  $\lambda_b$  и коэффициент  $ml/2$  (главным образом расстояние между полосами  $l$ ).

Эти определения ориентировочны, их полностью нельзя перенести на змеевики, расположенные в слое бетона, поскольку при линейной теплопроводности примененные условия  $Bi \leq 0,3$  соответствуют действительности только до толщины слоя приблизительно 0,06 — 0,08 м, диаметр смонтированной трубы  $d < i$  и, естественно, она не имеет вид полосы. И все же зависимости (7.31) и (7.37) очень важны, так как прежде всего они указывают на то, что следует использовать теплоноситель с наиболее высокой возможной температурой, т. е. там, где температура ограничена (например, при потолочном отоплении), данное решение неэффективно.

**7.1.2.1. Распределение температуры при использовании змеевика, расположенного в бетонном слое.** Зависимости, выведенные выше, можно применить для действительного случая, когда в слой бетона толщиной  $i_b$  помещают трубы диаметром  $d < i_b$  (рис. 7.4). Существующие методы расчета дают результаты, сильно отличающиеся друг от друга и от более точных результатов, полученных при учете двухмерной теплопроводности. Метод, излагаемый ниже, дает очень хорошее приближение до значения  $Bi = 0,3$ . Согласно этому методу, трубу заменяют таким подобным полосе источником теплоты толщиной  $i$ , температуру которого в плоскости под линией симметрии трубы рассчитывают следующим образом. Обозначим избыточную температуру стенки трубы  $\vartheta_w$ , а коэффициент теплопроводности слоя бетона  $\lambda_b$ . Тогда

$$(\vartheta_w - \vartheta_{10}) \lambda_b / \delta_b = \vartheta_{10} \alpha_i. \quad (7.38)$$

Это выражение показывает, что теплота, проводимая покрывающим трубу бетонным слоем толщиной  $\delta_b$ , равна теплоте, уходящей с поверхности бетона под трубой за счет теплообмена. Отсюда

$$\vartheta_{10} = \frac{\vartheta_w (\lambda_b / \delta_b)}{\alpha_i + \lambda_b / \delta_b}, \quad (7.39)$$

а при делении числителя и знаменателя дроби на  $\lambda_b / \delta_b$  получаем

$$\vartheta_{10} = \vartheta_w \frac{1}{1 + \alpha_i (\delta_b / \lambda_b)}. \quad (7.40)$$

Эту величину в дальнейшем будем считать температурой, возникающей в слое толщиной  $i$  на линии  $l = 0$ . Распределение

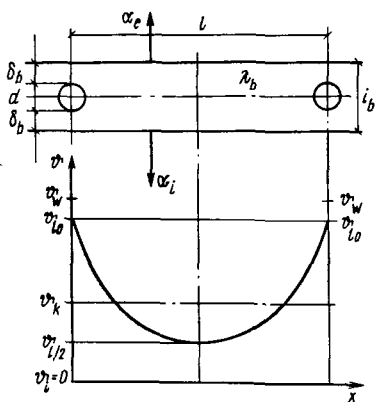


Рис. 7.4. Распределение температуры для ряда труб, находящихся в слое бетона

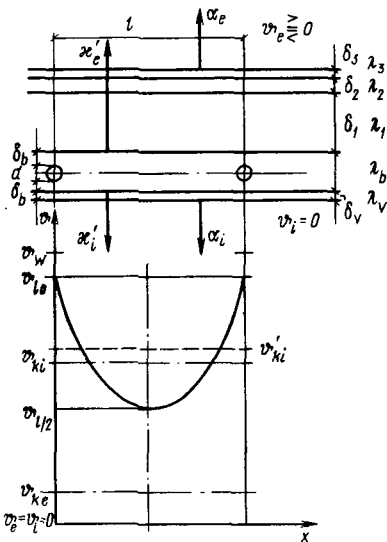


Рис. 7.5. Распределение температуры для ряда труб, расположенных в бетонном слое потолка

температуры и среднюю температуру получаем, подставляя значения  $\vartheta_{i0}$  в зависимости (7.24) и (7.31):

$$\vartheta = \vartheta_{i0} \frac{\text{ch} m [(l/2) - x]}{\text{ch} (ml/2)} = \frac{\vartheta_w}{1 + \alpha_i (\delta_b / \lambda_b)} \frac{\text{ch} m [(l/2) - x]}{\text{ch} (ml/2)}, \quad (7.41)$$

$$\vartheta_k = \vartheta_{i0} \frac{\text{th} (ml/2)}{ml/2} = \frac{\vartheta_w \text{th} (ml/2)}{[1 + \alpha_i (\delta_b / \lambda_b)] (ml/2)}. \quad (7.42)$$

Выделение теплоты полосой шириной  $l$  и длиной  $l$  м, т. е. на единицу длины смонтированной трубы, определяется зависимостью

$$\begin{aligned} q_l &= 2\vartheta_{i0} \sqrt{(\alpha_i + \alpha_e) i \lambda_b} \text{th} \frac{ml}{2} = \\ &= \frac{2\vartheta_w}{1 + \alpha_i \delta_b / \lambda_b} \sqrt{(\alpha_i + \alpha_e) i \lambda_b} \text{th} \frac{ml}{2}. \end{aligned} \quad (7.43)$$

Здесь подразумевается, что

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_i + \alpha_e}{i \lambda_b}}. \quad (7.44)$$

7.1.2.2. Распределение температуры для змеевика, расположенного в бетонном слое многослойной конструкции (рис. 7.5). Рассмотрим процесс распределения теплоты. Как и в описанных выше случаях, теплопроводность осуществляется в бетонном слое, а теплота поступает в окружающую среду с двух сторон, что может быть охарактеризовано коэффициентами  $\alpha'_i$  и  $\alpha'_e$ . Избыточная температура бетонного слоя под осью симметрии трубы будет  $\vartheta'_{i0}$ ,

средняя температура  $\vartheta'_k$ . Таким образом,

$$m = \sqrt{\frac{\kappa'_i + \kappa'_e}{i_b}}; \quad (7.45)$$

$$\vartheta'_{10} = \frac{\vartheta'_w}{1 + \kappa'_i \delta_b / \lambda_b}; \quad (7.46)$$

$$\vartheta'_k = \frac{\vartheta'_w \operatorname{th}(ml/2)}{[1 + \alpha_i(\delta_b / \lambda_b)] \frac{ml}{2}}. \quad (7.47)$$

Для человека, находящегося вблизи оштукатуренного бетонного слоя, решающее значение имеет температура, развивающаяся не в слое бетона, а на поверхности покрывающей его штукатурки. Ее расчет уже не представляет трудностей. На основании зависимостей, описывающих стационарную теплопроводность, можно записать:

$$\vartheta' \kappa'_i = \vartheta \alpha_i; \quad (7.48)$$

$$\vartheta'_{10} \kappa'_i = \vartheta_{10} \alpha_i; \quad (7.49)$$

$$\vartheta'_k \kappa'_i = \vartheta_k \alpha_i. \quad (7.50)$$

Тогда

$$\vartheta_k = \vartheta'_k (\kappa'_i / \alpha_i). \quad (7.51)$$

Используя выражение (7.47), получаем

$$\vartheta_k = \frac{\vartheta_w (\kappa'_i / \alpha_i) \operatorname{th}(ml/2)}{[1 + \kappa'_i(\delta_b / \lambda_b)] (ml/2)}. \quad (7.52)$$

Разделив числитель и знаменатель дроби на  $\kappa'_i / \alpha_i$  и учитывая, что

$$1/\kappa'_i = 1/\alpha_i + \delta_v/\lambda_v, \quad (7.53)$$

получаем

$$\vartheta_k = \frac{\vartheta_w \operatorname{th}(ml/2)}{1 + \alpha_i \left( \frac{\delta_b}{\lambda_b} + \frac{\delta_v}{\lambda_v} \right) \frac{ml}{2}}, \quad (7.54)$$

где  $\delta_v$  — толщина штукатурки, м;  $\lambda_v$  — коэффициент теплопроводности штукатурки, Вт/(м·К).

Выведенные зависимости действительны для систем отопления, расположенных в полу или стенах.

Используя эти зависимости для потолочного отопления, обозна-



чим среднюю температуру  $\vartheta_M$ , для отопления в стене  $\vartheta_F$ , для отопления в полу  $\vartheta_p$ . Индекс  $i$  обозначает температуру, а также тепловой поток в направлении отапливаемого пространства, индекс  $e$  — в противоположном направлении.

### 7.1.3. Теплопоступление от змеевика, находящегося в бетонном слое многослойных ограждающих конструкций

7.1.3.1. Потолочное отопление. Здесь теплообмен происходит прежде всего в среде, расположенной под потолком. Средняя температура

$$\vartheta_{Mi} = \frac{\vartheta_w \text{th}(ml/2)}{\left[ 1 + \alpha_{Mi} \left( \frac{\delta_b}{\lambda_b} + \frac{\delta_v}{\lambda_v} \right) \right]} \frac{ml}{2}; \quad (7.55)$$

$$m = \sqrt{\frac{\alpha'_{Mi} + \alpha'_{Me}}{i\lambda_b}}. \quad (7.56)$$

Теплота, выделяемая вниз:

$$q_{Mi} = \alpha_{Mi} \vartheta_{Mi} = \alpha'_{Mi} \vartheta_{Mi}. \quad (7.57)$$

Температура пола над нагреваемым слоем бетона в случае стационарного теплового потока с учетом того, что в бетонном слое температура изменяется только в продольном направлении и поэтому  $\vartheta_{Me} \alpha_{Me} = \vartheta'_{Mi} \alpha'_{Me}$  определяется следующими выражениями:

$$\vartheta_{Me} = \vartheta'_{Mi} \frac{\alpha'_{Me}}{\alpha_{Me}} = \vartheta_{Mi} \frac{\alpha_{Mi}}{\alpha'_{Mi}} \frac{\alpha'_{Me}}{\alpha_{Me}}; \quad (7.58)$$

$$\vartheta_{Me} = \vartheta_{Mi} \frac{\alpha_{Mi}}{\alpha_{Me}} \frac{\alpha'_{Me}}{\alpha'_{Mi}}. \quad (7.59)$$

Выделяемая теплота может быть вычислена по формуле

$$q_{Me} = \vartheta_{Me} \alpha_{Me} = \vartheta_{Mi} \alpha'_{Me}. \quad (7.60)$$

Коэффициент теплопередачи нижних слоев

$$\alpha'_{Mi} = \frac{1}{(1/\alpha_{Mi}) + (\delta_v/\lambda_v)}, \quad (7.61)$$

верхних

$$\alpha'_{Me} = \frac{1}{(1/\alpha_{Me}) + \sum (\delta_n/\lambda_n)} \quad (7.62)$$

7.1.3.2. Система отопления, расположенная в полу. Средняя температура на поверхности пола

$$\vartheta_{pi} = \frac{\vartheta_w \text{th}(ml/2)}{\left[ 1 + \alpha_{pi} \sum (\delta_n/\lambda_n) \right]} \frac{ml}{2}, \quad (7.63)$$

где в выражении  $\sum(\delta_n/\lambda_n)$  фигурируют термические сопротивления слоев над бетонным слоем со змеевиком и

$$m = \sqrt{(\kappa'_{p_i} + \kappa'_{p_e}) / i\lambda_b} \quad (7.64)$$

Теплопоступление в направлении обогреваемой среды, т. е. с пола вверх

$$q_{p_i} = \kappa'_{p_i} \vartheta'_{p_i} = \alpha_{p_i} \vartheta_{p_i} \quad (7.65)$$

вниз

$$q_{p_e} = \kappa'_{p_e} \vartheta'_{p_e} = \alpha_{p_e} \vartheta_{p_e} \quad (7.66)$$

откуда

$$\vartheta_{p_e} = \vartheta'_{p_i} \frac{\kappa'_{p_e}}{\alpha_{p_e}} \quad (7.67)$$

Средняя избыточная температура бетонного слоя

$$\vartheta'_p = \frac{\vartheta_w \text{th}(ml/2)}{[1 + \alpha_{p_i} (\delta_b / \lambda_b)] ml/2} \quad (7.68)$$

Таким образом, между системами отопления, расположенными в потолке и в полу, нет принципиальной разницы. При размещении системы отопления в полу благоприятным следует считать то, что коэффициент теплопередачи значительно больше в направлении отапливаемого пространства, т. е. вверх от пола, но температура на поверхности пола должна быть значительно ниже, максимум 25—26°С. Исключением здесь являются только полы, по которым в силу их назначения ходят босиком (например, в плавательных бассейнах, душевых и т. п.). Низкая температура на поверхности позволяет эффективно использовать смонтированный змеевик, так как для обеспечения равномерного распределения температуры не допускаются ни высокая температура стенки трубы  $\vartheta_w$ , ни большое расстояние между трубами [см. зависимость (7.41)].

При потолочном отоплении использование труб в качестве теплоисточника нельзя считать удовлетворительным, поэтому проводились эксперименты с комбинированным отоплением в полу и потолке. Такое отопление безупречно с теплотехнической точки зрения, но при этом увеличивается звукопроницаемость перекрытия. Данное решение будет описано при применении зависимостей двумерной теплопроводности, поскольку при его использовании для двустороннего (т. е. комбинированного, в полу и потолке) отопления бетонный слой должен быть толще, чем при применении только потолочного или смонтированного только в полу отопления, и поэтому зависимости линейной теплопроводности уже не дадут точных результатов. Например, если пол находится непосредственно на грунте, то мы имеем теплопотери в направлении грунта. В таком случае по данной температуре на поверхности пола рассчитывают температуру в различных слоях пола или тепловой поток, проникающий с поверхности в грунт. Тепловой поток, направленный с плоскости пола в грунт, в зависимости от времени, т. е. в момент

$\tau$  с начала поступления потока вглубь, выражается зависимостью

$$q(0\tau) = \frac{-2\lambda\vartheta_e}{\sqrt{\pi a\tau}} = \frac{-2\vartheta_e}{\sqrt{\pi}} \sqrt{\lambda c \rho} \frac{1}{\sqrt{\tau}} \quad (7.69)$$

Величина  $q(0\tau)$  изменяется не только под влиянием  $1/\sqrt{\tau}$ , но и вследствие изменения избыточной температуры  $\vartheta_e$  (т. е. преобладающей на поверхности пола в момент  $\tau=0$ ). Однако этого усложнения можно избежать, если теплоту, идущую в направлении грунта, выразить обычной зависимостью

$$q = -\kappa'_e \vartheta_e, \quad (7.70)$$

тогда получаем условный коэффициент теплопередачи

$$\kappa'_e = \sqrt{\lambda c \rho / \pi \tau} \quad (7.71)$$

Для повышения точности расчета лучше выбрать малое значение  $\tau$ , например  $\tau=250$  ч.

Используя значения  $\lambda=1,2$  Вт/(м·К),  $c=0,25$  кДж/(кг·К),  $\rho=2000$  кг/м<sup>3</sup>, согласно зависимости (7.71) получаем условный коэффициент теплопередачи

$$\kappa'_e = \sqrt{\frac{1,2 \cdot 0,25 \cdot 2000}{3,14 \cdot 250}} = 0,85 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Таким образом, система отопления в полу, находящемся на грунте, по истечении некоторого времени будет иметь меньшие теплопотери по сравнению с системой, расположенной в полу между этажами.

**7.1.3.3. Отопление трубами, замоноличенными в стену.** Этот способ раньше применяли главным образом для отопления во внутренних стенах, а в наружных стенах его обычно использовали для дополнительного отопления. Если трубы замоноличивались в слой толщиной 6—8 см, то при расчете теплоотдачи зависимости линейной теплопроводности давали удовлетворительную точность. Преимущества этого метода заключаются в том, что трубы отдают теплоту в обе стороны в одинаковой мере и что нет ограничений в отношении температуры. При этом средняя температура

$$\vartheta_{Fi} = \vartheta_{Fe} = \frac{\vartheta_w \operatorname{th}(ml/2)}{\left[ 1 + \alpha_{Fi} \left( \frac{\delta_b}{\lambda_b} + \frac{\delta_v}{\lambda_v} \right) \right] \frac{ml}{2}}, \quad (7.72)$$

$$m = \sqrt{(\kappa'_{Fi} + \kappa'_{Fe}) / i\lambda_b} \quad (7.73)$$

где  $\kappa'_{Fi} = \kappa'_{Fe}$ , поскольку  $\alpha_{Fi} = \alpha_{Fe}$ . Последний показатель здесь значительно больше, чем при потолочном отоплении. Тогда

$$q_{Fi} = q_{Fe} = \vartheta'_{Fi} \kappa'_{Fi} = \vartheta'_{Fe} \kappa'_{Fe}, \quad (7.74a)$$

$$q_{Fi} = \vartheta_{Fi} \alpha_{Fi} = \vartheta_{Fe} \alpha_{Fe}. \quad (7.74б)$$

Полная теплоотдача трубы

$$q_F = q_{Fi} + q_{Fe} = 4 \frac{\vartheta_w}{1 + \alpha \left( \frac{\delta_b}{\lambda_b} + \frac{\delta_v}{\lambda_v} \right)} \sqrt{(\kappa'_{Fi} + \kappa'_{Fe}) i \lambda_b \operatorname{th} \frac{ml}{2}}. \quad (7.75)$$

Недостаток этого решения состоит в том, что мебель, устанавливаемая в квартире, часто препятствует полному теплопоступлению, поэтому во внутренних перегородках его обычно считают дополнительным отоплением, устраиваемым главным образом в зоне над мебелью (ригельное отопление).

Весьма важным является способ размещения греющих труб в панелях наружных стен. Поскольку здесь толщина бетонного слоя, в котором находится труба,  $i = 0,08$  м, рассмотрим этот случай, пользуясь зависимостями двухмерной теплопроводности.

**7.1.4. Распределение температуры и среднее теплопоступление при использовании змеевика, расположенного в бетонном слое для условия  $\vartheta_i \neq \vartheta_e$ .** В этом случае змеевик размещен в строительной конструкции, граничащей с окружающей средой, прежде всего в потолке верхнего этажа, а также в наружной стене. Аналогичными можно считать условия, когда стена, в которой расположен змеевик, граничит с неотапливаемым пространством. В литературе предложены довольно сложные зависимости для расчета при использовании данного способа отопления.

Если средняя избыточная температура бетонного слоя  $\vartheta_w$  на отапливаемой стороне  $\vartheta_i = 0$ , а на противоположной стороне бетонного слоя преобладает избыточная температура  $\vartheta_e \neq 0$ , то теплопоступление в отапливаемую среду

$$q_i = \kappa' \vartheta_w, \quad (7.76)$$

а в противоположном направлении

$$q_e = \kappa'_e (\vartheta_x - \vartheta_e). \quad (7.77)$$

С точки зрения теплового потока совершенно равнозначно, проходит ли теплота под действием разности температуры  $\vartheta_x - \vartheta_e$  через слой с коэффициентом теплопередачи  $\kappa'_e$  или под действием температуры  $\vartheta_x$  через слой с коэффициентом теплопередачи  $\kappa_e^*$ :

$$\kappa'_e (\vartheta_x - \vartheta_e) = \kappa_e^* \vartheta_x. \quad (7.78)$$

Отсюда

$$\kappa_e^* = \kappa'_e \frac{\vartheta_x - \vartheta_e}{\vartheta_x}. \quad (7.79)$$

Таким образом, если в зависимостях при  $\vartheta_e \neq \vartheta_i$  вместо  $\kappa'_e$  подставить величину  $\kappa_e^*$ , то получится результат, соответствующий новым условиям.

## 7.2. Теплопоступление от ряда труб, расположенных в слое бетона, при двухмерной теплопроводности

**7.2.1. Распределение температуры и средняя температура в стационарном состоянии.** Как было упомянуто выше, зависимости линейной теплопроводности можно применять для изучения температурных соотношений только с определенным допущением. Предел  $Bi < 0,3$  устанавливает наибольшую толщину слоя бетона  $i = 7-8$  см в направлении окружающей воздушной среды. Если же речь идет о более толстом слое, то следует применять зависимости двухмерной теплопроводности.

Для построения математической модели сделаем ряд предположений:

распространение слоя бетона в направлении  $x-y$  так велико, что тепловым потоком, идущим по третьей координате, можно пренебречь;

расстояние между расположенными в бетоне трубами  $l$  и длина их очень велики;

коэффициент теплопроводности  $\lambda_b$  — постоянная величина, материал имеет гомогенную и изотропную структуру;

система координат расположена так, что ось  $x$  находится в плоскости размещения труб и перпендикулярна их осям, а ось  $y$  перпендикулярна упомянутой плоскости. Начало координат находится в центре поперечного сечения какой-либо трубы;

на поверхности трубы избыточная температура постоянна и равна  $\vartheta_w$ ;

в плоском слое толщиной  $h = h_i + h_e$  распределение температуры соответствует дифференциальному уравнению Лапласа

$$\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial y^2} = 0 \quad (7.80)$$

и теплота, проходящая благодаря теплопроводности по плоскости  $y = h_e$  и  $y = h_i$ , уходит в окружающую среду за счет теплообмена, т. е. (рис. 7.6) для плоскости  $y = h_e$

$$-\lambda_b (\partial \vartheta / \partial y)_{y=h_e} = \alpha_e \vartheta_{h_e} \quad (7.81)$$

и для плоскости  $y = -h_i$

$$\lambda_b (\partial \vartheta / \partial y)_{y=-h_i} = \alpha_i \vartheta_{h_i} \quad (7.82)$$

Шведский ученый Факсен представил решение таким образом, что напротив ряда труб в плоскости  $b > h_i$  (или  $b > h_e$ ) имеется совершенно аналогичный ряд труб, поглощающий теплоту из источников (стоки теплоты), воображаемых в первом ряду труб (рис. 7.7). Частное решение

$$\ln \sqrt{(x - nl)^2 + y^2} \quad (7.83)$$

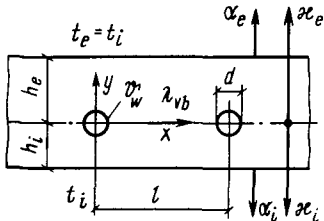


Рис. 7.6. Условные обозначения, применяемые при рассмотрении двухмерной теплопроводности

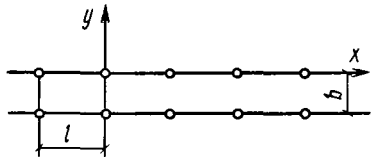


Рис. 7.7. Расположение источников и поглотителей теплоты по Факсену

описывает такой ряд кривых (для простоты рассмотрим условие  $n=0$ ), точки которого находятся на расстоянии  $r = \sqrt{x^2 + y^2}$  от источника. Эти кривые указывают направление теплового потока, а перпендикулярные им кривые — геометрические места равнотемпературных кривых. Распределение температурных кривых и траекторий тока теплоты показано на рис. 7.8.

Частное решение дифференциального уравнения имеет вид:

$$\ln \sqrt{(x - nl)^2 + (y + b)^2} \quad (7.84)$$

При этом можно вывести зависимость

$$F(x; y) = \frac{A}{2} \sum \ln \frac{(x - nl)^2 + (y + b)^2}{(x - nl)^2 + y^2}, \quad (7.85)$$

где  $b$  — удаленность стоков теплоты.

Стоки и источники теплоты в принципе взаимозаменяемы.

Приведенная зависимость в дальнейшем периодически повторяется в направлении  $x$  с периодом  $l$ , а по отношению к оси  $y$  она описывает симметричные кривые. Указанное решение требует таких математических знаний, которые выходят за рамки данной книги. Более подробно можно с ним ознакомиться в работе [99].

Ридберг и Хубер [156] представили расчет распределения температуры в следующем виде:

$$\begin{aligned} \frac{\vartheta_l}{\pi A} = & -G_1 y - |y| - G_2 + \frac{1}{\pi} \sum_{s=1}^{\infty} \frac{1}{s} [e^{-2\pi s y / l} + \\ & + g(s)e^{-2\pi s y / l} + g(s)e^{2\pi s y / l}] \cos \frac{2\pi s x}{l}. \end{aligned} \quad (7.86)$$

Отсюда при условии

$$\vartheta(l/\pi A) = F(x; y) \quad (7.87)$$

можно определить избыточную температуру  $\vartheta = t - t_i$  в любой характеризующей координатами  $(x; y)$  точке слоя толщиной  $h = h_e + h_i$  при данных предельных условиях.

Для пояснения обозначений, принятых в выражении (7.86), рассмотрим вновь рис. 7.6. В этом выражении

$$G_1 = (\alpha_e - \alpha_i) / (\alpha_e + \alpha_i), \quad (7.88)$$

$$G_2 = -2\lambda_b / (\kappa_e - \kappa_i). \quad (7.89)$$

Факсен для расчета  $A$  применил зависимость

$$\frac{\phi_w}{A} = \ln \frac{l}{d\pi} - G_2 \frac{\pi}{l} + \sum_{s=1}^{\infty} \frac{g(s)_e + g(s)_i}{s}, \quad (7.90)$$

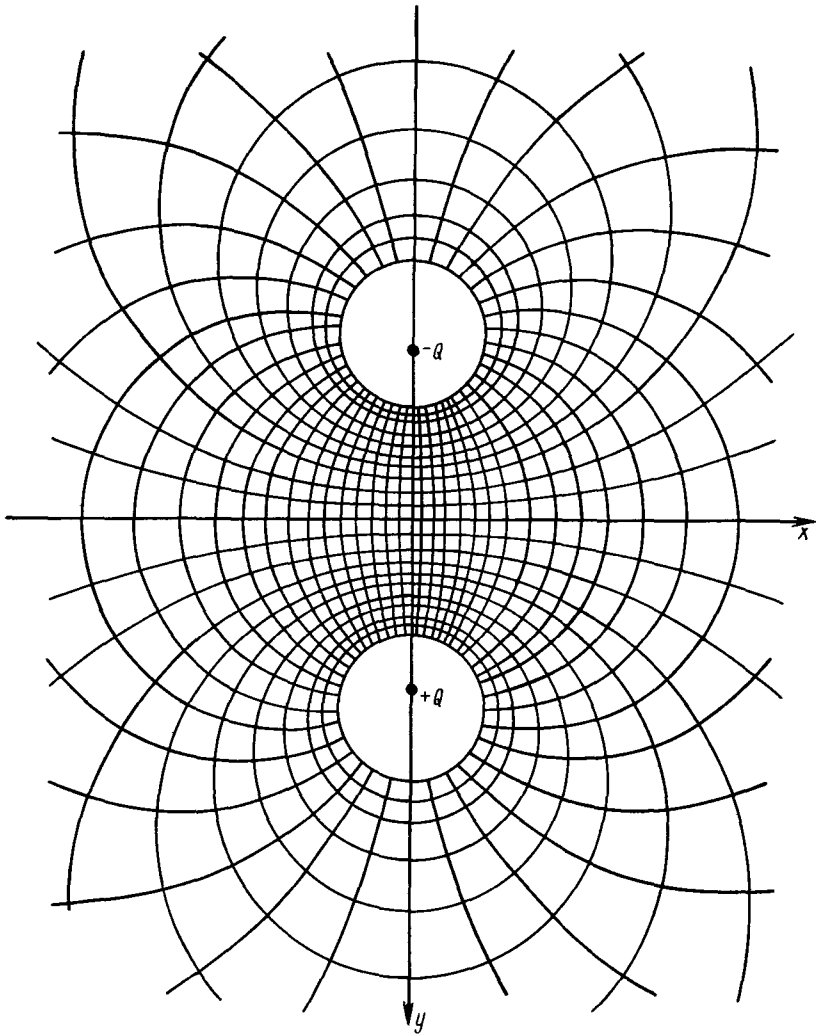


Рис. 7.8. Направление тепловых потоков и изотермы в бетонном слое между теплоисточником и поглотителем (по данным Шорина)

а для расчета  $g(s)_e$  и  $g(s)_i$  — следующую систему уравнений

$$\left(\frac{\alpha_e}{\lambda_b} - \frac{2\pi s}{l}\right) [1 + g(s)_e] e^{-2\pi s h_e/l} + \left(\frac{\alpha_e}{\lambda_b} + \frac{2\pi s}{l}\right) g(s)_i = 0; \quad (7.91)$$

$$\left(\frac{\alpha_i}{\lambda_b} - \frac{2\pi s}{l}\right) [1 + g(s)_i] e^{-4\pi s h_i/l} + \left(\frac{\alpha_i}{\lambda_b} + \frac{2\pi s}{l}\right) g(s)_e = 0 \quad (7.92)$$

Для упрощения вычислений запишем выражение (7.86) для условия  $y=0$ , т. е. в безразмерном виде для абсциссы, проходящей через оси труб. Тогда мы получим более простую зависимость

$$\frac{\vartheta_{y=0}}{A} = -G_2 \frac{\pi}{l} + \sum_{s=1}^{\infty} \frac{1}{s} [1 + g(s)_e + g(s)_i] \cos 2\pi s \frac{x}{l}. \quad (7.93)$$

Согласно зависимостям стационарной теплопроводности, для предельных условий можно записать:

$$\vartheta_{y=0} \kappa_e = \alpha_e \vartheta_{h_e}, \quad (7.94a)$$

$$\vartheta_{y=0} \kappa_i = \alpha_i \vartheta_{h_i}. \quad (7.94b)$$

Таким образом, зная  $\vartheta_{y=0}$ , можно легко вычислить  $\vartheta_{h_e}$  и  $\vartheta_{h_i}$ . Если выражения (7.91) и (7.92) умножить на  $h_e$  и соответственно на  $h_i$ , то получим также безразмерные уравнения, в которых появляются критерии  $Bi_i = \alpha_i h_i / \lambda_b$  и  $Bi_e = \alpha_e h_e / \lambda_b$ , встречавшиеся нам при упрощенных вычислениях, при этом система уравнений примет вид:

$$\left(\frac{\alpha_e h_e}{\lambda_b} - 2\pi s \frac{h_e}{l}\right) (1 + g(s)_e) e^{-4\pi s \frac{h_e}{l}} + \left(\frac{\alpha_e h_e}{\lambda_b} + 2\pi s \frac{h_e}{l}\right) g(s)_i = 0; \quad (7.95)$$

$$\left(\frac{\alpha_i h_i}{\lambda_b} - 2\pi s \frac{h_i}{l}\right) (1 + g(s)_i) e^{-4\pi s \frac{h_i}{l}} + \left(\frac{\alpha_i h_i}{\lambda_b} + 2\pi s \frac{h_i}{l}\right) g(s)_e = 0. \quad (7.96)$$

В зависимости от критериев  $Bi_e$  и  $Bi_i$ , известных для какого-либо данного случая, а также от относительных координат  $h_e/l = \eta_e$  и  $h_i/l = \eta_i$  при  $s=1$  система уравнений имеет следующий вид:

$$(Bi_e - 2\pi\eta_e)(1 + g_{e1}) e^{-4\pi\eta_e} + (Bi_e + 2\pi\eta_e)g_{i1} = 0; \quad (7.97)$$

$$(Bi_i - 2\pi\eta_i)(1 + g_{i1}) e^{-4\pi\eta_i} + (Bi_i + 2\pi\eta_i)g_{e1} = 0. \quad (7.98)$$

Отсюда можно сразу вычислить (с помощью вычислительной машины)  $g_{e1}$  и  $g_{i1}$ . Практика показала, что достаточно решить эту систему уравнений только для членов ряда  $s=1, 2, 3$ , поскольку для  $s=4$  мм получим уже результаты с точностью 0,0001.

Для практического применения, однако, следует еще более упростить расчеты. Ведь нам важно знать не точное распределение температуры, а средние ее значения. Последние в соответствии с выражением (7.93) можно легко вычислить из соотношения

$$\frac{\vartheta_{(y=0)k}}{A} = \frac{1}{l} \int_0^l \left[ -G_2 \frac{\pi}{l} + \sum_{s=1}^{\infty} \frac{1}{s} (1 + g(s)_e + g(s)_i) \cos 2\pi s \frac{x}{l} \right] dx \quad (7.99)$$



или

$$\frac{\vartheta_{(y=0)k}}{A} = \frac{1}{l} \left[ -G_2 \frac{\pi}{l} x + \sum_{s=1}^{\infty} \frac{1}{s} (1 + g(s)_e + g(s)_i) \times \frac{l}{2\pi s} \sin 2\pi s \frac{x}{l} \right]_0^l \quad (7.100)$$

После подстановки пределов второе слагаемое равно 0, тогда

$$\vartheta_{(y=0)k}/A = -G_2 (\pi/l). \quad (7.101)$$

Сопоставляя эту зависимость с выражением (7.90), получаем

$$\frac{\vartheta_{(y=0)k}}{\vartheta_w} = \frac{-G_2 (\pi/l)}{\ln \frac{l}{d\pi} - G_e \frac{\pi}{l} + \sum_{s=1}^{\infty} \frac{1}{s} [g(s)_e + g(s)_i]} \quad (7.102)$$

Таким образом, мы установили связь между очень важной для расчета средней избыточной температурой в плоскости оси трубы при  $g=0$ ,  $\vartheta_{(y=0)k}$  и избыточной температурой стенки отопительной трубы  $\vartheta_w$ .

### 7.2.2. Распределение температуры в многослойной конструкции.

Рассмотрим встречающийся на практике случай, когда бетонный слой потолка или стены покрыт другими слоями (рис. 7.9). Мы не сделаем существенной ошибки, если примем, что двухмерная теплопроводность наблюдается только в бетонном слое. Дальнейшее же распространение теплоты с верхней и нижней его плоскости при  $\vartheta_{y=h_e}$  и  $\vartheta_{y=h_i}$  через покрывающие и имеющие малый коэффициент теплопроводности слои осуществляется только в направлении  $y$ , при этом граничные условия принимают вид

$$-\lambda (\partial\vartheta / \partial y)_{y=h_i} = \alpha'_i \vartheta_{h_i}; \quad (7.103a)$$

$$+\lambda (\partial\vartheta / \partial y)_{y=h_e} = \alpha'_e \vartheta_{h_e}, \quad (7.103b)$$

где

$$\alpha'_e = \frac{1}{\delta_{sz}/\lambda_{sz} + \delta_{bv}/\lambda_{bv} + 1/\alpha_e} \quad (7.104a)$$

и

$$\alpha'_i = \frac{1}{\delta_v/\lambda_v + 1/\alpha_i}. \quad (7.104b)$$

Тогда выражения (7.95) и (7.96) изменяются следующим образом:

$$\left( \frac{\alpha'_e h_e}{\lambda_b} - 2\pi s \frac{h_e}{l} \right) [1 + g(s)_e] e^{-4\pi s \frac{h_e}{l}} + \left( \frac{\alpha'_e h_e}{\lambda_b} + 2\pi s \frac{h_e}{l} \right) g(s)_i = 0 \quad (7.105)$$

и

$$\left( \frac{\alpha'_i h_i}{\lambda_b} - 2\pi s \frac{h_i}{l} \right) [1 + g(s)_i] e^{-4\pi s \frac{h_i}{l}} + \left( \frac{\alpha'_i h_i}{\lambda_b} + 2\pi s \frac{h_i}{l} \right) g(s)_e = 0. \quad (7.106)$$

Из этих уравнений с помощью вычислительной машины (а в некоторых случаях и без нее) можно легко и быстро вычислить

$g(s)_e$  и  $g(s)_i$ . Для  $s=3-4$  вместо слагаемого

$$\sum_{s=1}^{\infty} \frac{1}{s} [g(s)_e + g(s)_i],$$

известного из выражения (7.102), Ридберг и Хубер ввели зависимость

$$\sum_{s=1}^{\infty} \frac{g(s)_e + g(s)_i}{s} = S_e + S_i, \quad (7.107)$$

в которой вместо суммирования решение дает экспоненциальный интеграл. Результаты сведены в номограммы (рис. 7.10) для расчета коэффициентов

$$S_e = S_e(\kappa'_e h_e / \lambda_b; h_e / l), \quad (7.108)$$

$$S_i = S_i(\kappa'_i h_i / \lambda_b; h_i / l), \quad (7.109)$$

где на оси абсцисс отложены значения  $(h/l)[(h_e/l) \text{ и } (h_i/l)]$ , а отдельные кривые представляют собой геометрические места постоянных величин

$$\kappa' h / \lambda_b (\kappa'_e h_e / \lambda_b \text{ и } \kappa'_i h_i / \lambda_b)$$

Отсюда в зависимости от критерия  $Wi$  и считающейся безразмерной абсциссы  $h/l$  легко получить значения  $S_e$  и  $S_i$ .

Лишь как незначительную неточность этого решения следует воспринимать то, что в данной задаче соотношение между  $h_e$  и  $h_i$  влияет на результат, поскольку вообще решение с помощью диаграмм относится к зеркально-симметричной задаче.

На рис. 7.11 показаны диаграммы Золтана Мольнара, которые он получил также исходя из того, что  $h_i/l = h_e/l$ . Они дают те же значения  $S_e$  и  $S_i$ , что на рис. 7.10. При их использовании за основу нужно брать фактические значения  $\kappa' h / \lambda_b$  и  $h/l$ .

Исходя из сказанного выше и подставляя значения  $S_e$  и  $S_i$  в зависимость (7.102), соответствующую избыточной температуре на средней линии  $y=0$ , получаем

$$\frac{\vartheta_{(z=0)k}}{\vartheta_a} = \frac{-G_2(\pi/l)}{\ln(l/d\pi) - G_2(\pi/l) + S_e + S_i}. \quad (7.110)$$

Отсюда, зная одно из двух значений избыточной температуры (в большинстве случаев  $\vartheta_{(y=0)k}$ ), можно вычислить и другое. Избыточную температуру на поверхностях можно получить из выражений (7.94а) и (7.94б):

$$\text{и} \quad \vartheta_{h_e} = \vartheta_{(y=0)k} (\alpha_e / \alpha_e)$$

$$\vartheta_{h_i} = \vartheta_{(y=0)k} (\alpha_i / \alpha_i).$$

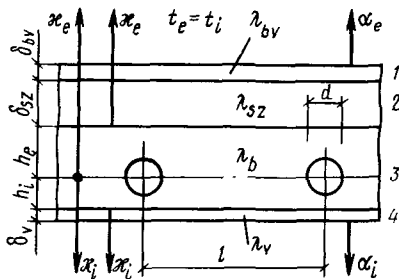


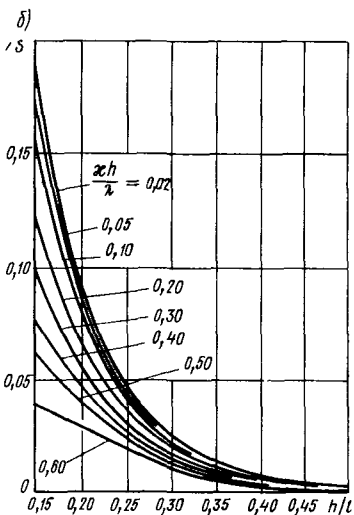
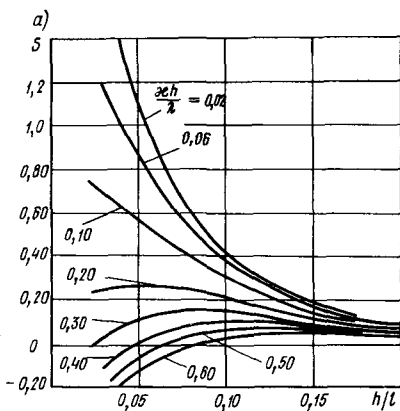
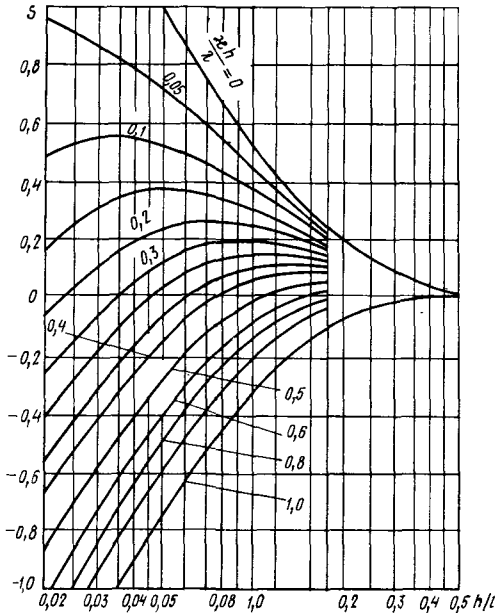
Рис. 7.9. Схема конструкции потолка для расчета распределения температуры в соответствии с закономерностями двухмерной теплопроводности

1 — покрытие; 2 — изоляция; 3 — слой железобетона; 4 — штукатурка

Рис. 7.10. Номограмма для расчета коэффициентов  $S_1$  и  $S_2$  в зависимости от  $xh/\lambda$  и  $h/l$  (по данным Ридберга, Хубера и Райсса)

Рис. 7.11. Номограмма для расчета коэффициентов  $S_1$  и  $S_2$  (по данным Золтана Мольнара)

а — для  $h/l=0-0,20$ ; б — для  $h/l=0,20-0,5$



**7.2.3. Расчет тепlopоступления.** Теплота, поступающая с  $1 \text{ м}^2$  поверхности соответственно вверх и вниз, равна:

$$q_e = \vartheta (y=0)_k \alpha_e = \vartheta_{h_e} \alpha_e; \quad (7.113a)$$

$$q_i = \vartheta (y=0)_k \alpha_i = \vartheta_{h_i} \alpha_i. \quad (7.1136)$$

Естественно, для вертикальной стены

$$q_e = q_i = \vartheta_{(y=0)k} \kappa_e = \vartheta_{(y=0)k} \kappa_i = \vartheta_n \alpha_e = \vartheta_n \alpha_i \quad (7.114)$$

(поскольку при этом обычно  $\alpha_e = \alpha_i$  и  $\kappa_e = \kappa_i$ ).

Теплота, отдаваемая 1 м трубы, определяется соотношением

$$q_{cs} = \vartheta_{(y=0)k} l (\kappa_e + \kappa_i). \quad (7.115)$$

При подстановке  $G_2 = -2\lambda_b / (\kappa_e + \kappa_i)$  в выражение (7.110) получаем

$$q_{cs} = \vartheta_w \frac{2\pi\lambda_b}{\ln(l/d\pi) + \frac{2\pi\lambda_b}{\kappa_e + \kappa_i} + S_e + S_i}. \quad (7.116)$$

Из последней зависимости видно, что замоноличенную трубу можно будет более экономично использовать при больших расстояниях между трубами  $l$  и коэффициентах теплопередачи  $\kappa_e$  и  $\kappa_i$ . Решающим условием этого является высокий коэффициент теплопроводности  $\lambda_b$  и высокая температура на поверхности трубы  $\vartheta_w$ .

Теплопоступление при  $\vartheta_e \neq \vartheta_i$  рассчитывают так же, как указано в п. 7.1.4. Это особенно важно при использовании системы отопления, расположенной в панели наружной стены.

## 8. ЛУЧИСТЫЕ ОТОПИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ СО СРЕДНЕЙ ТЕМПЕРАТУРОЙ ПОВЕРХНОСТИ И МАЛОЙ ТЕПЛОВОЙ ИНЕРЦИЕЙ

### 8.1. Общие положения

Среднюю температуру на поверхности (70—200°С) можно обеспечить только при использовании так называемых отопительных экранов. Естественно, это зависит прежде всего от параметров применяемого теплоносителя, его гидродинамических свойств, материала листов экрана, диаметра труб и расстояния между ними, а также от длины экрана. Конструкция экрана и принцип соединения между трубой и греющим листом показаны на рис. 8.1.

### 8.2. Конструирование отопительных экранов

При конструировании экономичных отопительных экранов принимают во внимание следующие требования:

обеспечение максимальной активной равномерной по площади теплоотдачи греющего листа стандартных размеров;

качественное соединение трубы с греющим листом, обеспечивающее их хороший контакт;

применение большего числа труб малого диаметра вместо малого числа труб большого диаметра;

обязательное обеспечение турбулентного потока в трубах, чтобы перепад температуры между теплоносителем и наружной поверхностью трубы, соприкасающейся с листом, был как можно меньшим;

обеспечение хорошей теплоизоляции верхней части отопительного экрана, если основной целью является облучение нижней зоны помещения;

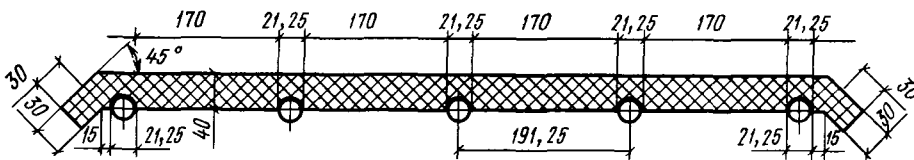


Рис. 8.1. Устройство экранного излучателя

подбор наиболее экономичной конструкции (число труб, толщина греющего листа, трудозатраты и т. д.);  
 выбор оптимального способа подвешивания конструкции, решение проблемы компенсации температурных деформаций;  
 выбор теплоносителя с химическими и физическими свойствами, отвечающими условиям эксплуатации;  
 обеспечение контроля регулирования теплоотдачи;  
 обеспечение экономии энергии;  
 обеспечение надежности, особенно контроля за давлением теплоносителя.

### 8.3. Выбор теплоносителя

На выбор теплоносителя решающее влияние оказывают возможности отопления данного объекта, имеющиеся еще до его строительства. Например, если здание расположено вдоль сети централизованного теплоснабжения и нет необходимости в использовании пара для технологических целей, то следует непосредственно использовать перегретую воду тепловой сети. Общепринятым считается применение теплоносителя с наиболее высокой возможной температурой, поскольку опасность контакта с ним почти исключена, а хороший тепловой комфорт можно обеспечить скорее отопительными экранами с более высокой температурой поверхности. Если на объекте в технологических целях применяется пар, то следует использовать пар высокого давления, преимущества которого доказаны на практике. Во многих случаях для технологических целей требуется лишь небольшое количество пара высокого давления, при этом в первую очередь для теплопереноса используется масло. Как для отопительных экранов (а также и для приборов воздушного отопления), так и для производства пара можно с успехом применять маслопаровой теплообменник, действующий на масле, подогреваемом до  $300^{\circ}\text{C}$ . Рекомендуется использовать следующие теплоносители: для  $t_s = 100^{\circ}\text{C}$  — перегретую воду с температурой  $150\text{—}110^{\circ}\text{C}$ ; для обеспечения температуры  $80 < t_s < 130^{\circ}\text{C}$  — насыщенный пар до давления 1 МПа; при  $t_s > 130^{\circ}\text{C}$  — теплопередающее масло.

Испытания на экономичность отопительных экранов, изготовленных из пяти-шести полудюймовых труб (максимальный диаметр  $\frac{3}{4}$  дюйма) и стальных листов толщиной 1—1,25 мм показали, что при применении перегретой воды общая длина подсоединенных в ряд экранов должна составлять 20—24 м, а при использовании

теплопередающего масла — от 30 до 36 м. При применении пара длина отопительного экрана заметно не влияет на условия теплоотдачи. Если длина отдельных экранов составляет 10 м, то соединительная труба должна быть установлена таким образом, чтобы учитывалось тепловое расширение. Длина экранов влияет на скорость движения теплоносителя в трубах, а потому и на качество потока и тем самым — на коэффициент внутреннего теплообмена, определяющий разницу между температурой теплоносителя и стенки трубы. Поэтому длина экрана оказывает существенное влияние на формирование средней температуры.

#### 8.4. Конструктивные решения

Передача теплоты теплоносителем во многом определяется соединением между листом отопительного экрана и трубами. Оно может быть механическим или сварным. На рис. 8.2, *а—в* показано механическое соединение со скобами. Арматура, расположенная под листом или над ним, служит не только для крепления скоб, но и для подвешивания экрана. На рис. 8.2, *г* представлено соединение линейной и точечной сваркой.

На рис. 8.3 изображены отопительные экраны типа USE, изготавливаемые в настоящее время в Венгрии. Правый отопительный экран (типа USE-P) предназначен для применения горячей и перегретой воды или другой жидкости (например, масла), а левый (типа USE-P-G) — для пара низкого и высокого давления. Новинкой в этих отопительных устройствах является то, что их можно применять также для защиты от шума.

На рис. 8.4 показано пружинное соединение между листом и трубой. В данном случае лист может, например, защелкиваться между двумя вертикальными трубами (которые могут подавать теплоноситель). Из аналогичных по конструкции, но отличающихся размерами элементов изготавливают так называемые ленточные отопительные устройства (рис. 8.5).

Чем больше температура отопительного экрана, тем ниже капитальные затраты на него. Согласно имеющимся данным, можно достигнуть по крайней мере 20%-ной экономии топлива по сравнению с воздушным отоплением. Мы еще вернемся к этому, однако здесь следует сказать, что рассматриваемое отопительное устройство передает наибольшую часть выделяемой теплоты для обогрева рабочей или обслуживаемой зоны.

Конструкция отопительных экранов постоянно совершенствуется и в настоящее время. Было доказано, что они с успехом могут быть использованы для отопления не только промышленных зданий, но и учебных помещений и спортивных залов. Разрабатывается конструкция экрана, пригодного для отопления жилья.

На верхней стороне отопительного экрана (если только главной целью не является отопление рабочей зоны) применяют такую теплоизоляцию, чтобы на верхней обшивке изоляции отмечалось приблизительно 10% избыточной температуры, имеющейся на нижнем греющем листе. Избыточная температура, естественно, сопоставляется с температурой отапливаемого помещения.

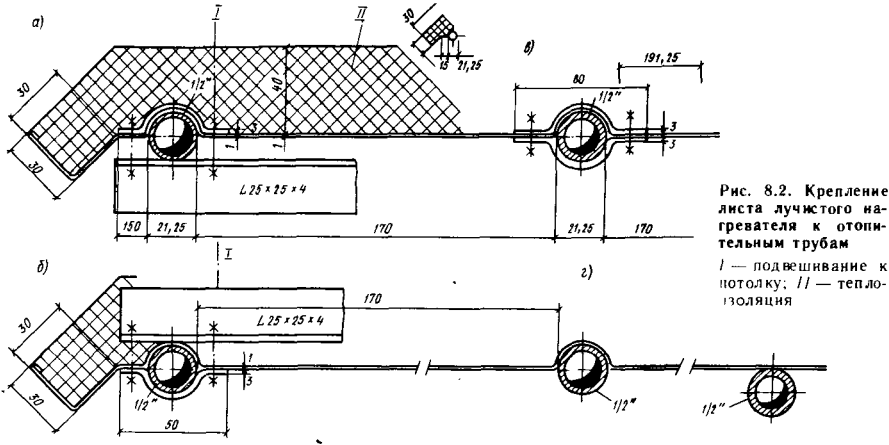


Рис. 8.2. Крепление листа лучистого нагревателя к отопительным трубам  
 1 — подвешивание к потолку; II — теплоизоляция

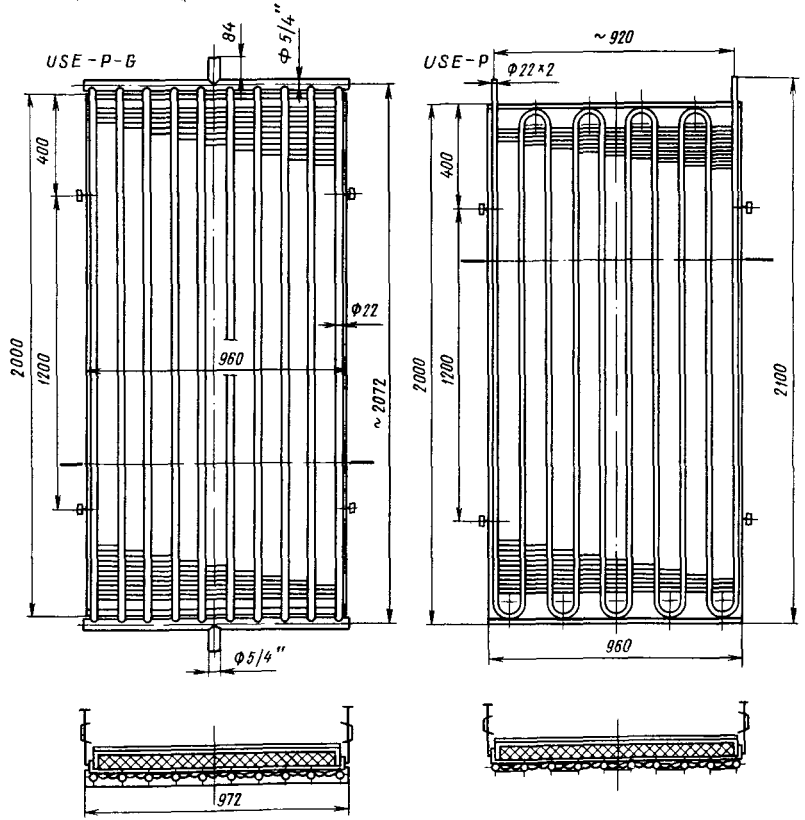


Рис. 8.3. Устройство экранного излучателя со змеевиком, подвешиваемого к потолку при использовании в качестве теплоносителя воды и пара (типа USE)

Тип экрана для теплоносителя		Соединение	Максимальное рабочее давление, МПа	Масса, кг	
воды	пара			для воды	для пара
USE-P	USE-P-G	Сварное	1,6	36	47
USE-P-K	USE-P-G-K	Фланцевое	1,0	37	51

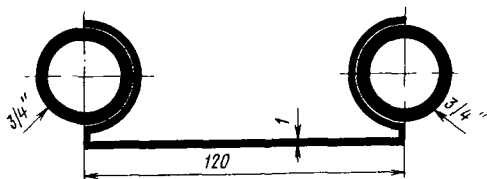


Рис. 8.4. Лист для лучистого отопления, крепящийся зашелкиванием

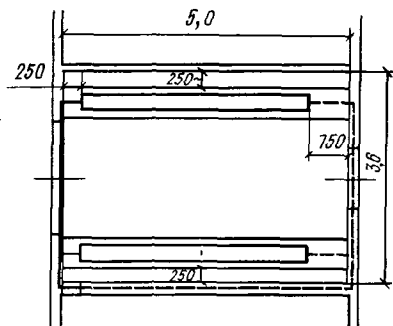
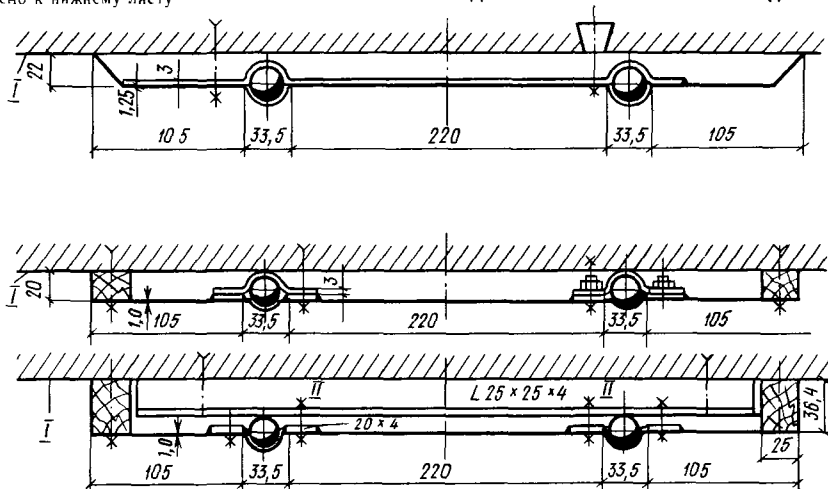


Рис. 8.5. Ленточный излучатель  
1 — нижняя плоскость перекрытия; 11 — приварено к нижнему листу



За рубежом начинают применять систему лучистого отопления, основанную на совершенно новом принципе, с использованием воздуха в качестве теплоносителя. Эта система представляет собой замкнутую систему воздухопроводов. В одной из ее точек непосредственно или косвенно нагревается воздух, циркуляция которого обеспечивается вентилятором. При непосредственном нагреве воздуха обычно используется газовая горелка с природным газом; продукты сгорания газа проходят по воздухопроводам. При косвенном нагреве воздуха применяют теплообменник (пластинчатый, трубчатый и т. д.), но теплоносителем в этом случае служит пар или масло, а продукты сгорания в полном объеме удаляются наружу. Эти установки обычно используют для отопления зданий промышленного и сельскохозяйственного назначения. Чаще всего применяют два решения: систему прямоточной кольцевой разводки (рис. 8.6) и трехлинейную ленточную систему (рис. 8.7). Реже используется четырехлинейная противоточная кольцевая разводка.

Наконец, следует упомянуть об одном новом конструктивном решении, которое находится еще в экспериментальной стадии, но уже позволило получить обнадеживающие результаты испытаний. Это так называемое лучистое отопление, скомбинированное с вен-



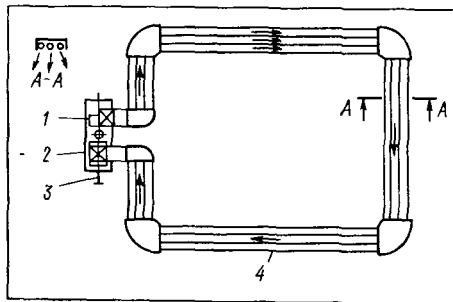


Рис. 8.6. Система лучистого отопления с подачей воздуха по прямооточному кольцевому воздуховоду

1 — вентилятор; 2 — воздухонагреватель; 3 — теплоноситель; 4 — линия лучистого отопления

Рис. 8.7. Ленточный излучатель с подачей воздуха по трем воздуховодам

1 — вентилятор; 2 — воздухонагреватель; 3 — теплоноситель; 4 — обратные воздуховоды; 5 — подающий воздуховод

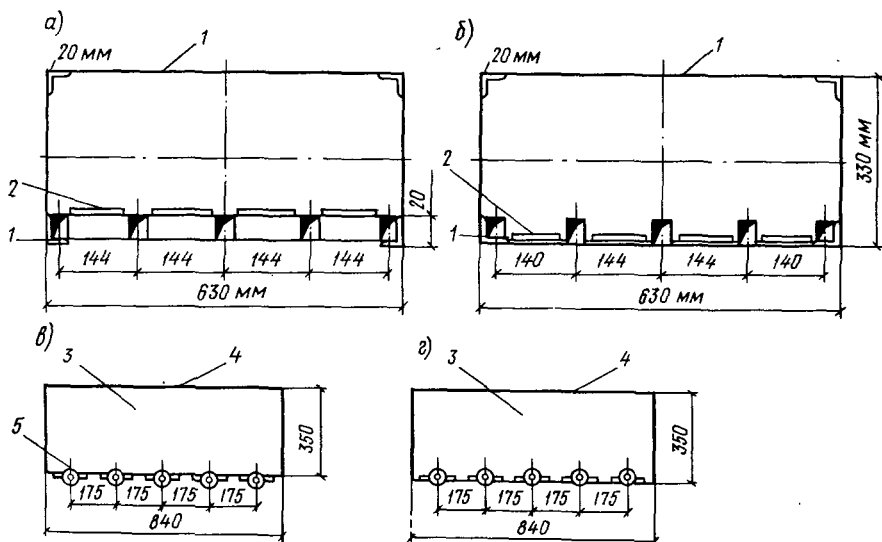
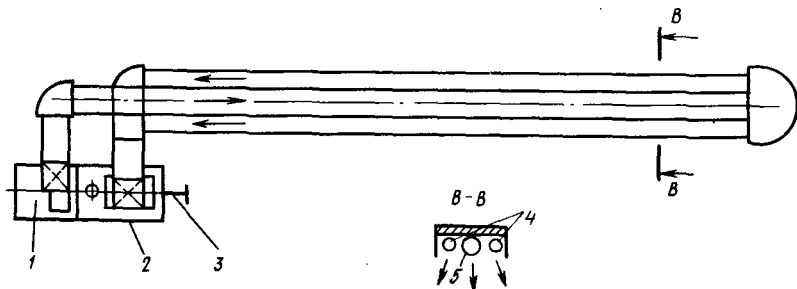


Рис. 8.8. Четыре типа лучистых отопительных приборов, скombинированных с вентиляцией

1 — алюминиевый лист толщиной 0,75 мм; 2 — алюминиевый лист толщиной 1 мм с мелкими ребрами; 3 — воздуховод; 4 — стальной лист толщиной 1 мм; 5 — отопительная труба диаметром 1 дюйм

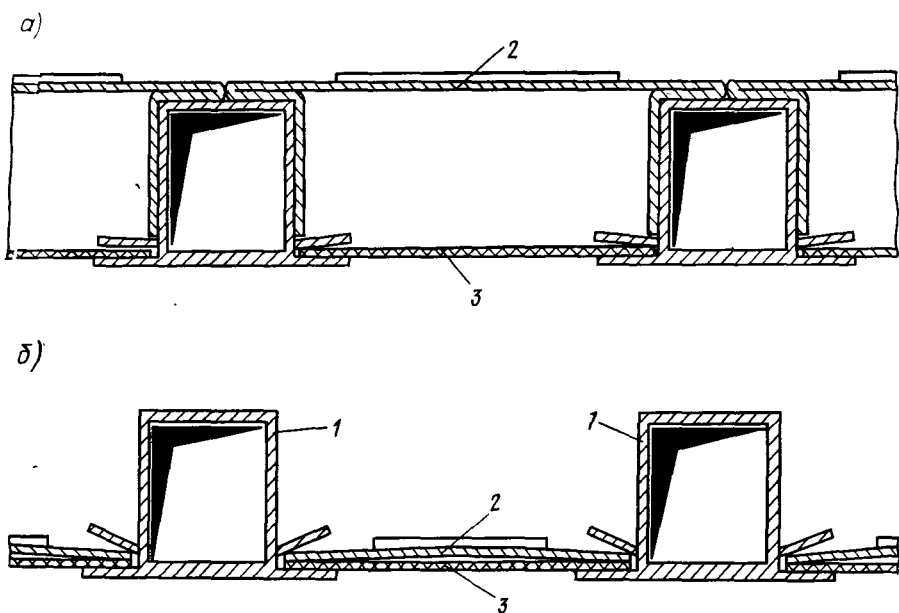


Рис. 8.9. Соединения между алюминиевыми каналами, гладкими листами и листами, имеющими ребра  
 1 — канал; 2 — лист с мелкими ребрами; 3 — греющий лист

тиляцией. Принцип его состоит в использовании теплопоступления с верхней поверхности отопительного экрана.

В ходе экспериментов испытывались четыре типа отопительных экранов, показанные на рис. 8.8. Первый (рис. 8.8, а) создан из элементов, изготавливаемых методом экструдирования, и элементов, имеющих мелкие ребра. Соединения между каналами, греющим листом и листом с мелкими ребрами показаны на рис. 8.9, а.

Второй тип экрана (рис. 8.8, б) является усовершенствованным вариантом первого. При его разработке руководствовались в основном тем, чтобы наилучшим образом использовать эффект усиления теплопоступления, создаваемый листом с мелкими ребрами. Соединения между каналами, греющим листом и листом с мелкими ребрами даны на рис. 8.9, б. Воздуховод здесь делится на две части — на верхний большой канал и нижний меньший канал. В данной конструкции это решение позволяет почти максимально использовать теплопоступления от греющего листа и листа с мелкими ребрами.

Третий тип экрана (рис. 8.8, в) представляет собой обычный отопительный экран модели FÜTÖBER E-5. Длина экрана, как и в предыдущих случаях, составляла 4 м. Размеры воздуховода составляли 350 × 840 мм. Четвертый тип экрана (рис. 8.8, г) также представляет собой отопительный экран типа E-5, но при его компоновке греющие трубы расположили внутри воздуховода, т. е. отопительный экран перевернули.

## 9. РАСЧЕТ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ЭКРАНОВ СО СРЕДНЕЙ ТЕМПЕРАТУРОЙ ПОВЕРХНОСТИ И МАЛОЙ ТЕПЛОВОЙ ИНЕРЦИЕЙ

Распределение температуры на полосе  $l$  между концами сварочных швов (рис. 9.1) можно выразить зависимостью (7.24), а среднюю температуру полосы  $l$  зависимостью

$$\vartheta_{lk} = \vartheta_{l0} \frac{\text{th}(ml/2)}{ml/2}. \quad (9.1)$$

Здесь для экрана, изолированного сверху,

$$m = \sqrt{(a_i + \kappa_e) / i\lambda_i} \approx 200. \quad (9.2)$$

Среднюю температуру всего экрана можно выразить зависимостью

$$\vartheta_k = \vartheta_{Si} = \frac{l\vartheta_{lk} + (d\pi/2)\vartheta_c}{l + d\pi/2}. \quad (9.3)$$

Обычно вместо  $d\pi/2$  принимают во внимание только проекцию трубы  $d$ .

Применение величины, превышающей  $d\pi/2$ , обусловлено тем, что при этом можно пренебречь лучистым теплообменом между стенкой трубы и полосой, который вычислить довольно сложно.

Чтобы использовать указанные выше зависимости, нужно ответить на два вопроса (рис. 9.2):

каково распределение температуры на дуге длиной  $\delta$ , охватывающей трубу, если пренебрегать изменением температуры стенки трубы;

какова избыточная температура  $\vartheta_{\delta/2} = \vartheta_{l0}$  в корне сварочного шва.

Интересно также выявить влияние размера  $\delta/2$  покрывающего листа, который, в свою очередь, влияет на значение  $\vartheta_{lk}$ , определяемое по зависимости (9.1).

Поскольку в стенке трубы мы не предполагаем изменения температуры, рис. 9.2 упрощенно можно представить развернутым в плоскости (рис. 9.3).

Соединение между трубой и греющим листом можно представить слоем толщиной  $\Delta_e$ , равнозначный коэффициент теплопроводности которого равен  $\lambda_e$ . Избыточная температура окружающей среды как под листом, так и над ним  $\vartheta_i = \vartheta_e = 0$ . При выводе мы исходим из того, что теплоту, выделяемую на полосе шириной  $l$ , лист воспринимал через покрывающий лист длиной, равной длине дуги  $\delta$ , и передавал полосе.

Принимая систему координат  $x, \vartheta$  согласно рис. 9.3 и рассматривая поверхности длиной  $l$  м, перпендикулярные поперечному сечению листа, теплоту, проводимую через поперечное сечение  $l$  площадью  $i = 1 \text{ м}^2$ , можно выразить зависимостью

$$q_1 = -i\lambda_e(d\vartheta/dx)_x, \quad (9.4)$$

а через поперечное сечение 2 — выражением

$$q_2 = -i\lambda_r(d\vartheta/dx)_{x+dx}. \quad (9.5)$$

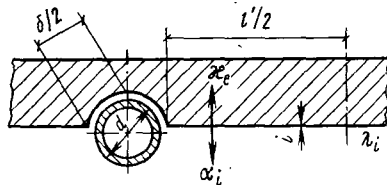
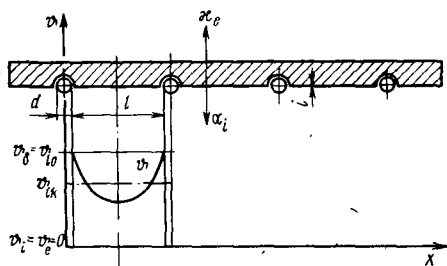
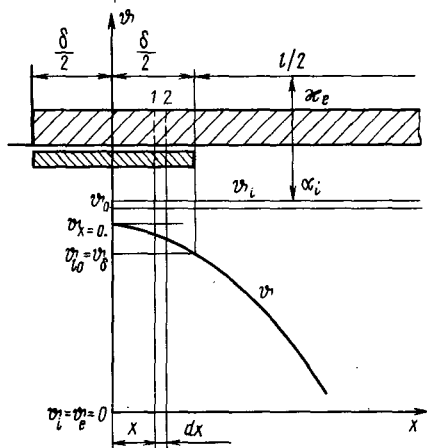


Рис. 9.2. Соединение между греющим листом отопительного экрана и трубой, подающей теплоноситель

Рис. 9.1. Распределение температуры на полосе между трубами отопительного экрана

Рис. 9.3. Упрощенная схема соединения между греющим листом отопительного экрана и трубой, представленная в виде развертки



Однако

$$\vartheta_{x+dx} = \vartheta_x + (d\vartheta/dx)dx, \quad (9.6)$$

поэтому

$$q_2 = -i\lambda_i (d\vartheta/dx + d^2\vartheta/dx^2)dx. \quad (9.7)$$

Разность  $(q_1 - q_2)$  есть не что иное, как количество теплоты, которым лист обменивается со стенкой трубы, а также через изоляцию с окружающей средой. Учитывая это, можно записать

$$q_1 - q_2 = i\lambda_i \left( \frac{d^2\vartheta}{dx^2} \right) dx = dx \left[ \frac{\lambda_e}{\Delta_e} (\vartheta - \vartheta_w) + \kappa_e \vartheta \right] \quad (9.8)$$

После преобразований получаем дифференциальное уравнение

$$\frac{d^2\vartheta}{dx^2} - n^2\vartheta + \frac{(\lambda_e/\Delta_e)\vartheta_w}{i\lambda_i} = 0, \quad (9.9)$$

где

$$n^2 = \frac{(\lambda_e/\Delta_e) + \kappa_e}{i\lambda_i} \quad (9.10)$$

Решая это уравнение, получаем

$$\vartheta = C_1 e^{nx} + C_2 e^{-nx} - \vartheta_w \frac{\lambda_e/\Delta_e}{(\lambda_e/\Delta_e) + \kappa_e} \quad (9.11)$$

Для пояснения третьего слагаемого запишем уравнение стационарной теплопроводности в направлении  $y$  при  $x=0$  между трубой и листом, а также листом и окружающей средой, т. е.

$$\lambda_e / \Delta_e (\vartheta_w - \vartheta_0) = \kappa_e \vartheta_0, \quad (9.12a)$$

откуда

$$\vartheta_0 = \vartheta_w \frac{\lambda_e / \Delta_e}{(\lambda_e / \Delta_e) + \kappa_e}. \quad (9.12b)$$

Поскольку  $\lambda_e / \Delta_e \gg \kappa_e$ , [ $\lambda_e / \Delta_e \approx 1000$  Вт/(м<sup>2</sup>·К),  $\kappa_e \approx 1-1,5$  Вт/(м<sup>2</sup>·К)] при теплопроводности только в направлении  $y$  при  $x=0$  можно с хорошим приближением написать, что избыточная температура  $\vartheta_0 \approx \vartheta_w$ .

Отсюда

$$\vartheta = C_1 e^{nx} + C_2 e^{-nx} + \vartheta_w. \quad (9.13)$$

Постоянные определим, исходя из того, что при  $x=0$  теплового потока нет, однако через корень сварного шва ( $x=\delta/2$ ) проходит полная теплота, отдаваемая листам шириной  $l/2$ .

Таким образом, при  $x=0$

$$(d\vartheta/dx)_{x=0} = 0, \quad (9.14a)$$

откуда

$$(C_1 e^{nx} - C_2 e^{-nx})_{x=0} = 0, \quad (9.14b)$$

т. е.

$$C_1 = C_2, \quad (9.14в)$$

при этом наше уравнение приобретает вид

$$\vartheta = C (e^{nx} + e^{-nx}) \quad (9.15)$$

При  $x=\delta/2$

$$-i\lambda_i (d\vartheta/dx)_{x=\delta/2} = ql/2 = \vartheta_{ik} (\alpha_i + \kappa_e) (l/2), \quad (9.16)$$

$$-i\lambda_i (d\vartheta/dx)_{x=\delta/2} = -i\lambda_i Cn (e^{n\delta/2} - e^{-n\delta/2}), \quad (9.17a)$$

откуда

$$C = \frac{\vartheta_{ik} (\alpha_i + \kappa_e) l/2}{2i\lambda_i n \operatorname{sh} (n\delta/2)}, \quad (9.17b)$$

поскольку

$$e^{n\delta/2} - e^{-n\delta/2} = \operatorname{sh} (n\delta/2) \quad (9.18a)$$

Исходя из соотношения

$$e^{nx} + e^{-nx} = \operatorname{ch} nx, \quad (9.18b)$$

получаем

$$\vartheta = \vartheta_w - \frac{\vartheta_{ik} (\alpha_i + \kappa_e) l/2}{i\lambda_i n \operatorname{sh} (n\delta/2)} \operatorname{ch} nx. \quad (9.19)$$

При  $x=0$ , т. е. над осью трубы

$$\vartheta_{x=0} = \vartheta_w - \frac{\vartheta_{lk} (\alpha_i + \kappa_e) l / 2}{i \lambda_i n \operatorname{sh} (n \delta / 2)}, \quad (9.20a)$$

$$\vartheta_{x=0} = \vartheta_w - \vartheta_{lk} \frac{m^2 l / 2}{n \operatorname{sh} (n \delta / 2)}, \quad (9.20б)$$

поскольку

$$(\alpha_i + \kappa_e) / i \lambda_i = m^2.$$

При  $x = \delta / 2$ , т. е. для корня сварного шва, можно записать:

$$\vartheta_{l0} = \vartheta_{\delta/2} = \vartheta_w - \vartheta_{lk} \frac{(m^2 l / 2) \operatorname{ch} (n \delta / 2)}{n \operatorname{sh} (n \delta / 2)}; \quad (9.21a)$$

$$\vartheta_{l0} = \vartheta_{\delta/2} = \vartheta_w - \vartheta_{lk} \frac{m^2 l / 2}{n \operatorname{th} (n \delta / 2)}. \quad (9.21б)$$

Если исходя из выражения (7.34) представить избыточную температуру  $\vartheta_{l0} = \vartheta_{\delta/2}$  в виде

$$\vartheta_{l0} = \vartheta_{\delta/2} = \frac{\vartheta_{lk} (ml / 2)}{\operatorname{th} (ml / 2)},$$

то получим зависимость

$$\vartheta_{lk} \frac{ml / 2}{\operatorname{th} (ml / 2)} = \vartheta_w - \vartheta_{lk} \frac{ml / 2}{n \operatorname{th} (n \delta / 2)}. \quad (9.22)$$

откуда

$$\vartheta_w = \vartheta_{lk} \frac{ml}{2} \left[ \frac{1}{\operatorname{th} (ml / 2)} + \frac{1}{n \operatorname{th} (n \delta / 2)} \right] \quad (9.23)$$

Теперь можно дать ответы на вопросы, поставленные в начале раздела.

Распределение температуры на наружном листе описывается зависимостью (9.19). Чем больше теплопоступление в полосу  $l$  между линиями сварочного шва, тем больше разность  $\vartheta_{l0} - \vartheta_w$ . Однако если коэффициент  $n$  и входящий в него член  $\lambda_e / \Delta_e$  достаточно велики, то эта разность мала. Ведь выражение (9.21) можно записать в виде

$$\vartheta_w - \vartheta_{l0} = \vartheta_{lk} \frac{m^2 l / 2}{n \operatorname{th} (n \delta / 2)} = \frac{\vartheta_{lk} (\alpha_i + \kappa_e) l / 2}{\sqrt{(\lambda_e / \Delta_e + \kappa_e) i \lambda_i \operatorname{th} (n \delta / 2)}}. \quad (9.24)$$

Рассмотрим член  $1/n\delta$  ( $n\delta/2$ ) и роль в нем величины  $\delta$ , которая оказывает значительное влияние наряду с величиной  $n$ . Поскольку  $\lim_{x \rightarrow \infty} \text{th} x = 1$ , то обычно при  $n$ , имеющем порядок  $10^3$  величина  $\delta$ , т. е. размер дуги, охваченный листом, играет основную роль. Это иллюстрируется рис. 9.4, где на оси абсцисс нанесены значения половины длины окружности труб диаметром 1/2, 3/4 и 1 дюйм. Как видно из рисунка, при  $n > 100$  значение  $1/n\delta$  ( $n\delta/2$ ) практически достигает  $1/n$ , если полудюймовую трубу закрыть листом на половину окружности. Это получается уже при  $\lambda_e/\Delta_e = 1160$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), и такая величина достижима при качеством изготовленным экране. У экрана, изготовленного с применением точечной сварки, можно принимать во внимание значения  $n = 500—1000$ , однако из-за значительно меньшего значения  $\delta$  выражение  $1/n\delta$  ( $n\delta/2$ ) близко к случаю, когда применяют экран с покрытой трубой, что подтверждается экспериментами. Важность величины  $d$  при средней температуре отопительного экрана подтверждает зависимость (9.3).

На рис. 9.5 приведена средняя температура экрана  $\vartheta_{Si}$  в зависимости от  $\vartheta_w$  согласно выражению (9.3), т. е.

$$\vartheta_{Si} = \vartheta_k = \frac{(d\pi/2)\vartheta_w + l\vartheta_{Ik}}{(d\pi/2) + l} = \frac{l(\vartheta_{Ik}/\vartheta_w) + (d\pi/2)}{(d\pi/2) + l} \vartheta_w.$$

Применяя обозначение

$$\vartheta_w/\vartheta_{Ik} = A, \quad (9.25)$$

Получаем

$$\vartheta_{Si} = \vartheta_k = \vartheta_w \frac{l/A + d\pi/2}{l + d\pi/2} = \frac{l + Ad\pi/2}{A(l + d\pi/2)} \vartheta_w \quad (9.26a)$$

т. е.

$$\frac{\vartheta_{Si}}{\vartheta_w} = \frac{l + A(d\pi/2)}{A(l + d\pi/2)}. \quad (9.26b)$$

Значения  $\lambda_e/\Delta_e = 350—2320$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) на рис. 9.5 характеризуют технические параметры отопительного экрана.

При построении рис. 9.5 мы исходили из принятой избыточной температуры полосы, а также из конструкции экрана. Зная  $\vartheta_{Ik}$ , а также толщину и материал изоляции, можно определить значения  $\alpha_i$  и  $\kappa_e$  и из выражения (9.23) при различных ожидаемых значениях  $n$  вычислить  $A = \vartheta_w/\vartheta_{Ik}$ . С помощью значений  $A$  по зависимости (9.26b) можно вычислить кривые  $\vartheta_{Si}/\vartheta_w$  при различных параметрах  $n$ .

На рис. 9.6 представлена диаграмма, выражающая зависимость

$$q_{\sigma} = \alpha_{\sigma}\vartheta_{Si}. \quad (9.27)$$

На основе рис. 9.5 и 9.6 можно получить четкую картину температурных условий и теплоступления от отопительного экрана, а также определить необходимое значение коэффициента  $n$ .

Для определения значения  $n$  предприятие-изготовитель устанавливает удельное теплоступление, которое при использовании в

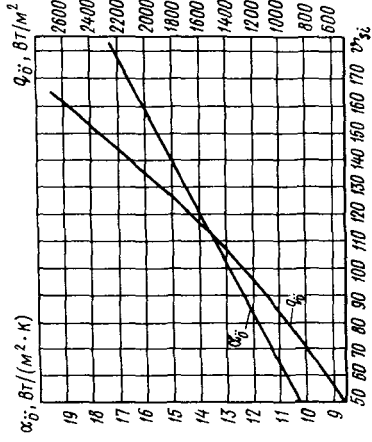


Рис. 9.6. Суммарный коэффициент теплопередачи и теплопоступление для изолированного отопительного экрана

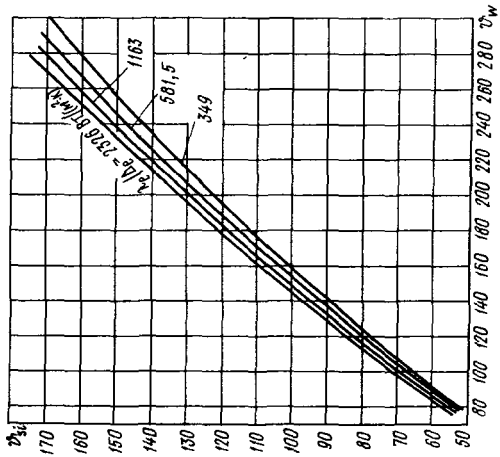


Рис. 9.5. Изменение среднего температурного перепада  $\bar{\theta}_S$  в зависимости от избыточной температуры  $\bar{\theta}_w$  и относительного коэффициента теплопроводности при соприкосновении между трубой и греющим листом

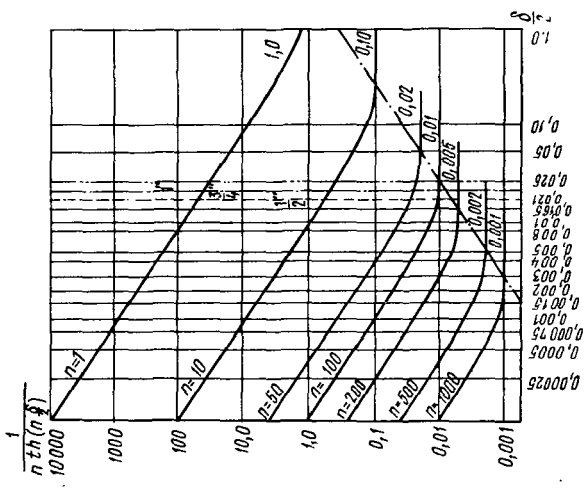


Рис. 9.4. Соотношение параметров, входящих в зависимость (9.24)



качестве теплоносителя насыщенного сухого пара вычисляют по формуле

$$q_{Si} = Q_{Si} / A_S = mr / A_S \quad (9.28)$$

при известном количестве конденсата  $m$ . Учитывая, что  $\vartheta_w \approx \vartheta_{g_{\text{оз}}}$  из рис. 9.6 по значению  $q_{Si}$  можно установить  $\vartheta_{Si}$ . Затем, зная  $\vartheta_{Si}$  и  $\vartheta_w$  и используя рис. 9.5, можно вычислить значение коэффициента  $n$ .

**Пример.** В имеющемся отопительном экране с температурой  $t_{g_{\text{оз}}} = 160^\circ\text{C}$  (давление 0,63 МПа) и площадью поверхности  $A_S = 10 \text{ м}^2$ , нагреваемом насыщенным паром с избыточной температурой  $\vartheta_w = 145^\circ\text{C}$ , образуется конденсат в количестве  $m = 21 \text{ кг/ч}$ . Теплоступление от отопительного экрана  $Q_{Si} = 12\,000 \text{ Вт}$ , т. е. теплоступление на единицу поверхности  $q_{Si} = 1200 \text{ Вт/м}^2$ . Согласно рис. 9.6, этому соответствует  $\vartheta_{Si} = 94^\circ\text{C}$ , откуда  $\alpha_{\bar{\sigma}} = \alpha_{Si} + \kappa_e = 12,75 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ . Значение коэффициента  $n$ , согласно рис. 9.4, получается приемлемым [ $(\lambda_e / \Delta_e) \approx \approx 300 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ ]. Если бы отопительный экран был изготовлен в более совершенном варианте, то избыточную температуру можно было бы снизить до  $133^\circ\text{C}$ . Таким образом, на основании рис. 9.6 можно убедиться в соответствии технических параметров изготовленного экрана предъявляемым требованиям.

Целесообразно внедрить в практику описанный метод оценки качества экрана на основании коэффициента  $n$ , подобно тому, как это делают, например, для радиатора, используя для оценки коэффициент теплопередачи  $k$ .

Однако мы считаем необходимым описать также применяемый ранее итерационный метод, основанный на так называемом методе Коллмара.

### 9.1. Метод расчета Коллмара

Для исследования теплового потока в установленных отопительных приборах Коллмар использовал явление теплопроводности в одном направлении у стержня, нагреваемого с двух концов. Его метод расчета отличается от описанного выше тем, что толщина греющего листа принимается равной диаметру отопительной трубы  $d$  (рис. 9.7). Благодаря теплопроводности в одном направлении теплота проходит через греющий лист, затем вследствие теплоотдачи — с этого листа в пространство над конструкцией перекрытия и под ним.

Среднюю избыточную температуру толщи листа можно вычислить исходя из избыточной температуры  $\vartheta_f$  отопительной трубы и средней избыточной температуры  $\vartheta'_k$  слоя шириной  $(l-d)$ , т. е.

$$\vartheta_k = \frac{d\vartheta_f + (l-d)\vartheta'_k}{l}, \quad (9.29)$$

где

$$\vartheta'_k = \vartheta_f \frac{\text{th } m(l-d)/2}{m(l-d)/2}, \quad (9.30)$$

при этом

$$m = \sqrt{(\kappa_i + \kappa_e) / d\lambda} \quad (9.31)$$

Расчет избыточной температуры на поверхности и удельного теплоступления производится согласно известным зависимостям.

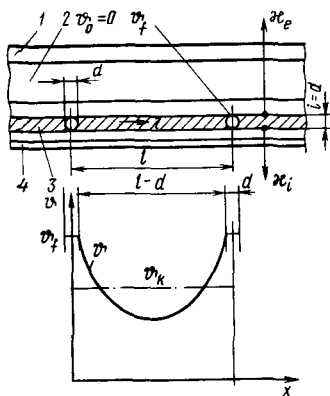
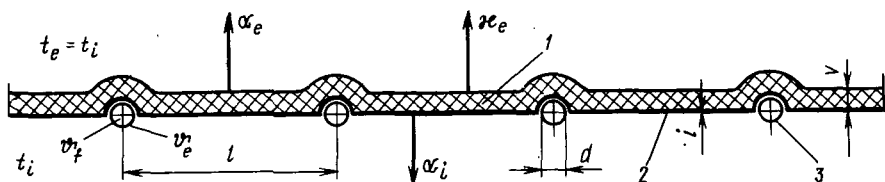


Рис. 9.7. Метод расчета Коллмара

1 — покрытие; 2 — заполнение; 3 — бетон; 4 — штукатурка

Рис. 9.8. Обозначения, применяемые при расчете изолированного отопительного экрана

1 — изоляция; 2 — стальной лист; 3 — отопительная труба



Коллмар предложил свой метод расчета с учетом экспериментальных данных, который применим для тех отопительных приборов, у которых из-за малой толщины греющего листа в его толще доминирует теплопроводность в одном направлении. Его следует использовать в первую очередь для отопительных экранов, где в тонком металлическом листе возникает теплопроводность в одном направлении, которая усиливается благодаря большому термическому сопротивлению покрывающей теплоизоляции, а также для бетонных греющих панелей. Условия, существующие при использовании изолированных отопительных экранов, иллюстрируются рис. 9.8.

Избыточная температура отопительной трубы равна  $\theta_j$ , но на линии соприкосновения экрана с трубой избыточную температуру следует принимать в зависимости от качества контакта между ними, согласно равенству

$$\theta_0 = y\theta_j \quad (9.32)$$

Коэффициент  $y$  зависит от нескольких факторов, прежде всего от толщины воздушной прослойки. Как известно из опыта,  $y$  может принимать следующие значения: при сварном соединении между отопительной трубой и листом экрана  $y = 1,00$ ; при хорошем механическом соединении и изолированном экране  $y = 0,90$ ; при хорошем механическом соединении и неизолированном экране  $y = 0,80$ .

Помимо качества соединения между отопительной трубой и листом экрана, важно знать, труба или листовое покрытие обращены к отапливаемому пространству, так как при этом на греющей поверхности возникают различные значения средней температуры, определяемые в соответствии со следующей зависимостью:

$$\theta_k = \frac{dy\theta_j + (l-d)\theta_k}{l}, \quad (9.33)$$

где

$$\theta_k' = y \theta_i \frac{\operatorname{th} \frac{m(l-d)}{2}}{\frac{m(l-d)}{2}} = \theta_0 \frac{\operatorname{th} \frac{m(l-d)}{2}}{\frac{m(l-d)}{2}}, \quad (9.34)$$

$$m = \sqrt{(\alpha_i + \alpha_e) / i \lambda}, \quad (9.35)$$

$i$  — толщина листа экрана;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности листа экрана.

У отопительных экранов, смонтированных близко к потолку, значение  $\alpha_e$  может включать термическое сопротивление перекрытия и воздушной прослойки, устраиваемой в качестве теплоизоляции, толщиной не более 10 см. Температуру части перекрытия между двумя отопительными экранами определяют исходя из того, что ее принимают как греющую поверхность между отопительными экранами.

**Пример.** Пусть отопительный экран характеризуется следующими данными:  
 наружный диаметр отопительной трубы  $\frac{1}{2}''$ .  $d = 0,02125$  м  
 расстояние между отопительными трубами  $l = 0,20$  м  
 материал листа отопительного экрана  $\dots$  сталь,  $i = 1$  мм,  $\lambda_s = 58$  Вт/(м·К)  
 изоляция матами из стекловаты  $\dots$   $v = 3$  см,  $\lambda_{ii} = 0,05$  Вт/(м·К)  
 теплоноситель (насыщенный пар высокого давления)  $\dots$   $t_{g\bar{o}z} = \text{до } 130^\circ\text{C}$   
 температура воздуха в отапливаемом помещении  $\dots$   $t_i = 16^\circ\text{C}; t_e = 16^\circ\text{C}$ .

Решение можно получить методом итераций, и для начального определения коэффициента теплопередачи примем среднюю избыточную температуру на поверхности отопительного экрана  $\theta_k = 70^\circ\text{C}$ , т. е.  $t_k = 86^\circ\text{C}$ . Далее определяем коэффициент теплообмена:

$$\alpha_{ki} = 1,1 \sqrt[4]{\theta_k} = 1,1 \sqrt[4]{70} = 3,18.$$

Для отопительного экрана, окрашенного в черный цвет, коэффициент излучения  $C_1 = 5,2$ . Поскольку отношение между площадями отопительного экрана и окружающих поверхностей мало, коэффициент взаимного излучения  $C \approx C_1 = 5,2$ . При этом коэффициент лучистого теплообмена

$$\alpha_{Si} = C \frac{(T_k / 100)^4 - (T_i / 100)^4}{t_k - t_i} = 5,2 \frac{3,59^4 - 2,89^4}{86 - 16} = 7,16,$$

а коэффициент полного теплообмена

$$\alpha_i = \alpha_{ki} + \alpha_{Si} = 3,18 + 7,16 = 10,34.$$

Избыточная температура на поверхности изоляции отопительного экрана

$$\theta_{ke} = (\alpha_e / \alpha_e) \theta_k.$$

Предварительно примем  $\alpha_e = 10,5$ , тогда

$$\alpha_e = \frac{1}{1 / \alpha_e + v / \lambda_{ii}} = \frac{1}{1 / 10,5 + 0,03 / 0,05} = 1,44,$$

$$\theta_{ke} = 1,44 / (10,5 \cdot 70) = 9,6; t_{ke} = 25,6.$$

$$\alpha_{ke} = 2,8 \sqrt[4]{\theta_{ke}} = 2,8 \sqrt[4]{9,6} = 4,93;$$

$$\alpha_{Se} = C = \frac{(T_{ke} / 100)^{1/4} - (T_i / 100)^{1/4}}{t_{ke} - t_i} = 5,2 \frac{2,99^4 - 2,89^4}{25,6 - 16} = 5,51;$$

Проверим значение  $\alpha$ :

$$\alpha_e = \alpha_{ke} + \alpha_{Se} = 4,93 + 5,51 = 10,44,$$

что соответствует предварительному условию. Затем определим значение  $m$ :

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_i + \alpha_e}{i \lambda_v}} = \sqrt{\frac{10,34 + 1,44}{0,001 \cdot 58}} = 14,37.$$

Между отопительными трубами и листом экрана предположим хорошее механическое соединение, поэтому  $y = 0,9$ .

Используя зависимость (9.34), получаем:

$$k = y \theta_f \frac{\text{th} [m(l-d)/2]}{m(l-d)/2} = 0,9(130 - 16) \frac{\text{th} [14,37(0,20 - 0,021)/2]}{14,37(0,20 - 0,021)/2} = 68,6$$

Отопительные трубы обращены непосредственно в помещение, следовательно,  $y = 1,0$ , а средняя температура на поверхности отопительного экрана

$$\theta_k = \frac{d\theta_f + (l-d)\theta_k}{l} = \frac{0,021 \cdot 114 + (0,20 - 0,021)68,6}{0,20} = 73,4 \text{ } ^\circ\text{C},$$

что доказывает приемлемость предварительного условия, принятого при вычислении коэффициентов теплообмена.

Удельное тепlopоступление от отопительного экрана

$$q_i = \alpha_i \theta_k = 10,34 \cdot 73,4 = 759 \text{ Вт/м}^2,$$

$$q_e = \alpha_e \theta_k = 1,44 \cdot 73,4 = 106 \text{ Вт/м}^2.$$

Полное удельное тепlopоступление отопительного экрана

$$q_0 = q_i + q_e = 759 + 106 = 865 \text{ Вт/м}^2.$$

## 9.2. Расчет систем лучистого отопления, в которых в качестве теплоносителя используется воздух

Расчет таких систем отопления отличается от расчета систем другого типа, что объясняется прежде всего конструктивными особенностями рассматриваемых систем. На рис. 9.9 показана система с двумя потоками (прямым и обратным), проходящими в воздуховодах диаметром 300 мм.

Количество теплоты, поступающей вниз, можно вычислить таким же способом, как и для отопительных экранов, но с тем отличием, что температуру на излучающей поверхности следует принимать равной температуре теплоносителя. Как особый фактор при расчетах надо учитывать боковую теплопередачу через ограждающие листы, при этом следует принимать во внимание как лучистую, так и конвективную теплоотдачу. Теплопередачу через изоляционный слой (вверх) рассчитывают теми же методами, что и для отопительного экрана.

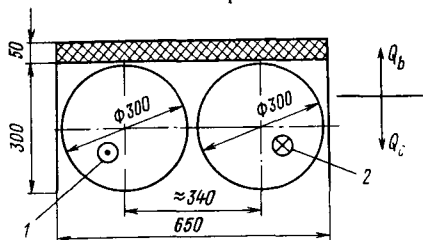


Рис. 9.9. Разрез системы лучистого отопления, в которой в качестве теплоносителя используется воздух

1 — охлажденный воздух; 2 — горячий воздух

Поскольку в Венгрии такое решение не применяется, приведем несколько технических характеристик системы «Radiant Tube».

*Системы непосредственной передачи теплоты*

Производительность . . . . .	46 500—1744 500 Вт
Топливо . . . . .	природный газ
Воздуховоды:	
диаметр . . . . .	230—600 мм
масса . . . . .	15—80 кг/м
температура на поверхности . . . . .	465 К
удельная теплопроизводительность . . . . .	465—4652 Вт/м

*Системы косвенной передачи теплоты*

Производительность . . . . .	46 500—581 500. Вт
Топливо . . . . .	дизельное, заводской или природный газ

Воздуховоды:

диаметр . . . . .	230—600 мм
масса . . . . .	15—80 кг/м
температура на поверхности . . . . .	423 К
удельная теплопроизводительность . . . . .	465—4650 Вт/м

### 9.3. Теплопоступление от отопительного экрана, совмещенного с вентиляцией

Показанные на рис. 8.8 лучистые отопительные приборы, скомбинированные с вентиляцией, как уже было сказано, находятся пока в стадии экспериментальной проверки. Однако они представляют интерес при расчете отопления помещений, в которых необходим большой воздухообмен.

Наиболее важно вычислить теплопоступление от отопительных экранов различного типа, отнесенное к  $1 \text{ м}^2$  их поверхности. Теплопоступление в зависимости от числа Рейнольдса, отнесенного к скорости воздуха, для экранов различного типа приведено на рис. 9.10. На этом рисунке приняты следующие обозначения:  $q_0$  — полное теплопоступление, отнесенное к  $1 \text{ м}^2$  поверхности экрана;  $q_{lev}$  — отнесенное к  $1 \text{ м}^2$  поверхности экрана количество теплоты, которое используется для нагрева воздуха, проходящего по воздуховоду;  $q_{s+c}$  — отнесенное к  $1 \text{ м}^2$  поверхности экрана количество теплоты, отдаваемое в помещение отопительным экраном и поверхностью воздуховода излучением и конвекцией.

Соотношение между тепловой энергией, выделяемой в помещение излучением и конвекцией и расходуемой на нагревание воздуха, проходящего по воздуховоду, для различных типов экранов показано на рис. 9.11. На основе результатов теплотехнических измерений можно сделать следующие выводы.

1. Если отопительный экран имеет соотношение сторон приблизительно  $1 : 2$  и его устанавливают в воздуховоде таким образом, чтобы он образовывал нижнюю плоскость последнего, то, изменяя скорость движения воздуха в воздуховоде, можно в значительной степени изменить теплопроизводительность отопительного экрана.

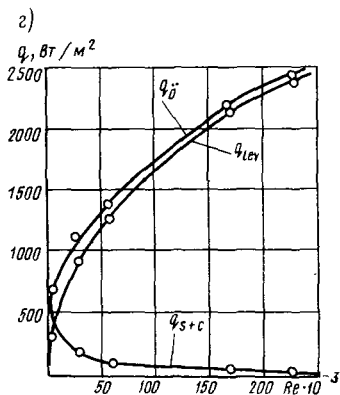
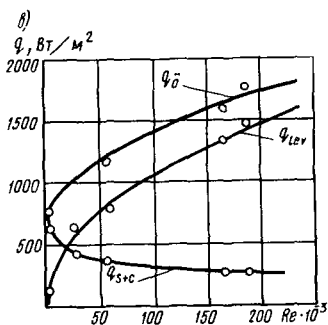
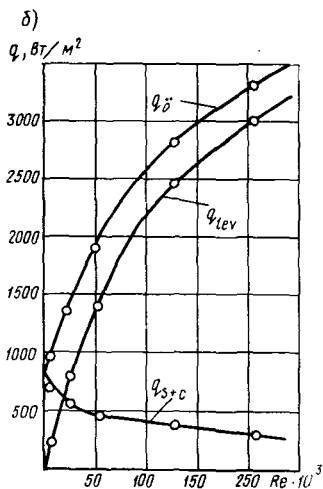
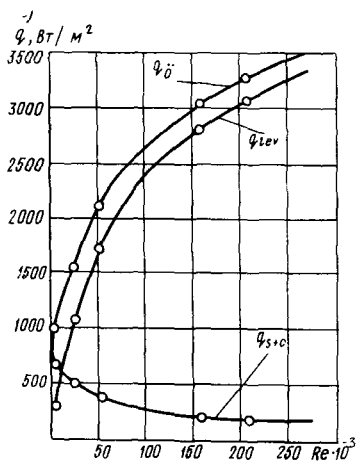


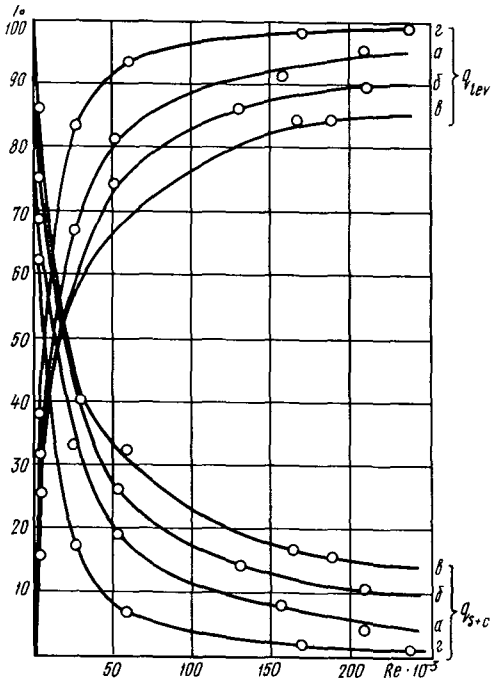
Рис. 9.10. Удельное теплоступление отопительного экрана, скombинированного с вентиляционной установкой  
 а — типа «KOFEM»; б — то же, усовершенствованный вариант; в — типа «FÜTÖBER SE 5» (отопительные трубы под греющим листом); г — типа «FÜTÖBER SE-5» (отопительные трубы над греющим листом)

Если принять теплоподачу без притока за 100%, то при скорости воздуха 8 м/с можно достигнуть теплопроизводительности около 300%.

2. Увеличение теплопроизводительности зависит от конструкции экрана, прежде всего от способа соединения между трубой и листом. Это подтверждается, например, тем, что теплоступление от отопительных экранов типа SE-5 (см. рис. 8.8, в), у которых соединение между трубой и листом решено неудачно, при скорости движения воздуха 8 м/с возрастало лишь до 220%.

3. Оснащение верхней части отопительного экрана мелкими ребрами не повышает теплопроизводительность в той мере, в какой можно было бы ожидать. Не наблюдается существенного увеличе-

Рис. 9.11. Сводная диаграмма удельного теплопоступления четырех типов отопительных экранов, скомбинированных с вентиляционной установкой (а-г — типы установок на рис. 8.8)



ния теплоподдачи и в том случае, если для более интенсивного движения воздуха между листом с мелкими ребрами и греющим листом применять отдельный воздухопровод (см. данные по теплоотдаче экранов на рис. 9.10, а и б).

4. Соотношение между излучаемой теплотой и теплотой, расходуемой на нагревание воздуха, в большой мере изменяется в зависимости от скорости движения воздуха; при скорости около 0,8 м/с оно достигает 50—60%, а при скорости 2 м/с в зависимости от конструкции экрана лучистое теплопоступление может снизиться до 10—20%. При использовании экранов, показанных на рис. 8.8, а, эта величина составляет 10%, а экранов, показанных на рис. 8.8, в—30%.

Суммируя сказанное выше, можно утверждать, что хотя общая теплопроизводительность отопительных экранов возросла, доля лучистого теплопоступления существенно уменьшилась. Последнее неблагоприятно, например, для одноэтажных промышленных зданий большой высоты. Таким образом, решения целесообразно применять в низких помещениях, испытывающих потребность в большом воздухообмене (например, в коммунальных зданиях).

### 10.1. Общие положения

Высокотемпературные инфракрасные излучатели существенно отличаются от рассматривавшихся выше лучистых отопительных приборов. В первом случае теплоноситель нагревается благодаря горению, осуществляющемуся на центральной установке, и поступает в теплоотдающие устройства, затем оттуда, отдав часть своей теплоты, возвращается в центральный теплогенератор.

Отличительной чертой приборов другого типа является использование теплового воздействия электрического тока, с помощью которого на поверхности конструкции достигается высокая температура.

В последнее время изготавливают также инфракрасные излучатели, в которых в качестве теплоносителя используют масло. Характерной особенностью указанных трех видов отопительных приборов является то, что эти приборы рассчитаны на определенную теплопроизводительность и в таком виде поступают потребителю, т. е. расчет отопительного прибора проектировщиком не производится.

Эти отопительные приборы монтируют главным образом на довольно большой высоте таким образом, чтобы греющая поверхность была обращена вниз. Прибор имеет боковые направляющие листы, препятствующие конвективному теплообмену, поэтому по сравнению с лучистым теплопоступлением, выражаемым зависимостью

$$q = C [(T_s/100)^4 - (T_r/100)^4] \text{ Вт}, \quad (10.1)$$

где  $T_s$  — температура, возникающая на поверхности лучистого отопительного прибора, К;  $T_r$  — радиационная температура окружающей среды, отнесенная к греющей поверхности, К,

конвективное теплопоступление незначительно.

Здесь

$$T_s = \left( \sum_{i=1}^n \Phi_{S-F_i} T_i^4 \right)^{1/4}$$

Лучистый отопительный прибор с температурой поверхности  $1000^\circ\text{C}$  и коэффициентом взаимного излучения  $C = 4,85 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  имеет лучистое теплопоступление в направлении окружающей среды с температурой  $t_s = 20^\circ\text{C}$

$$q = 4,85 [(1273/100)^4 - (293/100)^4] = 126\,660 \text{ Вт/м}^2.$$

Высокотемпературное лучистое отопление имеет следующие преимущества: высокое удельное теплопоступление; обеспечение приблизительно 95% теплопоступления в виде излучения; небольшие капитальные затраты; возможность быстрого ввода в действие; возможность регулирования излучения в зависимости от расположения плоскости отопительного прибора.



Вместе с тем этот метод имеет ряд недостатков: не всегда обеспечивается хорошее самочувствие людей в обогреваемых помещениях; существует большая возможность возникновения несчастных случаев при эксплуатации (опасность пожара и взрыва); работа прибора в большой степени зависит от бесперебойной работы коммунальных сетей по сравнению с другими системами отопления; имеется меньшая возможность регулирования излучения.

Указанные особенности определяют область применения таких приборов. Она распространяется прежде всего на крупные одноэтажные промышленные здания, временно или периодически используемые сооружения и помещения, открытые помещения.

## 10.2. Лучистые отопительные приборы, работающие на газе

Конструктивное устройство таких приборов показано на рис. 10.1. Важной частью их является катализатор, состоящий из керамических плиток или других элементов. В последних имеются небольшие отверстия, через которые проходит газ, сгорающий на поверхности и нагревающий ее до температуры 900—1000°C. Размеры отверстий подобраны таким образом, чтобы между скоростью выхода газа и скоростью горения было такое соотношение, при котором на поверхности катализатора поддерживается горение, при этом не должно возникать ни преждевременное возгорание, ни горение вне поверхности. Распределение температуры в поперечном сечении керамических плиток показано на рис. 10.2.

Воздух, необходимый для горения газа, подмешивается через форсунку, смесь поступает в распределительную камеру с чугунным покрытием, где она нагревается и поджигается электрической искрой. Рама отопительного прибора выполнена из чугуна или эмалированной стали, боковой лист одновременно служит для направления теплового излучения.

Продукты сгорания, образующиеся в период работы излучателя малой производительности, можно отводить путем естественной вентиляции. Дымовые газы излучателей большой производительности поступают в дымоход через отверстие для отвода продуктов сгорания, расположенное у рамы излучателя, а затем через него наружу. В высоких помещениях для отвода продуктов сгорания от нескольких отопительных экранов используют системы вентиляции. Применение любой системы отведения продуктов сгорания связано с потерями энергии. При использовании крупных установок следует заботиться о частичной утилизации энергии продуктов сгорания.

Излучатели работают на различных газах, однако главным образом на заводском пропан-бутане или природном газе. Катализатор и давление всегда следует подбирать таким образом, чтобы обеспечивалось горение газа на поверхности. Для заводского газа давление, необходимое для того, чтобы газ увлекал с собой достаточное для сгорания количество воздуха, составляет 0,5—

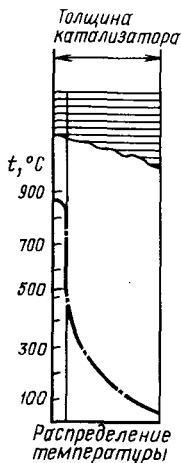
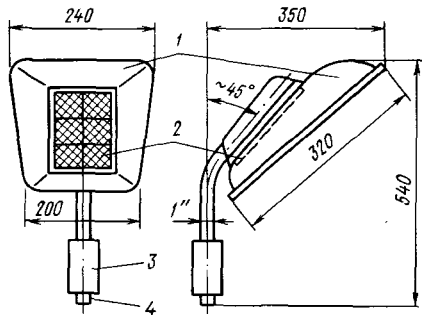


Рис. 10.2. Распределение температуры в инфракрасном излучателе, работающем на газовом топливе

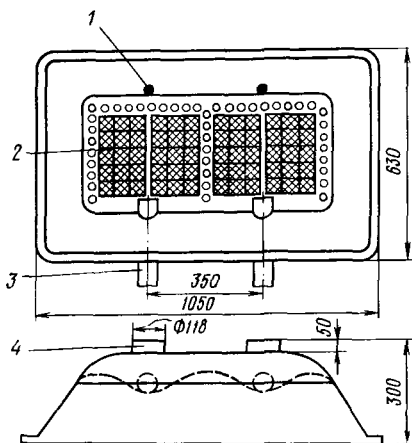


Рис. 10.1. Инфракрасный излучатель, работающий на газовом топливе

1 — зажигание; 2 — греющая поверхность площадью 150 см<sup>2</sup>; 3 — форсунка и регулирование подачи воздуха; 4 — к сети газоснабжения

Рис. 10.3. Действующий на газовом топливе инфракрасный излучатель, оснащенный устройством для удаления продуктов сгорания

1 — зажигание; 2 — греющая поверхность площадью 1500 см<sup>2</sup>; 3 — форсунка и регулирование подачи воздуха; 4 — удаление продуктов сгорания

0,75 кПа, а для природного—2—3 кПа. Характеристики венгерских излучателей, работающих на газе, приведены в табл. 10.1. Излучатели снабжаются автоматикой для предупреждения загорания и утечки газа. Возможность применения газовых излучателей ограничивается предписаниями по технике безопасности. Одно из таких предписаний вообще запрещает применять их в производственных помещениях, относящихся к первой и второй степеням взрыво- и пожароопасности, а в прочих помещениях использовать их разрешается при обеспечении надлежащего надзора. Легковоспламеняющиеся материалы (древесина, бумага) нельзя располагать ближе 1 м от керамической решетки. Схема излучателя с 60 керамическими плитками, скомбинированного с устройством для отвода продуктов сгорания, показана на рис. 10.3.

### 10.3. Электрические излучатели

Электрические излучатели используют прежде всего в комбинированных системах отопления в качестве дополнительного источника для непосредственного облучения отдельных зон помеще-

ТАБЛИЦА 10.1. ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОВЫХ ИЗЛУЧАТЕЛЕЙ, РАЗРАБОТАННЫХ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИМ ИНСТИТУТОМ СТРОИТЕЛЬСТВА (ВНР)

Применяемый газ	Теплота сгорания газа, Вт·ч/м <sup>3</sup>	Скорость горения газа, см/с	Давление в приборе, кПа	Потребление газа, м <sup>3</sup> /ч					Расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч		
				для излучателей типа							
				6/1150	15/2900	30/5800	60/1160	6/1150	15/2900	30/5800	60/1160
Заводской газ (V)	4100	45—48	0,5—0,75	0,5	1,25	2,5	5,0	1,8	4,5	9,0	18,0
Пропан-бутан (P)	4250	26—28	5—6,25	0,08	0,20	0,40	0,80	1,8	4,5	9,0	18,0
Природный газ (F)	26500	30—32	2—3	0,21	0,53	1,05	2,10	1,8	4,5	9,0	18,0
Генераторный газ (G)	28000	18—22	1—1,5	1,25	3,10	6,20	12,50	1,8	4,5	9,0	18,0

Примечание. Наименование типа излучателя включает начальную букву, обозначающую вид применяемого газа, а также инд. пликот катализатора (над чертой) и номинальную теплопроизводительность отопительного прибора в ваттах (под чертой).

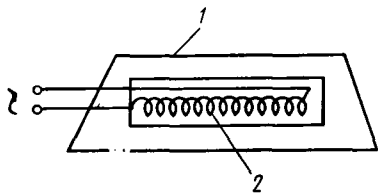
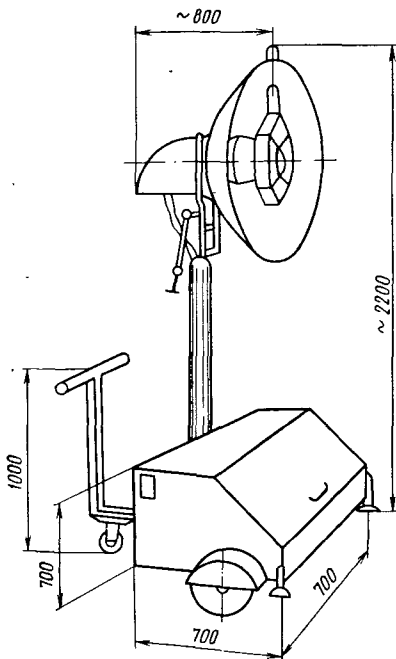


Рис. 10.4. Электрический инфракрасный излучатель

1 — корпус; 2 — нить накаливания

Рис. 10.5. Инфракрасный излучатель, в котором в качестве теплоносителя используется масло



ния. Кроме того, это целесообразно для отопления в переходный период предназначенных для эксплуатации в летний сезон зданий гостиничного типа для кратковременного снабжения их тепловой энергией. Электрические излучатели можно использовать для продления летнего сезона, поскольку капитальные затраты в этом случае невелики.

Конструктивное устройство электрических излучателей показано на рис. 10.4. Отопительный прибор обеспечивает поступление теплоты в виде энергии, отражаемой от полированной поверхности покрытия корпуса. Долю теплоступления можно изменить геометрическим преобразованием отражающей поверхности.

Нить накаливания может быть изготовлена в нескольких вариантах, основной ее частью является проволока с высоким электрическим сопротивлением. Согласно одному из решений, изогнутую в виде спирали проволоку накручивают на стержень, выполненный из керамического материала. При другом решении проволоку высокого электрического сопротивления с соответствующей изоляцией помещают в трубу из термостойкой стали или в керамическую плитку. Отопительные приборы обычно размещают перед параболическим или четырехугольным рефлектором, изготовленным из полированного алюминия. Температура на поверхности около  $700^{\circ}\text{C}$ .

Отопительным прибором можно автоматически управлять только на отдельных участках, зато такое управление осуществляется

очень просто. В большинстве типов приборов легко обеспечить ступенчатый, последовательный режим работ. Для должного регулирования температуры нить накаливания можно подсоединять параллельно или последовательно, изменяя тем самым теплопроизводительность.

#### 10.4. Масляные инфракрасные излучатели

Инфракрасные излучатели, работающие на масле, известны сравнительно меньше и применяются не очень широко. В качестве примера на рис. 10.5 изображена изготовленная в Венгрии установка типа «Аксикалор», теплопроизводительность которой составляет 38 400 Вт.

### III. КОНТРОЛЬ ТЕПЛООЩУЩЕНИЯ, СОЗДАВАЕМОГО СИСТЕМАМИ ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ

#### 11. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

При разработке различных способов отопления в последние годы во все большей мере выходит на передний план потребность в оценке теплоощущения и самочувствия человека. Правда, эти два понятия часто смешивают, но в настоящее время постепенно начинают признавать, что самочувствие людей, находящихся в закрытом помещении, решающим образом зависит от их теплоощущения, которое можно регулировать соответствующими техническими средствами, а степень регулирования может быть легко определена. Вначале, однако, необходимо уточнить основные понятия.

Как понятие «теплоощущение», так и понятие «самочувствие» в большинстве случаев применяют с определением «приятное». В настоящее время необходимо ставить целью достижение прежде всего приятного теплоощущения, а не самочувствия. Наиболее известно старое определение приятного самочувствия по Бедфорду [47]: «приятное самочувствие — субъективное ощущение, возникающее у людей под действием влияющего на них комплекса факторов».

Хотя влияние различных факторов зависит от того, на кого они влияют, исследователи в общем согласны с тем, что приятным можно называть самочувствие, которое 80% опрошенных считают приятным. Результаты же более поздних исследований позволяют принимать во внимание еще меньшую величину.

Самочувствие людей, находящихся в закрытом помещении, зависит от очень многих факторов, которые можно сгруппировать различными способами. Однако обычно учитывают следующие характеристики: акустические факторы, температуру, влажность и подвижность воздуха, влияние видимости и цвета, гигиенические

факторы, факторы, связанные с режимом дня, экономические факторы и многие другие. Естественно, трудно или даже невозможно исследовать каждый из них в отдельности. Влияние отдельных факторов на человеческий организм будет рассмотрено ниже, но и без этого очевидно, что приспособление организма человека к данной окружающей среде — комплексный процесс, в котором отдельные факторы проявляются совместно и взаимосвязанно, и организм реагирует на их совместное воздействие. Влияние этих факторов по отдельности и во взаимосвязи на самочувствие и работоспособность изучали очень многие специалисты. В основном они исследовали условия приятного самочувствия у людей, находящихся в закрытом помещении.

С технической точки зрения важны те факторы, на изменение которых можно повлиять. К ним относятся следующие: температура воздуха, ее распределение, изменение в пространстве и времени; средняя радиационная температура окружающих поверхностей; относительное влагосодержание воздуха; скорость движения (подвижность) воздуха; внутренняя теплопродукция, тепловыделение, теплорегуляция тела человека; изоляционная способность одежды, влияние ее на испарение. Два последних фактора связаны с приспособляемостью организма человека и важны с точки зрения поддержания его теплового баланса, определяемого следующими показателями:

теплопродукцией тела человека, зависящей прежде всего от рода его деятельности, а также от его возраста, пола и т. п. (т. е. технически теплопродукцию невозможно изменить);

тепловыделением тела человека, в большой мере зависящим от рода одежды, а также от совместного влияния указанных выше факторов.

Определение приятного теплоощущения дано в стандарте ASHRAE<sup>1</sup> № 55-66: «Приятное теплоощущение—это состояние, выражающее удовлетворенность окружающей тепловой средой». Таким образом, при оценке теплоощущения возникает следующая задача: исходя из теплопродукции тела человека, а также данного вида одежды и выполнения данной работы, обеспечить такие технические параметры, при которых тепловыделение человека формирует приятное или приемлемое теплоощущение у большей части людей.

Влиянием лучистого отопления на теплоощущение занимались многие исследователи, среди которых можно найти физиологов, инженеров и психологов. Биологическое воздействие лучистой энергии зависит от длины волны, интенсивности излучения и его продолжительности. Это либо фотохимическое, либо тепловое воздействие на живой организм, возникающее вследствие процесса поглощения. Фотохимическое воздействие наиболее интенсивно

<sup>1</sup> Американское инженерно-техническое общество по отоплению, вентиляции и кондиционированию воздуха. (Примеч. перев.)

в ультрафиолетовой области излучения, в длинноволновой же области преобладает тепловое воздействие.

Излучение проникает в организм через кожу. Различные слои кожи по-разному отражают и поглощают лучи. При инфракрасном длинноволновом излучении проникание лучей значительно уменьшается по сравнению с коротковолновым излучением. Поглощающая способность влаги, содержащейся в тканях, очень велика, и кожа поглощает более 90% попадающего на поверхность тела излучения. Нервные рецепторы, ощущающие теплоту, расположены в самом наружном слое кожи. Поглощаемые инфракрасные лучи возбуждают эти рецепторы, что и вызывает у человека ощущение теплоты [56].

Инфракрасные лучи оказывают как местное, так и общее воздействие. Коротковолновое инфракрасное излучение в месте облучения вызывает покраснение кожи, но это покраснение рефлективно распространяется и на 2—3 см вокруг облучаемой области. Причина этого в том, что капиллярные сосуды расширяются, кровообращение усиливается. Вскоре на месте облучения возникает волдырь, который позднее превращается в струп. При воздействии коротковолновых инфракрасных лучей этот струп исчезает только через 1—2 месяца, а при действии длинноволновых инфракрасных лучей—на второй неделе; при этом как волдырь, так и струп безболезненны [129]. При попадании коротковолновых инфракрасных лучей на органы зрения может возникнуть катаракта. Например, в глазу кролика [171] при действии длинноволновых инфракрасных лучей с длиной волны 0,67—0,14 мкм возникает ряд изменений, и в течение 1—3 лет со времени воздействия возникает типичная картина катаракты. Не удалось полностью выяснить, фотохимическим или тепловым воздействием вызвано это изменение.

Как уже было сказано, длинноволновые инфракрасные лучи поглощаются в самой верхней части слоя кожи и вызывают только простое тепловое воздействие. Как рефлективная реакция на облучение части организма, главным образом лица, расширяются капилляры у слизистой оболочки носа, которая набухает, а внутренние ходы носа при этом сужаются, в результате чего затрудняется дыхание и появляется ощущение духоты. Обычно эта рефлективная реакция возникает в тех случаях, когда температура окружающей среды поднимается выше комфортного предела. Раньше считали, что ощущение духоты зависит только от соотношения между температурой воздуха и его запыленностью [53].

Под действием инфракрасного излучения ткань в подкожном слое прогревается на глубину 0,2—0,4 мм, капилляры расширяются. Под влиянием этого нагревается и циркулирующая кровь. Усиливается тепловыделение, в зависимости от температурных параметров окружающей среды возникает обильный пот. Частота пульса также может несколько увеличиться. Воздухообмен в легких, кровяное давление и ЭКГ не изменяются [162]. Результаты исследований, касающихся обмена веществ, неоднозначны. Некоторые

авторы считают [162], что вследствие инфракрасного облучения потребление кислорода снижается, а по мнению других [84], оно возрастает. Под действием инфракрасного излучения температура кожи вообще возрастает, но по-разному в различных частях тела [162].

Безотносительно к месту облучения температура кожи лица и рук как во время, так и после облучения выше, чем до облучения, а на задней части шеи ниже, чем до облучения. Если инфракрасное излучение направлено на живот, то неаклиматизировавшиеся люди жалуются на сердечную аритмию, боли в животе, усиленную перистальтику, спазмы кишечника, кроме того, у них возникает сонливость [182]. У двух человек появились симптомы шока, связанного с потерей сознания, под действием инфракрасного облучения интенсивностью  $308 \text{ Вт/м}^2$  в течение 20 мин.

Как было сказано выше, у животных и людей, подвергаемых действию инфракрасного облучения, температура кожи повышается. Продолжительность облучения подбирали таким образом, чтобы оно вызывало повышение температуры на  $5^\circ\text{C}$ . Облучение большей интенсивности у небольших животных быстрее вызывает повышение температуры, чем у крупных [92].

При инфракрасном облучении изменяется способность организма к иммунобиологическим реакциям. Под влиянием облучения средней интенсивности  $210\text{—}560 \text{ Вт/м}^2$  с длиной волны  $3 \text{ мкм}$  в организме ускоряется образование естественных антител [84], возрастает также скорость процесса агглютинации. Скорость образования антител при длительном облучении замедляется до первоначальной, что говорит о некоторой адаптации.

Использование лучистого отопления не должно подвергать человека опасности и создавать дискомфортный микроклимат в помещении. Прежде всего необходимо обеспечить в отапливаемом помещении оптимальную тепловую среду. Требования, связанные с созданием комфортных условий, естественно, определяются деятельностью человека в помещении. Очевидно, что требования для больничных палат, жилых помещений, административных помещений, учебных зданий, детских садов и т. д. различны, поскольку различны функции этих помещений.

Рассмотрим общие гигиенические требования к лучистому отоплению. Многие авторы определяют допустимую температуру греющей поверхности. Согласно Гонценбаху [77], она составляет  $30\text{—}35^\circ\text{C}$ , а при очень низкой наружной температуре  $50^\circ\text{C}$ . По данным М. Ритшеля и Райсса [149], в помещении высотой более  $2,7 \text{ м}$  температура потолочной греющей панели может быть  $35^\circ\text{C}$ . Венцель и Мюллер [176] считают, что температура поверхности потолочного лучистого отопительного прибора не должна быть выше  $37^\circ\text{C}$ . Горомосов оценивает эти гигиенические пределы более дифференцированно [78]: при напольном отоплении допустимая температура на поверхности должна составлять  $25^\circ\text{C}$ , а при потолочном отоплении в помещении высотой  $3,2\text{—}3,3 \text{ м}$   $30^\circ\text{C}$ . Допустимая температура на поверхности отопительного



прибора, установленного у наружной стены вблизи окна, равна  $40\text{--}45^\circ\text{C}$ , а установленного у внутренней стены —  $35\text{--}40^\circ\text{C}$ ; Брус [54] при потолочном лучистом отоплении считает допустимой температуру на поверхности  $41^\circ\text{C}$ , а согласно Кренко [60], при потолочном лучистом отоплении допустимая температура на поверхности определяется площадью помещения и его высотой в свету. Он предлагает таблицу, в которой указана максимальная допустимая температура на панели в зависимости от этих факторов. Приведенные данные относятся к тем случаям, когда панели нагреваются горячей водой. При электрическом потолочном отоплении верхний температурный предел считается равным  $50^\circ\text{C}$  [60].

В литературе имеются также данные о максимально допустимом количестве лучистой теплоты, достигающей головы человека, при комфортных условиях. По данным Брадтке [53], для хорошего самочувствия необходимо, чтобы поверхность головы выделяла количество теплоты в пределах  $81\text{--}105\text{ Вт/м}^2$ . Интенсивность лучистой теплоты, достигающей лица, не должна превышать  $350\text{ Вт/м}^2$ . Горомосов [78] считает, что при комфортных условиях до головы может доходить лучистая теплота в количестве  $112\text{--}175\text{ Вт/м}^2$ . Если поступает большее количество теплоты, это вызывает плохое самочувствие, головную боль, головокружение. Почти такую же величину приводит и Коллмар [98], но верхний предел, по его мнению, составляет  $550\text{ Вт/м}^2$ . По данным Бедфорда [47], на уровне головы средняя интенсивность излучения не должна превышать  $126\text{ Вт/м}^2$ , Уиггс [177] тоже подчеркивает, как важно, чтобы до головы не доходило слишком большое количество лучистой теплоты. Комфортные условия требуют, чтобы распределение температуры в отапливаемом помещении было равномерным. Права старая немецкая крестьянская поговорка: «Ноги— в тепле, голова— в холоде, врач и аптекарь жить будут в голоде», ведь человек приятнее чувствует себя, если ногам теплее, чем голове, хотя в действительности это не единственная гарантия против заболевания.

Многие авторы определяют допустимую разность температуры воздуха на уровнях пола и головы. Кренко [60] считает, что при потолочном лучистом отоплении средняя радиационная температура на уровне головы по сравнению с уровнем пола не должна быть выше более чем на  $2,8^\circ\text{C}$ . Бедфорд [47] также рекомендует, чтобы температура воздуха на уровне головы не была ощутимо выше, чем вблизи пола, и чтобы до головы не доходило слишком сильное излучение. По мнению Коллмара [97], температура воздуха на уровне головы не должна превышать более чем на  $2,8^\circ\text{C}$  температуру на уровне пола. По данным Рубина [155], разность температуры не должна быть больше  $2\text{--}3^\circ\text{C}$ . В этом отношении следует особо выделить исследования Ветошкина [170], которые показали, что температура ног зависит не только от температуры пола, но и от вертикального распределения температуры воздуха в помещении. Можно считать приемлемым, если

при температуре пола 15—17°C и разности температуры по вертикали 6,8°C за 3 ч температура пальцев ног снижается на 7°C. Для обеспечения комфортных условий максимальная разность температуры воздуха по вертикали между уровнями пола и головы не должна быть больше 3°C. При температуре пола 16°C температура пальцев ног не снижается.

Многие исследователи стремились определить, каковы преимущества и недостатки лучистого отопления с гигиенической точки зрения и какой вид лучистого отопления лучше отвечает санитарным требованиям. Ритшель [148] и Гонценбах [177] утверждают, что при лучистом отоплении горизонтальное и вертикальное распределение температуры значительно равномернее, чем при радиаторном. Греющая поверхность никогда не достигает такой высокой температуры, чтобы происходило разложение пыли, что является преимуществом по сравнению с применением местных отопительных установок. По мнению Вернона [169], при лучистом отоплении поверхности ограждений помещения имеют температуру на 3°C выше, чем воздух, в то время как при конвективном отоплении она ниже. Подобные результаты наблюдений получила Пономарева [141], утверждающая также, что при лучистом отоплении меньше и подвижность воздуха. Согласно исследованиям Горомосова [78], при лучистом отоплении можно обеспечить комфортные условия при более низкой температуре. Ведь лучистое тепловыделение организма человека при панельном отоплении уменьшается в направлении теплых поверхностей ограждений, в результате чего температура воздуха, а вместе с тем и температура кожи, распределены более равномерно. При конвективном отоплении при комфортных условиях разница между температурой кожи туловища и конечностей составляет 4—6°C, при лучистом же отоплении, если средняя температура в помещении 18°C, эта разница меньше. При применении лучистого отопления воздух в помещении чище, поскольку меньше скорость воздушных потоков, благодаря чему уменьшается загрязнение пылью. Согласно исследованиям Тихомирова [167], в приблизительно одинаковых по размеру помещениях с центральным отоплением содержание бактерий в воздухе выше, чем в помещении, оснащенном потолочным лучистым отоплением.

Пономарева [141] и Горомосов [78] считают стеновое лучистое отопление более благоприятным, чем потолочное, поскольку при последнем больше возможность чрезмерного нагрева головы. Горомосов [78] рекомендует применять напольное отопление для детских учреждений, потолочное—главным образом для больниц, а отопление в стеновых панелях—для жилья. Другие отвергают использование потолочного отопления в помещениях с фиксированными рабочими местами, предназначенными для работников умственного труда (административные, учебные помещения), поскольку нагрев головы считается неблагоприятным для умственной деятельности.

Баксманн [46] обнаружил, что в административных помещени-

ях, оснащенных потолочным отоплением, вблизи окон у работников мерзнут ноги. Согласно исследованиям Меньхарта [128], в административных помещениях с потолочным отоплением верхняя часть тела, особенно голова, получает слишком много теплоты, что снижает производительность умственного труда и вызывает сонливость. По данным исследований Гранжана [79], в административных помещениях жаловались на потолочное лучистое отопление (слишком сухой воздух, теплота идет сверху и т. д.), но эти жалобы не были объективно обоснованы. В учебных же помещениях на потолочное отопление не жаловались. Согласно исследованиям Рогне [152], который определял теплоощущение в учебных помещениях с лучистым и конвективным отоплением, дети отдавали предпочтение лучистому отоплению. Из приведенных данных видно, что в отношении потолочного лучистого отопления нет единого мнения и что значительная часть этих мнений основана на оценке субъективного ощущения теплоты, а не на результатах объективных физиологических исследований [176, 59, 167, 46, 128, 80]. Мы считаем, что влияние определенных условий окружающей среды на человека нельзя правильно оценить лишь на основании субъективных наблюдений. К сожалению, в литературе описано очень мало физиологических исследований, касающихся лучистого отопления.

Чаще всего при проведении исследований измеряют температуру тела и кожи (лба, носа, груди, обеих сторон ладоней, пальцев рук и ног). Нильсен [137], например, обнаружил, что с возрастанием количества излучаемой теплоты температура тела тоже несколько увеличивается, средняя температура кожи повышается, а температура нижних конечностей несколько ниже, чем средняя температура кожи. По данным Висса [162], под действием лучистой теплоты, направленной на различные участки тела, температура кожи лица и рук повышается независимо от места облучения. Царюк [59] исследовал влияние окружающей среды, имеющей высокую температуру, на тепловой баланс детей. Он обнаружил, что в среде с температурой 28 и 30°C у 36 из 42 детей суточная теплопродукция возросла на 0,68—0,79 Вт/кг и, соответственно, на 0,62—0,70 Вт/кг. Температура лба и грудной клетки поднялась на 1,5—2°C, а ладоней снизилась на 3—4°C. Это указывает на затрудненное лучистое тепловыделение. Стриж [166] изучал влияние распределения температуры по горизонтали на тепловое состояние детей. Если разница температуры по горизонтали велика, то температура в двух подмышках разная, и суточные колебания в подмышечных впадинах тоже неодинаковы. Температура кожи также неодинакова с двух сторон. Если в горизонтальной плоскости разница температуры воздуха была велика, среди детей увеличивалось число простудных заболеваний. Сальникова [165] обнаружила снижение температуры кожи конечностей в холодной окружающей среде. Пономарева [141] также исследовала температуру кожи и обнаружила, что если лучистое отопление создает комфортные условия, то температура не изменяется, независимо

от того, применяется для отопления потолочная или стеновая панель.

Кожу конечностей также испытывают на сопротивляемость теплоте и холоду. Царюк [59] применял для этого 10-минутную ванну для ног с температурой воды 2—5°C и обнаружил, что в среде с более высокой температурой воздуха нагрев ног был сильнее и продолжался дольше. В более холодной воздушной среде охлаждение рук было сильнее и они позднее приобретали первоначальную температуру.

Стриж [166] разработал для учащихся 3—6-го классов стереотипы условных рефлексов на стандартные количества теплоты. Правую ногу испытуемые погружали на 1 мин в ванну с температурой воды 10°C, а левую ногу—с температурой воды 38°C. После этого в течение 50 мин через промежутки 10 мин он исследовал температуру в подмышечных впадинах, на лодыжке, в грудной клетке, слизистой оболочке носа и во рту. Асимметричная тепловая среда вызывала более интенсивное изменение температуры, чем симметричное тепловое воздействие на конечности. Замеряют также выделение пота и влажность по изменению электрического сопротивления кожи (в условных единицах) [59, 141, 78, 138].

Исследуются также изменения частоты пульса, ЭКГ, кровяного давления и воздухообмена легких под действием лучистой теплоты. Согласно данным Висса [162], частота пульса у неакклиматизированных людей под влиянием лучистой теплоты несколько повышается, а кровяное давление, ЭКГ и воздухообмен легких не изменялись ни у акклиматизированных, ни у неакклиматизированных испытуемых. Саггс [1] также изучал изменение частоты дыхания, пульса и потребления кислорода у испытуемых под действием лучистой теплоты. Значительная разница была обнаружена только в изменении частоты пульса при выполнении физической работы в холодной и теплой среде. В умеренной среде частота пульса была самой низкой. Частота дыхания и потребление кислорода не зависели от теплового излучения при любых условиях окружающей среды. Горомосов [78], Пономарева [141] и Царюк [59] также изучали изменение частоты пульса и дыхания и изменение газообмена при лучистом отоплении, но при комфортных условиях существенных отклонений не обнаружили.

## 12. ТЕПЛОПРОДУКЦИЯ ТЕЛА ЧЕЛОВЕКА

В теле человека происходит процесс горения, и высвобождающаяся в ходе него энергия отчасти выделяется в виде теплоты, другая же ее часть идет на выполнение полезной физической работы.

Физиологи определяют энергопродукцию тела человека расходом кислорода. Взрослый человек в состоянии покоя расходует при так называемых нормальных условиях обмена веществ кислород

в количестве  $0,42 \cdot 10^{-5}$  м<sup>3</sup>/с. Если теплоту, высвобождающуюся при сгорании кислорода, принять равной  $21 \cdot 10^3$  Дж/м<sup>3</sup>, то расход энергии будет составлять 88 Вт [1]. При выполнении мускульной работы потребление кислорода возрастает во много раз по сравнению с состоянием покоя. В среднем человек в течение короткого периода может расходовать в 12 раз больше кислорода, чем в состоянии покоя, т. е.  $0,5 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>/с, что соответствует 1060 Вт.

В ходе обмена веществ коэффициент полезного действия так называемой полезной работы, согласно данным Лалинта [1], а также Уинслоу и Харрингтона [178], составляет 20%, значит, КПД организма человека больше КПД среднего паровоза, равного 14%. Обмен веществ происходит при постоянной температуре  $37 \pm 0,5^\circ\text{C}$ . В этом заключается основное различие между простым горением (температура которого непостоянна) и обменом веществ.

В отношении средней работоспособности имеются лишь приблизительные данные. Согласно последним, расход кислорода у среднего молодого человека при систематической работе равен  $0,17 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>/с, что соответствует 350 Вт. Если вычесть отсюда значение, соответствующее основному обмену веществ, т. е. 88 Вт, то получится 262 Вт. Потребность в энергии для выполнения полезной работы на практике определяют по расходу кислорода, при этом из замеренного значения расхода вычитают расход кислорода в состоянии покоя (т. е. расход, приходящийся на основной обмен веществ). В специальной литературе можно найти таблицы этих величин.

В зависимости от интенсивности работу делят на три категории:

а) легкой называют такую работу, в ходе которой полный расход кислорода не превышает вдвое расхода, характерного для состояния покоя, т. е. меньше  $0,85 \cdot 10^{-5}$  м<sup>3</sup>/с, или 175 Вт (например, сидячая работа);

б) при выполнении работы средней тяжести расход кислорода в 2—4 раза больше значения, соответствующего состоянию покоя, т. е. он составляет  $0,85—1,7 \cdot 10^{-5}$  м<sup>3</sup>/с (175—350 Вт), откуда потребность в энергии для выполнения мышечной работы равна 88—264 Вт (немеханизированная домашняя и ручная кустарная работа);

в) при выполнении тяжелой работы полный расход кислорода в 4—8 раз превышает расход в состоянии покоя, т. е. он составляет  $1,7—3,4 \cdot 10^{-5}$  м<sup>3</sup>/с. Если из полного расхода энергии 350—700 Вт вычесть значение, характерное для основного обмена веществ, получится 264—615 Вт. К этой категории можно отнести большинство видов работ, выполняемых в тяжелой промышленности и сельском хозяйстве.

Для четкого понимания способов тепловыделения и теплообмена тела человека необходимо знать некоторые основные понятия, которым ранее не уделяли достаточного внимания.

**Метаболизм**, или метаболическая теплота. Ее численное значение физиологи определяют расходом кислорода, однако на практике

обычно пользуются таблицами тепловых эквивалентов, составленными на основе измерений этого расхода.

**Поверхность Дюбуа.** Это поверхность тела, учитываемая при определении тепловыделения или тепловосприятости человека и выражаемая зависимостью (3.90).

Часто бывает необходимо наряду с поверхностью Дюбуа знать площадь поверхности отдельных частей тела человека, в связи с чем мы приведем две группы показателей.

По данным Уинслоу и Харрингтона [178], поверхность тела человека распределяется следующим образом: голова 7%, верхние конечности 21%, туловище 31%, нижние конечности 41%. Фубини и Ронки дают точные данные относительно площади поверхности тела среднего человека (масса 70 кг, рост 170 см), м<sup>2</sup>:

лицо . . . . .	0,041 868
голова . . . . .	0,052 245
шея . . . . .	0,057 422
грудная клетка, спина и живот . . . . .	0,290 919
нижняя часть тела . . . . .	0,165 699
плечи . . . . .	0,074 540
верхние части обеих рук . . . . .	0,075 617
нижние части обеих рук . . . . .	0,197 135
верхние части обеих ног . . . . .	0,298 162
нижние части обеих ног . . . . .	0,222 993
обе ступни . . . . .	0,130 083

Всего: 1,606 683

**Относительная скорость в неподвижном воздухе** — средняя скорость человеческого тела при выполнении движения в воздухе, находящемся в состоянии покоя. Она играет роль прежде всего в конвективном тепловыделении.

**Коэффициент полезного действия механической работы, выполняемой человеком.** Энергия процесса окисления, происходящего в теле человека, согласно теории Фангера, расходуется на внешнюю механическую работу  $W$  и обеспечивает внутреннюю потребность в теплоте  $H$ . Таким образом, метаболическая теплота также может быть разделена на две части:

$$M = H + W \text{ Вт.} \quad (12.1)$$

Коэффициент полезного действия механической работы может быть выражен зависимостью

$$\eta = W/M. \quad (12.2)$$

Подставляя это выражение в формулу (12.1), получаем

$$H = M(1 - \eta) \text{ Вт,} \quad (12.3)$$

или для единицы поверхности тела

$$H/A_{Du} = M/A_{Du}(1 - \eta) \text{ Вт/м}^2. \quad (12.4)$$

В специальной литературе имеются таблицы, в которых приве-

дены значения внутренней, или метаболической, теплоты, коэффициента полезного действия механической работы и относительной скорости в неподвижном воздухе, соответствующие различным видам деятельности человека. Полученные Фангером данные, применяемые в настоящее время во многих странах, приведены в табл. 12.1.

Таблица 12.1. ПОКАЗАТЕЛИ МЕТАБОЛИЗМА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ВИДАХ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ (ПО ДАННЫМ ФАНГЕРА)

Вид деятельности	Метаболизм $M/A_{D_{0.1}}$ Вт/м <sup>2</sup>	КПД механической работы $\eta$	Относительная скорость в неподвижном воздухе, м/с
Отдых:			
сон	41	0	0
отдых лежа	47	0	0
сидение в спокойном состоянии	58	0	0
стояние в непринужденной позе	70	0	0
Ходьба по горизонтальной местности со скоростью, км/ч:			
3,2	116	0	0,1
4,0	140	0	1,1
4,8	152	0	1,3
5,6	186	0	1,6
6,4	222	0	1,8
8,0	338	0	2,2
Ходьба по местности с уклоном:			
уклон, %                      скорость, км/ч			
5                                      1,6	140	0,07	0,6
5                                      3,2	175	0,10	0,9
5                                      4,8	232	0,11	1,3
5                                      6,4	356	0,12	1,8
15                                     1,6	169	0,15	0,4
15                                     3,2	268	0,19	0,9
15                                     4,8	410	0,19	1,3
25                                     1,6	210	0,20	0,4
25                                     3,2	392	0,21	0,9
Работа, выполняемая рабочими различных специальностей:			
пекарем	82—116	0—0,1	0—0,2
рабочим пивоваренного производства	70—140	0—0,2	0—0,2
столяром:			
механическая распиловка	105	0	0—0,1
распиловка вручную	232—280	0,1—0,2	0,1—0,2
строгание вручную	326—374	0,1—0,2	0,1—0,2
Литейное производство:			
очистка отливок отбойным молотком	187	0—0,1	0,1—0,2
приготовление форм	232	0—0,1	0,1—0,2
перемещение отливок (приблизительно по 60 кг)	316	0—0,2	0,1—0,2
плавильные работы	396	0—0,1	0,1—0,2
удаление шлака	432	0—0,1	0,1—0,2
Работа в лаборатории:			
обследование разреза	82	0	0
обычная лабораторная работа	93	0	0—0,2
перемещение прибора	128	0	0—0,2
Слесарные работы	128	0—0,1	0,1—0,2
Работы с механизмами:			
легкие (например в электропромышленности)	116—140	0—0,1	0—0,2

Вид деятельности	Метаболизм $M/A_{D_{н}}$ Вт/м <sup>2</sup>	КПД механической работы $\eta$	Относительная скорость в неподвижном воздухе, м/с
сборка механизмов	163	0—0,1	0—0,9
тяжелые (например малярные)	232	0—0,1	0—0,2
Консервная промышленность	116—232	0—0,1	0—0,2
Сидячая тяжелая работа	128	0—0,2	0,1—0,4
Работа, выполняемая людьми разных специальностей:			
обувщиком	116	0—0,1	0—0,1
продавцом в магазине	116	0—0,1	0,2—0,5
преподавателем	93	0	0
часовщиком	64	0	0
Вождение автомобиля при интенсивности автомобильного движения:			
малой	58	0	0
большой	116	0	0
Вождение самолета:			
ночной полет	70	0	0
приземление по приборам	105	0	0
Тяжелая физическая работа:			
перемещение ручной тележки (57 кг, 4,5 км/ч)	145	0,2	1,4
переноска мешка массой 50 кг	232	0,2	0,5
работа землекопа	232—280	0,1—0,2	0,5
копка траншей	350	0,2	0,5
Домашняя работа:			
уборка	116—198	0—0,1	0,1—0,3
приготовление пищи	93—116	0	0—0,2
мытьё посуды стоя	93	0	0—0,2
стирка вручную и глажение	116—210	0—0,1	0—0,2
закупки	93	0	0,2—1
Работа в административных помещениях:			
печатание на электромеханической пишущей машинке со скоростью, слово/мин:			
30	52	0	0,05
40	58	0	0,05
печатание на механической пишущей машинке со скоростью, слово/мин:			
30	64	0	0,05
40	70	0	0,05
работа на калькуляторе	70	0	0
различная конторская работа (заполнение бланков, проверка)	58—70	0	0—0,1
черчение	70	0	0—0,1
Развлечения и занятия спортом:			
гимнастика	175—232	0—0,1	0,5—2
танцы	140—266	0	0,2—2
теннис	268	0—0,1	0,5—2
фехтование	410	0—0,1	0,5—2
баскетбол	440	0—0,1	1—3
борьба	510	0—0,1	0,2—0,3



### 13. СПОСОБЫ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ ТЕЛА ЧЕЛОВЕКА В ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ

К основным способам тепловыделения тела человека относятся следующие: конвекция, теплопроводность, излучение, испарение. Первые три способа называют явным тепловыделением, а четвертый — скрытым тепловыделением. Тепловыделение за счет теплопроводности обычно невелико по сравнению с другими способами, поэтому его учитывают вместе с конвективным тепловыделением. Соотношение между этими тремя способами тепловыделения наглядно иллюстрируется рис. 0.1. Конвективное тепловыделение составляет 32—35% общего тепловыделения [154], из них 2—3% идет на нагрев вдыхаемого воздуха, остальное количество теплоты удаляется с поверхности кожи и частично через одежду. Если температура окружающего воздуха выше температуры поверхности тела, то происходит тепловосприятие конвекцией.

Теплота, выделяемая излучением, составляет 42—44% общего количества теплоты. Исследование этого способа тепловыделения до 30-х гг. считалось нецелесообразным, хотя были известны измерения Рубнера [153]. Излучением этого явления занимались Олдрич [2], Боненкампф и Эрнст [52], а также Боненкампф и Паско [51]. Было доказано, что лучистое тепловыделение тела человека описывается законами Стефана—Больцмана. Лучистое тепловыделение исследовали Дейтон [62], Бедфор и Гедж [47], Харди [85] и Дюбуа [63], которые пришли к тем же результатам, что и Боненкампф. Как и конвективное тепловыделение, лучистый теплообмен может быть положительным и отрицательным.

Тепловыделение испарением можно разделить на две части: невидимое испарение и видимое испарение (конденсация). Организм ежедневно испаряет  $(8—10) \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup> воды, на что в условиях обмена веществ затрачивается 20—25% выделяемой теплоты, поскольку для испарения каждого грамма воды из организма требуется 24000 Дж. Поэтому ежедневное удаление теплоты составляет  $21,8—25 \cdot 10^5$  Дж. При температуре более низкой, чем комфортная, испаряющееся количество воды в основном неизменно, однако при более высокой температуре эта величина возрастает. Выделение пота начинается при температуре окружающей среды 28—29°C, а при температуре выше 34°C испарение, т. е. выделение пота, является единственным способом тепловыделения организма. Теплообмен испарением может быть только одного знака, при этом количество выделяемой теплоты составляет 21—26% всего тепловыделения. Изменение явного и скрытого тепловыделения для нормально одетого сидящего человека, выполняющего легкую или тяжелую работу, в зависимости от температуры в помещении показано на рис. 13.1.

Как уже было сказано выше, для человека характерна постоянная температура тела. Однако температура внутренних органов отличается от температуры наружных поверхностей тела. Постоянную температуру 37°C имеют лишь ядра клеток, и при нормальных условиях организм стремится поддерживать ее с отклонением  $\pm 0,5^\circ\text{C}$ . Из сказанного выше видно, что в теле человека образу-

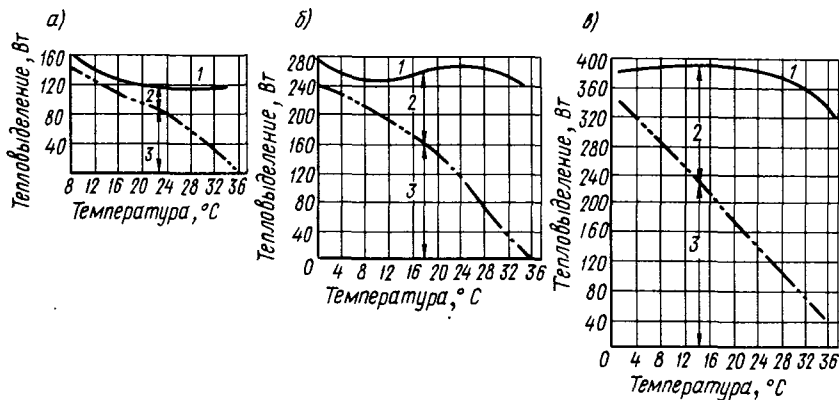


Рис. 13.1. Явное и скрытое тепловыделение сидящего человека в обычной одежде, выполняющего легкую и тяжелую работу, в зависимости от температуры в помещении (по данным Рейндерса)  
 а — отдых в сидячем положении; б — легкая работа; в — тяжелая работа; 1 — суммарное тепловыделение; 2 — скрытое тепловыделение; 3 — явное тепловыделение

ется значительное количество теплоты. Чтобы теплопродукция находилась в соответствующем равновесии с тепловыделением (которое, в свою очередь, зависит от многих факторов), тело человека должно располагать соответствующим регулирующим механизмом. Согласно формулировке, принятой в физиологии, терморегуляционный механизм тела человека, позволяющий поддерживать в нем постоянную температуру, может быть разделен на две части: процессы химической регуляции, связанные с теплопродукцией, и процессы физической регуляции, связанные с тепловыделением. Все эти процессы имеют отношение к нервной деятельности человека, и мы не будем здесь их подробно рассматривать.

Необходимо уточнить еще одно понятие, с которым ниже мы будем часто встречаться, — это местный дискомфорт. Сюда относятся такие случаи локального тепловыделения или тепловосприятости тела человека, которые с точки зрения теплоощущения обуславливают субъективно неблагоприятное, дискомфортное состояние, хотя в целом окружающую среду можно считать обеспечивающей приятное теплоощущение. Сюда можно отнести, например, восприятие холодного или теплого окна либо поверхности стены, холодного пола, местного сквозняка.

#### 14. МЕТОДЫ РАСЧЕТА ЯВНОГО ТЕПЛООБМЕНА ТЕЛА ЧЕЛОВЕКА

Теплообмен тела человека, как отмечалось выше, делится на явный и скрытый. В понятие явного теплообмена входят лучистый теплообмен (обозначаемый в дальнейшем буквой  $R$ ), конвективный теплообмен ( $C$ ) и теплопроводность. Существует множество методов расчета явного теплообмена. Для определения лучистой и конвективной теплоты Марселль и Хэтч [36] предлагают зависимость

$$R + C = (6,0 + 0,56v^{0,5})(t_{cl} - t_l) \text{ Вт/м}^2, \quad (14.1)$$

где  $v$  — скорость движения воздушного потока, м/с;  $t_{cl}$  — средняя температура открытой поверхности тела человека и одежды, °С;  $t_l$  — температура воздуха, °С.

Для расчета теплообмена одетых людей Нельсон, Эйхман, Шелли и Хэтч [36] рекомендуют следующее выражение, представляющее собой в измененном виде зависимость (14.1):

$$R + C = (2,8 + 0,69v^{0,5}) (t_{cl} - t_l) \text{ Вт/м}^2. \quad (14.2)$$

Более широко распространен метод расчета, рекомендуемый ASHRAE:

$$R + C = \alpha_s(t_{cl} - t_{ks}) + \alpha_c(t_{cl} - t_l) \text{ Вт/м}^2, \quad (14.3)$$

где  $t_{ks}$  — средняя радиационная температура окружающих поверхностей, определяемая как средневзвешенная по площадям по зависимости

$$t_{ks} = \frac{t_1 A_1 + t_2 A_2 + \dots + t_n A_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n}, \quad (14.4)$$

где  $A_1, A_2$  — площади окружающих поверхностей, м<sup>2</sup>;  
 $t_1, t_2$  — средняя температура поверхностей, °С.

Явный теплообмен через одежду может быть вычислен по формуле

$$R + C = \lambda_{cl}(t_{bf} - t_{cl}), \quad (14.5)$$

а также

$$R + C = \alpha(t_{bf} - t_o) A_{cl}, \quad (14.6)$$

где

$$A_{cl} = \lambda_{cl} / (\alpha + \lambda_{cl}) = I_1 / (I_1 + I_{cl}). \quad (14.7)$$

Здесь  $\lambda_{cl}$  — показатель теплопроводности одежды;  $t_{bf}$  — температура поверхности кожи человека под одеждой;  $t_o = (\alpha_c t_l + \alpha_s t_{ks}) / (\alpha_c + \alpha_s)$  — оперативная температура;  $I_1 = 1/\alpha$  — сопротивление теплообмену на поверхности одежды в состоянии покоя;  $I_{cl} = 1/\lambda_{cl}$  — изоляционная способность одежды.

Изоляционная способность одежды измеряется в единицах кло: 1 кло = 0,155 м<sup>2</sup>·К/Вт. При использовании этой единицы формула (14.7) имеет вид:

$$A_{cl} = 1 / (1 + 0,155\alpha I_{cl}). \quad (14.8)$$

Для значений  $I_{cl}$  и  $A_{cl}$  составлены таблицы, из которых наиболее известны таблицы ASHRAE (табл. 14.1) и Фангера. Последняя является усовершенствованным, «более европейским» вариантом таблицы ASHRAE.

Из табл. 14.1 видно, что значение  $A_{cl}$  для обнаженного человека равно 1, поскольку в этом случае изоляционная способность одежды не снижает явный теплообмен между телом и окружающей его средой. Однако с увеличением количества одежды значение  $A_{cl}$  уменьшается.

ТАБЛИЦА 14.1. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ ОДЕЖДЫ (ПО ДАННЫМ ASHRAE)

Одежда	$t_{cl}$ , к/лю	$A_{cl}$
Без одежды	0	1
Шорты	0,1	0,89
Шорты, открытая у шеи рубашка с короткими рукавами, легкие носки и сандалии	0,3—0,4	0,74—0,68
Легкие летние брюки, открытая у шеи рубашка с короткими рукавами	0,5	0,63
Легкое белье, шерстяные носки, хлопчатобумажная рабочая рубашка, открытая у шеи, и рабочие брюки	0,6	0,58
Легкое нижнее белье, хлопчатобумажные рубашки и брюки, носки, обувь	0,7	0,54
Типичная одежда американского делового человека	0,6	0,58
Традиционная европейская одежда: хлопчатобумажное нижнее белье с длинными рукавами, рубашка, галстук, шерстяные носки, обувь, костюм, жилет	1,5	0,36
Теплая зимняя одежда: нижнее белье из хлопка и шерсти, фланелевая рубашка, непродуваемые и водостойкие брюки и пальто, жилет из мохера, шерстяные носки, сапоги	1,5—2,0	0,36—0,29

В сообщениях ASHRAE не указано, по какой формуле нужно вычислять значения  $\alpha$  для конвективного и лучистого теплообмена. В случае лучистого теплообмена значение  $\alpha$  можно определять по общеизвестному выражению

$$\alpha_s = Cb = C \frac{(T_1 / 100)^4 - (T_2 / 100)^4}{t_1 - t_2} \quad (14.9)$$

Для вычисления значения  $\alpha$  в случае конвекции можно использовать выражение

$$\alpha = 0,48 (\lambda / L) (\text{Gr})^{1/4}, \quad (14.10)$$

где  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности одежды, Вт/(м·К);  $L$  — высота человека, м; Gr — число Грасгофа, определяемое по формуле

$$\text{Gr} = \beta g / \nu^2 L^3 (t_{cl} - t_l). \quad (14.11)$$

Здесь  $\beta$  — коэффициент температурного расширения воздуха, град<sup>-1</sup>;  $\nu$  — коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с.

При менее точных вычислениях применимо уравнение Юргенса — Нуссельта:

$$\alpha = 2,2 (t_{cl} - t_l)^{1/4} \quad (14.12)$$

Фангер [69] использует для определения теплопроводности через одежду более простое уравнение, а также табл. 14.2.

Теплопроводность через одежду (с наружной поверхности кожи на наружную поверхность одежды) вычисляют по формуле

$$K = A_{Du} \frac{t_{bf} - t_{cl}}{0,155 I_{cl}} \text{ Вт}, \quad (14.13)$$

ТАБЛИЦА 14.2. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ ОДЕЖДЫ (ПО ДАННЫМ ФАНГЕРА)

Одежда	$I_{cl}$ , кло	$f_{cl}$
Без одежды	0	1,0
Шорты	0,1	1,0
Типичная тропическая одежда: шорты, открытая у шеи рубашка с короткими рукавами, легкие носки и сандалии	0,3—0,4	1,05
Легкая летняя одежда: брюки из легкой ткани, открытая у шеи рубашка с короткими рукавами	0,5	1,1
Легкая рабочая одежда: шорты, шерстяные носки, хлопчатобумажная рабочая рубашка и брюки	0,6	1,1
Типичная одежда делового человека	1,0	1,15
Типичная одежда делового человека и хлопчатобумажный плащ	1,5	1,15
Теплая традиционная одежда европейского делового человека: хлопчатобумажные кальсоны и нижняя рубашка с длинными рукавами, рубашка, шерстяные носки, туфли, костюм-тройка (брюки, пиджак, жилет)	1,5	1,15—1,2
Легкая спортивная одежда: хлопчатобумажная рубашка, шорты, носки, полуботинки и плащ без подкладки	0,9	1,15
Теплая зимняя одежда в очень холодной местности (в полярной зоне)	3—4	1,3—1,5

где изоляционная способность одежды может быть определена из выражения

$$I_{cl} = R_{cl}/0,155 \text{ кло.} \quad (14.14)$$

Здесь  $R_{cl}$  — полное термическое сопротивление в направлении с наружной поверхности кожи на наружную поверхность тела, покрытую одеждой,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ .

Применяемая Фангером таблица аналогична табл. 14.1, но значения  $I_{cl}$  в ней определены для нескольких иных видов одежды и, кроме того, в табл. 14.2 указаны значения  $f_{cl}$ , соответствующие отношению между площадями покрытых одеждой и обнаженных поверхностей тела.

Для расчета потерь теплоты путем излучения Фангер использует менее известную формулу закона Стефана — Больцмана:

$$R = A_{eff} \epsilon \sigma [(t_{cl} + 273)^4 - (t_{bs} + 273)^4] \text{ Вт,} \quad (14.15)$$

где  $A_{eff}$  — эффективно излучающая поверхность тела, покрытая одеждой,  $\text{м}^2$ ;  $\epsilon$  — излучательная способность наружной поверхности тела, покрытой одеждой;  $\sigma$  — постоянная Стефана — Больцмана, равная  $5,7 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Значения  $A_{eff}$ ,  $\text{м}^2$ , можно определить по формуле

$$A_{eff} = f_{eff} f_{cl} A_{Du} \quad (14.16)$$

где  $f_{eff}$  — коэффициент эффективно излучающей поверхности, т. е. соотношение между участвующей в лучистом теплообмене и полной поверхностями тела.

Подставляя известные значения в выражение (14.15), получаем:

$$R = 4,0 \cdot 10^{-8} A_{Duf,cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_{ks} + 273)^4] \text{ Вт.} \quad (14.17)$$

Для расчета потерь теплоты путем конвекции Фангер применяет следующий метод. Потери теплоты путем конвекции с наружной поверхности покрытой части тела равны:

$$C = A_{Duf,cl} h_c (t_{cl} - t_l) \text{ Вт,} \quad (14.18)$$

где  $h_c$  — не что иное, как коэффициент конвективного теплообмена  $\alpha_c$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Значение  $h_c$ , естественно, зависит от параметров воздуха. Для неподвижного воздуха можно использовать зависимость Нильсена и Пидерсена [137]

$$\alpha_c = 2,4 (t_{cl} - t_l)^{0,25} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (14.19)$$

которая может быть определена из критериального уравнения для ламинарного течения

$$\text{Nu} = C (\text{Gr} \cdot \text{Pr}) \Delta t^{0,25}, \quad (14.20)$$

где  $C$  — константа.

При вынужденной конвекции ( $v > 0,1$  м/с) и скорости воздушного потока меньше 2,6 м/с применимо уравнение, полученное Уинслоу, Геждем и Харрингтоном [178]:

$$\alpha_c = 12,1 \sqrt{v} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (14.21)$$

которое выведено из известного критериального уравнения

$$\text{Nu} = C (\text{Re}^m \text{Pr}^n). \quad (14.22)$$

В технической практике ВНР долгое время использовали зависимость Мачкаши [112], согласно которой конвективная теплоотдача

$$Q_c = A_E \alpha_c (t_E - t_l) \text{ Вт,} \quad (14.23)$$

где  $A_E$  — площадь поверхности тела человека, м<sup>2</sup>;  
 $\alpha_c$  — коэффициент конвективного теплообмена, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  
 $t_E$  — средняя температура поверхности тела человека, °С.

Лучистая теплоотдача может быть вычислена по формуле

$$Q_s = A'_E \sum_{i=1}^n b_i C_i \varphi_{E-A_i} (t_E - t_{A_i}) \text{ Вт,} \quad (14.24)$$

где  $A'_E$  — излучающая поверхность тела человека, приблизительно равная 0,8  $A_E$ ;  $t_{A_i}$  — температура поверхностей ограждающих конструкций, °С;  $\varphi_{E-A_i}$  — коэффициент облученности человека отдельными поверхностями;  $b_i$  — температурный коэффициент;  $C_i$  — приведенный коэффициент излучения.

Хотя большинство приведенных выше зависимостей имеет общий характер, ранее они использовались достаточно широко. Однако для расчета влияния лучистого теплообмена на теплоощущение в настоящее время применяют другие методы, которые служат основой современного расчета теплоощущения.

## 15. УРАВНЕНИЯ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА И УРАВНЕНИЯ КОМФОРТА

Для расчета теплопродукции и тепловыделения человека обычно применяли так называемое общее уравнение теплового баланса:

$$S = M - (\pm W \pm E \pm R \pm C). \quad (15.1)$$

где  $S$  — теплоаккумуляция тела человека, характеризующая изменение его температуры за единицу времени;  $M$  — метаболическая теплота;  $W$  — тепловой эквивалент механической работы;  $E$  — тепловыделение испарением;  $R$  — лучистое тепловыделение;  $C$  — конвективное тепловыделение.

Если правая часть уравнения (15.1) положительна, то температура тела возрастает, т. е. человеку жарко, если же она отрицательна, то температура тела снижается, т. е. человеку холодно. Тепловое равновесие наступает при  $S = 0$ , при этом у человека возникает приятное теплоощущение. Следует заметить, что величина  $W$  положительна, когда для физической работы, например для подъема по лестнице, требуется использовать метаболическую теплоту, и отрицательна, например, при перемещении вниз по лестнице. Значение  $E$  всегда отрицательно, за исключением случая перегрева организма человека.

В результате новейших научных исследований приведенную выше основную зависимость усовершенствовали, и согласно так называемой теории Фангера, считающейся в настоящее время наиболее разработанной и шире всего применяемой в технической практике, тепловое равновесие зависит от следующих факторов:

$$f(H/A_{Du}, I_{cl}, t_l, t_{ks}, p, v, t_{bf}, E_{sw}/A_{Du}) = 0, \quad (15.2)$$

где  $H/A_{Du}$  — внутренняя теплопродукция единицы поверхности тела;  $I_{cl}$  — термическое сопротивление одежды;  $t_l$  — температура воздуха;  $t_{ks}$  — средняя радиационная температура;  $p$  — парциальное давление водяных паров в неподвижном воздухе;  $v$  — подвижность воздуха;  $t_{bf}$  — средняя температура кожи;  $E_{sw}$  — теплотермический индекс поверхности тела за счет испарения и выделения пота.

Для различных видов деятельности среднюю температуру  $t_{bf}$  и тепловыделение испарением  $E_{sw}$  определили экспериментальным путем из соотношений:

$$t_{bf} = f(H/A_{Du}), \quad (15.3)$$

$$E_{sw} = A_{Duf}(H/A_{Du}), \quad (15.4)$$

при этом формулу (15.2) можно записать в следующем виде:

$$f[(H/A_{Du}), I_{cl}, t_l, t_{ks}, p, v] = 0. \quad (15.5)$$

На основании изложенного выше основное уравнение теплового баланса можно записать следующим образом:

$$H - E_d - E_{sw} - E_{re} - L = K = R + C, \quad (15.6)$$

где  $H$  — внутренняя теплопродукция тела человека;  $E_d$  — теплопотери через кожу за счет диффузии паров;  $E_{sw}$  — теплопотери с поверхности кожи при испарении пота;  $E_{re}$  — теплопотери, вызываемые скрытой теплотой выдыхания;  $L$  — явные теплопотери при выдыхании;  $K$  — теплоотдача с поверхности кожи на наружную поверхность покрытого одеждой тела человека (теплопроводность через одежду);  $R$  — потери лучистой теплоты с наружной поверхности тела, покрытой одеждой;  $C$  — потери конвективной теплоты с наружной поверхности тела, покрытой одеждой.

Отдельные члены этого уравнения можно заменить уже рассматривавшимися ранее выражениями, а именно, вместо  $H$  подставить зависимость (12.4), вместо  $K$  — (14.13), вместо  $R$  — (14.17), а вместо  $C$  — (14.18).

Не рассматривавшиеся ранее величины определяют по соответствующим формулам, в частности,

$$E_d = \lambda m A_{Du} (p_{bf} - p_l) \text{ Вт}, \quad (15.7)$$

где  $\lambda$  — теплота испарения воды с температурой  $35^\circ\text{C}$ , равная  $2,4 \cdot 10^6$  Дж/кг;  $m$  — постоянная кожи;  $p_{bf}$  — парциальное давление пара при полном насыщении, соответствующее температуре кожи;  $p_l$  — парциальное давление водяных паров во влажном воздухе.

Значение  $m$  определили Инуй и его сотрудники. При комфортных условиях оно равно  $2260 \cdot 10^{-8}$  кг/(с · м<sup>2</sup> · Па).

Величину  $p_{bf}$  по таблицам можно найти как функцию  $t_{bf}$ , т. е. температуры) кожи. При  $27 < t_{bf} < 37^\circ\text{C}$  с погрешностью менее 30% можно использовать следующее уравнение:

$$p_{bf} = (1,92t_{bf} - 25,3) 133 \text{ Па}. \quad (15.8)$$

Окончательно выражение (15.7) можно представить в виде

$$E_d = 0,41 A_{Du} (1,92t_{bf} - 25,3 - p_l) \text{ Вт}. \quad (15.9)$$

Количество теплоты, которое может быть затрачено при выделении пота, согласно данным Фангера определяют по формуле

$$E_{sw} = 0,49 A_{Du} [(H/A_{Du}) - 50] \text{ Вт}. \quad (15.10)$$

Скрытую теплоту, выделяемую с дыханием, можно определить по зависимости

$$E_{re} = 0,0027 M (44 - p_l) \text{ Вт}. \quad (15.11)$$

Наконец, явную теплоту, выделяемую с дыханием, вычисляют по формуле

$$L = VC_p (t_{ex} - t_l) = 0,16 M (t_{ex} - t_l) \text{ Вт}, \quad (15.12)$$

где  $V = 0,0060M$  кг — количество воздуха, необходимое для дыхания;  $C_p = 1000$  Дж/(кг · К);  $t_{ex}$  — температура выдыхаемого воздуха, определяемая выражением

$$t_{ex} = 32,6 + 0,066t_l + 32 W_l^\circ\text{C} \quad (15.13)$$

( $W_l$  — влагосодержание вдыхаемого воздуха, кг вода/кг сухого воздуха).



Температура выдыхаемого воздуха равна примерно 34°C. Подставляя выражение (15.13) в уравнение (15.12), окончательно получаем:

$$L = 0,0014 M (34 - t_i) \text{ Вт.} \quad (15.14)$$

Раскрывая рассмотренные выше составляющие выражения (14.6), получаем уравнение теплового баланса:

$$\begin{aligned} & \frac{M}{A_{Du}}(1 - \eta) - 0,41 (1,92t_{bf} - 25,3 - p_l) - \frac{E_{sw}}{A_{Du}} - \\ & - 0,0027 \frac{M}{A_{Du}}(44 - p_l) - 0,0014 \frac{M}{A_{Du}}(34 - t_i) = \frac{t_s - t_{cl}}{0,155 I_{cl}} = \\ & = 4,0 \cdot 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_{ks} + 273)^4] + f_{cl} \alpha_c (t_{cl} - t_i). \quad (15.15) \end{aligned}$$

Обрабатывая результаты экспериментальных исследований, Фангер предложил следующие численные зависимости для уравнений (15.3) и (15.4) [36, 67, 69]:

$$t_{bf} = 35,7 - 0,032 (H/A_{Du})^\circ \text{C,} \quad (15.16)$$

$$E_{sw} = 0,49 A_{Du} (H/A_{Du} - 50) \text{ Вт} \quad (15.17)$$

Если выражения (15.16) и (15.17) подставить в уравнение теплового равновесия (15.15), получится так называемое уравнение комфорта, учитывающее изменения температуры кожи и выделения пота в зависимости от вида деятельности:

$$\begin{aligned} & \frac{M}{A_{Du}}(1 - \eta) - 0,41 \left[ 43,24 - 0,061 \frac{M}{A_{Du}}(1 - \eta) - p_l \right] - \\ & - 0,49 \left[ \frac{M}{A_{Du}}(1 - \eta) - 50 \right] - 0,0027 \frac{M}{A_{Du}}(44 - p_l) - \\ & - 0,0014 \frac{M}{A_{Du}}(34 - t_i) = \frac{35,7 - 0,032 (M/A_{Du})(1 - \eta) - t_{cl}}{0,155 I_{cl}} = \\ & = 4,0 \cdot 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (T_{ks} + 273)^4] + f_{cl} \alpha_c (t_{cl} - t_i) \quad (15.18) \end{aligned}$$

Подставляя в уравнение комфорта соответствующие значения и решая их для различных групп параметров, Фангер разработал диаграммы комфорта, построенные на основе уравнения (15.18).

## 16. ДИАГРАММЫ КОМФОРТА

При лучистом отоплении используют 28 диаграмм комфорта, которые можно разбить на три группы:

к первой группе относятся 12 диаграмм, построенных при различных значениях относительной влажности и подвижности воздуха, но при температуре воздуха, равной средней радиационной;

во вторую группу входят 4 диаграммы, построенные при одинаковой температуре воздуха и средней радиационной температуре, но при различной подвижности воздуха;

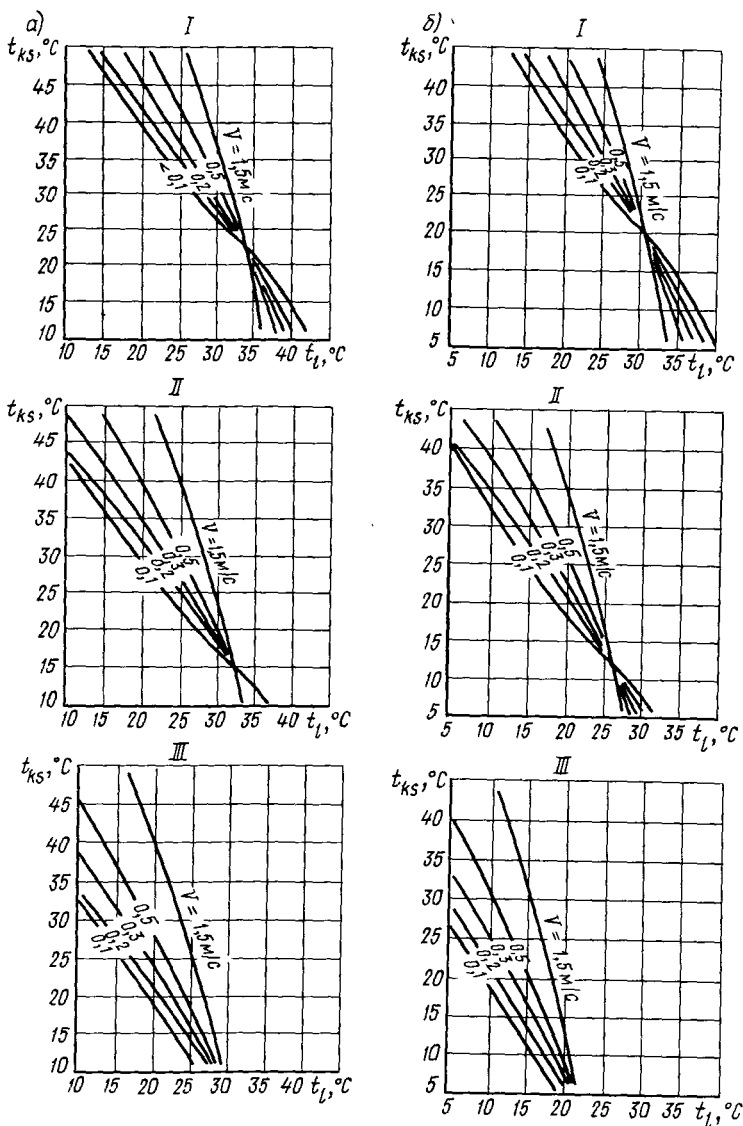
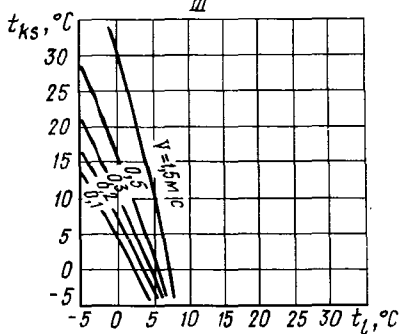
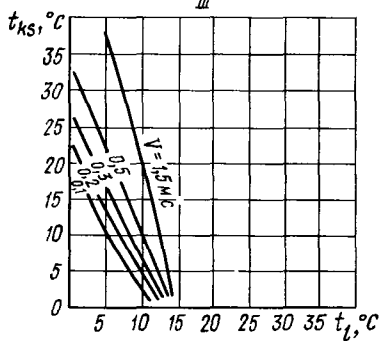
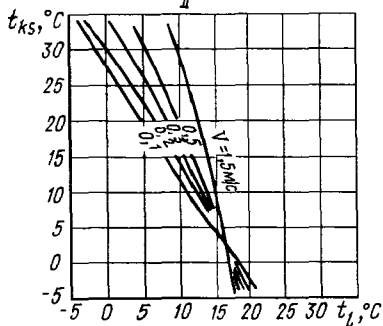
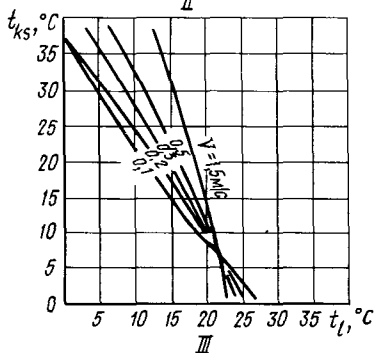
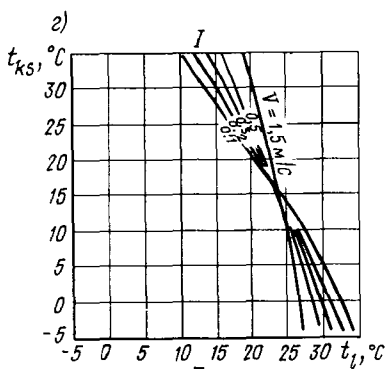
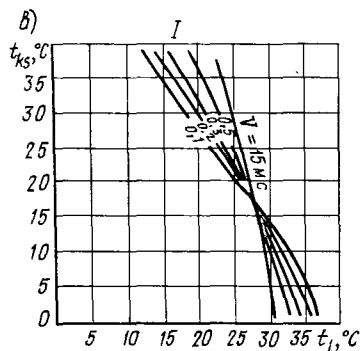


Рис. 16.1. Диаграммы комфорта

а — для обнаженного человека ( $I_{cl}=0$  кло); б — для человека в легкой одежде ( $I_{cl}=0,5$  кло); в — для человека в повседневной одежде ( $I_{cl}=1$  кло); г — для человека в теплой одежде ( $I_{cl}=1,5$  кло); I — в состоянии покоя ( $M/A_{Du}=58$  Вт/м<sup>2</sup>); II — при средней активности ( $M/A_{Du}=116$  Вт/м<sup>2</sup>); III — при высокой активности ( $M/A_{Du}=175$  Вт/м<sup>2</sup>);  $t_l$  — температура воздуха;  $t_{ks}$  — средняя радиационная температура в — подвижность воздуха

к третьей группе относятся диаграммы, построенные при различных значениях подвижности и температуры воздуха, а также средней радиационной температуры.

Последняя группа диаграмм, построенных при относительной



влажности 50%, чаще всего используется при рассмотрении лучистого отопления.

На рис. 16.1 представлены диаграммы комфорта для различных видов одежды и трех степеней активности человека.

К диаграммам комфорта относятся еще и так называемые вспомогательные диаграммы (рис. 16.2), которые отражают изменение температуры воздуха  $t_l$  и средней радиационной температуры  $t_{ks}$  в зависимости от термического сопротивления одежды и подвижности воздуха для трех степеней активности человека. Эта диаграмма построена при относительной влажности 50% и показывает, насколько следует снижать температуру воз-

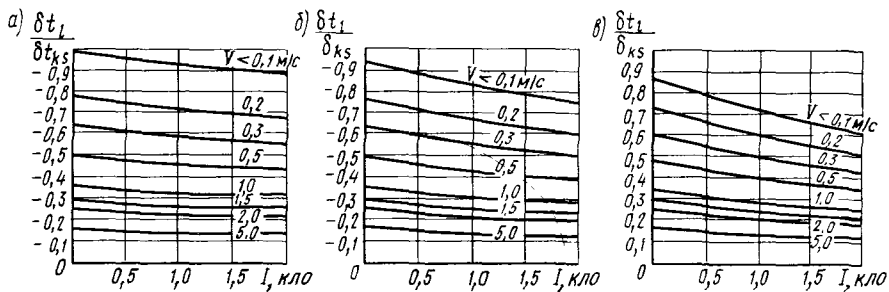


Рис. 16.2. Вспомогательные диаграммы комфорта

*a* — в состоянии покоя ( $M/A_{Du}=58 \text{ Вт/м}^2$ ); *б* — при средней активности ( $M/A_{Du}=116 \text{ Вт/м}^2$ ); *в* — при высокой активности ( $M/A_{Du}=175 \text{ Вт/м}^2$ )

духа для обеспечения комфортных условий, если средняя радиационная температура поднимается на  $1^\circ\text{C}$ .

Комфортную температуру, вызывающую приятное теплоощущение, можно определить также по диаграммам первой и второй группы, где средняя радиационная температура и температура воздуха одинаковы. В этом случае используют зависимость

$$t_{\text{комф}} = \frac{t_l + t_{ks} (\delta t_l / \delta t_{ks})}{1 + \delta t_l / \delta t_{ks}} \quad (16.1)$$

Отношение  $\delta t_l / \delta t_{ks}$  определяют по вспомогательной диаграмме (см. рис. 16.2).

С диаграммами комфорта и принципами расчета по Фангеру тесно связаны такие параметры, как PMV (ожидаемая величина теплоощущения) и PPD (ожидаемый процент вероятности неблагоприятного теплоощущения) [69, 36]. Об этих показателях речь будет идти ниже.

## 17. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ ОСНОВЫ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ ТЕПЛООЩУЩЕНИЯ ПРИ ЛУЧИСТОМ ОТОПЛЕНИИ

На основании изложенного выше материала можно сделать вывод, что уравнения теплового равновесия и диаграммы комфорта позволяют достаточно просто производить оценку теплоощущения при лучистом отоплении. Однако их использование ограничено верхним пределом средней радиационной температуры ( $35\text{—}45^\circ\text{C}$ ). На практике встречаются гораздо более высокие значения средней температуры внутренних поверхностей ограждений. В таких случаях нужно применять следующие методы оценки теплоощущений:

использование комфортных уравнений и диаграмм (средняя радиационная температура не более  $45^\circ\text{C}$ , коэффициент облученности, отнесенный к поверхности головы,  $\varphi < 0,5$ );

метод Кренко, учитывающий облучение, отнесенное к поверхности головы (максимальная допустимая температура греющей поверхности  $60^\circ\text{C}$ , коэффициент облученности  $\varphi = 0,15\text{—}1,0$ );

метод Мачкаши, учитывающий коэффициент облученности, относенный к поверхности головы (максимальная допустимая температура греющей поверхности  $290^{\circ}\text{C}$ , коэффициент облученности  $\varphi = 0 - 0,3$ );

метод Фангера, учитывающий излучение, достигающее всего тела, и положение человека относительно греющей поверхности;

метод, учитывающий излучение от точечных или элементарных поверхностей (например, от газовых или электрических инфракрасных излучателей);

методы, учитывающие асимметричное излучение;

прочие, прежде всего индивидуальные методы оценки теплоощущения.

Все эти методы дают различные пределы интенсивности облучения, под действием которого у человека возникает приятное или еще приемлемое теплоощущение. Естественно, при этом на него не должны влиять иные неприятные побочные воздействия.

Прежде чем проанализировать основные принципы отдельных методов, рассмотрим некоторые аспекты физиологического воздействия облучения на человека.

#### 17.1. ФИЗИОЛОГИЧЕСКОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ ТЕПЛОГО ОБЛУЧЕНИЯ НА ЧЕЛОВЕКА

Одним из важных факторов теплового излучения, влияющего на человека, считается длина волны  $\lambda$ , а также ее относительное спектральное распределение. Эти данные для некоторых встречающихся в практике отопительных приборов приведены на рис. 17.1.

В лучистом теплообмене решающую роль играет кожа человека, ее цвет, состояние поверхности и т. д. На рис. 17.2 показана доля теплового излучения, поглощаемая сухой и влажной кожей в зависимости от длины волны, а на рис. 17.3 — способность кожи отражать тепловое излучение в зависимости от длины волны.

Индикатором «раздражимости» при действии излучения считается кожа человека. Она как бы производит оценку достигающего ее излучения, поэтому безразлично, какова интенсивность и продолжительность излучения, доходящего до кожи. Согласно исследованиям Браттке [53], темные лучи (т. е. лучи с длиной волны более 1 мкм) ощутимы при температуре воздуха  $20^{\circ}\text{C}$  и интенсивности  $28,0 \text{ Вт/м}^2$ . То же самое теплоощущение при инфракрасном излучении возникает при интенсивности  $4,2 - 4,9 \cdot 10^2 \text{ Вт/м}^2$ . По данным Браттке, при лучистом отоплении интенсивность теплового излучения, достигающего лица, не должна превышать  $35,0 \text{ Вт/м}^2$ . Согласно экспериментам Оппеля и Харди [36], доходящий до лба тепловой поток, равный  $1,0 \text{ Вт/м}^2$ , уже вызывает теплоощущение, причем за 3 с температура кожи возрастает на  $0,03^{\circ}\text{C}$ . Результаты экспериментов, проведенных с двумя испытуемыми, изображены на рис. 17.4.

Интенсивность облучения кожи при температуре воздуха  $19^{\circ}\text{C}$  изучал также Лизе (рис. 17.5). Штриховые линии соответствуют

Ультрафиолетовое излучение      Видимый свет      Инфракрасное излучение

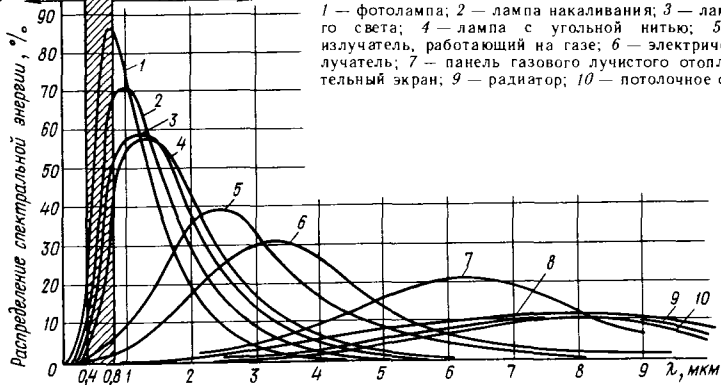


Рис. 17.1. Распределение спектральной энергии источников лучистой теплоты, применяемых на практике (по данным Вельдеша)

1 — фотолампа; 2 — лампа накаливания; 3 — лампа инфракрасного света; 4 — лампа с угольной нитью; 5 — инфракрасный излучатель, работающий на газе; 6 — электрический темный излучатель; 7 — панель газового лучистого отопления; 8 — отопительный экран; 9 — радиатор; 10 — потолочное отопление

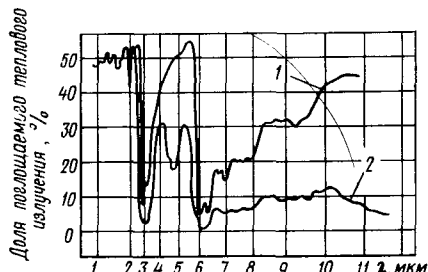


Рис. 17.2. Теплопоглощение сухой (1) и влажной (2) кожи в зависимости от длины волны (по данным Харди и Мушенхейма)

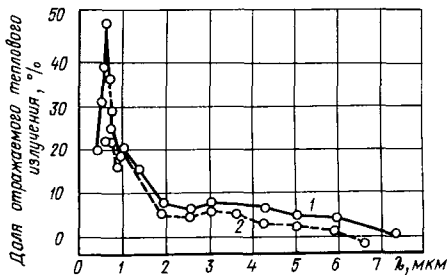


Рис. 17.3. Способность белой (1) и черной (2) кожи отражать тепловые лучи в зависимости от длины волны (по данным Харди и Мушенхейма)

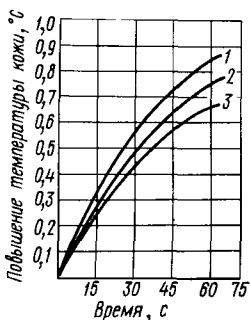


Рис. 17.4. Повышение температуры кожи в зависимости от продолжительности облучения (по данным Опеля и Харди)

1 — доинфракрасное излучение; 2 — инфракрасное излучение; 3 — видимый свет

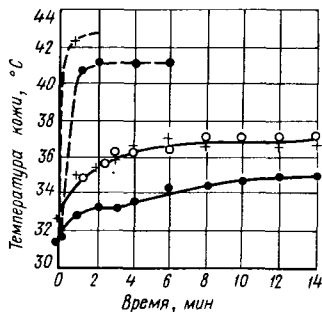


Рис. 17.5. Повышение температуры кожи в зависимости от интенсивности и продолжительности теплового облучения (по данным Лизе)

интенсивности облучения  $63 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$ , а сплошные—интенсивности  $21 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$ . Ниже указана продолжительность реакции на инфракрасное излучение при различной его интенсивности:

интенсивность излучения, $\text{Вт/м}^2$	продолжительность реакции
28—56	неопределимо
56—105	большая
105—175	3—5 мин
175—210	40—50 с
210—280	20—30 с
более 280	15—20 с
	3—5 с

## 17.2. Метод Кренко

В этом методе для оценки теплоощущения за основу берется голова, точнее макушка головы человека. Практически это означает, что при определении интенсивности облучения, достигающего головы, расчет исходного коэффициента облученности ведется на основании зависимостей, применяемых для расчета лучистого теплообмена между поверхностью (лучистого отопительного прибора) и элементарной поверхностью (макушкой головы человека). Данный метод расчета был подробно описан в пп. 3.1, 3.2 и 3.3, поэтому здесь будут рассматриваться только вопросы, связанные с теплоощущением человека.

В 1950-х годах Кренко [60] в Великобритании исследовал теплоощущение человека при потолочном лучистом отоплении в помещениях различной высоты с размером в плане  $3,7 \times 5 \text{ м}$ . Температуру потолка он мог увеличивать до такого значения, чтобы средняя радиационная температура в помещении была на  $12^\circ\text{C}$  выше температуры воздуха. В ходе экспериментов всегда поддерживалась постоянная температура воздуха. Это практически означало, что с повышением температуры потолка увеличивалась и оперативная температура.

В своих экспериментах Кренко стремился выявить следующие факторы, определяющие теплоощущение при лучистом потолочном отоплении: параметры, формирующие приятное теплоощущение при различной температуре потолка и воздуха; допустимые значения различных параметров при длительном пребывании людей в помещении; влияние холодной стены при лучистом потолочном отоплении.

Испытуемые были разделены на три группы: группа А — 152 чел., группа В — 5 чел., группа С — 3 чел. Продолжительность каждого измерения составляла 30 мин, с каждым испытуемым производили 4—5 измерений.

С помощью приборов в ходе исследований фиксировали только теплотехнические характеристики: температуру поверхностей, воздуха и шарового термометра. Физиологическую оценку проводили путем фиксации субъективных теплоощущений испытуемых по шкале теплоощущения Кренко и шкале ощущения свежести Бедфорда—Вернона—Вернера.

Шкала теплоощущения Кренко, дающая практически те же численные значения, что и шкала теплоощущения ASHRAE, обеспечивает возможность семибалльной оценки субъективного теплоощущения людей:

холодно . . . . .	-3
прохладно . . . . .	-2
приятная прохлада . . . . .	-1
приятно . . . . .	0
приятное тепло . . . . .	+1
тепло . . . . .	+2
очень тепло . . . . .	+3

На аналогичном принципе строится и шкала ощущения свежести Бедфорда — Вернона — Вернера:

очень душно . . . . .	1
душно . . . . .	2
среднее состояние . . . . .	3
свежо . . . . .	4
очень свежо . . . . .	5

Результаты измерений можно обобщить следующим образом.

1. Приятное теплоощущение зависит от интенсивности излучения, доходящего до макушки головы. Это подтверждается тем, что 80% явлений неприятного теплоощущения, связанного с излучением, были тесно связаны с состоянием головы (чувство тепла в голове, неприятное воздействие тепловой радиации на голову и т. д.) и только 20% имели иное происхождение (чувство духоты и т. д.).

2. В том случае, если голова была теплой, на неприятное теплоощущение приходилось 100%. Возрастала частота неприятного теплоощущения и тогда, когда в области головы не было неприятного чувства тепла, но мерзли ноги, т. е. возрастал градиент теплоощущения.

3. При лучистом потолочном отоплении приятное теплоощущение не зависит от холодной стены.

Предварительные результаты измерений, фиксировавшиеся как ориентировочные данные, Кренко использовал для расчета приятного теплоощущения при лучистом отоплении, соблюдая при этом следующие условия:

1) при расчете лучистого отопления учитывались значения, соответствующие коэффициенту облученности по диаграмме Кренко и допустимой температуре поверхности потолка  $t_M$ ;

2) разность между средней радиационной температурой на уровне головы и под потолком не должна была превышать 2,5°C;

3) среднее повышение радиационной температуры на уровне головы не должно было превышать 2,2°C, т. е. увеличение интенсивности излучения не превышало 11,8 Вт/м<sup>2</sup>. Под повышением средней радиационной температуры следует понимать разность средней радиационной температуры на уровне головы при действии лучистого отопления и при перерыве в его работе.

Применяемая на практике диаграмма Кренко (рис. 17.6) включает в себя также результаты работы Коллмара и Лизе.



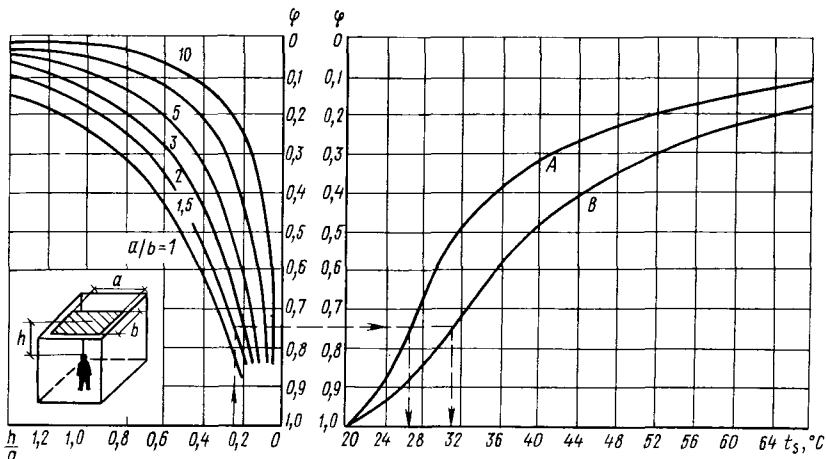


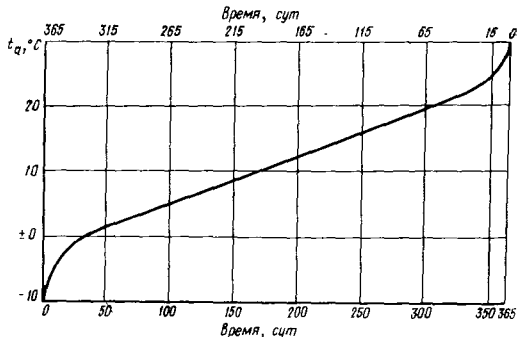
Рис. 17.6. Диаграмма оценки теплоощущения при лучистом потолочном отоплении (по данным Кренко, Коллмара и Лизе)

На этой диаграмме кривая *A* дает физиологически приемлемое теплоощущение для спокойно сидящих людей, а кривая *B* соответствует физиологически допустимому теплоощущению при кратковременном облучении стоящих людей.

В Венгрии такое толкование апробировано на практике — за последние 20 лет все установки лучистого отопления рассчитывались на основании этой диаграммы, причем 90% расчетов проводилось по кривой *B*. В связи с тем, что в ходе расчетов возникало немало проблем, в Венгрии диаграмма была усовершенствована.

### 17.3. Применение метода Кренко при меньших коэффициентах облученности (диаграмма Мачкаши)

Диаграмма Кренко дает значения температуры поверхности отопительного прибора при коэффициенте облученности  $\varphi \geq 0,2$ , т. е. для проектирования потолочного отопления жилых и административных зданий и лечебных учреждений. Необходимо отметить, что значения температуры поверхности отопительного прибора, благоприятные с точки зрения теплоощущения (кривая *A*), только в исключительных случаях обеспечивают одновременно и компенсацию теплотерь помещений. Часто бывает недостаточна и температура, обеспечивающая допустимое теплоощущение (кривая *B*). В связи с этим большинство исследователей довольствуется тем, что получаемая по диаграмме температура может быть достаточна для покрытия теплотерь до температуры наружного воздуха  $t_a = 0 - 5^\circ\text{C}$ , в то время как при более низкой температуре наружного воздуха приходится переходить за температурный уровень, соответствующий приятному теплоощущению. В подтверждение этого ссылаются на частоту повторяемости температуры наружного воздуха, несомненно доказывающую, что



в Венгрии число дней с температурой  $t_a < 0 - 5^\circ\text{C}$  мало (рис. 17.7).

Диаграмма Кренко дает очень мало исходных точек для применения греющих поверхностей с высокой температурой, поэтому необходимо было проверить, при какой температуре головы (индекс  $K_o$ ) и каком тепловыделении данные диаграммы в пределах  $\varphi_{K_o-S} = 0,7 - 0,2$  обеспечивают тепловой баланс головы, и в соответствии с полученным уравнением теплового баланса дополнить диаграмму областью с коэффициентами облученности  $\varphi_{K_o-S} = 0,2 - 0,001$ .

Тепловой баланс макушки головы при применении лучистых отопительных приборов, расположенных над головой, может быть выражен зависимостью

$$Q_{K_o} = A_{K_o} C \{ \varphi_{K_o-S} [(T_{K_o}/100)^4 - (T_{\text{Вт.}}/100)^4] + \varphi_{K-N} [(T_{K_o}/100)^4 - (T_N/100)^4] \} + A_{K_o} \alpha_{K_o c} (t_{K_o} - t_i) \text{ Вт.} \quad (17.1)$$

Это уравнение целесообразно применять, относя его правую и левую части к  $1 \text{ м}^2$  поверхности головы, т. е. деля обе части на  $A_{K_o}$ . Второй член (т. е. конвективная теплоотдача) при температуре воздуха  $t_i = 18^\circ\text{C}$  и поверхности головы  $t_{K_o} = 31,5^\circ\text{C}$ , соответствующих приятному теплоощущению, равен

$$q_{K_o c} = \alpha_{K_o c} (t_{K_o} - t_i) = 4,1(31,5 - 18,0) = 55 \text{ Вт/м}^2.$$

Для расчета лучистого теплообмена температуру необогреваемых поверхностей над плоскостью головы  $t_N$  можно принять равной  $16^\circ\text{C}$ . К этим поверхностям (в помещениях с большими теплопотерями) относятся поверхности наружной стены и окна, а также поверхность потолка, считающаяся наружной. (Если бы эти поверхности не были наружными, то и теплопотери были бы меньше, и тогда необходимая температура греющей поверхности не превысила бы допустимую с точки зрения физиологии). Ниже приведен расчет температуры поверхности потолка при коэффициенте теплопередачи перекрытия  $k = 1,16 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ :

$$t_M = t_i - q_M(1/\alpha_M) = t_i - (k_M/\alpha_M)(t_i - t_a)^\circ\text{C}; \quad (17.2)$$

получаем

$$t_M = 19 + 1,16/10,4 (19 + 15) = 15,21^\circ\text{C}^1.$$

Таким образом, принятое ранее допущение приблизительно верно. Согласно рис. 17.6, при любой паре величин  $\varphi_{K_o-S}$  и  $\varphi_{K_o-N} = 1 - \varphi_{K_o-S}$  кривой *B* на диаграмме Кренко соответствует температура  $t_S$ , при которой удельное количество теплоты, выделяемой излучением, будет неизменно равно  $q_{K_{os}} = 20,6 \text{ Вт/м}^2$ . Например, значению  $\varphi_{K_o-S} = 0,23$  соответствует  $t_S = 60^\circ\text{C}$ . При этом по зависимости (17.1) можно получить

$$q_{K_{os}} = 5,22 \left\{ 0,23 \left[ \left( \frac{273 + 31,5}{100} \right)^4 - \left( \frac{273 - 60}{100} \right)^4 \right] + 0,77 \left[ \left( \frac{273 + 31,5}{100} \right)^4 - \left( \frac{273 + 16}{100} \right)^4 \right] \right\} = 20,6 \text{ Вт/м}^2.$$

В расчете принято, что

$$C = \frac{1}{1/C_{K_o} + (A_{K_o}/A_N) 1/C_N - 1/C_S} \approx C_{K_o} = 5,22 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K}^4). \quad (17.3)$$

При этом полное удельное тепловыделение макушки головы составит

$$q_{K_o} = q_{K_{os}} + q_{K_{oc}} = 20,6 + 55 = 75,6 \text{ Вт/м}^2.$$

что значительно превышает полное удельное тепловыделение тела человека в среднем. Так, для сидящего или выполняющего умственную работу человека эта величина находится в пределах 53—55 Вт/м<sup>2</sup>.

Зная среднее лучистое тепловыделение макушки головы, обеспечивающее удовлетворительное самочувствие при температуре воздуха в помещении  $t_l = 18^\circ\text{C}$ , допустимую при различных коэффициентах облученности  $\varphi_{K_o-S}$  температуру поверхности отопительных приборов можно установить, пользуясь уравнением

$$q_{K_{os}} = 20,6 = 5,22 \left\{ \varphi_{K_o-S} \left[ 3,054^4 - (T_S/100)^4 \right] + \varphi_{K_o-N} (3,054^4 - 2,89^4) \right\}$$

откуда

$$t_S = 100 \left( 16,214 \frac{\varphi_{K_o-N}}{\varphi_{K_o-S}} + 85,97 - \frac{3,943}{\varphi_{K_o-S}} \right)^{1/4} - 273 \quad (17.4)$$

Приведенное в табл. 17.1 сопоставление величин, получаемых в интервале  $\varphi_{K_o-S} = 0,7 - 0,23$  по зависимости 17.4 и диаграмме Кренко, доказывает возможность применения данной зависимости в указанном интервале значений коэффициентов облученности.

Пользуясь зависимостью (17.4), можно определить и при меньших

<sup>1</sup> Если в формулу подставить  $t_i = t_l = 18^\circ\text{C}$ , как было принято ранее, то  $t_M = 14,3^\circ\text{C}$ , что дальше от принятого допущения  $t_N = 16^\circ\text{C}$  (Примеч. науч. ред.).

ТАБЛИЦА 17.1. ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА ПОВЕРХНОСТИ ЛУЧИСТЫХ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ В ЖИЛЫХ И АДМИНИСТРАТИВНЫХ ЗДАНИЯХ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ КОЭФФИЦИЕНТАХ ОБЛУЧЕННОСТИ

$\varphi_{K_o-S}$	$\varphi_{K_o-N}$	$t_s, ^\circ\text{C}$	
		по диаграмме Кренко	по зависимости (17.4)
0,7	0,3	32,4	32,66
0,6	0,4	35,4	35,30
0,5	0,5	39,0	38,62
0,4	0,6	44,0	43,70
0,3	0,7	51,4	51,40
0,23	0,77	60,0	60,00

коэффициентах облученности  $\varphi_{K_o-S}$  значения  $t_s$ , при которых тепло-выделение макушки, а значит, и всей головы, более всего чувствительной к тепловым воздействиям, может осуществляться в условиях, обеспечивающих приятное теплоощущение. При этом открылась возможность внедрить в жилых и административных помещениях более дешевые ленточную или плинтусную системы потолочного отопления, или при соответствующих условиях применять отопительные экраны. На рис. 17.8 приведена отсутствующая в диаграмме Кренко часть кривой *B*, вычисленная по зависимости (17.4) для  $\varphi_{K_o-S}=0,23-0,01$ .

В крупных одноэтажных промышленных зданиях, имеющих постоянные рабочие места, внутреннюю температуру следует поддерживать на уровне, определяемом характером работы, обеспечивая тем самым теплоотдачу тела человека, соответствующую приятному самочувствию. Тогда зависимость (17.4) может быть обобщена для использования при любой температуре воздуха. Для этого полное удельное тепловыделение макушки головы человека на основании уравнения (17.1) может быть описано зависимостью

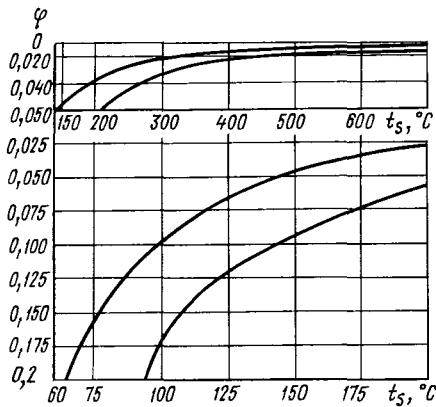
$$q_{K_o} = q_{K_{os}} + q_{K_{oc}} = \dot{C} \left\{ \varphi_{K_o-S} \left[ \left( \frac{T_{K_o}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_S}{100} \right)^4 \right] + \varphi_{K_o-N} \left[ \left( \frac{T_{K_o}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_N}{100} \right)^4 \right] \right\} + \alpha_{K_{oc}} (t_{K_o} - t_l) \text{ Вт/м}^2. \quad (17.5)$$

Отсюда допустимая температура на поверхности лучистого отопительного прибора

$$t_s = 100 \left[ \left( \frac{T_{K_o}}{100} \right)^4 \frac{1}{\varphi_{K_o-S}} - \frac{\varphi_{K_o-N}}{\varphi_{K_o-S}} \left( \frac{T_N}{100} \right)^4 - \frac{q_{K_o} - \alpha_{K_{oc}}(t_{K_o} - t_l)}{C\varphi_{K_o-S}} \right]^{1/4} - 273 ^\circ\text{C}. \quad (17.6)$$

В отношении допустимой температуры макушки имеется меньше данных. Если ее, на основании данных Лизе (98), отождествить с температурой лба, то в соответствующее выражение можно будет подставить температуру  $33^\circ\text{C}$ , поскольку температура лба, согласно данным измерений, в течение дня остается в среднем не менее

Рис. 17.8. Область допустимой температуры поверхности отопительного экрана, расположенного в крупном одноэтажном промышленном здании



этого значения. При выполнении работ, требующих больших физических усилий, средняя теплоотдача с поверхности головы больше значения  $q_{K_0} = 70 \text{ Вт/м}^2$ , получаемого по диаграмме Кренко. При работе в механической мастерской или, например, для выполнения работы на монтажном участке теплоотдача, принимаемая в расчете, колеблется от  $93 \text{ Вт/м}^2$  до  $116 \text{ Вт/м}^2$ . Указанные значения теплоотдачи обеспечиваются при температуре воздуха  $t_l = 14 - 15^\circ\text{C}$  и, соответственно,  $12^\circ\text{C}$ . При этом температура необогреваемых конструкций над головой принимается  $t_N = 9 - 10^\circ\text{C}$  и, соответственно,  $7 - 8^\circ\text{C}$ .

Приведенная зависимость может быть использована для вычисления как допустимой температуры отопительных экранов, обогреваемых паром или горячей (перегретой) водой, так и температуры инфракрасных излучателей.

#### 17.4. Метод Фангера

При использовании метода Фангера в теле человека не выделяют какие-либо части и рассматривают излучение, достигающее всего тела. Довольно сложно определяемую площадь поверхности тела человека Фангер вычислил с помощью оптических средств. Им же разработаны рассмотренные в п. 3.5 зависимости и диаграммы для расчета излучения, доходящего до поверхности тела человека.

Для иллюстрации практического применения этого метода приведем из книги Фангера пример расчета теплоощущения человека, стоящего в определенном положении (рис. 17.9). Результаты расчетов сведены в табл. 17.2. Зная коэффициент облученности, излучающую поверхность и температуру тела человека, можно определить теплоступление на него, а в ряде случаев и теплоотдачу в направлении холодных стен. В то же время, зная работу, выполняемую испытуемыми, и вырабатываемую при этом внутреннюю теплоту, а также ряд других важных параметров, можно сравнительно легко,

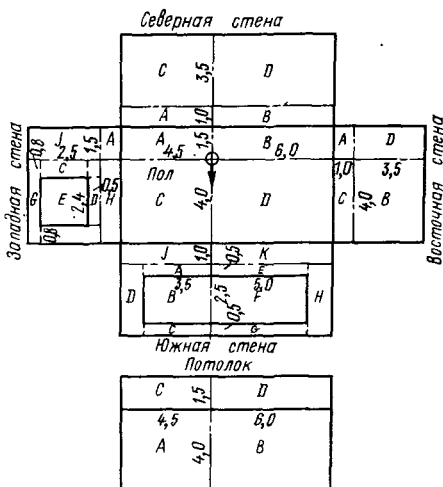
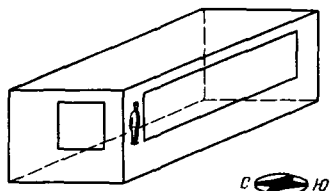
Таблица 17.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ОБЛУЧЕННОСТИ ДЛЯ СТОЯЩЕГО ЧЕЛОВЕКА (см. рис. 17.9)

Северная стена	$\varphi_{p-ABC} = \varphi_{p-A} + \varphi_{p-B} + \varphi_{p-C} + \varphi_{p-D}$ $\varphi_{p-A} \quad (b/c; a/c) = (0,67; 3,00) 0,056$ $+ \varphi_{p-B} \quad (0,67; 4,00) 0,057$ $+ \varphi_{p-C} \quad (2,33; 3,00) 0,094$ $+ \varphi_{p-D} \quad (2,33; 4,00) 0,097 \quad 0,304$
Восточная стена	$\varphi_{p-ABC} = \varphi_{p-A} + \varphi_{p-B} + \varphi_{p-C} + \varphi_{p-D}$ $\varphi_{p-A} \quad (b/c; a/c) = (0,17; 0,25) 0,003$ $+ \varphi_{p-B} \quad (0,58; 0,67) 0,022$ $+ \varphi_{p-C} \quad (0,17; 0,67) 0,007$ $+ \varphi_{p-D} \quad (0,58; 0,25) 0,009 \quad 0,041$
Южная стена: окно остаток стены	$\varphi_{p-B} = \varphi_{p-EF} - \varphi_{p-E} + \varphi_{p-AB} - \varphi_{p-A}$ $\varphi_{p-EF} \quad (b/c; a/c) = (0,75; 1,25) 0,049$ $+ \varphi_{p-AB} \quad (0,76; 0,88) 0,043$ $- \varphi_{p-E} \quad (0,13; 0,25) 0,010$ $- \varphi_{p-A} \quad (0,13; 0,88) 0,009 \quad 0,073$ $\varphi_{p-ACDEGHJK} = \varphi_{p-J} + \varphi_{p-K} + \varphi_{p-EFGH}$ $+ \varphi_{p-ABCD} - \varphi_{p-BF}$ $\varphi_{p-J} \quad (b/c; a/c) = (0,25; 1,13) 0,020$ $+ \varphi_{p-K} \quad (0,25; 1,50) 0,022$ $+ \varphi_{p-EFGH} \quad (0,88; 1,50) 0,059$ $+ \varphi_{p-ABCD} \quad (0,88; 1,13) 0,052$ $- \varphi_{p-BF} \quad 0,073 \quad 0,080$
Западная стена: окно остаток стены	$\varphi_{p-E} = \varphi_{p-BCDE} + \varphi_{p-B} - \varphi_{p-B} - \varphi_{p-BC}$ $\varphi_{p-BCDE} \quad (b/c; a/c) = (0,67; 0,71) 0,026$ $+ \varphi_{p-B} \quad (0,11; 0,18) 0,001$ $- \varphi_{p-B} \quad (0,11; 0,71) 0,005$ $- \varphi_{p-BC} \quad (0,67; 0,18) 0,007 \quad 0,015$ $\varphi_{p-ABCD FCH} = \varphi_{p-A} + \varphi_{p-H}$ $+ \varphi_{p-J} + \varphi_{p-BCDEFG} - \varphi_{p-E}$ $\varphi_{p-A} \quad (b/c; a/c) = (0,22; 0,33) 0,005$ $+ \varphi_{p-H} \quad (0,22; 0,89) 0,012$ $+ \varphi_{p-J} \quad (0,78; 0,33) 0,014$ $+ \varphi_{p-BCDEFG} \quad (0,78; 0,89) 0,037$ $- \varphi_{p-E} \quad 0,015 \quad 0,053$
Пол	$\varphi_{p-ABC} = \varphi_{p-A} + \varphi_{p-B} + \varphi_{p-C} + \varphi_{p-D}$ $\varphi_{p-A} \quad (b/c; a/c) = (1,50; 4,50) 0,063$ $+ \varphi_{p-B} \quad (1,50; 6,0) 0,065$ $+ \varphi_{p-C} \quad (4,00; 4,50) 0,092$ $+ \varphi_{p-D} \quad (4,00; 6,00) 0,091 \quad 0,311$
Потолок	$\varphi_{p-ABC} = \varphi_{p-A} + \varphi_{p-B} + \varphi_{p-C} + \varphi_{p-D}$ $\varphi_{p-A} \quad (b/c; a/c) = (1,14; 1,29) 0,038$ $+ \varphi_{p-B} \quad (1,14; 1,71) 0,043$ $+ \varphi_{p-C} \quad (0,43; 1,29) 0,015$ $+ \varphi_{p-D} \quad (0,43; 1,71) 0,017 \quad 0,113$

$\varphi_p$  — все поверхности

0,990

Рис. 17.9. Условные обозначения для примера расчета помещения с двумя наружными стенами (по данным Фангера)



не пользуясь уравнениями комфорта, определить условия теплового равновесия.

Для непосредственного определения лучистого теплообмена Фангер применял зависимость, упрощенную на основании исследований Геджа, Раппа, Харди и Столвийка:

$$R = 3,94 \cdot 10^{-8} A_{Dulcl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_{ks} + 273)^4] \text{ Вт.} \quad (17.7)$$

Для более точного, чем по зависимости (14.4), вычисления средней радиационной температуры Фангер исходил из следующих теоретических предпосылок.

Излучение любого тела можно определить по формуле

$$B = \varepsilon \sigma T^4 + \rho H, \quad (17.8)$$

где  $\varepsilon$  и  $\sigma$  известны из зависимости (14.15);  $\rho$  — коэффициент отражения для серого тела, равный  $1 - \varepsilon$ ;  $H$  — энергия, падающая на единицу поверхности тела за единицу времени.

Рассмотрим зависимость

$$\varepsilon_E \sigma (T_{ks}^4 - T_{cl}^4) = \varepsilon_E [B_1 \Phi_{E-1} + B_2 \Phi_{E-2} + \dots + B_N \Phi_{E-N}] - \varepsilon_E \sigma T_{cl}^4, \quad (17.9)$$

где  $\varepsilon_E$  — излучательная способность тела человека;  $\Phi$  — угловой коэффициент или коэффициент облученности между человеком и определенной поверхностью.

Можно отметить, что лучистый теплообмен человека с воображаемой черной окружающей поверхностью с температурой, равной средней радиационной, должен быть равен поглощаемой доле энергии, излучаемой окружающими поверхностями, за вычетом собственного излучения человека. Используя зависимость (17.9), среднюю радиационную температуру можно определить по формуле

$$T_{rs}^4 = \frac{1}{\sigma} (B_1 \Phi_{E-1} + B_2 \Phi_{E-2} + \dots + B_N \Phi_{E-N}), \quad (17.10)$$

из которой видно, что температура на поверхности одежды не влияет на среднюю, радиационную температуру.

Так как определение величины  $B$  затруднительно, формулу (17.10) можно упростить, заменяя  $B$  абсолютной температурой данной поверхности, т. е.

$$T_{rs}^4 = T_1^4 \Phi_{E-1} + T_2^4 \Phi_{E-2} + \dots + T_N^4 \Phi_{E-N}. \quad (17.11)$$

При небольших разностях температуры на поверхностях среднюю радиационную температуру можно вычислять и по более простой зависимости

$$T_{rs} = T_1 \Phi_{E-1} + T_2 \Phi_{E-2} + \dots + T_N \Phi_{E-N}. \quad (17.12)$$

### 17.5. Расчет теплоощущения при использовании лучистых отопительных приборов, считающихся точечными или рассматриваемых как элементарные площадки

При конструировании и расчете системы отопления для помещений крупных размеров (прежде всего для одноэтажных промышленных зданий) часто возникает необходимость отапливать лишь определенную часть пространства. С этой целью применяют газовые или электрические (либо работающие на масле) инфракрасные излучатели. Их необходимо оценивать с точки зрения теплоощущения, поскольку они имеют сравнительно высокую температуру поверхности и обеспечивают большое количество излучаемой теплоты. Некоторые конструктивные решения таких систем уже рассмотрены в разделе II. Д. Лендвел [101] составил программу для ЭВМ, предназначенную для оценки теплоощущения. Применяя эту программу, можно с учетом размеров и положения инфракрасных излучателей вычислить энергию, испускаемую одним или несколькими излучателями на одну или несколько точек. Для примера на рис. 17.10 даны кривые интенсивности излучения газового инфракрасного излучателя типа «Solaronics», расположенного на высоте 5 м под углом 30° (рис. 17.10, а) и 45° (рис. 17.10, б).

Оценить теплоощущение в этом случае можно с помощью рис. 17.8, определив коэффициент облученности на основании п. 3.1 и отнесенное к поверхности головы количество излучаемой теплоты.

Фангер для расчета теплоощущения при использовании точечного высокотемпературного источника предложил следующую зависимость:



$$\varepsilon \sigma A_{eff}(T_{cl}^4 - T_{ks}^4) = \varepsilon \sigma A_{eff}(T_{cl}^4 - T_{nks}^4) - A_E \alpha_{as} q_s, \quad (17.13)$$

где  $T_{nks}$  — средняя радиационная температура на нагретых поверхностях (в данном случае — пола) под действием лучистого отопительного прибора;  $q_s$  — удельное количество излучаемой теплоты;  $\alpha_{as}$  — абсорбционный коэффициент поглощения.

Остальные коэффициенты уже известны из выражений (14.15) и (14.16).

Согласно зависимости (17.13), лучистое тепловыделение человека в направлении абсолютно черной окружающей среды со средней радиационной температурой должно быть равно потерям лучистой теплоты в направлении окружающей среды, уже до некоторой степени нагретой лучистым отопительным прибором, за вычетом теплоты, полученной от лучистого отопительного прибора. Таким образом, можно записать:

$$T_{ks} = \left[ T_{nks}^4 + \frac{A_E \alpha_{as} q_s}{A_{eff} \varepsilon \sigma} \right]^{0,25}, \quad (17.14)$$

Поскольку отношение нормальной и эффективной поверхностей человека определяются известным проекционным коэффициентом поверхности  $f_p = A_E / A_{eff}$ , формулу (17.14) можно переписать в виде

$$T_{ks} = [T_{nks}^4 + 0,179 \cdot 10^8 f_p \alpha_{as} q_s]^{0,25}. \quad (17.15)$$

Эта зависимость при значении  $f_p = 0,97$  графически изображена на рис. 17.11.

Данные относительно коэффициента поглощения  $\alpha_{as}$  для кожи и одежды можно найти в работах Харди (85), Харнетта и Риса [144]. Однако для практического применения более приемлемы данные Раппа и Геджа, согласно которым при излучении, имеющем температуру 1200 К, например, при работе газового инфракрасного излучателя, рекомендуется принимать численное значение  $\alpha_{as}$ , равное 0,95 для одетого и 0,9 для обнаженного человека, а при использовании излучателя с температурой 2500 К — соответственно 0,65 и 0,8.

Ниже приведен пример оценки теплоощущения при работе газового инфракрасного излучателя [101].

**Пример.** С помощью упоминавшейся выше программы для ЭВМ была выбрана точка (рис. 17.12), наименее благоприятная в отношении теплоощущения, где на уровне макушки головы интенсивность излучения максимальна. Испытуемого поставили на это место и контролировали его теплоощущение. В результате проведения экспериментов были определены следующие параметры.

1. Максимальная температура, допустимая на поверхности лучистого отопительного прибора, на основании метода Мачкаши (см. гл. 3).

При вычислении коэффициентов облученности, отнесенных к макушке головы, воспользовались следующими приближениями:

вместо действительного наклонного положения излучателей вдоль боковых стен принимали во внимание их горизонтальную проекцию;

вместо действительной греющей поверхности излучателей размером  $a \times b$  ис пользовали равный по площади квадрат размером  $a \times a$ .

Излучатели 1 и 2 ( $\alpha = 40^\circ$ ):  $H = 5,2$  м,  $a \times b = 0,2 \times 0,6$  м, проекция  $a' \times b' = 0,15 \times 0,6$  м; квадратный излучатель:  $a \times a = 0,3 \times 0,3$  м.

Излучатель 3 ( $\alpha = 0^\circ$ ):  $H = 9,3$  м,  $a \times b = 0,2 \times 1,21$  м, квадратный излучатель:  $a \times a = 0,49 \times 0,49$  м.

Уровень макушки головы человека: + 1,70 м. Действительные расстояния между макушкой головы и излучателями

$$R_1 = \sqrt{3^2 + 1^2 + (5,2 - 1,7)^2} = 4,72 \text{ м};$$

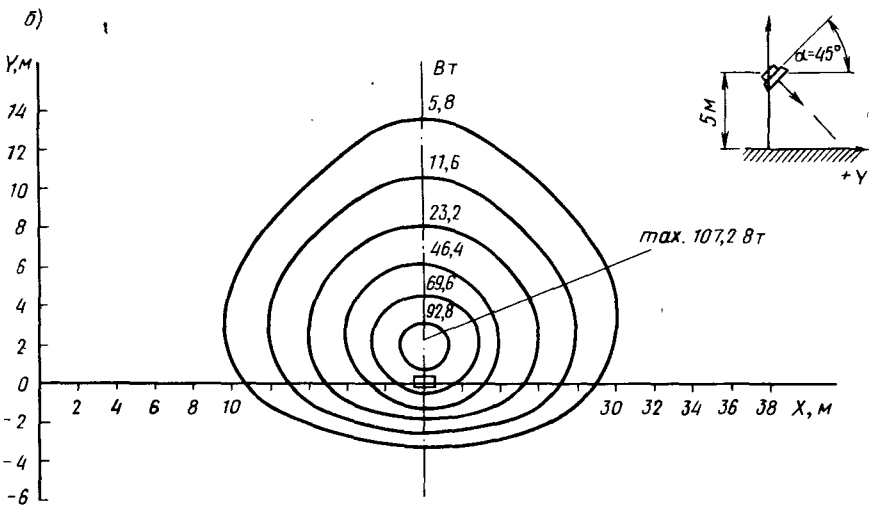
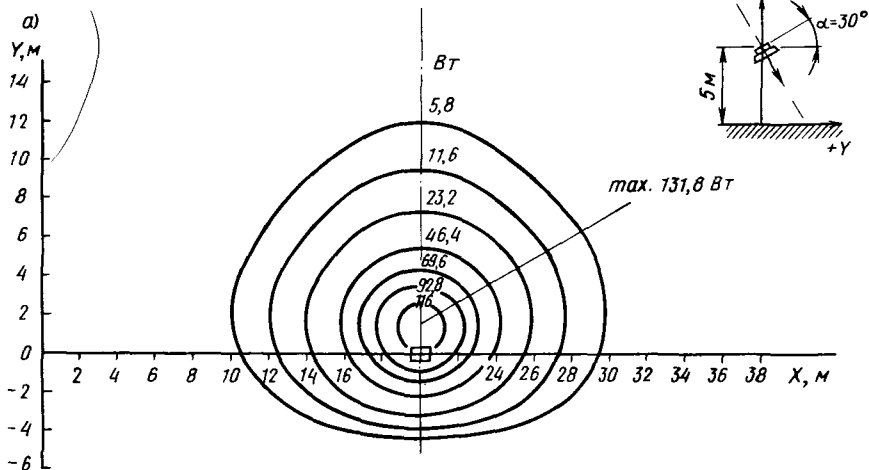


Рис. 17.10. Распределение интенсивности излучения инфракрасного излучателя типа «Solaronics 60F» действующего на газовом топливе (по данным Лендьеля)

зона B: так же, как A,  $\varphi = 0,005$ ;

зона C:  $a = 6$ ,  $b = 18$ ,  $c = 11$ ,  $a/c = 0,54$ ,  $b/c = 1,6$ ,  $\varphi = 0,022$ ;

зона D: так же, как C,  $\varphi = 0,022$ .

Пол:

зона A:  $a = 6$ ,  $b = 2,2$ ,  $c = 1$ ,  $a/c = 6$ ,  $b/c = 2,2$ ,  $\varphi = 0,082$ ;

зона B: так же, как A,  $\varphi = 0,082$ ;

зона C:  $a = 6$ ,  $b = 18$ ,  $c = 1$ ,  $a/c = 6$ ,  $b/c = 18$ ,  $\varphi = 0,15$ ;

зона D: так же, как C,  $\varphi = 0,15$ .

Расчет температуры внутренней поверхности ограждений  $N$  при температуре воздуха в помещении  $13^\circ\text{C}$ , проводили по формуле

$$t_N = t_l - (k/\alpha)(t_l - t_a).$$

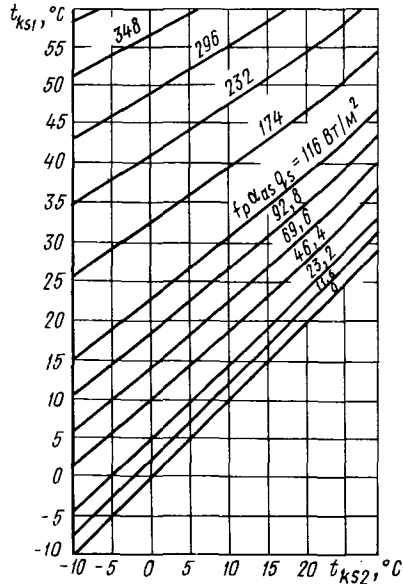


Рис. 17.11. Определение количества лучистой теплоты, поглощаемой телом человека (по данным Фангера)

$t_{ks1}$  — средняя радиационная температура теплового потока, направленного на человека.  
 $t_{ks2}$  — средняя радиационная температура при отсутствии теплового излучения;  $f_p \alpha_{as} Q_s$  — поглощаемое тепловое излучение

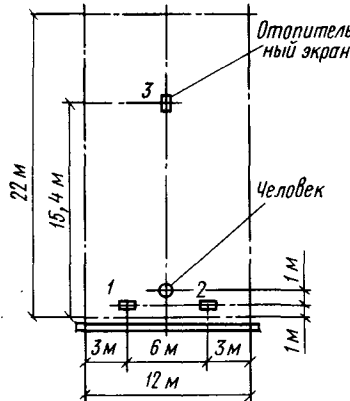
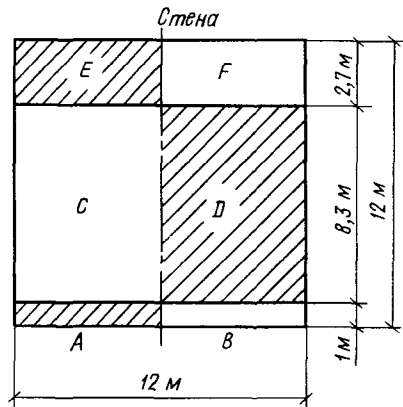
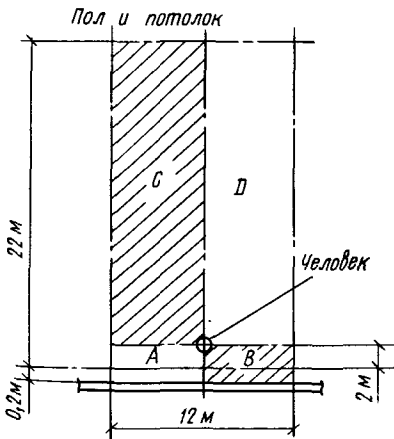


Рис. 17.12. Данные для определения коэффициента облученности (к примеру Лендьела)

Рис. 17.13. Разбивка на зоны пола, потолка и стены при определении коэффициента облученности (к примеру Лендьела)



Паралет:

$$t_N = 13 - (1,7/7)[13 - (-15)] = 6,2^\circ\text{C},$$

окно и стеклопакет марки «Копилит»:

$$t_N = 13 - (2,6/7)[13 - (-15)] = 2,6^\circ\text{C}.$$

$$R_2 = 4,72 \text{ м};$$

$$R_3 = \sqrt{(9,3 - 1,7)^2 + 13,4^2} = 15,4 \text{ м}.$$

Коэффициент облученности:

$$\varphi = \frac{2}{\pi} \left[ \frac{(h/a)^2 - (R/a)^2}{[(h/a)^2 + (R/a)^2]^2 - 4(R/a)^2} + \frac{1}{(h/a)^2 + (R/a)^2} \right] \quad (17.16)$$

Для излучателей 1 и 2:  $R = 4,72 \text{ м}$ ,  $a = 0,30 \text{ м}$ ,  $R_1/a = 4,72/0,30 = 15,73$ ;  
 $h = 5,2 - 1,7 = 3,5 \text{ м}$ ,  $h/a = 3,5/0,3 = 11,67$ ;

$$\varphi_1 = \varphi_2 = \frac{2}{\pi} \left[ \frac{11,67^2 - 15,73^2}{(11,67^2 + 15,73^2)^2 - 4 \cdot 15,73^2} + \frac{1}{11,67^2 + 15,73^2} \right] = 1,175 \cdot 10^{-3}$$

Для излучателя 3:  $R_3 = 15,4 \text{ м}$ ,  $a = 0,49$ ,  $R_3/a = 15,4/0,49 = 31,4$ ,  $h = 9,3 - 1,7 = 7,6 \text{ м}$ ,  
 $h/a = 7,6/0,49 = 15,5$ ;

$$\varphi_3 = \frac{2}{\pi} \left[ \frac{15,5^2 - 31,4^2}{(15,5^2 + 31,4^2)^2 - 4 \cdot 31,4^2} + \frac{1}{15,5^2 + 31,4^2} \right] = 2,026 \cdot 10^{-4},$$

Коэффициент облученности, отнесенный к макушке головы.

$$\varphi_{\text{ко-с}} = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = 1,175 \cdot 10^3 + 1 \cdot 175 \cdot 10^{-3} + 2,026 \cdot 10^{-4} = 2,553 \cdot 10^{-3}.$$

Максимальная температура, допустимая на поверхности лучистого отопительного прибора при  $t_i = 13^\circ \text{C}$ , согласно зависимости (1.7), равна

$$t_s = 100 \left[ \left( \frac{306}{100} \right)^4 \frac{1}{2,553 \cdot 10^{-3}} - \frac{0,9974}{2,553 \cdot 10^{-3}} \left( \frac{279}{100} \right)^4 - \frac{116 - 4,1(33 - 13)}{5,22 \cdot 2,553 \cdot 10^{-3}} \right]^{1/4} - 273 = 700^\circ \text{C}.$$

В результате расчета допустимая максимальная температура поверхности отопительного прибора получилась ниже, чем фактическая температура поверхности газовых инфракрасных излучателей. Однако это действительно только для наименее благоприятной точки расположения человека. Обычно человек не находится на этом месте в течение длительного времени (непосредственно вдоль боковой стены рабочие места располагать нецелесообразно). При рассмотрении прочих точек промышленного здания можно обнаружить, что значение коэффициентов облученности изменяется и вследствие этого возрастает температура, допустимая на поверхности излучателей. Очень часто значение, вычисленное для критической точки, не отличается от допустимого, и поэтому данные излучатели можно считать приемлемыми.

2. Контроль теплоощущения путем расчета площади поверхности всего тела человека и лучистого теплообмена между различно размещенными плоскостями по Фангеру.

Расчет коэффициентов облученности между человеком и ограждающими поверхностями для отдельных зон (рис. 17.13) проводился следующим образом.

*Стена:*

зона А:  $a = 6$ ,  $b = 1$ ,  $c = 2,2$ ,  $a/c = 2,7$ ,  $b/c = 0,45$ ,  $\varphi = 0,038$ ;

зона В: так же, как А,  $\varphi = 0,038$ ;

зона С:  $a = 6$ ,  $b = 8,3$ ,  $c = 2,2$ ,  $a/c = 2,7$ ,  $b/c = 3,7$ ,  $\varphi = 0,097$ ;

зона D: так же, как С,  $\varphi = 0,097$ ;

зона E:  $a = 6$ ,  $b = 11$ ,  $c = 2,2$ ,  $a/c = 2,7$ ,  $b/c = 5$ ,  $\varphi = 0,094$ ;

$a = 6$ ,  $b = 8,3$ ,  $c = 2,2$ ,  $a/c = 2,7$ ,  $b/c = 3,8$ ,  $\varphi = -0,092$

$$\varphi = 0,002$$

зона F: так же, как E,  $\varphi = 0,002$ .

*Потолок:*

зона А:  $a = 6$ ,  $b = 2,2$ ,  $c = 11$ ,  $a/c = 0,54$ ,  $b/c = 0,2$ ,  $\varphi = 0,005$ ;

**Токкрытие и крыша:** при температурном градиенте в помещении  $0,7^\circ\text{C}/\text{м}$  температура под крышей равна  $13 + 10 \cdot 0,7 = 20^\circ\text{C}$ :

$$t_N = 20 - (0,8/9) [20 - (-15)] = 16,9^\circ\text{C}.$$

Лучистый теплообмен между человеком и поверхностями ограждающих конструкций, если принять среднюю температуру человеческого тела равной  $27^\circ\text{C}$ , описывается зависимостью

$$q = C\varphi[(T_E/100)^4 - (T_N/100)^4].$$

В направлении парапета:

$$\varphi = 2 \cdot 0,038 = 0,076, \quad t_N = 6,2^\circ\text{C};$$

$$q = 5,23 \cdot 0,076 \left[ \left( \frac{300}{100} \right)^4 - \left( \frac{279,2}{100} \right)^4 \right] = 8,0 \text{ Вт/м}^2.$$

В направлении окон и стеклопакетов

$$\varphi = 2 \cdot 0,097 = 0,194, \quad t_N = 2,6^\circ\text{C};$$

$$q = 5,23 \cdot 0,194 \left[ \left( \frac{300}{100} \right)^4 - \left( \frac{275,6}{100} \right)^4 \right] = 23,1 \text{ Вт/м}^2.$$

В направлении покрытия:

$$\varphi = 2 \cdot 0,002 = 0,004; \quad t_N = 16,9^\circ\text{C};$$

$$q = 5,23 \cdot 0,004 \left[ \left( \frac{300}{100} \right)^4 - \left( \frac{289,9}{100} \right)^4 \right] = 0,32 \text{ Вт/м}^2.$$

В направлении крыши:

$$\varphi = 2 \cdot 0,005 + 2 \cdot 0,022 = 0,054; \quad t_N = 16,9^\circ\text{C};$$

$$q = 5,23 \cdot 0,054 \left[ \left( \frac{300}{100} \right)^4 - \left( \frac{300}{100} \right)^4 \right] = 2,9 \text{ Вт/м}^2.$$

В направлении пола, принимая температуру его поверхности равной  $22^\circ\text{C}$ :

$$\varphi = 2 \cdot 0,082 + 2 \cdot 0,15 = 0,464; \quad t_N = +22^\circ\text{C};$$

$$q = 5,23 \cdot 0,464 \left[ \left( \frac{300}{100} \right)^4 - \left( \frac{295}{100} \right)^4 \right] = 12,8 \text{ Вт/м}^2.$$

Общая лучистая теплоотдача человека в направлении ограждающих конструкций

$$Q_s = 8,0 + 23,4 + 0,32 + 2,9 + 12,8 = 47,42 \text{ Вт/м}^2.$$

### 3. Тепловосприятие человека от инфракрасных излучателей.

Расчет тепловосприятия человека от отдельных излучателей при их расположении, указанном в п. 1, выполнялся также на основе методов Фангера.

При вычислениях было сделано предположение, что каждый излучатель представляет собой элемент поверхности воображаемой вокруг человека сферы радиусом  $r_m$ . Площадь данной элементарной поверхности  $dA_2$  намного меньше площади поверхности сферы, поэтому погрешность вычислений будет незначительной. Коэффициенты облученности между излучателем и человеком вычисляют по формуле

$$\Psi_{dA_2 - E} = A_E / \pi r_m^2,$$

где  $A_E$  — элемент поверхности человека, перпендикулярный нормали к плоскости излучателя,  $\text{м}^2$ ;  $r_m$  — расстояние между человеком и излучателем, м;

$$A_E = \int_P A_{eff},$$

( $i_P$  — проекционный коэффициент поверхности;  $A_{eff}$  — площадь эффективной излучающей поверхности тела, покрытого одеждой,  $m^2$ );

$$A_{eff} = A_{Du} i_{eff}$$

( $A_{Du}$  — поверхность Дюбуа, соответствующая определенной поверхности тела человека); для среднего человека ростом 1,7 м и массой 70 кг.

$$A_{Du} = 0,203 \cdot 40^{0,425} \cdot 1,7^{0,725} = 1,8 \text{ м}^2;$$

$i_{eff}$  — коэффициент поверхности эффективного излучения по Фангеру, равный для стоящих мужчин 0,725, тогда  $A_{eff} = 1,8 \cdot 0,725 = 1,3 \text{ м}^2$ .

Для излучателя 1:

$$r_m = \sqrt{(1^2 + 3)^2 + (5,2 - 0,85)^2} = 5,38 \text{ м},$$

$$\alpha = \arctg(1/3) = 18,4^\circ$$

$$\beta = \arctg \frac{5,2 - 0,85}{\sqrt{3^2 + 1^2}} = 54^\circ \quad \left. \begin{array}{l} i_P = 0,21. \end{array} \right\}$$

$$A_E = 0,21 \cdot 1,3 = 0,273 \text{ м}^2;$$

$$\varphi_{dA_2-E} = \frac{0,273}{3,14 \cdot 5,38^2} = 3 \cdot 10^{-3};$$

$$Q = CA_E \varphi_{dA_2-E} \left[ \left( \frac{T_S}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_E}{100} \right)^4 \right],$$

где  $T_S$  — температура излучающей поверхности, принимаемая равной 1123 К;  $T_E = 292 \text{ К}$  — средняя температура поверхности тела человека, покрытой одеждой и остающейся открытой;

$$Q = 5,22 \cdot 0,273 \cdot 3 \cdot 10^{-3} \left[ \left( \frac{1123}{100} \right)^4 - \left( \frac{292}{100} \right)^4 \right] = 67,7 \text{ Вт.}$$

Для излучателя 2:

$$\alpha = 180 - 18,4 = 161,6^\circ \quad \left. \begin{array}{l} \beta = 54 \\ i_P = 0,20; \end{array} \right\}$$

$$\varphi_{dA_2-E} = \frac{0,26}{3,14 \cdot 5,38^2} = 2,86 \cdot 10^{-3};$$

$$A_E = 0,2 \cdot 1,3 = 0,26 \text{ м}^2;$$

$$Q = 5,22 \cdot 0,26 \cdot 2,86 \cdot 10^{-3} \left[ \left( \frac{1123}{100} \right)^4 - \left( \frac{292}{100} \right)^4 \right] = 61,44 \text{ Вт.}$$

Для излучателя 3:

$$r_m = \sqrt{(9,3 - 0,85)^2 + 13,4^2} = 15,8 \text{ м};$$

$$\alpha = 90^\circ$$

$$\beta = \arctg \frac{9,3 - 0,85}{13,4} = 32,2^\circ \quad \left. \vphantom{\beta} \right\} f_p = 0,21$$

$$A_E = 0,21 \cdot 1,3 = 0,273 \text{ м}^2;$$

$$\varphi_{dA_2-E} = \frac{0,273}{3,14 \cdot 15,8^2} = 3,48 \cdot 10^{-4};$$

$$Q = 5,22 \cdot 0,273 \cdot 3,48 \cdot 10^{-4} \left[ \left( \frac{1123}{100} \right)^4 - \left( \frac{292}{100} \right)^4 \right] = 7,9 \text{ Вт.}$$

Тепловой баланс тела человека можно определить по зависимости (15.6).

Расчет теплового баланса тела человека показывает, что из трех обследованных отопительных экранов в стационарных условиях при температуре воздуха от 10 до 13°С достаточно привести в действие один. Следует заметить, что этот расчет действителен только для наиболее общих условий, так как параметры приятного самочувствия некоторых людей могут отличаться от приведенных.

## 17.6. Теплоощущение при асимметричном тепловом излучении

Рассмотрение асимметричного теплового излучения не связано только с лучистым отоплением, а имеет более общий характер и одновременно является наименее изученным вопросом с точки зрения оценки теплоощущения.

Человека, находящегося в замкнутом пространстве, достигает тепловое излучение из источника с температурой, сравнительно более высокой, чем температура его тела, а вместе с тем происходит тепловое излучение от тела человека в направлении поверхности с более низкой температурой. Часто бывает так, что с одной стороны по отношению к человеку расположена поверхность со сравнительно более высокой температурой, а с другой стороны—с более низкой. При этом с первой поверхности наблюдается лучистое теплопоступление, а в направлении другой—теплоотдача, нередко путем излучения значительного количества теплоты. Таким образом, речь идет о чрезвычайно разносторонней проблеме, к которой относится; в частности, оценка теплоощущения для многих видов лучистого отопления, например, для крупных одноэтажных промышленных зданий. Однако были предприняты и попытки разработать общие методы решения данной проблемы. Ниже рассмотрены три наиболее проверенных метода.

**17.6.1. Метод С. Олесена, П. Фангера и О. Нильсена.** Эти авторы проводили эксперименты по исследованию асимметричного излучения, лишь косвенно связанного с лучистым отоплением [139]. Ими исследована ситуация, когда человек находится между двумя стенами, одна из которых теплая, а другая холодная, причем температура воздуха и других ограждающих конструкций равны между собой. Цель исследований—определить пределы приемлемого теплоощущения. В этих экспериментах обследовались люди, сидящие в купальном костюме, т. е.  $I_{cl}$  равна 0,1 кло. Разница между температурой холодной и теплой стен устанавливалась равной  $\pm 5$ ,  $\pm 10$ .

$\pm 15$ ,  $\pm 20$  и т. д. до  $\pm 40^\circ\text{C}$ . Скорость воздушного потока была менее  $0,1$  м/с.

Результаты были затем распространены на одетых людей. При этом нужно принимать во внимание единицу поверхности кожи, расположенную напротив излучающей поверхности, температура которой ниже или выше температуры кожи. В результате исследований было доказано, что  $5\%$  испытуемых ощущали местный дискомфорт на поверхности кожи, когда среднюю радиационную температуру снижали на  $5^\circ\text{C}$ . Измерения подтвердили, что снижение на  $5^\circ\text{C}$  приводит к снижению температуры кожи на  $1^\circ\text{C}$ . Это соответствует такому тепловому потоку  $\Delta H$ , который равен сумме изменения конвективного  $C$  и лучистого  $R$  тепловыделения кожи. Величина  $\Delta H$  может быть вычислена по уравнению Фангера:

$$\Delta H = \Delta C_0 + \Delta R_0 = 2,4[(32,6 - 28)^{1,25} - (33,6 - 28)^{1,25}] + 3,4 \cdot 10^{-8}(305,6^4 - 296,0^4 - 306,6^4 + 301,0^4) = 12,0 \text{ Вт/м}^2. \quad (17.17)$$

Если поверхность кожи покрыта одеждой, для которой известно значение  $I_{cl}$ , то максимальное снижение температуры на наружной поверхности одежды может быть вычислено следующим образом:

$$\Delta t_{cl} = -\Delta H \cdot 0,155 I_{cl} + \Delta t_{bf} = (-1,9 I_{cl} - 1)^\circ\text{C}. \quad (17.18)$$

Снижение температуры поверхности одежды вызывается снижением температуры  $t_{ks}$ , максимальное значение которого  $\Delta t_{ks}$  может быть определено по зависимостям:

$$\Delta H = \Delta C_1 + \Delta R_1; \quad (17.19)$$

$$\Delta C_1 = f_{cl} \cdot 2,05[(t_{cl} + \Delta t_{cl} - t_l)^{1,25} - (t_{cl} - t_l)^{1,25}]; \quad (17.19a)$$

$$\Delta R_1 = f_{cl} \cdot 3,4 \cdot 10^{-8}[(T_{cl} + \Delta t_{cl})^4 - (T_{ks} + \Delta t_{ks})^4 - T_{cl}^4 + T_{ks}^4]. \quad (17.19b)$$

Принимая во внимание соответствующие значения из диаграмм Фангера ( $\varphi = 50\%$ ,  $t_{cl} = 25,6^\circ\text{C}$  и т. д.), температуру на поверхности одежды можно вычислить следующим образом:

$$t_{cl} = t_{bf} - (H - E - L)0,155 I_{cl} = 33,6 - 7,0 I_{cl}^\circ\text{C}. \quad (17.20)$$

Если предположить, что средняя радиационная температура окружающих поверхностей и температура воздуха равны, то для их вычисления можно применить зависимость

$$t_l = t_{ks} = 28,5 - 5 I_{cl}^\circ\text{C}. \quad (17.21)$$

Подставляя значения, вычисленные из приведенных зависимостей, в уравнение (17.19) и производя некоторые упрощения для определения изменения средней радиационной температуры, еще допустимого с точки зрения теплоощущения, можно использовать выражение

$$\Delta t_{ks} = [5 - 2,4(f_{cl} - 1) + 3,6 I_{cl}]^\circ\text{C}. \quad (17.22)$$



Разница, допустимая между радиационной температурой и температурой источника лучистой теплоты, для человека, находящегося в помещении, может быть в конечном итоге вычислена по следующей приближенной зависимости:

$$\Delta t_w \leq [2,5 - 1,2(f_{cl} - 1) + 1,8I_{cl}/\Phi_{E-w}], \quad (17.23)$$

где  $\Phi_{E-w}$  — коэффициент облученности между человеком и источником лучистой теплоты.

Результаты экспериментов позволили сделать следующие выводы:

а) 50% испытуемых ощущали асимметричное излучение в том случае, если разность радиационной температуры двух противоположных поверхностей составляла  $7,4^\circ\text{C}$  независимо от того, в какую сторону были обращены лицом люди, одетые в купальные костюмы;

б) при температуре воздуха, соответствующей приятному теплоощущению, 5% людей считали снижение радиационной температуры неприятным, если оно составляло  $5^\circ\text{C}$  и более и холодная стена была расположена за их спиной. В том случае, когда холодная стена находилась перед ними, эта величина была равна  $6,6^\circ\text{C}$ ;

в) для определения допустимой разности температуры в случае, когда обеспечивается приятное теплоощущение спокойно сидящего человека в помещении с неподвижным воздухом, применима зависимость

$$-2,4 - 1,8T_{cl} \leq \Delta t_w \Phi_{E-w} \leq 3,9 + 1,8I_{cl}. \quad (17.24)$$

### 17.6.2. Данные Мак-Интайра по расчету лучистого отопления.

Гриффитс и Мак-Интайр [80] провели эксперименты с 24 испытуемыми для определения способа оценки теплоощущения при потолочном лучистом отоплении с учетом разработанной ими теории векторной радиационной температуры.

Согласно этой теории, если радиационную температуру плоскости измеряют с двух противоположных сторон теоретически плоского элемента, разница между замеренными значениями представляет собой степень асимметрии вдоль его нормали, поэтому можно предполагать, что разница двух значений радиационной температуры в плоскости не что иное, как векторная радиационная температура  $T_v$ , являющаяся по величине и направлению вектором, составляющие которого определяются по правилам сложения векторов. Численное значение, соответствующее вектору радиационной температуры, представляет собой радиационный вектор  $R$ ,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ , определяемый зависимостью

$$T_v = R / (4\sigma T_{ks}^3) \approx 0,17R. \quad (17.25)$$

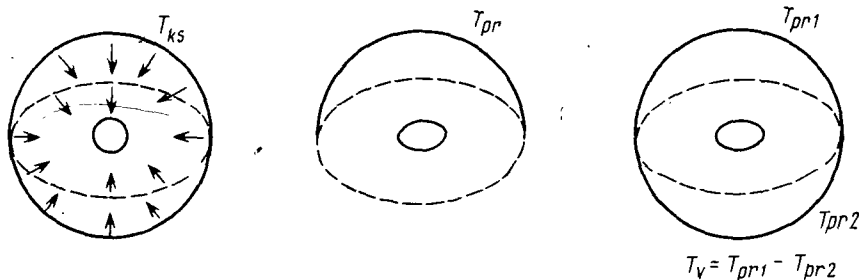


Рис. 17.14. Средняя, плоскостная и векторная радиационная температуры (к теории Мак-Интайра)

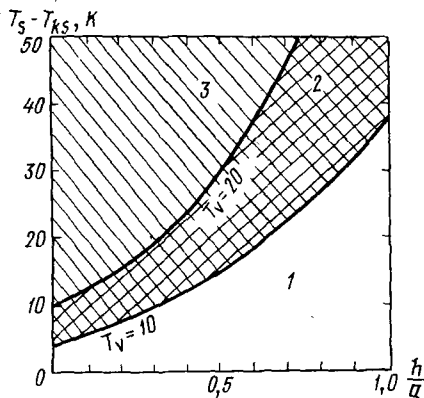


Рис. 17.15. Допустимая (1), ощутимая (2) и недопустимая (3) температуры при использовании лучистого отопительного прибора, расположенного над головой (по данным Мак-Интайра)

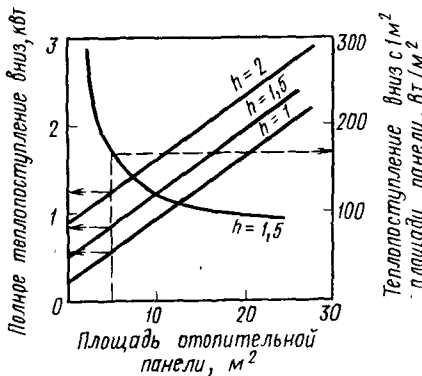


Рис. 17.16. Количество лучистой теплоты, обеспечивающее допустимую векторную радиационную температуру 10К для человека, стоящего под центром лучистого потолочного отопительного прибора, в зависимости от расстояния между поверхностью прибора и головой (по данным Мак-Интайра)

На рис. 17.14 схематически представлена средняя, плоскостная и векторная радиационная температура, при этом  $T_{ks}$  — температура условного шара, обеспечивающая поступление излучения, равного действительному, в расположенное вокруг него сферическое пространство;  $T_{pr}$  — температура условной полусферы, обеспечивающая излучение с элементарной плоскости, равное действительному излучению в окружающую среду;  $T_v$  — разность температуры двух противоположных сторон плоского элемента в направлении нормали.

В результате выполненных Мак-Интайром экспериментов были сделаны следующие выводы.

При векторной радиационной температуре 20 К число жалоб не превышало среднее. Однако этот уровень излучения уже заметен, и из-за возможности неприятного теплоощущения его надо принимать при достаточном обосновании. Автор рекомендует, чтобы для нормального помещения допустимым верхним пределом была век-

торная радиационная температура 10 К. При хорошо теплоизолированных зданиях обеспечение этого предела не составляет трудности. При плохой же теплоизоляции — т.е. при «холодном асимметричном излучении» — это влияние следует компенсировать либо с помощью отопительного прибора, либо усилением теплоизоляции. Автор считает направление излучения очень важным фактором. Например, люди обычно с трудом переносят тепловое излучение, направленное в лицо или от спины. Некоторые результаты исследований приведены на рис. 17.15 и 17.16.

**17.6.3. Эксперименты П. О. Фангера, Л. Банхиди, Б. В. Олесена и Г. Лангкильде [70, 71].** В серии проведенных указанными авторами лабораторных экспериментов изучались параметры, используемые при расположении лучистого отопительного прибора над головой (рис. 17.17). В данном случае определяемый методом Фангера коэффициент облученности между сидящим человеком и излучающей поверхностью составлял 0,11, в направлении боковых стен — 0,38; в направлении остальных ограждающих конструкций — 0,51.

Серия экспериментов, проведенных с 16 студентами, основана на тех же принципах, что и опыты, описанные в п. 17.6.1. В течение 3,5 ч обследований оперативную температуру поддерживали на одинаковом уровне. При подъеме температуры излучающей поверхности разницу между нею и температурой воздуха устанавливали в соответствии с табл. 17.3. Достигалось это некоторым снижением температуры воздуха. Степень изменения явного тепловыделения контролировали на манекене.

ТАБЛ И ЦА 17.3. ИЗМЕНЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ЭКСПЕРИМЕНТОВ ФАНГЕРОМ, БАНХИДИ, ОЛЕСЕНОМ И ЛАНГКИЛЬДЕ

Время, мин	Температура греющей поверхности, °С	Разница между температурой воздуха и греющей поверхностью, °С	Разница между температурой воздуха и оперативной температурой, °С
0—60	24,1	0	0
60—90	34	10	0,6
90—120	43	20	1,3
120—150	52	30	2,1
150—180	63	42	3,1
180—210	69	48	3,6

При проведении экспериментов учитывали асимметрию радиационной температуры  $\Delta t_{pr}$ , которая возникает вследствие разницы радиационной температуры  $t_{pr}$ , замеряемой с двух сторон плоского элемента. Результаты этой серии экспериментов можно обобщить следующим образом.

1. Под действием асимметрии радиационной температуры изменяются местное теплоощущение и местное ощущение теплового дискомфорта (рис. 17.18).

2. Сопоставление результатов экспериментов указанных авторов и исследований Кренко в отношении асимметрии радиационной

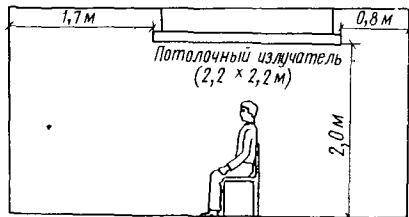


Рис. 17.17. Расположение системы потолочного лучистого отопления в экспериментах, проведенных Фангером, Банхиди, Олесеном и Лангкильде

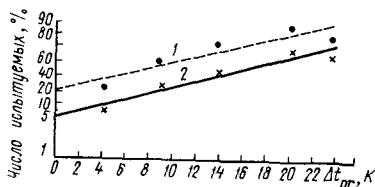
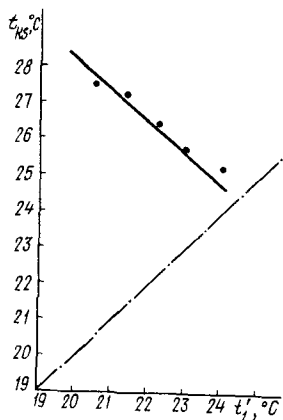
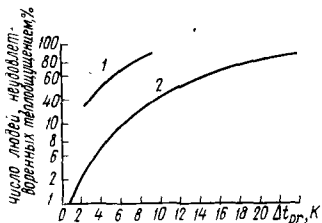


Рис. 17.18. Зависимость местного теплоощущения (1) и местного ощущения теплового дискомфорта (2) от асимметрии радиационной температуры (по данным Фангера, Банхиди, Олесена и Лангкильде)

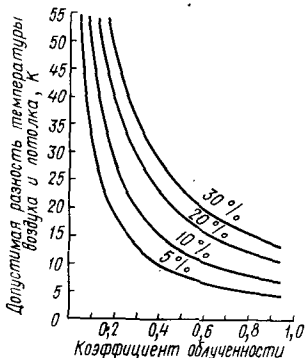


Рис. 17.19. Зависимость доли людей, не удовлетворенных лучистым отоплением, от радиационной асимметрии (по данным Фангера, Банхиди, Олесена и Лангкильде)

1 — исследования Кренко; 2 — данный эксперимент

Рис. 17.20. Зависимость допустимой разности температуры воздуха и потолка от коэффициента облученности (на кривых указано число людей, не удовлетворенных отоплением, %)

Рис. 17.21. Зависимость теплоощущения от средней радиационной температуры  $t_{ср}$  и температуры воздуха, обеспечивающей приятное теплоощущение  $t'_l$

температуры показано на рис. 17.19. Результаты описываемых здесь экспериментов относятся к людям, сидящим спокойно и имеющим нейтральное теплоощущение.

3. Максимальная рекомендуемая асимметрия радиационной температуры при потолочном лучистом отоплении не должна превышать 4 К. В этом случае число людей, не удовлетворенных тепловой окружающей средой, будет составлять менее 5% находящихся в помещении (рис. 17.20).

4. В данных условиях эксперимента чувство дискомфорта было связано с ощущением перегрева головы и охлаждения ног.

5. На рис. 17.21 показана зависимость между средней радиационной температурой и температурой воздуха, обеспечивающей

приятное теплоощущение. Эти данные согласуются с предписаниями ASHRAE и значениями, полученными из уравнения комфорта Фангера.

Результаты экспериментов были сопоставлены с приведенными в п. 17.6.2 результатами Мак-Интайра, касающимися векторной температуры. Выяснилось, что в ходе проводившихся им экспериментов асимметрия радиационной температуры колебалась от 5,1 до 6,9 К, а изменение векторной радиационной температуры находилось в пределах 4—11,6 К.

**17.6.4. Метод В. Н. Богословского** [50]. При расчете асимметричного излучения В. Н. Богословский рекомендует определять радиационную температуру по формуле

$$t_s = \Sigma \Phi_{E-i} t_i, \quad (17.26)$$

где  $\Phi_{E-i}$  — коэффициент облученности тела человека в направлении поверхности  $i$ ;  $t_i$  — температура  $i$ -той поверхности.

Значения  $\Phi_{E-i}$  можно получить из разработанных И. Шаркаускасом диаграмм для определения коэффициента облученности между телом человека и полом (рис. 17.22,а), телом человека и потолком (рис. 17.22,б) и телом человека и стенами (рис. 17.22,в).

Метод В. Н. Богословского основан на уравнении конвективного и лучистого теплообмена тела человека, записанном в следующем виде:

$$Q_E = A_{E_s} \alpha_s (t_E - t_s) + A_{E_c} \alpha_c (t_E - t_l), \quad (17.27)$$

где  $A_{E_s}$  — поверхность тела, участвующая в лучистом теплообмене, м<sup>2</sup>;  $\alpha_s$  — коэффициент лучистого теплообмена, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $t_E$  — температура поверхности одетого человека;  $t_s$  — радиационная температура;  $A_{E_c}$  — поверхность тела, участвующая в конвективном теплообмене, м<sup>2</sup>;  $\alpha_c$  — коэффициент конвективного теплообмена, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $t_l$  — температура воздуха.

Принимая  $t_E = 25^\circ\text{C}$ ,  $\alpha_c = 2,3$  Вт/(м<sup>2</sup>·К),  $\alpha_s = 5,1$  Вт/(м<sup>2</sup>·К),  $A_{E_s} = 1,7$  м<sup>2</sup>,  $A_{E_c} = 1,9$  м<sup>2</sup> для жилых и общественных зданий при теплоотдаче тела  $Q_E = 87$  Вт, допустимую радиационную температуру можно определить по формуле

$$t_s = 29 - 0,57 t_l. \quad (17.28)$$

Согласно экспериментам, проведенным в СССР, отклонение от этого среднего значения составляет  $\pm 1,5^\circ\text{C}$ . Если формулу (17.28) выразить через так называемую температуру помещения, которую зимой в Советском Союзе рекомендуется принимать при легкой работе  $21^\circ\text{C}$ , при работе средней тяжести  $18,5^\circ\text{C}$ , а при тяжелой физической работе  $16^\circ\text{C}$ , то

$$t_l = 1,57 t_s - 0,57 t_l \pm 1,5. \quad (17.29)$$

Сочетание температурных условий, описываемое уравнением (17.29), автор назвал первым условием комфортности.

На рис. 17.23 приведена разработанная В. Н. Богословским диаграмма допустимого сочетания радиационной температуры и температуры воздуха для холодного и теплого периодов года. Для лу-

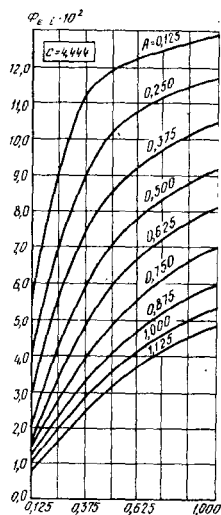
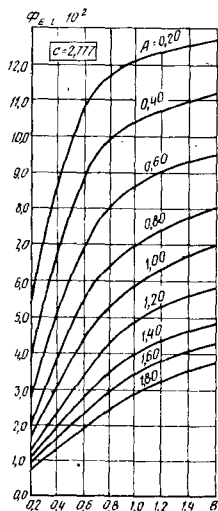
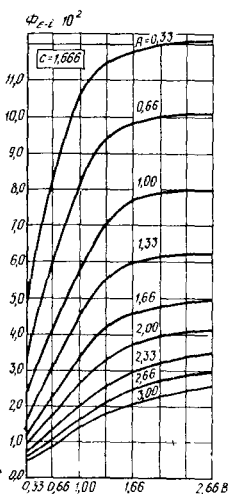
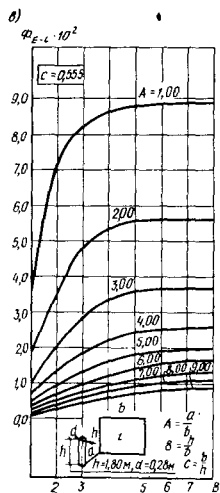
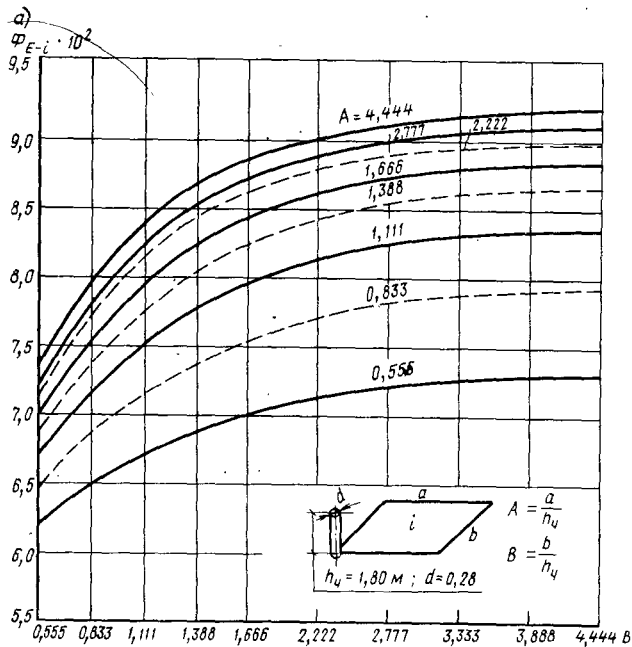
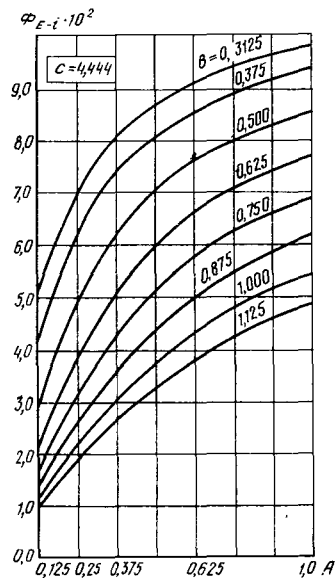
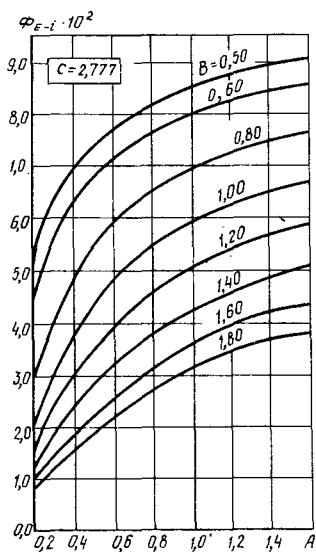
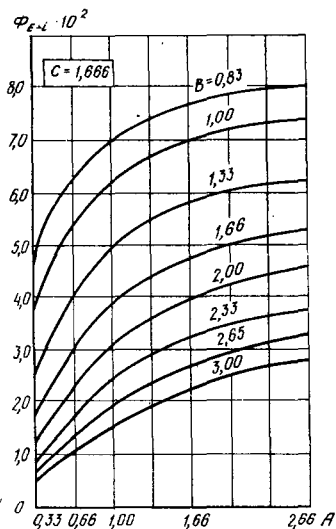
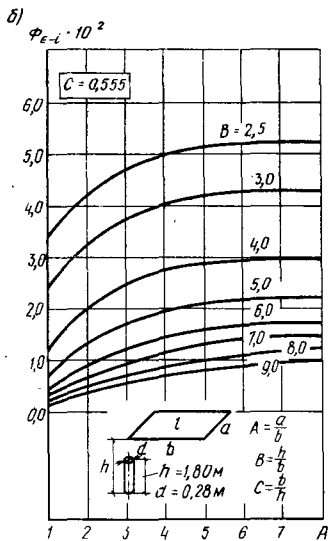


Рис. 17.22. Диаграммы для определения коэффициента облученности (к методу В. Н. Богословского)

чистого отопления применима диаграмма для холодного периода. Автор считал голову человека частью тела, более всего чувствительной к тепловому излучению. Для определения допустимой тем-



пературы  $t_p$  поверхности при потолочном лучистом отоплении В. Н. Богословский рекомендует применять зависимость

$$t_p = 19,2 + 8,7 / \varphi_{E-p}, \quad (17.30)$$

которую автор назвал вторым условием комфортности. Коэффициент облученности между элементарной площадкой на голове человека и греющей поверхностью потолка  $\varphi_{E-p}$  с хорошим приближением

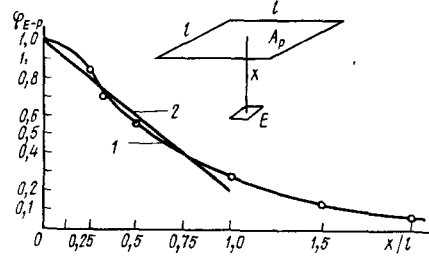
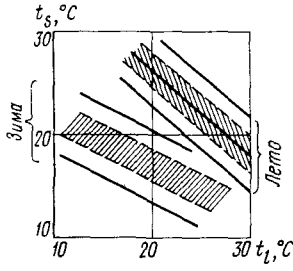
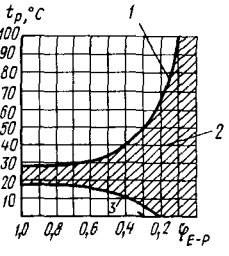


Рис. 17.24. Сопоставление результатов, полученных по точной (1) и приближенной (2) формулам для расчета коэффициента облученности между элементарной площадкой и поверхностью потолка (по данным В. Н. Богословского)



17.19	17.20
17.21	
17.23	17.24
17.25	

Рис. 17.23. Зависимость допустимой радиационной температуры зимой и летом от температуры воздуха (по данным В. Н. Богословского)

Рис. 17.25. Допустимая температура внутренней поверхности ограждения, обеспечивающая невыпадение на ней конденсата водяных паров (по данным В. Н. Богословского)

1 — предел нагрева; 2 — зона допустимой температуры; 3 — предел охлаждения

может быть вычислен по формуле

$$\varphi_{E-p} = 1 - 0,8x/l, \quad (17.31)$$

где  $l = \sqrt{A_p}$  — характерный размер панели, м;  $x$  — расстояние от человека до панели, м.

Хорошее совпадение точной и приближенной формул подтверждается рис. 17.24.

Наконец, следует упомянуть о том, что автор приводит и другую диаграмму для определения температуры поверхности ограждения (рис. 17.25), обеспечивающую невыпадение на поверхности конденсата водяных паров.

## 17.7. Прочие показатели и диаграммы оценки теплоощущения

**17.7.1. Показатели теплоощущения, учитывающие температуру воздуха и окружающих поверхностей.** Согласно мнению гигиенистов, указанных двух параметров недостаточно для полной оценки теплоощущения. Необходимо наряду с физиологическими учитывать и ряд теплотехнических параметров. Поэтому, помимо зависимостей и диаграмм, учитывающих только эти два параметра, гигиенисты рекомендуют применять дополнительные показатели, например, оперативную температуру, модифицированную оперативную температуру и т. п.

**Оперативная температура.** Согласно формулировке Уинслоу, Харрингтона и Геджа, оперативной называется температура такой окружающей среды, в которой тело человека путем излучения и конвекции выделяет столько же теплоты, сколько в среде с оди-



наковой температурой воздуха и поверхности ограждений при скорости воздушного потока максимум 0,07—0,08 м/с.

Для определения оперативной температуры применяют следующие уравнения:

для обнаженного человека в состоянии покоя

$$t_o = 0,48t_s + 0,52t_l, \quad (17.32)$$

для одетого отдыхающего человека

$$t_o = 0,55t_s + 0,45t_l. \quad (17.33)$$

*Результирующая температура Нильсена и Педерсена* [137]. Авторы на основании результатов своих экспериментов, проведенных с учетом явного теплообмена (конвективного и лучистого), рекомендуют применять следующее эмпирическое выражение для определения результирующей температуры:

$$t_e = 0,557t_l + 0,443t_s. \quad (17.34)$$

Условие комфорта Робера и Хатчинсона имеет вид

$$t_l + t_s = 42,2. \quad (17.35)$$

*Результирующая температура по венгерским Техническим условиям.* Согласно венгерским Техническим условиям, при проектировании лучистого отопления результирующая температура:

$$t_e = 0,5t_s + 0,51t_l. \quad (17.36)$$

*Общая результирующая и радиационная температуры.* Общую результирующую температуру можно вычислять аналогично предыдущему случаю:

$$t_e = (1 - R)t_l + Rt_s, \quad (17.37)$$

где  $R$  — коэффициент, используемый для определения оперативной температуры.

Радиационная температура  $t_s$  вычисляется по известному уравнению:

$$t_s = \left( \sum_{i=1}^n \varphi_{E-A_i} T_i^4 \right)^{1/4} - 273 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (17.38)$$

где  $\varphi_{E-A_i}$  — коэффициент облученности между вертикальным элементом поверхности, расположенным в центре тела человека, и отдельными ограждающими поверхностями;  $T_i$  — температура окружающих поверхностей, К.

*Температура по эквиваленту Миссенара* [131]. Данный автор предлагает формулу

$$t_e = 0,45t_l + 0,55t_s, \quad (17.39)$$

но область ее применения ограничивается скоростью воздушного потока 0,1 м/с. Для обеспечения приятного теплоощущения Бедфорд рекомендует температуру 18,5°С, соответствующую данным Миссенара, а Яглоу и Кренко — интервал 16,5—20,0°С.

*Ощущаемая температура Ритшеля — Райсса* [148, 149]. Согласно этим авторам, ощущаемая температура (в венгерской практике —

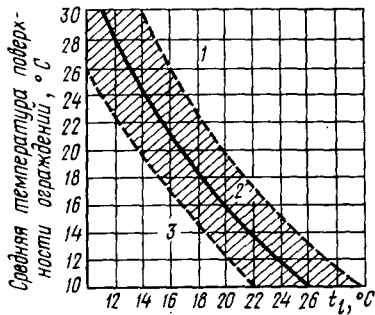


Рис. 17.27. Диаграмма теплоощущения (по данным Гэя)

1 — жарко; 2 — приятно; 3 — холодно

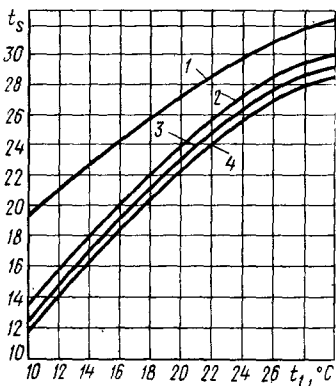
Рис. 17.26. Диаграмма теплоощущения (по данным Бедфорда и Лизе)

1 — жарко; 2 — приятно; 3 — холодно

Рис. 17.28. Диаграмма  $t_s-t_l$  (по данным Мачкаши)

1 — средняя температура поверхности тела человека; 2 — оптимальная радиационная температура; 3 — максимальная допустимая радиационная температура; 4 — минимальная допустимая радиационная температура

17.26	17.27
17.28	



результатирующая температура) может быть выражена уравнением

$$t_e = \frac{\alpha_c t_l + \alpha_s t_A}{\alpha_s + \alpha_c} \quad (17.40)$$

где  $t_A$  — средняя температура окружающих поверхностей, °С.

При малой скорости воздушного потока  $\alpha_c \approx \alpha_s$  и

$$t_e = t_l + t_A/2. \quad (17.41)$$

Эту зависимость авторы рекомендуют применять для следующих условий: в закрытом помещении, где воздух находится в состоянии покоя; при температуре воздуха в пределах 15—25°С; при равномерном распределении температуры воздуха и поверхностей; при относительной влажности 30—70%.

При определении температуры поверхности следует принимать во внимание также греющую поверхность отопительных приборов.

**Диаграмма теплоощущения Бедфорда и Лизе** [47, 98]. Авторы представили в виде диаграммы результаты своих экспериментов по определению соотношения между самочувствием и температурой воздуха и поверхностей ограждений (рис. 17.26). Как видно из рисунка, более высокой температуре поверхностей ограждений соответствует более низкая температура воздуха. Эту закономер-

17.29	17.30
17.31	

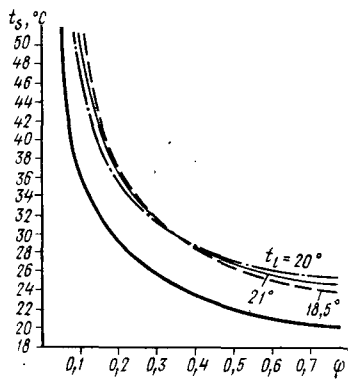
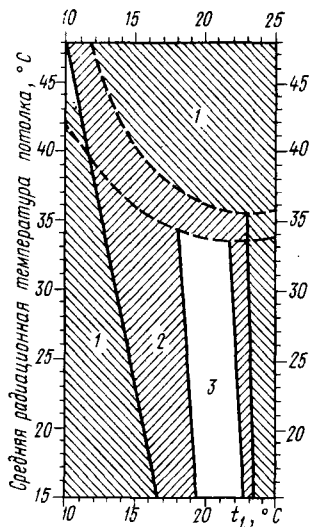


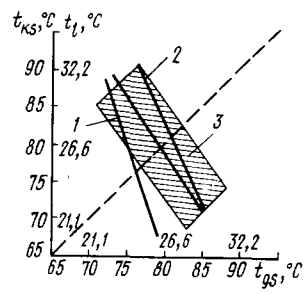
Рис. 17.29. Диаграмма субъективного теплоощущения при потолочном лучистом отоплении (по данным Венцеля и Мюллера)

1 — невыносимо; 2 — от приятного до невыносимого; 3 — приятно

Рис. 17.30. Сопоставление результатов исследований Венцеля—Мюллера с кривой В Кренко (сплошная линия)

Рис. 17.31. Влияние на теплоощущение холодной и теплой стен, расположенных асимметрично (по данным Мак-Нолла и Биддисона)

$t_{rs}$  — средняя радиационная температура;  $t_{rs}$  — температура по сухому шаровому термометру; 1 — теплая стена; 2 — холодная стена; 3 — комфортная зона



ность необходимо использовать при применении лучистого отопления.

**Диаграмма теплоощущения Гэя.** Эту диаграмму применяют для расчета отопления промышленных зданий при скорости воздушного потока 0,15 м/с. С учетом исследований Венцеля и Мюллера ее можно использовать и для других помещений при температуре воздуха и радиационной температуре в пределах 10—30°C (рис. 17.27).

**Диаграмма  $t_s-t_l$  Мачкаши.** При построении диаграммы (рис. 17.28) автор исходил из уравнения

$$t_s = t_E - Q_s / 7,25, \quad (17.42)$$

где  $t_E$  — температура поверхности человека, °C;  
 $Q_s$  — теплоотдача тела человека при выполнении определенной работы, Вт.

**17.7.2. Диаграммы оценки теплоощущения.** Сначала рассмотрим диаграмму, разработанную Венцелем и Мюллером при проверке кривой В Кренко (рис. 17.29). Как видно из рис. 17.30, полученные ими значения выше, чем на кривой В Кренко [176].

Венцель и Мюллер предложили еще одну диаграмму (рис. 17.30). Определенные температурные зоны теплоощущения замерены в помещении с размером в плане  $5,6 \times 9$  м и высотой 3,4 м, т. е. ограничены узким интервалом.

Диаграмма для асимметричного излучения (рис. 17.31) разработана Мак-Ноллом и Биддисоном [127]. Хорошо видно, что в комфортной зоне влияние на теплоощущение теплой и холодной стены, расположенных асимметрично, компенсируется взаимосвязанными парами величин температуры воздуха и средней радиационной температуры.

#### IV. РАСЧЕТ СИСТЕМ ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ

При расчете систем лучистого отопления необходимо решать следующие задачи:

- а) расчет теплотерь отапливаемых помещений;
- б) теплотехнический расчет лучистых отопительных приборов и выбор места размещения;
- в) оценка теплоощущения при выбранном месте размещения лучистых отопительных приборов;
- г) изменение места или способа размещения отопительных приборов (в более редких случаях — изменение параметров теплоносителя), если это необходимо для обеспечения теплового комфорта;
- д) расчет прочих элементов системы отопления (диаметра труб, теплового пункта, регулирующих устройств и т. д.).

Последняя стадия расчета, обязательная при проектировании любой системы отопления, имеет и свои особенности, например, в отношении прокладки труб и их подключения к системе теплоснабжения, о чем будет сказано ниже. Для каждой из первых четырех задач возможно несколько решений, а также методов их реализации. Ниже будут рассмотрены теоретические основы отдельных стадий расчета и области их применения.

#### 18. РАСЧЕТ ТЕПЛОТЕРЬ ОТАПЛИВАЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Методы расчета теплотерь в различных странах регламентируются специальными стандартами. Однако в них обычно не принимают во внимание многие аспекты, связанные с расчетом теплотерь в зданиях с лучистым отоплением, а именно лучистый теплообмен в помещении, общий тепловой баланс тела человека и т. п.

##### 18.1. Требования к лучистому отоплению, содержащиеся в венгерских Технических условиях МЕ 04.140—78

В действующих в настоящее время в Венгрии Технических условиях МЕ 04. 140—78 «Теплотехнический расчет зданий и их ограждающих конструкций» содержится сравнительно мало требова-

ний, касающихся расчета теплопотерь в помещениях с лучистым отоплением, и они не конкретные.

В 3-м томе стандарта в разделе «Расчет теплопотребности для отопления» имеются следующие указания.

«5.3. Теплопотребность внутренних помещений в зданиях промышленного и сельскохозяйственного назначения, в крупных одноэтажных промышленных зданиях и т. д. можно вычислять с учетом технологии, эксплуатационного режима, распределения температуры, движения воздуха, а также особенностей выбранной отопительной установки (отопление отдельных рабочих зон, лучистое отопление, воздушное отопление и т. д.)»

Во 2-м томе этого стандарта, называемом «Теплотехнический расчет», имеется следующее положение, которое можно лишь косвенно связать с лучистым отоплением:

«Полы помещений, предназначенных для постоянного пребывания людей, следует рассчитывать и проверять с точки зрения теплопоглощения, за исключением тех случаев, когда применяют напольное отопление». Однако существует один пункт Технических условий, который хотя и не относится непосредственно к лучистому отоплению, но в конечном итоге связан с асимметричным излучением и теплоощущением. Поскольку в дальнейшем при рассмотрении зданий павильонного типа промышленного и сельскохозяйственного назначения подробно будут разбираться вопросы теплоощущения при асимметричном излучении от холодных стен, целесообразно здесь изложить этот пункт.

«2.4.2. Внутреннюю температуру, предписываемую согласно функциональному назначению помещения, при тепловом расчете помещений, служащих для пребывания людей, следует повышать на значения, указанные в табл. 2, за исключением случаев, когда используется лучистое отопление. Тем самым будет обеспечиваться стандартная внутренняя температура. Стандартную внутреннюю температуру можно вычислять и на основании так называемой результирующей температуры.

ТАБЛИЦА 2

Число охлаждающихся поверхностей	В том числе остекленных	Увеличение температуры, °С, при степени остекления	
		$U < 0,5$	$U > 0,5$
1	1	0	0
	1	1	2
2—3	2	2	3
	3	3	4
	1	2	3
4	2	3	4
	3	4	5

Условия применения табл. 2:

охлаждающимися поверхностями считаются те, у которых раз-

ность между внутренней и наружной зимней расчетной температурой воздуха составляет не менее  $25^{\circ}\text{C}$ ;

если несколько охлаждающихся поверхностей помещений остеклены, то степень остекления относится к их общей поверхности».

Таким образом видно, что в настоящее время для расчета теплотерь помещений при применении лучистых систем отопления существует мало отправных точек, несмотря на то, что широкое применение таких систем оправдано современной тенденцией к экономии энергии.

## 18.2. Метод расчета теплотерь, основанный на учете результирующей температуры

Под теплотребностью подразумевается количество теплоты, которое следует подать в помещение для обеспечения требуемой температуры воздуха и приятного теплоощущения находящихся в нем людей.

Согласно описываемой здесь теории приятное теплоощущение может быть достигнуто при обеспечении сравнительно узкого интервала температуры воздуха и ограждающих конструкций.

**18.2.1. Теплотребность и теплотери.** Их можно выразить через результирующую температуру

$$t_e = 0,46t_l + 0,54t_s. \quad (18.1)$$

В формировании температуры  $t_e$  помимо изменения внешних климатических факторов важную роль играют теплотехнические свойства здания и эксплуатационный режим отопительной установки.

Для облегчения расчетов возникла необходимость в разработке метода, основанного на закономерностях стационарного теплового потока и тепловом балансе ограждений и позволяющего рассчитать теплотребность, возникающую при самых неблагоприятных погодных условиях. Теплотери, полученные в результате такого расчета, ниже будут называться теоретическими трансмиссионными потерями теплоты. Однако при этом следует дать хотя бы качественное понятие о том, какое различие существует между теоретическими теплотериями и фактическими, вычисляемыми согласно существующему стандарту, а также возникающими при использовании различных типов отопительных установок. Без этого при экономическом сопоставлении вариантов приемлемых систем отопления мы вынуждены в большей или меньшей мере руководствоваться лишь интуицией.

Теплотребность помещения равна алгебраической сумме потерь теплоты за счет теплопередачи через ограждающие конструкции, потребности в теплоте, связанной с естественной вентиляцией, а также теплопоглощения.

**18.2.2. Теоретические трансмиссионные потери теплоты.** К ним относятся теплотери, которые можно вычислить на основании теплового баланса ограждающих конструкций, обычно без учета

неравномерного распределения температуры воздуха и температуры применяемой отопительной установки. При данной наружной температуре и известных теплотехнических свойствах ограждающих конструкций расчет теплотерь основан на определении температуры ограждающих поверхностей. Для стационарных условий ее можно вычислить по следующим уравнениям теплового баланса:

для пола

$$Q_{PM} + Q_{PF} + Q_{PI} + Q_{Pa} = 0;$$

для потолка

$$Q_{MP} + Q_{MF} + Q_{MI} + Q_{Ma} = 0;$$

для стен

$$Q_{FP} + Q_{FM} + Q_{FI} + Q_{Fa} = 0,$$

(18.2)

где  $Q_{PM}$ ,  $Q_{PF}$ ,  $Q_{MP}$  и т. п. — лучистый теплообмен между поверхностями ограждений;  $Q_{PI}$  и т. п. — конвективный теплообмен между поверхностью ограждения и внутренним воздухом;  $Q_{Pa}$  и т. п. — теплопередача от внутренней поверхности через ограждение.

В данную систему уравнений, кроме температуры наружного воздуха, входят четыре температуры, а именно температура поверхностей ограждений  $t_p$ ,  $t_M$  и  $t_F$  и температура внутреннего воздуха  $t_i$ . Если известна одна из них, то можно вычислить три остальные. На теплоощущение человека наибольшее влияние оказывает температура воздуха и поверхности пола. Задав одну из них, в первом случае мы получаем идеальное воздушное отопление, во втором — напольное отопление. Температуру следует выбирать таким образом, чтобы вместе с остальными значениями температуры, получаемыми при решении системы уравнений 18.2, результирующая температура  $t_e$  была в рекомендуемых пределах.

Если какое-либо из уравнений этой системы, например, уравнение для стен, записать в развернутом виде, то оно принимает следующий вид:

$$A_F[\Phi_{F-p}\alpha_{F-p}(t_F - t_p) + \Phi_{F-M}\alpha_{F-M}(t_F - t_M) + \alpha_{F-i}(t_F - t_i) + \alpha_{F-a}(t_F - t_a)] = 0, \quad (18.3)$$

где  $\alpha_{Fa}$  — коэффициент теплопередачи ограждающей стены, считая от ее внутренней поверхности. Его значение для многослойной конструкции стены определяется по зависимости

$$\alpha_{Fa} = \frac{1}{\sum (\delta_i / \lambda_i + 1 / \alpha_a)} \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}. \quad (18.4)$$

Коэффициент облученности определяется соотношением размеров помещения, т. е.

$$\Phi_{F-N} = f(a/h; b/h),$$

где  $a$ ,  $b$ ,  $h$  — длина, ширина и высота помещения.

Коэффициент конвективного теплообмена зависит от произведения  $G \cdot \rho \cdot \gamma$ . Его значение из-за большого определяющего размера и малой кинематической вязкости всегда больше  $2 \cdot 10^7$ , и поэтому коэффициент конвективного теплообмена  $\alpha_{Fl}$  практически не зависит от размеров помещения.

На основании вышесказанного можно утверждать, что в геометрически подобных помещениях, ограниченных конструкциями с одинаковой теплоизоляцией, при одинаковой температуре внутренних поверхностей ограждений устанавливается одинаковая температура, если задаваемая температура воздуха и одной из поверхностей равны друг другу. Это положение важно потому, что оно позволяет результаты, полученные для нескольких помещений различной формы, распространить на множество других геометрически подобных помещений.

После вычисления температуры внутренних поверхностей ограждений теоретические трансмиссионные потери теплоты в помещении составляют:

$$Q_{oid} = A_p \alpha_{p_d} (t_p - t_a) + A_M \alpha_{M_d} (t_M - t_a) + A_F \alpha_{F_d} (t_F - t_a) \text{ Вт}, \quad (18.5)$$

где индекс « $o$ » означает ограждение, а индекс « $id$ » — идеальные (теоретические) условия.

Зная температуру ограждающих конструкций и воздуха, можно установить результирующую температуру помещения.

**18.2.3. Теплотери, зависящие от конструкции здания и применяемой отопительной установки.** Работа отопительной установки существенно влияет на температуру ограждающих конструкций и тем самым на теплотери. Число уравнений теплового баланса возрастает на одно, поскольку при введении в систему уравнений площади греющей поверхности или ее температуры увеличивается на единицу число определяемых параметров. При этом уравнения теплового баланса принимают следующий вид:

для пола

$$Q_{PW} + Q_{PM} + Q_{PF} + Q_{PI} + Q_{Pa} = 0;$$

для потолка

$$Q_{MW} + Q_{MP} + Q_{MF} + Q_{MI} + Q_{Ma} = 0;$$

для стен

$$Q_{FW} + Q_{FP} + Q_{FM} + Q_{FI} + Q_{Fa} = 0;$$

для воздуха

$$Q_{IW} + Q_{IP} + Q_{IM} + Q_{IF} = 0,$$

(18.6)

где  $W$  — индекс, относящийся к отопительному прибору.

Очевидно, что корни этой системы уравнений отличаются от корней системы уравнений (18.2) и что при применении различных систем отопления корни уравнений также будут разными. Реше-



ние данной системы уравнений для различных систем отоплений позволит найти такую систему, при которой теплопотери помещения будут минимальными. Уравнение для стен, отнесенное к 1 м<sup>2</sup> поверхности, получается, например, таким:

$$\Phi_{F-w}\alpha_{Fw}(t_F-t_w) + \Phi_{F-p}\alpha_{Fp}(t_F-t_p) + \Phi_{F-m}\alpha_{Fm}(t_F-t_m) + \alpha_{Fi}(t_F-t_i) + \kappa_{Fa}(t_F-t_a) = 0. \quad (18.7)$$

Чем больше коэффициент облученности отопительного прибора на поверхность пола, иными словами, чем больше излучение отопительного прибора в сторону пола, тем меньше облучение боковых стен (в данном уравнении — член  $\Phi_{F-w}\alpha_{Fw}(t_F-t_w)$ ). При этом снижается температура поверхности боковых стен, а значит, и теплопотери через них. В то же время более интенсивное облучение пола повышает радиационную температуру  $t_s$ , а соответственно и результирующую температуру. Следует помнить, что коэффициент теплопередачи пола почти всегда невысок, независимо от того, расположен пол непосредственно на грунте или используется как промежуточная конструкция. При этом благодаря направленности излучения к полу теплопотери могут быть значительно сокращены. Теплопотери через ограждения после решения системы уравнений (18.6) можно найти, пользуясь зависимостью (18.5).

**18.2.4. Сопоставление теплопотерь помещения при использовании различных отопительных установок.** Различные системы отопления геометрически подобных помещений с одинаковой теплоизоляцией можно сопоставлять на основании показателя, определяемого зависимостью

$$K_{id} = Q_{oid}/A_p(t_e - t_a) \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ пола} \cdot \text{К}). \quad (18.8)$$

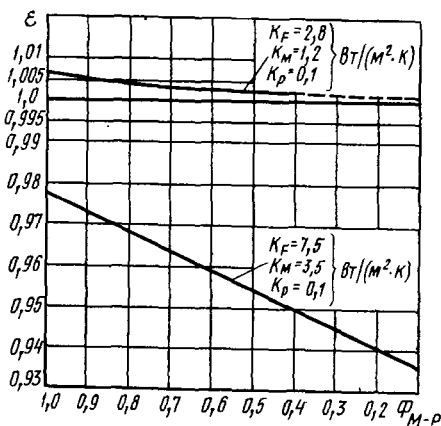
Эта величина означает долю теплопотерь, отнесенных к единице поверхности пола, приходящуюся на 1° разницы результирующей температуры и температуры наружного воздуха. Ее значение не зависит от геометрических размеров, и поэтому геометрически подобным помещениям, имеющим одинаковую теплоизоляцию и одинаковую систему отопления, соответствует одинаковое значение  $K_{id}$ . Экономичность различных систем отопления можно оценивать с помощью отношения

$$\phi = K/K_{id}, \quad (18.9)$$

где  $K$  — характеристика, получаемая при рассмотрении конкретной системы отопления, а  $K_{id}$  — показатель, получаемый с учетом теоретических теплопотерь.

**18.2.5. Сопоставление теплопотерь, рассчитываемых по стандарту, с теоретическими теплопотерями.** Теплопотери, рассчитываемые с помощью уравнений теплового баланса, можно определить только с помощью ЭВМ, так как этот расчет требует многоступенчатой итерации. На практике теплопотери определяют по существующему стандарту. Интересно также вычислить теплопотери по известной зависимости.

Рис. 18.1. Отношение теплотерь, рассчитанных по стандарту, к теоретическим теплотерям в зависимости от соотношения размеров помещения



$$Q_o = A_P K_P (t_i - t_a) + A_M K_M (t_i - t_a) + A_F K_F (t_i - t_a), \quad (18.10)$$

где  $K$  — полный коэффициент теплопередачи от внутреннего к наружному воздуху, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

За основу расчета здесь следует взять так называемую внутреннюю температуру, равную результирующей температуре  $t_e$  и вычисляемую с помощью уравнений теплового баланса. Такие расчеты для трех произвольно ориентированных помещений различной геометрической формы были выполнены в двух вариантах. В первом рассматривали помещение со стандартной тепловой защитой, во втором — помещение со слабой теплоизоляцией. Полученные таким образом теплотери в первом случае были больше, а во втором случае меньше, чем теоретические трансмиссионные теплотери, рассчитанные при результирующей температуре  $t_e$ . Отношение

$$\epsilon = Q_o / Q_{oid} = K / K_{id} \quad (18.11)$$

в зависимости от соотношения размеров помещения, выраженного коэффициентом облученности  $\Phi_{M-P}$  потолка на пол, показано на рис. 18.1.

В соответствии с этим в помещении с хорошей теплоизоляцией количество теплоты, вычисленное по стандарту на основании разницы температур  $t_i - t_a$ , обычно обеспечивает результирующую температуру выше взятой за основу так называемой внутренней температуры на 0,5—1%. Иными словами, температура  $t_i$  равна результирующей температуре  $t_e$ . Для помещения со слабой теплоизоляцией (главным образом, временного) в зависимости от коэффициента облученности  $\Phi_{M-P}$  теплотери, рассчитываемые по стандарту, следует увеличивать на 2—6%, чтобы можно было обеспечить подобное равенство.

Расчет был проведен для помещения с произвольной ориентацией, в отношении которого различные стандарты предписывают так называемую угловую добавку или «добавку на самочувствие», компенсирующую воздействие холодных поверхностей повыше-

нием температуры воздуха. В соответствии с вышесказанным в этой добавке нет необходимости. Для помещения со слабой теплоизоляцией упомянутая добавка нужна не из-за того, что в нем имеется много наружных ограждений, а из-за слабой их теплоизоляции и наличия облегченных конструкций.

Физическое объяснение этого состоит в том, что при вычислении коэффициента теплопередачи отдельных ограждающих конструкций коэффициент теплообмена  $\alpha_i$  на внутренней поверхности повсеместно принимался равным  $8,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  без учета того, что между поверхностями ограждающих конструкций помещения возникает лучистый теплообмен. Очевидно, в произвольно ориентированных помещениях, имеющих со всех сторон снаружи практически одинаковую температуру, лучистый теплообмен на внутренних поверхностях ограждений отсутствует. Если же принять больший коэффициент  $\alpha_i$ , то обеспечивается избыток теплоты, при компенсации которых покрывается добавка на самочувствие. Коэффициент  $\alpha_i = 8,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  справедлив только для помещений, имеющих одну наружную стену. В этом случае температура поверхности внутренних стен практически равна температуре воздуха.

Обобщая, можно сказать, что применяемый в настоящее время метод расчета теплотерь позволяет определять результирующую температуру без учета угловой добавки. Добавку 2—6% следует учитывать только при вычислении теплотерь временных помещений, имеющих слабую теплоизоляцию.

Эксплуатационный режим отопительных установок, иными словами, наличие внутреннего источника теплоты изменяет теплотери через ограждения. Задача состоит в том, чтобы установить фактические теплотери, возникающие при устройстве различных систем отопления, и рассчитать характеристику  $K$ , дающую возможность экономически оценить и сопоставить различные варианты отопительных установок.

### 18.2.6. Теплотери в помещениях с лучистым отоплением.

При вычислении теплотерь учитывают температуру, которую ощущает человек, стоящий, например, в центре помещения:

$$t_i = 0,46t_l + 0,54t_s.$$

Эта температура формируется под влиянием температуры воздуха в помещении и температуры внутренних поверхностей ограждающих конструкций. Иначе говоря, ощущаемая температура

$$t_i = t_R = 0,46 t_l + 0,54 (\varphi_{E-1F} T_{1F}^4 + \varphi_{E-2F} T_{2F}^4 + \varphi_{E-3F} T_{3F}^4 + \varphi_{E-4F} T_{4F}^4 + \varphi_{E-P} T_P^4 + \varphi_{E-M} T_M^4)^{1/4} - 273,1. \quad (18.12)$$

В то же время для отдельных ограждающих конструкций и воздуха можно записать следующие уравнения:

для стены 1

$$\sum_{n=2}^6 Q_{1Fn} + Q_{1Fl} + Q_{1Fa} = 0, \quad (18.13a)$$

$$Q_{2F1F} + \sum_{n=3}^6 Q_{2Fn} + Q_{2Ft} + Q_{2a} = 0, \quad (18.13б)$$

для ограждения 6 (например, пола)

$$\sum_{n=1}^5 Q_{6Fn} + Q_{6Fl} + Q_{6Fa} = 0 \quad (18.13в)$$

К этим шести уравнениям теплового баланса добавляется уравнение, касающееся ощущаемой температуры,  $t_e = t_i$ . Последнюю следует задавать заранее. При этом можно вычислить значения температуры, фигурирующие в уравнениях теплового баланса, а также суммарные теплопотери помещения:

$$Q_{oid} = \sum A_j K_j (t_i - t_j). \quad (18.14)$$

Здесь индекс  $j$  обозначает те ограждения, которые отделяют внутреннее пространство от пространства с температурой  $t_j \neq t_i$ .

Если какая-либо ограждающая конструкция (потолок, наружная стена) заменяется греющей поверхностью, то через нее не будет происходить теплопотерь из помещения, и в уравнении теплового баланса этой ограждающей конструкции будет отсутствовать член  $Q_{N\alpha}$ .

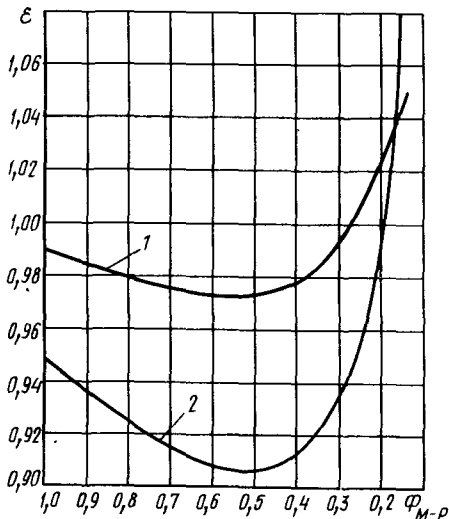
Если отопительное устройство поместить не в ограждающую конструкцию, число членов системы уравнений возрастет на одно уравнение. Во всех случаях решение систем уравнений приведет к различным результатам. Теплопотери, определенные согласно выражению (18.14) по результатам решения первой системы уравнений (18.2), называются «идеальными» и используются в дальнейшем как основа для сопоставления.

**18.2.7. Оценка уравнений теплового баланса.** Для лучистого отопления последняя система уравнений теплового баланса может быть решена достаточно точно, так как распределение температуры воздуха, а значит, и температуры ограждающих поверхностей более равномерны, чем при использовании других систем отопления. Например, при применении радиаторного отопления температура части стены за радиатором и поверхности окна, расположенного над ним, существенно больше, чем получаемая из уравнений теплового баланса. Учет значительной неравномерности распределения температуры воздуха по высоте помещения также связан с большими затруднениями.

На рис. 18.2 показано отношение теплопотерь  $Q_{os}$ , возникающих в помещении с лучистым отоплением, к идеальным теплопотерям  $\varepsilon = Q_{os}/Q_{oid}$ , определяющее степень экономии теплоты при устройстве лучистого отопления. Кривые на рис. 18.2 построены для сплошного или ленточного потолочного отопления. Эксперименты на модели показали, что теплопотери снижаются при при-

Рис. 18.2. Отношение теплотерь помещения с потолочным лучистым отоплением к идеальным теплотерям при изменении коэффициента облученности отопительного прибора, отнесенного на пол

1 — помещение с хорошей теплоизоляцией; 2 — помещение со слабой теплоизоляцией



менении греющих панелей, устраиваемых в стенах, или при напольном отоплении.

Следует заметить, что как  $Q_{os}$ , так и  $Q_{oid}$  уже включают в себя «угловую добавку», или «добавку на самочувствие».

Как экспериментально, так и теоретически с хорошим приближением можно доказать, что в помещении с радиаторным отоплением теплотери без добавки почти на 9—10% больше, чем идеальные теплотери  $Q_{oid}$ , служащие основой для сравнения. Теплотери же, возникающие при лучистом отоплении, меньше идеальных в помещении с обычными размерами и нормальной теплоизоляцией на 1,5—2,5%, а при слабой теплоизоляции — на 6—8%. Добавки, применяемые при расчете трансмиссионных теплотерь по стандартам, увеличивают эту разницу при радиаторном отоплении и создают запас при лучистом отоплении. На основании этого можно сделать вывод, что теплотери, рассчитываемые согласно современным венгерским стандартам, сокращаются на 10% при использовании потолочного лучистого отопления.

### 18.3. Учет теплового баланса тела человека при расчете теплотерь помещения

Контроль теплоощущения при лучистом отоплении рассматривался в разделе III. В последнее время вместо традиционного метода расчета теплотерь все больше выходят на передний план методы расчета, основанные на тепловом балансе тела человека.

Ранее мы уже обращали внимание на то, что в формировании теплового баланса тела человека лучистый теплообмен играет решающую роль. Поэтому очевидна необходимость его учета при расчете различных замкнутых пространств, особенно если там

необходимо обеспечить комфортное теплоощущение с помощью лучистого отопления. Однако многие вопросы еще нуждаются в уточнении, особенно роль излучения, достигающего головы, в формировании теплоощущения.

Раньше при использовании лучистого отопления расчет и контроль теплоощущения были связаны с расчетом количества лучистой теплоты, достигающей головы, либо с поддержанием его на допустимом уровне. Однако практика показала, что этот метод неточен, поскольку излучение, доходящее до прочих частей тела, также играет существенную роль в формировании теплоощущения. Вместе с тем нельзя считать правильным, когда при расчете теплоощущения принимают во внимание тепловое равновесие всего тела, включая и голову, но не рассматривают особо излучение, достигающее головы.

## 19. ВЫБОР, РАСЧЕТ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕСТА РАЗМЕЩЕНИЯ ЛУЧИСТЫХ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Для обеспечения необходимой внутренней температуры и соответствующего теплоощущения необходимо правильно выбрать отопительный прибор. При выборе лучистых отопительных приборов следует учитывать те же факторы, что и при применении других систем отопления, например, экономичность, параметры применяемого теплоносителя, ассортимент приборов и т. д. Однако здесь имеются и некоторые особенности.

1. Прежде всего следует учитывать температуру теплоносителя, а значит и температуру поверхности отопительного прибора, допускаемую с точки зрения теплоощущения. Этот вопрос относится к контролю теплоощущения и будет рассмотрен на следующей стадии расчета, однако желательно еще до определения типа и размеров прибора произвести выборочный контроль теплоощущения, особенно при использовании пара высокого давления, перегретой воды или масла в качестве теплоносителя.

2. Необходимо принимать во внимание облицовку поверхности лучистого отопительного прибора, точнее — значение коэффициента излучения  $C$ . Как показала практика, недооценка значения этого коэффициента приводит к отрицательным последствиям. Известен случай, когда было возведено крупное одноэтажное промышленное здание, в котором лучистые отопительные приборы выполнили из алюминия, и, чтобы было «красиво», всю поверхность отполировали до блеска. К большому недоумению создателей, установка не обеспечивала желаемую теплопроизводительность. Причина заключалась в том, что коэффициент излучения полированной алюминиевой поверхности при температуре около  $100^{\circ}\text{C}$  составляет приблизительно 0,2, анодированной поверхности — около 4,0, а окрашенной поверхности — 4,5 Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>). Окрашивание поверхности дало положительный результат, что подтвердило справедливость сказанного выше.

При расчете отопительного прибора, расположенного в замкнутом пространстве, коэффициент излучения его поверхности может

быть определен с учетом зависимости (2.39), так как поверхность прибора по сравнению с поверхностью окружающих поверхностей чрезвычайно мала. Таким образом, при вычислениях лучистой теплоотдачи отопительного прибора в расчет можно принимать коэффициент излучения его поверхности.

Значения коэффициента излучения материалов, применяемых для изготовления отопительных приборов, можно найти в специальной литературе, в частности, в каталогах. В некоторых случаях, прежде всего в советской технической литературе, вместо коэффициента излучения  $C$  встречается относительный коэффициент излучения  $\epsilon$ , равный

$$\epsilon = C/C_0, \quad (19.1)$$

где  $C$  — коэффициент излучения рассматриваемого тела;  $C_0$  — коэффициент излучения абсолютно черного тела, равный  $5,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ .

Однако в литературе имелось недостаточно данных, которые можно было использовать для расчета лучистых систем отопления, поэтому в 1968 г. венгерский Научно-исследовательский институт строительства совместно с кафедрой физики Будапештского технического университета провели исследования для получения данных, необходимых для проведения расчетов. Полученные ими результаты приведены в табл. 19.1.

Из табл. 19.1 видно, что при использовании изделий из стали значения коэффициента излучения в основном близки к значениям, известным ранее. При применении же алюминия оптимальным оказывается использование листов, обработанных методом анодирования с окрашиванием. С помощью таких поверхностей можно достигнуть значения коэффициента излучения  $5,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ , в то время как при использовании метода анодирования, применяемого в настоящее время, получаются значения  $C$  в пределах  $3—3,75$ . Это отклонение означает разницу в теплопроизводительности  $8—15\%$ . При использовании для отопительных приборов алюминиевых поверхностей следует особое внимание обращать на подбор способа отделки поверхности.

3. Экономичность отопительных приборов, особенно при эксплуатации крупных одноэтажных промышленных зданий, определяется теплоотдачей нижней и тыльной поверхностей лучистого отопительного прибора, а также степенью ее использования. Здесь имеется в виду, например, применение оснащенных или не оснащенных теплоизоляцией тепловых экранов в зданиях павильонного типа с хорошей или слабой теплоизоляцией. В ряде случаев можно применять тепловые экраны, скомбинированные с системой вентиляции (см. п. 9.3).

4. При лучистом отоплении следует принимать во внимание теплоотдачу нагретых труб, которая часто может достигать  $10\%$  теплопроизводительности отопительных приборов и выше, что весьма важно с точки зрения экономии энергии.

5. При подборе отопительных приборов нужно учитывать эстетические требования, особенно для общественных, жилых и промышленных зданий.

ТАБЛИЦА 19.1. КОЭФФИЦИЕНТЫ ИЗЛУЧЕНИЯ И ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ ИЗЛУЧЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ РАЗЛИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Материал	$C$ Вт/(м <sup>2</sup> ·К <sup>4</sup> )	$\epsilon$	Температура поверхности, °С
Алюминиевые листы:			
полированные	0,26	—	—
протравленные щелочью в течение 1 мин	0,75	—	—
обработанные пескоструйным аппаратом	2,36	—	—
обработанные пескоструйным аппаратом, протравленные щелочью в течение 1 мин и анодированные	3,46	—	—
обработанные пескоструйным аппаратом и анодированные	3,26	—	—
обработанные методом MBV в течение 30 мин	3,27	—	—
протравленные щелочью в течение 1 мин и анодированные	2,98	—	—
протравленные и анодированные в течение 45 мин	4,35	—	—
Листы, состоящие из 99,5% алюминия и сплава AlMgSi, анодированные (с одновременным окрашиванием) в течение, мин:			
5	3,94	—	—
10	4,58	—	—
20	4,96	—	—
30	5,11	—	—
Листы, состоящие из 99,5% алюминия и сплава AlMgSi, обработанные пескоструйным аппаратом и анодированные (с одновременным окрашиванием) в течение, мин:			
5	4,18	—	—
10	4,7	—	—
20	5,05	—	—
30	5,11	—	—
Оцинкованные стальные листы	1,24	—	—
Листовая сталь:			
черная	4,64	—	—
покрытая суриком	4,98	—	—
окрашенная	5,23	—	—
Алюминий:			
с грубой поверхностью (К)	0,41	—	26
полированный (К)	0,3	—	23
» (К)	0,22	—	230
» (К)	0,33	—	580
Стальные трубы (К)	4,3—4,64	—	0—200
Алюминий:			
шлифованный (М)	—	0,039—0,057	225—575
шероховатый (М)	—	0,055	26
анодированный при 600 °С (М)	—	0,11—0,19	200—600
Сталь:			
шлифованная (М)	—	0,114—0,37	425—1020
шлифованная (М)	—	0,242	20
анодированная (М)	—	0,736	100

Примечание. К — данные, полученные Коллмаром и Лизе [98]; М — данные, полученные Михеевым [130]; остальные данные получены Научно-исследовательским институтом строительства и Будапештским политехническим университетом [17]



После выбора отопительного прибора необходимо осуществить теплотехнический расчет (см. раздел II). При определении места для размещения отопительных приборов следует руководствоваться указаниями, данными в пп. 1 и 5.

## **20. УЧЕТ ТЕПЛООЩУЩЕНИЯ ПРИ РАЗМЕЩЕНИИ ЛУЧИСТЫХ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ**

При проведении исследований теплоощущения человека, выполнявшихся ранее за рубежом, ставилась цель достигнуть так называемого абсолютного комфорта, т. е. состояния, приятного или нейтрального с точки зрения теплоощущения. При изложении различных методов оценки в большинстве случаев как конечный результат рассматривается именно такое состояние. Другое основное условие при выполнении большинства исследований заключается в том, что расчетные параметры у 95% пребывающих в помещении создают приятное теплоощущение, т. е. величина PPD (доля неудовлетворенных тепловой окружающей средой) составляет только 5%; теплоощущение не зависит от возраста, пола, этнических данных и т. д.

В исследованиях, проведенных в Венгрии за последнее время, была поставлена цель достигнуть значений параметров, еще приемлемых с точки зрения теплоощущения. Это означает, что вместо приятного субъективного теплоощущения зимой допускается также ощущение приятной прохлады, а летом — приятного тепла и что доля неудовлетворенных может составлять 15—20% (т. е., например, зимой только 80—85% считают параметры данного микроклимата приятными или ощущают приятную прохладу). Кроме того, предполагается, что теплоощущение до определенной степени зависит от возраста, этнических данных и, возможно, от пола.

Такая оценка теплоощущения перспективна прежде всего с точки зрения энергетики, поскольку допущение снижения или повышения расчетной температуры на 1—2°C имеет народнохозяйственное значение, так как приведет к большой экономии энергии. Например, для условий Венгрии снижение расчетной температуры в жилых зданиях с центральным отоплением на 1°C дает за отопительный период экономию энергии в размере 93 000 ГДж (по данным 1976 г.). Однако пока еще мы не располагаем достаточным количеством данных по этому вопросу.

Особые затруднения могут возникнуть при выборе метода оценки теплоощущения в зависимости от конструкции системы отопления. Прежде всего нужно решить, следует ли применять комфортные диаграммы, учитывающие излучение в направлении головы или всего тела, или выбрать иной метод. Как уже было упомянуто, этот вопрос еще не решен окончательно. Предполагается, что через несколько лет будет разработан такой метод расчета, по которому вычисляется лучистый теплообмен всего тела, но в некоторых случаях особо рассматривается излучение, доходящее до головы, и устанавливается его влияние на тепло-

ощущение. Однако до тех пор можно применять имеющиеся методы, поскольку во всем мире уже долгие годы действует множество установок, сконструированных на их основе. Впрочем, от новых точных методов расчета ожидается, в первую очередь, обеспечение экономии энергии, а не более надежной эксплуатации, поскольку такая проблема при использовании систем лучистого отопления вообще не возникает.

При оценке теплоощущения нужно учитывать следующие положения:

а) при использовании систем лучистого отопления, монтируемых в бетоне (т. е. с малой температурой поверхности) и применяемых для помещений с малым строительным объемом в жилых и общественных зданиях, можно использовать комфортные диаграммы либо метод, учитывающий тепловое равновесие всего тела;

б) для систем лучистого отопления со средней температурой поверхности в помещениях большого строительного объема общественных и жилых зданий можно применять способ, основанный на тепловом балансе всего тела, но целесообразно провести и несколько выборочных проверок относительно теплового баланса головы. По возможности нужно принимать во внимание влияние асимметричного излучения больших охлаждающихся поверхностей;

в) для систем лучистого отопления со средней и высокой температурой поверхности в зданиях с большой высотой, т. е. прежде всего в одноэтажных промышленных зданиях и зданиях павильонного типа сельскохозяйственного назначения, надо прежде всего проводить оценку с учетом излучения, отнесенного к поверхности головы, но обязательно оценить теплоощущение и на основе теплового баланса всего тела, особо выделив группу людей, находящихся около наружных ограждающих конструкций.

## 21. ИЗМЕНЕНИЯ В РАЗМЕЩЕНИИ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Изменения в размещении отопительных приборов могут быть необходимы по двум причинам:

температура поверхности отопительного прибора превышает допустимое значение, теплопоглощение тела и головы чрезмерно, т. е. недопустимо с точки зрения теплоощущения;

принятые отопительные приборы не могут компенсировать лучистую теплоотдачу людей, находящихся на данном месте, в направлении ограждающих конструкций.

Обе причины вызывают жалобы, и в обоих случаях ключом к решению является изменение расположения отопительных приборов. В первом случае простейшим способом является снижение температуры поверхности или размещение отопительного прибора на большем расстоянии от рабочей или обслуживаемой зоны, во втором случае наиболее целесообразным представляется обратное. Однако все изменения следует делать осторожно.

Следует упомянуть о том, что в крупных зданиях павильонного типа часто для компенсации влияния холодных ограждающих кон-

струкций внизу около них располагают отопительный прибор конвективного действия. В большинстве случаев такое решение невыгодно прежде всего с точки зрения экономии энергии, о чем будет сказано далее.

## **22. РАСЧЕТ ПРОЧИХ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМ ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ**

Расчет прочих, расположенных вне отопительного прибора, конструктивных элементов систем лучистого отопления проводится прежде всего с учетом применяемого теплоносителя. При разработке систем лучистого отопления, в которых в качестве теплоносителя используются вода или пар, для конструирования и расчета их отдельных элементов обычно действительны те же основные принципы, что и при разработке других систем отопления (например, конвективной) с подобным теплоносителем. Исключением являются системы, в которых применяется горячая вода, поскольку у них конструктивное устройство отопительных приборов тесно связано со строительными конструкциями. К ним можно отнести отопительные приборы и трубные элементы, смонтированные в слой бетона, а также до определенной степени — трубы систем лучистого отопления, расположенные в фальшпотолке помещения.

Расчет расположенных вне отопительного прибора элементов систем лучистого отопления, в которых в качестве теплоносителя используются газ или электричество, выходит за рамки данной книги и здесь рассматриваться не будет. Разработка конструктивных элементов, в которых теплоносителем является масло, будет рассматриваться в разделе V.

В отношении устройства трубной сети существуют известные правила. Необходимость дополнить их возникает только при прокладке труб для отопительных приборов, смонтированных в бетонный слой ограждающих конструкций.

### **22.1. Прокладка труб в потолке и перегородках**

Если над самым верхним этажом находится чердачное помещение, то там целесообразно расположить обратную магистраль системы отопления. Для правильного распределения располагаемого давления длина змеевиков в отдельных отопительных приборах не должна превышать 40 м. Если длина будет больше, змеевики следует разделить на несколько параллельных элементов. На рис. 22.1 и 22.2 показаны план одного из этажей и разрез здания с системой лучистого отопления. Трубная обвязка котельной этого здания изображена на рис. 22.3.

При наличии нескольких отопительных змеевиков в потолке их подводка к стоякам должна быть самостоятельной (см. подсоединение к подающему 3а и обратному 3б стоякам на рис. 22.1). Подводки к змеевикам, подсоединенным к подающему стояку 5,

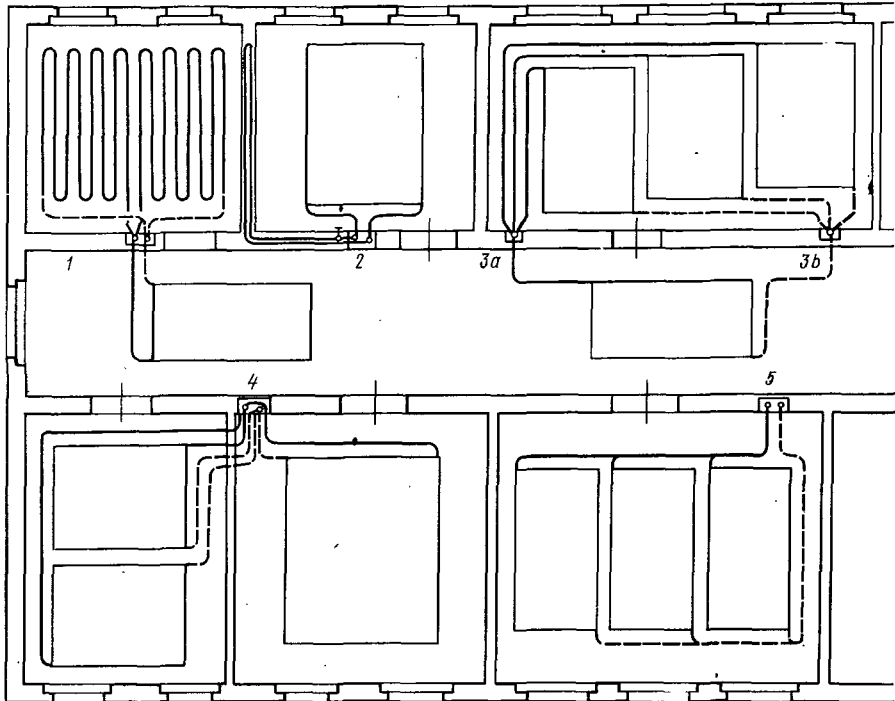


Рис. 22.1. Система потолочного лучистого отопления в плане

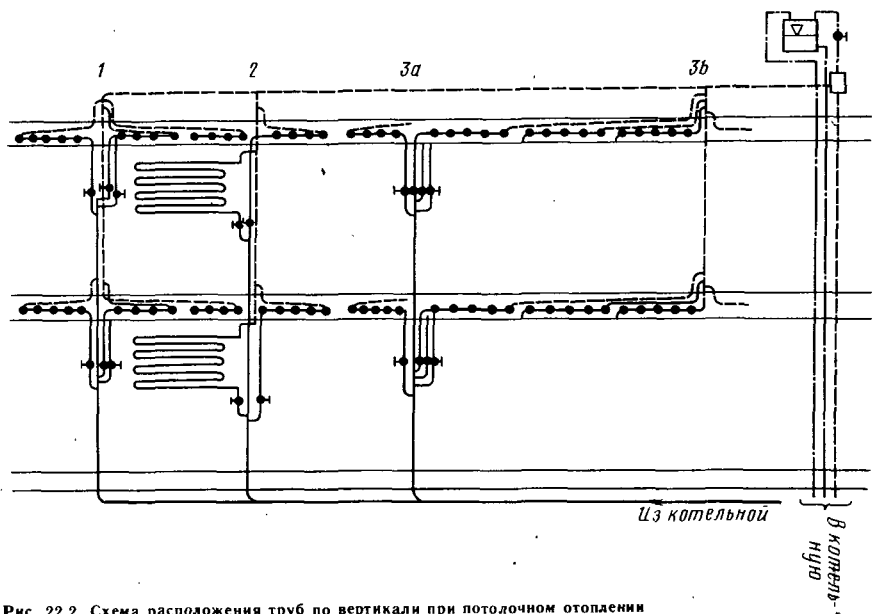


Рис. 22.2. Схема расположения труб по вертикали при потолочном отоплении

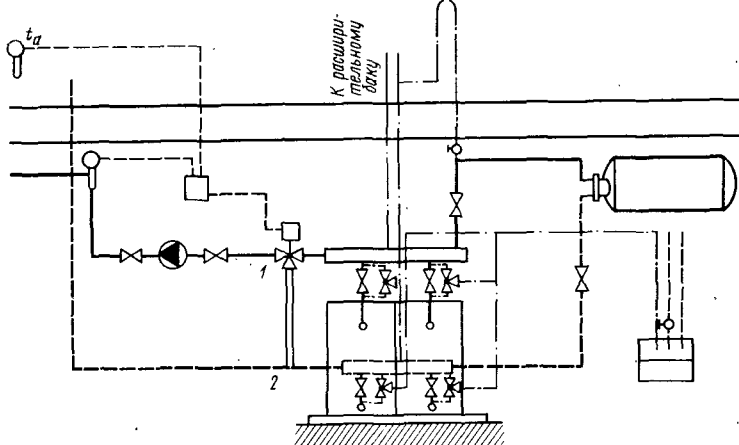


Рис. 22.3. Расположение оборудования котельной в здании с потолочным отоплением

расположены в бетоне, чего по возможности следует избегать.

Циркуляционный насос размещен на подающей магистрали, что обеспечивает полную безопасность эксплуатации котла.

На рис. 22.3 показана также схема автоматического регулирования температуры подаваемой в систему воды в зависимости от температуры наружного воздуха. Температура воды изменяется путем подмешивания теплоносителя из обратной магистрали через переключку 1—2.

Если в здании нет чердака, то обратную магистраль вместе с подающей монтируют под потолком цокольного этажа. Подсоединение змеевика к стояку показано на рис. 22.4, а удаление воздуха из самого верхнего греющего змеевика — на рис. 22.5. В настоящее время циркуляционный насос в системах отопления, как правило, устанавливают на обратной магистрали, т. е. на участке, имеющем меньшую температуру. Однако такой способ имеет ряд недостатков:

нельзя обеспечить полную безопасность котла, и в предохранительной трубе необходимо устраивать петлю, по высоте соответствующую уровню подъема воды насосом, что не всегда возможно из-за отсутствия чердачного помещения;

в большей части системы наблюдается давление, меньшее, чем определяемое уровнем воды в расширительном баке, и это часто вызывает осложнения при удалении воздуха.

Систему лучистого отопления нередко приходится объединять с системами отопления, оснащенными конвективными отопительными приборами (радиаторами, конвекторами и т. д.). Поскольку в котельной часто готовится вода и для системы горячего водоснабжения, подаваемая вода должна иметь и различную температуру. Положение иногда осложняется еще и тем, что систему центрального отопления приходится разделять в зависи-

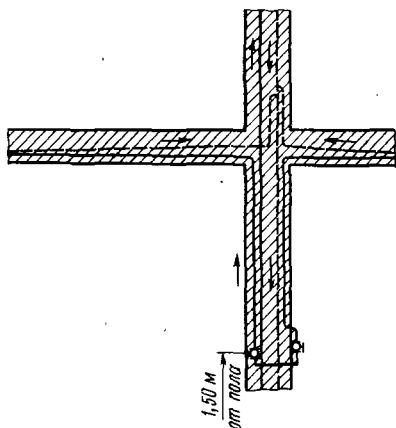


Рис. 22.4. Подсоединение змеевика потолочного лучистого отопления к стояку в системе с нижней разводкой магистралей

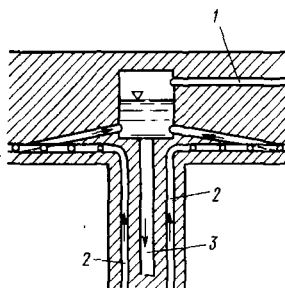


Рис. 22.5. Удаление воздуха из верхнего змеевика в системе потолочного лучистого отопления с нижней разводкой магистралей  
1 — к расширительному баку;  
2 — подающая труба; 3 — обратная труба

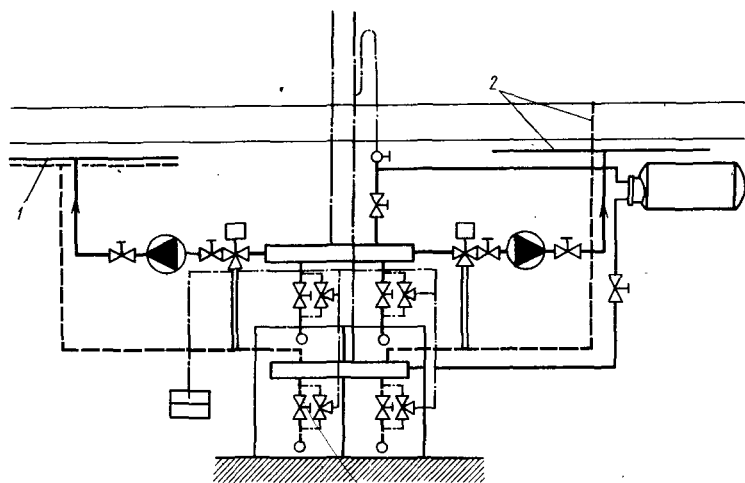
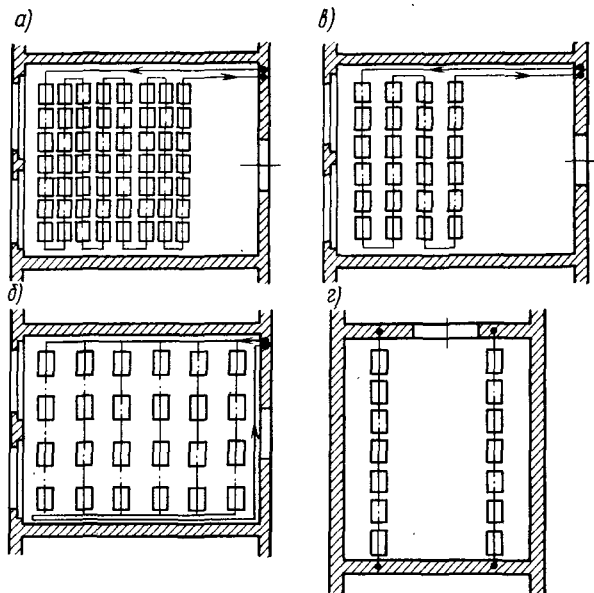


Рис. 22.6. Раздельное подсоединение конвективной и лучистой отопительных систем к котельной  
1 — к конвективной системе; 2 — к лучистой системе; 3 — к расширительному баку

мости от ориентации здания и эксплуатировать каждую часть в своем температурном режиме. Такую сложную задачу можно решить с помощью отдельных насосов, монтируемых в каждой системе. Нужный температурный режим обеспечивается путем подмешивания охлажденной воды к воде, идущей от котла. Котельная установка, в которой применено данное решение, показана на рис. 22.6.

Рис. 22.7. Устройство системы кассетного потолочного отопления со сплошным и ленточным расположением



## 22.2. Система отопления, размещенная в наружной стеновой панели

Прокладка в наружной стеновой панели имеет свои особенности. Подающую трубу конструируют в виде змеевика (см. рис. 6.11). Удаление воздуха можно осуществлять с помощью специального клапана, устанавливаемого на обратной подводке нескольких змеевиков. Схема расположения основных труб котельной аналогична показанной на рис. 22.3 и 22.6. При таком решении во избежание трудностей, связанных с изготовлением нескольких видов панелей, помещения, расположенные во внутреннем пространстве, можно отапливать с помощью находящегося снаружи подающего стояка или тепловой панели, вмонтированной между подающей и обратной магистралью. Подающие стояки к ним целесообразно подключать к котельной самостоятельно, поскольку теплотери помещений, расположенных во внутреннем пространстве, в основном не зависят от наружных условий, и поэтому температурой воды, подаваемой в их отопительные приборы, нельзя управлять в зависимости от наружной температуры.

## 22.3. Система лучистого отопления, состоящая из металлокассет с оштукатуренной или открытой поверхностью

Здесь очень важно, чтобы трубы, обогревающие кассеты, были смонтированы на расстоянии, соответствующем размерам кассет, строго горизонтально под нижней плоскостью потолка (рис. 22.7).

В отношении разводки труб нужно руководствоваться основными принципами монтажа. Эти отопительные приборы можно конструировать как в виде сплошного, так и в виде ленточного потолочного отопления.

# **У. ЛУЧИСТОЕ ОТОПЛЕНИЕ ЗДАНИЙ ПАВИЛЬОННОГО ТИПА ПРОМЫШЛЕННОГО И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ**

Под зданием павильонного типа здесь подразумевается здание, включающее в свой объем одно помещение с высотой более 4 м и площадью в плане более 100 м<sup>2</sup>. Именно при таких размерах помещения в зданиях промышленного и сельскохозяйственного назначения устройство в нем лучистого отопления является экономичным.

## **23. ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЙ ПАВИЛЬОННОГО ТИПА**

При отоплении зданий павильонного типа с большим объемом внутренних пространств и большой высотой важную с точки зрения теплотехники роль играет пол.

При укладке конструкций пола непосредственно на грунт возникает возможность теплоаккумуляции, позволяющая экономить тепловую энергию. В отношении пола и грунта под ним особенно важно, чтобы можно было использовать теплоту, накопленную летом, зимой же значительная часть теплоты от системы отопления должна быть направлена к поверхности пола. Последнему требованию в большей степени удовлетворяют системы лучистого отопления. Даже при идеальном воздушном отоплении, т. е. при равномерной температуре воздуха в помещении температура пола остается сравнительно низкой. Это объясняется тем, что конвективная теплоотдача воздуха в направлении пола мала, в то время как лучистая теплоотдача пола в направлении ограждающих конструкций велика. При лучистом же отоплении до пола доходит значительная часть выделяемой экранами теплоты, накапливающейся в грунте. При напольном отоплении обогревается сам пол.

Тепловые процессы, происходящие в полу и грунте, отличаются от аналогичных процессов в других ограждающих конструкциях здания, и на них следует остановиться подробнее.

### **23.1. Напольное отопление**

Прежде всего рассмотрим простейший с точки зрения техники вычислений случай, когда теплоисточником является пол. При этом необходимо отдельно рассмотреть постоянный и периодический режимы работы напольного отопления.

**23.1.1. Теплота, проникающая в грунт, при постоянном режиме работы системы отопления.** Непрерывная подача теплоты в помещение — наиболее распространенное условие эксплуатации системы центрального отопления. Если принять, что проникающий в грунт тепловой поток является одномерным, то в результате расчета получатся условия, менее благоприятные, чем в действительности, особенно в начальной стадии процесса, что приведет к определенному запасу при расчете.



Формирование температурного поля грунта при постоянном режиме отопления характеризуется известной зависимостью

$$\frac{\vartheta(x, \tau)}{\vartheta_0} = \operatorname{erfc} \frac{x}{\sqrt{4a\tau}} = \operatorname{erfc} \frac{1}{2\sqrt{Fo}}, \quad (23.1)$$

где  $\vartheta(x, \tau)$  — избыточная температура в слое на глубине  $x$  в момент  $\tau$  относительно температуры поверхности пола  $t_p$ ,

$$\vartheta(x, \tau) = t(x, \tau) - t_p; \quad (23.2)$$

$\vartheta_0$  — то же, в момент  $\tau=0$ ,

$$\vartheta_0 = t(x; 0) - t_p; \quad (23.3)$$

$Fo = a\tau/x^2$  — характерное для нестационарной теплопроводности безразмерное число Фурье.

Количество теплоты, поступающей от нагретого пола в грунт, описывается зависимостью

$$q = - \frac{\vartheta_0}{\sqrt{\pi}} \sqrt{\lambda c \gamma} \frac{1}{\sqrt{\tau}} \text{ Вт / м}^2. \quad (23.4)$$

Эта зависимость показывает, что количество теплоты, поступающей в грунт, зависит в первую очередь от его теплопоглощающей способности, определяемой показателем тепловой активности

$$b = \sqrt{\lambda c \gamma}, \text{ Дж / (м}^3 \cdot \text{К} \cdot \text{с}^{1/2}). \quad (23.5)$$

Поэтому чрезвычайно важно, чтобы основание под слоем бетона, устроенным в виде отопительной панели, имело малый показатель тепловой активности (например, можно применять засыпку шлаком). При этом по истечении определенного времени ( $\tau, \text{с}$ ) количество поступающей вниз теплоты будет ничтожно мало.

Средняя избыточная температура отопительной панели в большей мере зависит от характеристики

$$m = \sqrt{(\kappa_i + \kappa_e) / i \lambda_i}. \quad (23.6)$$

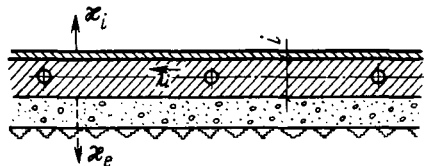
Пояснение входящих в эту формулу показателей дано на рис. 23.1. Определение коэффициента теплопередачи грунта  $\kappa_e$  связано с некоторыми затруднениями. Из выражения (23.4) видно, что эта величина уменьшается во времени, поэтому речь идет об определении величины  $\kappa_e$  в тот момент, когда количество поступающей в грунт теплоты равно ее количеству, передаваемому с нижней стороны панели в среду с избыточной температурой, равной температуре верхней стороны панели, но при  $\kappa = \kappa_e$ . Таким образом,

$$- \frac{\vartheta_0}{\sqrt{\pi}} \sqrt{\lambda c \gamma} \frac{1}{\sqrt{\tau}} = \kappa_e \vartheta_k, \quad (23.7)$$

где  $\vartheta_k$  — избыточная температура поверхности пола по отношению к температуре в отапливаемом помещении.

Если в уравнение (23.7) подставить температуру  $\vartheta_0$ , соответствующую избыточной температуре при самой холодной погоде,

Рис. 23.1. Пояснение величин, входящих в формулу (23.6)



т. е.  $\vartheta_0 = t(x, 0) - t_p = 11 - 26 = -15^\circ\text{C}$  [ $t_p = 26^\circ\text{C}$  — максимальная средняя температура пола;  $t(x, 0) = 11^\circ\text{C}$  — температура грунта], и избыточную температуру  $\vartheta_k$ , соответствующую температуре помещения, то коэффициент теплопередачи в направлении грунта можно определить при соответствующем подборе значения  $\tau$  по формуле

$$\kappa_e = -\frac{\vartheta_0}{\vartheta_k} \sqrt{\frac{\lambda c \gamma}{\pi}} \frac{1}{\sqrt{\tau}} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (23.8)$$

Из этой зависимости следует, что при постоянном отоплении в течение  $\tau = 144$  ч (1 неделя) получаются величины, не отклоняющиеся существенно от  $\kappa_e = 1,75 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , что можно уверенно использовать на практике. При этом для самой холодной и продолжительной зимы ( $\tau = 1000 - 1500$  ч) теплотери в грунт согласно выражению (23.4) составляют  $11,6 \text{ Вт}/\text{м}^2$ .

**23.1.2. Теплота, проникающая в грунт при периодическом отоплении.** Если избыточная температура пола (греющего бетонного слоя) периодически изменяется относительно какого-либо среднего значения с амплитудой  $\vartheta_T$  и периодом  $\tau_0$ , т. е. применяется периодическое отопление, то значение этой температуры в любой момент времени можно определить по формуле:

$$\vartheta = \vartheta_T \cos\left(\frac{2\pi}{\tau_0} \tau\right) ^\circ\text{C}. \quad (23.9)$$

Количество теплоты, проникающей в грунт за время работы отопления, описывается зависимостью

$$q_{\tau_0/2} = \vartheta_T 0,8 \sqrt{\lambda c \gamma} \sqrt{\tau} \text{ Дж}/\text{м}^2. \quad (23.10)$$

Такое же количество теплоты уходит из грунта во время перерыва в отоплении, если температурные условия вне грунта не изменяются. Поскольку за время перерыва в отоплении из здания может уйти значительный тепловой поток, требующий компенсации, отопительную установку следует рассчитывать на пиковую нагрузку с учетом теплоты, поступающей в грунт во время работы отопления. Исходя из тех же соображений, что и в п. 23.1.1. можно записать:

$$\kappa_e \vartheta_k = \frac{2 \cdot 0,8 \vartheta_T \sqrt{\lambda c \gamma} \sqrt{\tau_0}}{\tau_0}, \quad (23.11)$$

откуда

$$\kappa_e = 1,6 (\vartheta_T / \vartheta_k) \sqrt{\lambda c \gamma / \tau_0}.$$

По этой зависимости получаются уже большие значения коэффициента теплопередачи грунта [ $\kappa_e = 1,75 - 2,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ],

однако его влияние на величину  $m$ , определяемую выражением (23.6), также сказывается в довольно малой степени, поскольку  $\kappa_i \gg \kappa_e$ .

## 23.2. Лучистое отопление, осуществляемое с помощью экрана или инфракрасного излучателя

**23.2.1. Теплота, проникающая в пол при постоянном режиме работы системы отопления.** Можно предположить, что при включении отопления между полом и окружающей его средой возникает разность температуры. В действительности положение несколько иное, так как потребность в отоплении возникает тогда, когда наружная температура выше расчетной, а внутренняя температура и температура пола и соответственно верхнего слоя грунта, расположенного под ним, еще почти или совсем не отличаются друг от друга.

Решение дифференциального уравнения изменяющейся во времени линейной теплопроводности для какого-либо слоя на глубине  $x$  в момент  $\tau$  дает избыточную температуру  $\vartheta(x, \tau)$ , вычисляемую в зависимости от  $\vartheta(0; 0) = \vartheta_0$  — избыточной температуры поверхности пола относительно температуры грунта в момент  $\tau = 0$ . При лучистом отоплении важно прежде всего определить избыточную температуру поверхности пола и теплоту, забираемую этой поверхностью от отапливаемой окружающей среды. Для этого можно воспользоваться так называемым граничным условием третьего рода, согласно которому теплота, представляющая собой алгебраическую сумму теплопоступлений из окружающей среды на поверхность пола за счет конвекции и излучения, проходит через эту поверхность за счет теплопроводности, т. е. для какого-либо момента действительно условие

$$\alpha\vartheta(0; \tau) = -\lambda(\partial\vartheta/\partial x)_{x=0}. \quad (23.12)$$

Эту же зависимость можно записать в виде

$$-\left(\frac{\partial\vartheta}{\partial x}\right)_{x=0} = \frac{\alpha}{\lambda}(0; \vartheta) = h\vartheta(0; \tau). \quad (23.13)$$

Изменение избыточной температуры поверхности пола в зависимости от времени выражается формулой

$$\vartheta(0; \tau) = \vartheta_0 e^{a\tau h^2} (1 - \operatorname{erfc} \sqrt{a\lambda h^2 \tau}). \quad (23.14)$$

Вычисления упрощаются тем, что таблицу функции

$$e^{\eta^2} (1 - \operatorname{erfc} \eta)$$

до аргумента  $\eta = 5$  можно найти в работе [175].

Формирование температуры поверхности пола можно также проанализировать, исходя из следующих соображений. Предположим, что по истечении некоторого времени количество теплоты, проходящей за счет теплопроводности через поверхность пола, было бы таким, как если бы начальную избыточную температуру

определяли не в окружающей среде, а на поверхности пола. Используя граничное условие третьего рода и зависимость (23.4), можно записать

$$q = - \frac{\vartheta_0}{\sqrt{\pi}} \sqrt{\lambda c \gamma} \frac{1}{\sqrt{\tau}} = \alpha \vartheta(0; \tau) \text{Вт} / \text{м}^2, \quad (23.15)$$

откуда

$$\vartheta(0; \tau) = - \frac{\vartheta_0}{\alpha \sqrt{\pi}} \sqrt{\lambda c \gamma} \frac{1}{\sqrt{\tau}} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (23.16)$$

Значения, вычисляемые на основании этого предположения и зависимости (23.16), по сравнению с точным значением при  $\tau > 100$  ч отличаются от него на сотые доли градуса, а при  $\tau = 1000$  ч (т. е. приблизительно через полтора месяца) равны ему. Путем небольших преобразований выражение (23.14) можно привести к виду

$$\vartheta(0; \tau) = \vartheta_0 e^{\lambda c \gamma} \left( 1 - \operatorname{erfc} \sqrt{\frac{\alpha^2 \pi}{\lambda c \gamma}} \right) \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (23.17)$$

Анализ зависимостей (23.16) и (23.17) показывает, что избыточная температура пола тем больше приближается к температуре окружающей среды, чем меньше показатель тепловой активности пола  $b$ . Даже при сравнительно больших значениях  $b$  через месяц после начала постоянного отопления теплотери через пол по сравнению с теплотериями через остальные ограждающие конструкции ничтожно малы.

**23.2.2. Теплообмен поверхности пола при периодическом режиме работы системы отопления.** Для упрощения задачи периодические изменения температуры окружающей среды с амплитудой  $\vartheta_T$  около какой-то средней температуры можно выразить зависимостью (23.9). Эти колебания будут вызывать отстающие на фазу  $\varepsilon$  колебания температуры поверхности пола с амплитудой  $\xi_0 \vartheta_T$ , т. е. изменение температуры поверхности пола можно описать зависимостью

$$\vartheta(0; \tau) = \xi_0 \vartheta_T \cos \left( \varepsilon - \frac{2\pi}{\tau_0} \tau \right) \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (23.18)$$

При этом отношение амплитуд выражается формулой

$$\xi_0 = \frac{1}{1 + 2 \sqrt{\frac{\pi}{\alpha \tau_0 h^2}} + 2 \frac{\pi}{\alpha \tau_0 h^2}} < 1, \quad (23.19)$$

а фазовый сдвиг — уравнением

$$\varepsilon = \operatorname{arctg} \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\alpha \tau_0 h^2}{\pi}}} \quad (23.20)$$

Следует упомянуть о том, что  $\alpha \tau h^2$  можно представить в виде произведения безразмерных чисел, характерных для нестационарного теплового потока,  $Fo = \alpha \tau / x^2$  и  $Bi = hx$ . Эти зависимости

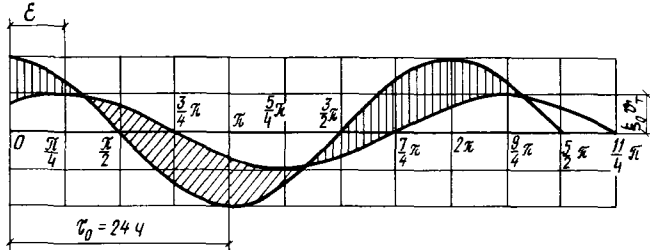


Рис. 23.2. Колебания температуры окружающей среды и пола при периодическом отоплении

можно выразить и через коэффициенты теплопоглощения. Тогда

$$\xi_0 = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{2}}{\alpha} \sqrt{\frac{2\pi}{\tau_0} \lambda c \gamma} + \frac{1}{\alpha^2} \frac{2\pi}{\tau_0} \lambda c \gamma} \quad (23.21)$$

и

$$\varepsilon = \text{arctg} \frac{1}{1 + \alpha \sqrt{\frac{2}{\tau_0}} \sqrt{\frac{\tau_0}{2\pi} \frac{1}{\lambda c \gamma}}} \quad (23.22)$$

В этих формулах применяется выражение

$$s = \sqrt{(2\pi / \tau_0) \lambda c \gamma} \quad \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (23.23)$$

которое особенно часто встречается в советской литературе и называется коэффициентом теплоусвоения материала или слоя. Это наименование было бы целесообразно дополнить словами: «при температурных колебаниях с периодом  $\tau_0$ ». Колебания температуры окружающей среды и пола иллюстрируются на рис. 23.2.

Теплообмен между полом и окружающей средой пропорционален разности соответствующей по времени температуры, что выражается зависимостью

$$q = \alpha[\vartheta(\tau) - \vartheta(0; \tau)].$$

Можно сказать, что теплота, накапливающаяся в полу во время работы системы отопления, возвращается во время перерыва в отоплении в окружающую среду. Нельзя не сказать и о том, что значительная часть лучистых теплопоступлений на пол удаляется с него путем излучения и конвекции во время работы системы отопления (см. ниже уравнения теплового баланса), и только часть теплоты поглощается полом. Эта часть из-за удаления теплоты во время перерыва в работе системы отопления больше, чем получается в результате приведенных выше расчетов, и для ее восполнения служит так называемая теплота натопа (форсированный режим).

Согласно выражению (23.21), амплитуда избыточной температуры  $\vartheta_{\tau}$ , наблюдающаяся на поверхности пола, тем меньше, чем больше коэффициент тепловой активности материала пола, что во время работы отопления вызывает большую теплоакку-

муляцию пола, а во время перерыва в работе — большую теплоотдачу. Таким образом, при большом коэффициенте тепловой активности температурные колебания поверхности уменьшаются, а колебания потоков увеличиваются. Если  $b$  стремится к бесконечности, то значение  $\xi_0$  приближается к 0. Поэтому если будут отсутствовать температурные колебания поверхности пола, то тепловые потоки будут максимальны.

Согласно выражению (23.20), фазовый сдвиг возрастает с возрастанием  $b$ . Предел его наступает при любом  $\tau_0$  и  $\sqrt{\lambda c \gamma} \rightarrow \infty$ . Тогда  $\varepsilon = \arctg 1 = \pi/4$ , что соответствует  $\tau = 3$  ч.

Если же теплопоглощающая способность уменьшается, то коэффициент  $\xi_0$  стремится к единице, а величина  $\varepsilon$  к 0. В этом случае температурные колебания поверхности пола равны температурным колебаниям окружающей среды, а теплообмен прекращается.

На практике коэффициент  $b = \sqrt{\lambda c \gamma}$  для пола довольно велик (в первую очередь в связи с необходимостью обеспечения прочности), и поэтому количество теплоты, поглощаемой полом во время отопления и отдаваемой во время перерыва в его работе, следует обязательно учитывать.

Таким образом, при отоплении зданий павильонного типа надо придавать должное значение сохранению теплоты, накапливающейся в полу, в частности, учитывать необходимое время начала отопительного сезона. Поскольку при постоянном отоплении количество теплоты, поступающей в пол, постоянно уменьшается, в этом случае следует ограничиваться компенсацией теплопотерь пола, в то время как при периодическом отоплении нужно учитывать ночную отдачу полом саккумулированной днем теплоты, что уменьшает охлаждение здания павильонного типа и снижает тепловую мощность системы отопления.

## 24. МЕТОД РАСЧЕТА ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ И ЕГО ПРОВЕРКА

При разработке метода расчета были проведены теоретические исследования, результаты которых проверялись на модели и в натуральных условиях. Любая система уравнений теплового баланса помещения относится к какому-либо конкретному объекту. Распространять результаты ее решения можно только на объекты, аналогичные расчетному, поэтому представлялось необходимым рассмотреть такие характерные помещения, которые наиболее часто встречаются в практике проектирования при конструировании лучистого отопления. Здания павильонного типа, рассмотренные в процессе теоретических исследований, различались геометрическими размерами и уровнем теплоизоляции. В табл. 24.1 приведены соотношения размеров рассматривавшихся зданий, коэффициенты облученности внутренних поверхностей, их наружных ограждений, отнесенных друг к другу и к поверхности отопительных приборов (с учетом их экранирующего эффекта), коэффициенты теплопередачи ограждающих конструкций, рассчи-

ТАБЛИЦА 24.1. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ИССЛЕДУЕМЫХ ЗДАНИЙ ПАВИЛЬОННОГО ТИПА

Вариант	Соотношение размеров здания		Коэффициент облученности												Соотношения площадей внутренних поверхностей			Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	m	Степень теплоизоляции экрана	
			a	b	h	Ф <sub>Р-S</sub>	Ф <sub>Р-M</sub>	Ф <sub>Р-F</sub>	Ф <sub>M-S</sub>	Ф <sub>M-P</sub>	Ф <sub>M-F</sub>	Ф <sub>F-S</sub>	Ф <sub>F-P</sub>	Ф <sub>F-M</sub>	A <sub>S</sub> /A <sub>P</sub>	A <sub>M</sub> /A <sub>P</sub>	A <sub>F</sub> /A <sub>P</sub>				κ <sub>M1</sub> κ <sub>1</sub>
A/1	—	—	—	0,1	—	—	0,1	—	—	—	—	—	—	0,1	—	—	—	1,1	—	0,1	1
A/2	—	—	—	0,05	—	—	0,05	—	—	—	—	—	—	0,05	—	—	—	1,1	—	0,1	1
A/3	—	—	—	0,1	—	—	0,1	—	—	—	—	—	—	0,1	—	—	—	1,1	—	0,1	0,2
A/4	—	—	—	0,05	—	—	0,05	—	—	—	—	—	—	0,05	—	—	—	1,1	—	0,1	0,2
A/5	—	—	—	0,1	—	—	0,1	—	—	—	—	—	—	0,1	—	—	—	3,5	—	0,1	1
A/6	—	—	—	0,05	—	—	0,05	—	—	—	—	—	—	0,05	—	—	—	3,5	—	0,1	1
A/7	—	—	—	0,1	—	—	0,1	—	—	—	—	—	—	0,1	—	—	—	3,5	—	0,1	0,2
A/8	—	—	—	0,05	—	—	0,05	—	—	—	—	—	—	0,05	—	—	—	3,5	—	0,1	0,2
B/1	202	55	50	0,122	0,298	0,58	0,212	0,2175	0,2985	0,0868	0,298	0,2112	0,2985	0,2901	1,3701	1,9431	1,9431	1,1	2,8	0,1	1
B/2	202	55	50	0,061	0,359	0,58	0,106	0,262	0,360	0,0434	0,298	0,2546	0,360	0,14505	1,3701	1,9431	1,9431	1,1	2,8	0,1	1
B/3	202	55	50	0,122	0,298	0,58	0,212	0,2175	0,2985	0,0868	0,298	0,2112	0,2985	0,2901	1,3701	1,9431	1,9431	1,1	2,8	0,1	0,2
B/4	202	55	50	0,061	0,359	0,58	0,106	0,262	0,360	0,0434	0,298	0,2546	0,360	0,14505	1,3701	1,9431	1,9431	1,1	2,8	0,1	0,2
B/5	202	55	50	0,122	0,298	0,58	0,212	0,2175	0,2985	0,0868	0,298	0,2112	0,2985	0,2901	1,3701	1,9431	1,9431	1,1	2,8	0,1	1
B/6	202	55	50	0,061	0,359	0,58	0,106	0,262	0,360	0,0434	0,298	0,2546	0,360	0,14505	1,3701	1,9431	1,9431	1,1	2,8	0,1	0,2
B/7	202	55	50	0,122	0,298	0,58	0,212	0,2175	0,2985	0,0868	0,298	0,2112	0,2985	0,2901	1,3701	1,9431	1,9431	1,1	2,8	0,1	1
B/8	202	55	50	0,061	0,359	0,58	0,106	0,262	0,360	0,0434	0,298	0,2546	0,360	0,14505	1,3701	1,9431	1,9431	1,1	2,8	0,1	0,2
C/1	10	4	9	0,0746	0,0566	0,8688	0,2941	0,0333	0,2606	0,0760	0,1551	0,0791	0,2606	0,5	1,7	5,6	5,6	1,1	7,8	0,25	1
C/3	10	4	9	0,0746	0,0566	0,8688	0,2941	0,0333	0,2606	0,0760	0,1551	0,0791	0,2606	0,5	1,7	5,6	5,6	1,1	7,8	0,25	0,2
C/4	10	4	9	0,0746	0,0566	0,8688	0,2941	0,0333	0,2606	0,0760	0,1551	0,0791	0,2606	0,5	1,7	5,6	5,6	1,1	7,8	0,25	0,2

тываемые от внутренней поверхности и, наконец, отношение площади отдельных поверхностей к площади пола. Во всех рассматривавшихся случаях отопительные экраны предполагались вначале без теплоизоляции, а затем — с теплоизоляцией на верхней стороне. Таким образом, для двадцати различных зданий павильонного типа были получены данные как о теплотерях зданий, так и о теоретической теплоотдаче отопительных экранов. Эти данные являются результатом решения систем уравнений теплового баланса с помощью цифровой вычислительной машины.

Для оценки теплоотдачи с нижней и верхней сторон отопительного экрана было рассмотрено распределение температуры и теплотери такой теоретической модели, отопительные экраны которой в одном случае излучают тепло только в направлении пола, а во втором случае — только в сторону потолка. Также был проанализирован случай, когда отопительные экраны отдают тепло только путем излучения. Затем было рассмотрено так называемое идеальное лучистое отопление, при котором теплотери оптимальны, а теплоотдача отопительных экранов наиболее приемлема.

Как ниже рассмотренные эксперименты на моделях, так и измерения, произведенные в натуральных условиях, доказывают, что и при отоплении экранами температура воздуха в рабочей зоне ниже, чем под потолком. Однако сопоставлять результаты экспериментов на моделях с результатами натуральных наблюдений можно лишь при выполнении сложного пересчета. Это связано с тем, что модели лучистых отопительных приборов из-за своей малой ширины имеют большую конвективную теплоотдачу, чем реальные отопительные экраны, и поэтому распределение температуры воздуха при моделировании менее благоприятное, чем в действительности.

С целью приближения к реальным условиям в расчетах определялось не распределение температуры в помещении по вертикали, а только распределение температуры воздуха в рабочей зоне. При этом предположили, что теплота, выделяемая экранами в «идеальном» случае конвекцией, устремляется только к потолку, нагревая его. Получаемая в этом случае температура в рабочей зоне и температурный градиент в помещении соответствуют аналогичным значениям, полученным в результате натуральных исследований. При этом предположении, естественно, увеличиваются теплотери «теоретической модели» и температура поверхности отопительного экрана. Коэффициенты же теплообмена, вычисляемые по ним впоследствии, меньше, чем коэффициенты теплообмена на поверхности отопительных приборов «идеальной» системы лучистого отопления, обеспечивающей равномерное распределение температуры воздуха в помещении.



### 25.1. Вычисление теплопотерь через пол в стационарных температурных условиях

В соответствии с вышесказанным, теплопотери через пол — величина переменная, и поэтому при составлении уравнения теплового баланса, описывающего стационарное состояние, это необходимо учитывать. Иначе говоря, следует решить, каким стационарным тепловым потоком следует заменить переменные теплопотери через пол, заметным образом не изменяя при этом температуру остальных ограждающих конструкций и теплопотери здания, т. е. каким путем подобрать значение  $m$  в уравнении теплового потока

$$q_p = m(t_i - t_a), \quad (25.1)$$

отнесенного к единице площади поверхности пола. Предыдущие рассуждения показали, что по истечении 1500—2000 ч с момента включения как при постоянном, так и при периодическом отоплении эта величина ничтожно мала. Помимо этого, во внимание следует принять тепловой поток, возникающий по краям пола, увеличивая теплопотери через него. Было установлено, что при  $\Phi_{M-p} > 0,42$  необходимо принимать  $m = 0,116 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , а при  $\Phi_{M-p} < 0,42$   $m = 0,29 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Здесь  $\Phi_{M-p}$  — коэффициент облученности с потолка на пол, отражающий одновременно геометрическую форму здания павильонного типа. Указанное выше числовое значение этого коэффициента соответствует обычному одноэтажному промышленному зданию с одним пролетом.

### 25.2. Расчет теплопотерь помещения на основании уравнений теплового баланса ограждающих конструкций

Теплопотери какого-либо помещения при наружной температуре  $t_a$  можно четко определить и вычислить, зная температуру, формирующуюся на внутренней поверхности ограждающих конструкций. Эту температуру в стационарных условиях можно вычислить путем решения соответствующих уравнений теплового баланса ограждающих конструкций. При их составлении обычно не учитывается влияние, оказываемое на теплопотери отопительными приборами и неравномерным распределением температуры по вертикали. Иными словами, в уравнениях теплового баланса не фигурируют (так же, как и при расчете теплопотерь по стандарту) слагаемые, учитывающие источник тепlopоступления для обеспечения предполагаемого теплового баланса, а также не учитывается влияние, оказываемое этим источником теплоты на теплопотери и на распределение температуры в помещении.

Характерной особенностью приведенных ниже расчетов является то, что температура в помещении одинакова во всем его объеме, но при этом учитывается конвективный теплообмен между воздухом и ограничивающими поверхностями, возникающий при свободном движении воздуха. Предполагается также равномерное распределение температуры на отдельных поверхностях.

В общем виде уравнения теплового баланса выглядят следующим образом:

для пола

$$Q_{PM} + Q_{PF} + Q_{Pl} + Q_{Pa} = 0, \quad (25.2)$$

для потолка

$$Q_{MP} + Q_{MF} + Q_{Ml} + Q_{Ma} = 0, \quad (25.3)$$

для стен

$$Q_{FP} + Q_{FM} + Q_{Fl} + Q_{Fa} = 0. \quad (25.4)$$

После раскрытия слагаемых этих уравнений, кроме известной наружной температуры  $t_a$ , в них фигурируют температуры  $t_p$ ,  $t_M$ ,  $t_F$  и  $t_l$ . Если задаться одной из них, то можно решить систему уравнений и определить теплопотери помещения. В принципе можно задать любую температуру, однако целесообразно производить расчет исходя из заданного значения температуры воздуха или пола, сильнее всего влияющих на самочувствие человека в помещении. В ходе наших расчетов задавалась температура воздуха  $t_p$ .

Вычисляемые таким образом теплопотери соответствовали бы действительным, если бы температура воздуха была неизменна как во времени, так и во всех точках помещения и влияние отопительных приборов не вызывало бы местных изменений температуры поверхности ограждающих конструкций. В развернутом виде уравнения теплового баланса выглядят следующим образом.

Уравнение для пола:

$$A_p \left\{ C_{PM} \Phi_{P-M} \left[ \left( \frac{T_P}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_M}{100} \right)^4 \right] + C_{PF} \Phi_{P-F} \times \right. \\ \left. \times \left[ \left( \frac{T_P}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_F}{100} \right)^4 \right] + \alpha_{Pl} (t_p - t_l) + m(t_p - t_a) \right\} = 0. \quad (25.5)$$

Сокращая на  $A_p$ , предполагая  $C_{PM} = C_{PF} = C$ , вводя коэффициент чистого теплообмена

$$\alpha_{pN} = C b_{pN} = C \frac{\left( \frac{T_P}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_N}{100} \right)^4}{T_P - T_N}, \quad (25.6)$$

где  $N = P, M, F$ , обозначая

$$\Phi_{P-N} \alpha_{pN} = \Phi'_{P-N} \quad (25.7)$$

и, наконец, записывая все разности температуры в виде избыточной температуры

$$\theta_N = t_N - t_l \text{ и } \theta_a = t_a - t_l, \quad (25.8)$$

уравнение (25.5) можно привести к виду

$$\Phi'_{P-M} (\theta_P - \theta_M) + \Phi'_{P-F} (\theta_P - \theta_F) + \alpha_{Pl} \theta_P + m(\theta_P - \theta_a) = 0 \quad (25.9)$$

и, соответственно, получить

$$\vartheta_p(\Phi'_{p-M} + \Phi'_{p-F} + \alpha_{pI} + m) - \Phi'_{p-M}\vartheta_M - \Phi'_{p-F}\vartheta_F - m\vartheta_a = 0.$$

Если обозначить

$$\Phi'_{p-M} + \Phi'_{p-F} + \alpha_{pI} + m = \Sigma P',$$

то получим упрощенную зависимость

$$\vartheta_p \Sigma P' - \Phi'_{p-M}\vartheta_M - \Phi'_{p-F}\vartheta_F - m\vartheta_a = 0. \quad (25.10)$$

Аналогично тепловой баланс для потолка имеет вид:

$$\vartheta_M \Sigma M' - \Phi'_{M-p}\vartheta_p - \Phi'_{M-F}\vartheta_F - \alpha_M \vartheta_a = 0, \quad (25.11)$$

где

$$\Sigma M' = \Phi'_{M-p} + \Phi'_{M-F}\alpha_{MI} + \alpha_M,$$

и, наконец, для стен

$$\vartheta_F \Sigma F' - \Phi'_{F-p}\vartheta_p - \Phi'_{F-M}\vartheta_M - \alpha_F \vartheta_a = 0, \quad (25.12)$$

где

$$\Sigma F' = \Phi'_{F-p} + \Phi'_{F-M} + \alpha_{FI} + \alpha_F.$$

Задаваясь величиной  $t_l$ , а также  $\vartheta_l = 0$ , получаем систему, состоящую из трех уравнений с тремя неизвестными, которая может быть решена только путем итерации, поскольку все коэффициенты теплообмена сами являются функцией искомой температуры, т. е. корней системы.

Для зданий павильонного типа А (площадь которых можно считать бесконечной) из этих уравнений исключаются члены с индексом  $F$ , и поэтому необходимо решить систему, состоящую только из двух уравнений:

$$\vartheta_p \Sigma P' - \Phi'_{p-M}\vartheta_M - m\vartheta_a = 0. \quad (25.13)$$

$$\vartheta_M \Sigma M' - \Phi'_{M-p}\vartheta_p - \alpha_M \vartheta_a = 0. \quad (25.14)$$

Здесь

$$\Sigma P' = \Phi'_{p-M} + \alpha_{pI} + m; \quad \Sigma M' = \Phi'_{M-p} + \alpha_{MI} + \alpha_M.$$

В вычислениях коэффициент приведенного излучения  $C$  везде принимался равным  $4,82 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ , а коэффициент конвективного теплообмена выражался как среднее арифметическое величин, определяемых по общеизвестным зависимостям Нуссельта и Михеева [190]. Для различных ограждающих конструкций в зависимости от температурных соотношений действительны следующие зависимости, по которым определяют коэффициент конвективного теплообмена  $\alpha_{Nb}$   $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Для горизонтальной поверхности, если направление тепло-

вого потока соответствует направлению воздушного потока, согласно Нуссельту

$$\alpha_{Nl} = 2,3(\vartheta_N - \vartheta_l)^{1/4}, \quad (25.15a)$$

а согласно Михееву при  $Gr \cdot Pr \geq 20 \cdot 10^7$  (это условие выполняется при использовании отопительных установок)

$$\alpha_{Nl} = 1,7(\vartheta_N - \vartheta_l)^{1/3}; \quad (25.15b)$$

если направление теплового потока противоположно направлению воздушного потока, то согласно Нуссельту

$$\alpha_{Nl} = 0,55(\vartheta_N - \vartheta_l)^{1/4}, \quad (25.16a)$$

а согласно Михееву

$$\alpha_{Nl} = 0,94(\vartheta_N - \vartheta_l)^{1/3} \quad (25.16b)$$

Для вертикальных поверхностей независимо от направления теплового потока согласно Нуссельту

$$\alpha_{Fl} = 1,7(\vartheta_F - \vartheta_l)^{1/4}, \quad (25.17a)$$

а согласно Михееву

$$\alpha_{Fl} = 1,31(\vartheta_F - \vartheta_l)^{1/3}. \quad (25.17b)$$

Конвективный теплообмен верхней стороны отопительного экрана вычисляли по зависимостям (25.15a) и (25.15b), а нижней стороны—по Нуссельту:

$$\alpha_{Sl} = 1,1(\vartheta_S - \vartheta_l)^{1/4}, \quad (25.18a)$$

и по Михееву:

$$\alpha_{Sl} = 0,94(\vartheta_S - \vartheta_l)^{1/3} \quad (25.18b)$$

Разумеется, во всех случаях нужно использовать абсолютную величину разности под радикалом. После решения уравнений теплового баланса теплотери помещения можно найти по формуле

$$Q^+ = A_p m(\vartheta_p - \vartheta_a) + A_M \alpha_M(\vartheta_M - \vartheta_a) + A_F \alpha_F(\vartheta_F - \vartheta_a). \quad (25.19)$$

Для удобства сопоставления эту величину целесообразно отнести к единице площади поверхности пола

$$q_p^+ = Q^+ / A_p = m(\vartheta_p - \vartheta_a) + (A_M / A_p) \alpha_M(\vartheta_M - \vartheta_a) + (A_F / A_p) \alpha_F(\vartheta_F - \vartheta_a) \text{ Вт/м}^2. \quad (25.20)$$

Здесь знак  $+$  указывает на то, что и температура поверхностей, и теплотери получены в идеальных условиях, т. е. с учетом равномерного распределения температуры воздуха в помещении на основании уравнений теплового баланса (25.10) — (25.12).

Значения  $Q^+$  и соответственно  $q_p^+$  получены с учетом условий, недостижимых на практике, поэтому действительные теплотери всегда больше, а величины  $Q^+$  и  $q_p^+$  служат прежде всего для сопоставления различных вариантов. Ниже они будут упоминаться как «фиктивные теплотери» помещения.

Теплопотери можно сравнивать только в том случае, если известно, при какой результирующей внутренней температуре  $t_R$  и наружной температуре  $t_a$  они возникают. Для сопоставления вариантов удобно использовать отношение

$$K^+ = \frac{q_P^+}{t_R^+ - t_a} \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (25.21)$$

Значения  $K^+$  были получены для различных случаев применения отопительных экранов, что позволило сопоставить теплопотери в помещениях с лучистым отоплением с фиктивными теплопотерями.

После вычисления трансмиссионных теплопотерь  $q_{Plr}$  по действующему стандарту можно определить отношение

$$q_{Plr}/K^+ = t'_R - t_a. \quad (25.22)$$

Пользуясь им, можно определить результирующую температуру  $t'_R$ , которая будет поддерживаться в помещении, если его теплопотери и компенсирующие их теплопоступления равны значению, вычисленному по стандарту:

$$t'_R = t_a - \frac{q_{Plr}}{q_P^+} (t_R^+ - t_a). \quad (25.23)$$

Для определения теплопотерь (с учетом работы отопительной установки), возникающих в действительности, используются приведенные ниже уравнения теплового баланса.

Тепловой баланс поверхности пола:

$$Q_{PS} + Q_{PM} + Q_{PF} + Q_{Pl} + Q_{Pa} = 0; \quad (25.24)$$

тепловой баланс поверхности потолка:

$$Q_{MS} + Q_{MP} + Q_{MF} + Q_{Ml} + Q_{Ma} = 0; \quad (25.25)$$

тепловой баланс поверхности стен:

$$Q_{FS} + Q_{FP} + Q_{FM} + Q_{Fl} + Q_{Fa} = 0; \quad (25.26)$$

тепловой баланс для воздуха помещения:

$$Q_{IS} + Q_{IP} + Q_{IM} + Q_{IF} = 0. \quad (25.27)$$

Решение этой системы, состоящей из четырех уравнений, не может быть таким же, как решение системы, состоящей из уравнений (25.2) — (25.4).

Особенно заметна разница между потерями, рассчитываемыми с учетом или без учета отопительной установки, при потолочном отоплении и при размещении отопительных приборов в наружных стенах. Эта разница велика и при воздушном отоплении.

### 25.3. Недостатки расчета теплопотерь по существующему стандарту

Вычисление теплопотерь и соответственно определение теплопотребности здания обычно во всех странах регламентируются стандартами. При этом обеспечивается удовлетворительный результат для большинства зданий, особенно для жилых и административных. Недостатком таких расчетов теплопотерь, особенно отдельно стоящих крупных промышленных зданий, является то, что недоучет некоторых их теплотехнических особенностей может привести к существенной погрешности.

Основой расчета трансмиссионных теплопотерь служит зависимость

$$Q_{tr} = \left( 1 + \sum_1^i Z_i \right) \sum_1^n F_n k_n (t_i - t_a) \text{ Вт}, \quad (25.28)$$

где  $\sum Z_i$  — сумма коэффициентов, учитывающих добавочные теплопотери.

Последние используются для того, чтобы отопительная установка обеспечивала более или менее одинаковое самочувствие людей, независимо от ориентации помещения, числа наружных стен и соотношения параметров помещения.

Для крупного здания павильонного типа формирование коэффициента теплообмена на внутренней поверхности ограждения  $\alpha_b$  во многом определяет значение коэффициента теплопередачи  $k$ , вычисляемого по формуле

$$k = \frac{1}{(1 / \alpha_b) + \sum (\delta_i / \lambda_i + 1 / \alpha)} \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (25.29)$$

Этим коэффициентом нельзя пренебрегать даже тогда, когда значение  $\sum (\delta_i / \lambda_i)$  велико, т. е. ограждающие конструкции имеют хорошую теплоизоляцию. Особенно это справедливо для зданий павильонного типа, огражденных большими стеклянными поверхностями, у которых  $1 / \alpha_b$  имеет тот же порядок, что и термическое сопротивление  $\delta / \lambda$ . Из-за частого завышения  $\alpha_b$  значение коэффициента  $k$  в расчетах принимается больше, чем в действительности. Завышение значения  $\alpha_b$  связано с тем, что суммирование коэффициентов лучистого и конвективного теплообмена возможно только при условии равенства температуры воздуха и греющих поверхностей, обращенных к наружной стене. Основой для определения  $\alpha_b$  является следующая зависимость, выражающая тепловой баланс на внутренней поверхности какой-либо конструкции, отнесенный к единице ее площади:

$$\alpha_{F_s}(t_F - t_s) + \alpha_F(t_F - t_i) + \alpha_{F_a}(t_F - t_a) = 0, \quad (25.30)$$

где  $t_s$  — радиационная температура поверхностей, окружающих данную поверхность;  $\alpha_{F_s}$  — коэффициент лучистого теплообмена между данной поверхностью и остальными поверхностями.

Эту же зависимость можно записать в ставшем уже привычном виде

$$\alpha_b(t_F - t_i) + \alpha_F(t_F - t_a) = 0, \quad (25.31)$$

т. е. выразить через коэффициент полного теплообмена  $\alpha_b$  только в том случае, когда  $t_s = t_l = t_i$ .

Здесь

$$\alpha_b = \alpha_{Fs} + \alpha_{Fl}. \quad (25.32)$$

Легко убедиться в том, что в здании павильонного типа со стеклянными и железобетонными конструкциями радиационная температура ограждающих конструкций  $t_s < t_l$ , поэтому для подавляющего большинства случаев использование коэффициента теплопередачи  $k$ , вычисленного из выражения (25.29), не дает действительной величины теплотерьер. Если теплотехнические свойства ограждающих конструкций помещения приблизительно одинаковы, что бывает часто, то для отдельно стоящего здания павильонного типа гораздо ближе к действительности предположение

$$\alpha_{Fs}(t_F - t_s) \approx 0,$$

которое говорит о том, что между внутренними поверхностями ограждающих конструкций практически нет лучистого теплообмена. Вследствие этого значения коэффициента теплообмена  $\alpha_b$ , предусмотренные стандартом [для внутренней поверхности наружной стены  $\alpha_b = 8,1$ , для потолка  $\alpha_b = 10,4$  Вт/(м<sup>2</sup>·К)], далеки от действительности. При применении этих значений искажаются и значения температуры, формирующейся на внутренней поверхности и определяемой по зависимости

$$t_F = t_i - \frac{k(t_i - t_a)}{\alpha_b} \quad (25.33)$$

Раскрывая значение величины  $k$ , можно записать эту зависимость в виде

$$t_F = t_i - \frac{1}{1 + \alpha_b \sum (\delta_i / \lambda_i + \alpha_b / \alpha_k)},$$

показывающем степень отклонения от действительных значений температуры внутренних поверхностей в зависимости от погрешности при оценке  $\alpha_b$ . Это может исказить также результирующую температуру, характерную для оценки теплоощущения человека, и затруднить сопоставление с другими вариантами. Все сказанное лишней раз подтверждает необходимость определения теплотерьер с помощью уравнений теплового баланса, выведения затем результирующей температуры и сопоставления последней с так называемой внутренней температурой  $t_i$ , служащей основой для расчета трансмиссионных теплотерьер.

## 25.4. Оценка теплоощущения в зданиях павильонного типа

Оценка теплоощущения человека для различных вариантов зданий (см. табл. 24.1) была проведена на основании системы уравнений (25.10) — (25.12), а для зданий павильонного типа по варианту А — с учетом уравнений (25.13) и (25.14). Расчет теплопотерь проводился по стандартной методике.

При решении системы уравнений температуру воздуха принимали равной  $t_l = 25^\circ\text{C}$ , и соответственно избыточную температуру  $\theta_l = t_l - t_i = 0^\circ\text{C}$ . Для точной оценки величины  $\alpha_N(N = F, M, P)$  предположили, что температура поверхности всех ограждающих конструкций ниже, чем температура воздуха. Это предположение, как правило, точно в отношении потолка и боковых стен, поскольку через них тепловой поток проходит беспрепятственно, в то время как в конструкции пола может возникнуть противоположное движение теплового потока из грунта в помещение, что значительно уменьшает коэффициент теплообмена. В соответствии с этим коэффициент конвективного теплообмена вычислялся как среднее арифметическое значений, полученных из формул (25.15а) и (25.15б) для потолка, (25.16а) и (25.16б) для пола, (25.17а) и (25.17б) для стен.

Из-за различий в формировании конвективного теплового потока разность между температурой поверхностей пола и потолка в рассматриваемых случаях иногда весьма мала, иногда даже  $t_M > t_P$ . Для расчета теплопотерь по стандарту коэффициент теплопередачи был определен с помощью зависимости

$$1/k_i = (1/\alpha_b) - (1/\alpha_i). \quad (25.34)$$

Здесь значение  $\alpha_b$  для стен было принято равным 8,1, для потолка — 10,4 Вт/(м<sup>2</sup>·К). Принятие такого значения  $\alpha_b$  объяснялось необходимостью выявить результирующую температуру, теоретически обеспечиваемую при теплопотерях, получаемых расчетом по стандарту.

Радиационная температура вычислялась по зависимости (17.26) с точностью до 0,01, при этом не учитывалось наличие греющей поверхности отопительного прибора. По результатам проведенных расчетов были сделаны следующие выводы.

1. Между температурой внутренней поверхности ограждающих конструкций и условной равномерно распределенной температурой воздуха наблюдается значительная разница. Она тем больше, чем меньше коэффициент облученности с потолка на пол и чем хуже теплоизоляционная способность ограждающих конструкций. Отмечена сравнительно низкая температура пола, что объясняется в первую очередь малым коэффициентом конвективного теплообмена на его поверхности. Это позволяет и критически оценивать воздушное отопление.

2. Результирующая температура  $t_R$  может изменяться в широких пределах в зависимости от соотношения размеров здания и степени теплоизоляции его ограждающих конструкций.



3. Самый важный вывод связан с формированием теоретической результирующей температуры  $t'_{R}$  возникающей при поступлении в помещение теплоты, которая компенсирует теплопотери, рассчитанные в соответствии со стандартом. Согласно этому выводу, количество необходимой теплоты, рассчитываемое по стандарту в зданиях павильонного типа с теплоизоляцией, соответствующей современным возможностям строительства в Венгрии, обеспечивает температуру  $t'_{R}$  обычно большую, чем результирующая температура  $t_{R}$  хотя здание предполагается отдельно стоящим и в расчетах не учитывается так называемая угловая добавка. В зданиях со слабой теплоизоляцией результирующая температура не достигает внутренней температуры  $t_i$ , но превышает значение  $t_{R}$  которое установилось бы при теплопотерях, получаемых в результате расчета по стандарту. Причина этого была указана выше (см. п. 25.3): в зданиях павильонного типа с несколькими наружными ограждающими конструкциями принимают большие коэффициенты теплопередачи  $k$ , чем действительные.

Необходимо объяснить также, почему в здании павильонного или другого типа с плохой теплоизоляцией теплоподача, компенсирующая теплопотери, полученные по стандартному расчету, обеспечивает при одинаковой температуре  $t_i$  меньшую результирующую температуру, чем в здании с хорошей теплоизоляцией. В соответствии с зависимостями (25.29) и (25.33) ошибка, получаемая при определении  $\alpha_{bi}$  и влияющая на значения коэффициента  $k$  и температуры внутренней поверхности стены, менее ощутима для стены со слабой теплоизоляцией, иными словами, в большей мере увеличивает эти значения, чем при хорошей теплоизоляции. Однако этого недостаточно для компенсации снижения результирующей температуры, вызываемого наличием более холодных стен.

Таким образом, можно утверждать, что в зданиях павильонного типа с несколькими наружными стенами целесообразно применять не угловую добавку, а добавку, компенсирующую неблагоприятное влияние, оказываемое на результирующую температуру стенами с плохой теплоизоляцией. Эта добавка для применяемых в строительной практике стен с самой слабой теплоизоляцией не должна превышать 5—6%.

## 26. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ЭКРАНОВ

### 26.1. Формирование температуры, теплопотерь и теплоотдачи отопительных экранов в зданиях павильонного типа с бесконечно большой площадью

В пункте 25.2 отмечалось, что присутствие отопительных приборов влияет на действительные теплопотери помещения. Это подтверждается сопоставлением систем уравнений (25.2) — (25.4), а также (25.24) — (25.27). Очевидно, что эти системы не могут иметь одинаковые решения.

Для анализа теплопотерь здания и условий теплопоступления

от отопительных экранов в зависимости от соотношения размеров помещения рассмотрим сначала простейший теоретический случай, а затем случаи, часто встречающиеся на практике. Здесь будет речь идти об отоплении зданий павильонного типа (типа А, см. табл. 24.1), в которых поверхность боковых стен  $A_F$  ничтожно мала по сравнению с поверхностью пола или потолка ( $A_P, A_M$ ), а поэтому ничтожно мало и количество теплоты, излучаемой на боковые стены. Для оценки теплоты, поступающей различными способами и в различных направлениях, рассмотрим следующие варианты:

отопительный экран выделяет теплоту только со стороны, обращенной к полу, и только путем излучения;

отопительный экран отдает теплоту только со стороны, обращенной к потолку, и только путем излучения;

отопительный экран отдает теплоту с обеих своих сторон только путем излучения;

отопительный экран выделяет теплоту как излучением, так и конвекцией в обе стороны, но предполагается, что градиент температуры по вертикали равен нулю;

нижняя сторона отопительного экрана выделяет теплоту только путем излучения, а с верхней стороны на потолок поступает столько теплоты, сколько отдается с верхней стороны излучением и с обеих сторон отопительного экрана — конвекцией.

Рассмотрение этих вариантов позволяет установить пределы теплопотерь и теплоотдачи отопительного экрана. На основе измерений, проведенных на опытных установках и моделях, были определены пределы, к которым наиболее близки действительные величины.

В соответствии с особенностями лучистого отопления исходной величиной считается температура на поверхности пола  $t_p$ , сильнее всего влияющая на самочувствие человека. К ней отнесены все значения избыточной температуры, используемые в расчетах.

**26.1.1. Отопительный экран отдает теплоту только со стороны, обращенной к полу, и только излучением.** В данном случае уравнения теплового баланса отдельных ограждающих поверхностей и воздуха для стационарного состояния могут быть записаны следующим образом:

для пола:

$$Q_{PS} + Q_{RM} + Q_{PI} + q_{Pa} = 0, \tag{26.1}$$

для потолка:

$$Q_{MP} + Q_{MI} + q_{Ma} = 0, \tag{26.2}$$

для воздуха:

$$Q_{IP} + Q_{IM} = 0. \tag{26.3}$$

В уравнениях (26.2) и (26.3) температура отопительного экрана не фигурирует, и поэтому решение системы, состоящей из этих

двух уравнений, не составляет особых трудностей и без применения ЭВМ. С помощью полученных отсюда значений  $\vartheta_M$  и  $\vartheta_l$ , (а также  $t_M$  и  $t_l$ ) уравнение (26.1) в развернутом виде может быть решено за один прием. Ведь тепловой баланс пола можно записать в виде

$$A_p[C_{pS}\Phi_{p-S}(T_p/100)^4 - (T_S/100)^4 + C_{pM}\Phi_{p-M}[(T_p/100)^4 - (T_M/100)^4] + \alpha_{pl}(t_p - t_l) + m(t_p - t_a)] = 0, \quad (26.4)$$

где неизвестна уже только  $T_S$  (абсолютная температура поверхности отопительного экрана).

Развернутый вид уравнения теплового баланса потолка

$$A_M \left\{ C_{Mp}\Phi_{M-p} \left[ \left( \frac{T_M}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_p}{100} \right)^4 \right] + \alpha_{Ml}(t_M - t_l) + \kappa_M(t_M - t_a) \right\} = 0 \quad (26.5)$$

с уже приведенными обозначениями принимает вид

$$\vartheta_M \Sigma M' - \alpha_{Ml}\vartheta_l - \kappa_M\vartheta_a = 0, \quad (26.6)$$

где

$$\Sigma M' = \Phi'_{M-p} + \alpha_{Ml} + \kappa_M.$$

Тепловой баланс для воздуха зависит только от температуры пола и потолка, поскольку, согласно условию, отопительный экран не отдает теплоту конвекцией:

$$A_p\alpha_{pl}(t_l - t_p) + A_M\alpha_{Ml}(t_l - t_M) = 0, \quad (26.7)$$

где  $A_p = A_M$ .

Воздух воспринимает теплоту только за счет теплоступления от облучаемого экраном более теплого пола и может передавать теплоту только потолку. Воздушный поток может устремляться как вдоль пола, так и вдоль потолка, подчиняясь законам свободной конвекции. Коэффициент конвективного теплообмена при этом в обоих случаях может быть выражен одной и той же зависимостью

$$\alpha_{pl} = \alpha_{Ml} = \alpha_l.$$

После введения избыточной температуры уравнение теплового баланса для воздуха упрощается и принимает вид

$$\vartheta_l = \vartheta_M/2. \quad (26.8)$$

Подстановкой величины  $\vartheta_l$  в выражение (26.6) можно получить уравнение

$$\vartheta_M \Sigma M'' - \kappa_M\vartheta_a = 0, \quad (26.9)$$

где

$$\Sigma M'' = \Phi'_{M-p} + 0,5\alpha_l + \kappa_M. \quad (26.10)$$

Результаты, получаемые при решении данной системы уравне-

ний для двух вариантов зданий, приведены в табл. 26.1. Эта система уравнений была решена без использования ЭВМ, к тому же в качестве эксперимента в первом варианте для определения  $\alpha_{Ni}$  использована зависимость Михеева (25.156), а во втором — зависимость Нуссельта (25.15а).

В табл. 26.1 приведен первый вариант, однако нужно заметить, что в решении по второму варианту отклонение полученных значений ничтожно мало. Это доказывает, что неточности в расчетах мало влияют на значение коэффициента конвективного теплообмена, особенно в случае свободной конвекции. Ниже для пояснения табл. 26.1 рассмотрен метод расчета отдельных входящих в нее показателей.

ТАБЛИЦА 26.1. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЗДАНИЯ ПАВИЛЬОННОГО ТИПА, ИМЕЮЩЕГО БЕСКОНЕЧНО БОЛЬШУЮ ПЛОЩАДЬ, С ОТОПИТЕЛЬНЫМ ЭКРАНОМ, ОТДАЮЩИМ ТЕПЛОТУ ТОЛЬКО С НИЖНЕЙ СВОЕЙ СТОРОНЫ И ТОЛЬКО ПУТЕМ ИЗЛУЧЕНИЯ

Показатели	Обозначения	Вариант		Показатели	Обозначения	Вариант	
		A/1	A/5			A/1	A/5
Известные данные	$t_a$	-15	-15	Температура	$t_i$	17,03	13,55
	$\vartheta_a$	-35	-35		$t_s$	21,27	22,84
	$t_p$	20	20		$t_R$	19,36	18,65
	$\vartheta_p$	0	0		$t_R - t_a$	34,36	33,65
Коэффициенты теплообмена	$\alpha_{PS}$	6,94	7,98	Теплоотребность	$q_p$	37,47	73,8
	$\Phi_{\dot{p}-S}$	0,55	0,68		$q_{SP}$	37,6	73,8
	$\alpha_{pM}$	4,66	4,53		$q_{ir20}$	40,00	95,4
	$\Phi_{\dot{p}-M}$	3,65	3,52		$K^+$	1,15	2,77
	$\Phi_{\dot{M}-p}$	3,65	3,52		$K_A$	1,1	2,42
	$\alpha_l$	2,9	3,7		$K_{lr}$	1,16	2,72
По тепловому балансу	$\vartheta_S$	58,2	101,31		$\varepsilon_A$	0,95	0,86
	$t_S - \vartheta_M$	78,2	121,31		$\varepsilon_{lr}$	0,95	0,88
	$\vartheta_M$	-5,93	-12,93		$\alpha_S$	6,42	7,84
	$t_M$	14,07	7,07		$\alpha'_S$	6,40	7,9
	$\vartheta_l$	-2,97	-6,46		$t'_s$	20,23	19,24

Зная температуру поверхности пола и потолка, можно определить теплопотери, приходящиеся на единицу поверхности пола, с учетом того, что  $A_p = A_M$ , по зависимости

$$q_p = -m\vartheta_a + \alpha_M(\vartheta_M - \vartheta_a). \quad (26.11)$$

Теплоотдачу отопительного экрана, отнесенную также к единице поверхности пола (если принимать во внимание, что экран облучает только пол), можно выразить уравнением

$$q_{SP} = \frac{A_S C [(T_S/100)^4 - (T_p/100)^4]}{A_p}. \quad (26.12)$$

После введения избыточной температуры и коэффициента лучистого теплообмена  $\alpha_{SP}$  эта же величина может быть записана в виде

$$q_{SP} = \Phi_{p-S} \alpha_{SP} \vartheta_S. \quad (26.13)$$

так как

$$A_S/A_P = \Phi_{P-S}.$$

Учитывая, что  $\alpha_{SP} = \alpha_{PS}$  и  $\Phi_{P-S} \alpha_{PS} = \Phi'_{P-S}$ , получаем

$$q_{SP} = \Phi'_{P-S} \theta_S. \quad (26.14)$$

Теплоотдача экрана должна быть равна теплопотерям здания, т. е.

$$q_P = q_{SP}. \quad (26.15)$$

Для вычисления результирующей температуры следует знать коэффициент облученности тела человека отопительными приборами или окружающими поверхностями.

Учитывая, что

$$\Phi_{dA_n - \Sigma A_{Si}} = \Phi_{dA_n - U} \frac{\sum A_{Si}}{A_U}, \quad (26.16)$$

коэффициент облученности можно точно определить для здания павильонного типа с бесконечно большой площадью как относительно всего тела человека, так и его частей:

$$\Phi_{E-\Sigma S} = \Phi_{E-U} \frac{\sum A_{Si}}{A_U}, \quad (26.17)$$

где  $A_U = A_M = A_P$ . Поскольку в здании павильонного типа с бесконечно большой площадью половина всей энергии, излучаемой телом человека, идет к полу, а другая половина — к потолку,  $\Phi_{E-U} = 0,5$  и

$$\Phi_{E-\Sigma Si} = 0,5 \frac{\sum A_{Si}}{A_P}. \quad (26.18)$$

Значения  $\sum A_{Si}/A_P = A_S/A_P$  приведены в табл. 24.1. В большинстве случаев коэффициенты облученности нельзя вычислить так просто. С этой целью следует применять зависимости, приведенные в гл. 3.

Радиационная температура здания павильонного типа, действующая на находящегося в нем человека, равна

$$t_s = (\Phi_{E-S} T_S^4 + \Phi_{E-M} T_M^4 + \Phi_{E-P} T_P^4)^{\frac{1}{4}} - 273, \quad (26.19)$$

а результирующая температура

$$t_R = 0,55 t_s + 0,45 t_a. \quad (26.20)$$

Далее в соответствии с выражением (25.21) вычисляют количество теплоты, отнесенное к разности между результирующей температурой и температурой наружного воздуха, равной  $1^\circ\text{C}$ :

$$K_A = q_P / (t_R - t_a),$$

а также ту результирующую температуру  $t'_R$ , при которой, компенсируя теплопотребность, получающуюся при расчете теплопотерь

по стандарту (при  $t_i = 20^\circ \text{C}$ ), можно было бы поддерживать заданные условия:

$$t'_R = t_a + \frac{q_{p_{ir}}}{q_p} (t_R - t_a) \quad (26.21)$$

Интересен также показатель

$$\varepsilon_A = K_A / K^+, \quad (26.22)$$

который отражает соотношение между количеством теплоты, необходимым при рассматриваемых условиях и фиктивными теплопотерями при одинаковой результирующей температуре.

Согласно п. 25.4, значение  $t_i$  в здании павильонного типа с нормальной теплоизоляцией приблизительно равно и даже несколько больше  $t_{\text{Р}}$ , а в здании со слабой теплоизоляцией теплоподача, соответствующая стандартному расчету теплопотерь, обеспечивает значение  $t_i$ , несколько меньше  $t_{\text{Р}}$  поэтому показатель

$$K_{ir} = q_{p_{ir}} / (t_i - t_a) \quad (26.23)$$

не имеет точного физического смысла, но с его помощью, используя зависимость

$$\varepsilon_{ir} = K_A / K_{ir} \quad (26.24)$$

можно получить представление о том, в какой степени следует изменить (уменьшить или увеличить) теплопотребность, рассчитываемую по стандарту, чтобы отопительная установка обеспечивала результирующую температуру, равную  $t_i$ . В рассматриваемом случае коэффициент теплообмена отопительного экрана определяется зависимостью

$$\alpha_{p_s} = \alpha_{s_p} = C \frac{(T_s / 100)^4 - (T_p / 100)^4}{T_s - T_p}, \quad (26.25)$$

поскольку отопительный экран отдает теплоту только полу. Эта величина, естественно, должна соответствовать величине, вычисляемой по зависимости

$$\alpha_{s_p} = \frac{A_p q_p}{A_s (t_s - t_p)} = \frac{q_{s_p}}{\varphi_{p-s} \vartheta_s} = \frac{q_s}{\vartheta_s}, \quad (26.26)$$

получаемой на основании выражений (26.13) и (26.15).

По данным табл. 26.1 можно сделать следующие выводы:

а) принятой системе отопления на практике приблизительно соответствует отопление с помощью газовых излучателей, дымовые газы от которых отводят так, что через предназначенную для этого сеть дымовых каналов теплоотдачи в помещение не происходит;

б) если потолок (перекрытие) здания павильонного типа имеет хорошую теплоизоляцию, то показатель  $\varepsilon_A = K_A / K^+ = 0,948 / 0,991 \approx 0,949$ , т. е. теплопотребность помещения рассматриваемой системы отопления приблизительно на 5% меньше по сравнению с идеальной.

Почти аналогично соотношению действительной теплопотребности и величины  $K_{tr}$ , получающейся согласно стандартному расчету теплопотерь:  $\epsilon_{tr} = K_A/K_{tr} = 0,948/0,998 \approx 0,95$ ;

в) в здании павильонного типа, имеющем перекрытие (покрытие) со слабой теплоизоляцией, действительная теплопотребность еще меньше, а именно:

$$\epsilon_A = K_A/K^+ = 2,072/2,402 = 0,8626,$$

$$\epsilon_{tr} = K_A/K_{tr} = 2,072/2,3480 = 0,8825.$$

Причина этого, с одной стороны, в том, что у ограждения со слабой теплоизоляцией, в соответствии с выражением (25.29) при меньшем значении термического сопротивления  $\Sigma(\delta_i/\lambda_i)$  выше коэффициент  $k$ , с другой стороны, при постоянном равенстве температуры пола и воздуха в помещении, что является условием расчетов при определении радиационной температуры по формуле (26.19), падение на несколько градусов температуры поверхности потолка со слабой теплоизоляцией (в данном случае не более чем на  $7^\circ\text{C}$ ) не вызывает понижения  $t_s$  из-за значительного повышения температуры поверхности отопительного экрана  $T_S$ . Поэтому при хорошей теплоизоляции потолка радиационная температура  $t_s = 21,27^\circ\text{C}$ , в то время как во втором варианте  $t_s = 22,84^\circ\text{C}$ . Это явление будет наблюдаться и в дальнейшем. Данный вопрос можно сформулировать более просто: при идеальной теплоизоляции потолка, когда  $t_p = t_M = 20^\circ\text{C}$ ,  $t_s$  было бы также равно  $20^\circ\text{C}$ , так как отопительные приборы в этом случае отсутствовали.

В рассматриваемом случае вычисление действительного коэффициента лучистого теплообмена на поверхности отопительного экрана  $\alpha_S = \alpha_{SP}$  весьма просто, поскольку он излучает теплоту только на одну поверхность, т. е. на пол. При этом согласно выражениям (27.25) и (26.26), при  $t_p = 20^\circ\text{C}$  получается близкий результат, т. е. в варианте А/1  $\alpha_S = 6,94 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , а в варианте А/5  $\alpha_S = 7,98 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Путем вычислений нашли результирующую температуру, которая в одном случае составляет  $t_R = 19,36^\circ\text{C}$ , а в другом  $18,65^\circ\text{C}$ . Если коэффициент теплообмена вычислить с использованием этих величин, то значение его получается для варианта А/1  $\alpha'_S = q_S/(t_S - t_R) = 6,42 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , в то время как в варианте А/5  $\alpha'_S = 7,84 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Наконец, можно вычислить коэффициент теплообмена исходя из того, чем располагают в своей работе проектировщики, т. е. на основании заданной температуры поверхности отопительного экрана и внутренней результирующей температуры. В этом случае используется зависимость

$$\alpha'_S = C \frac{(T_S/100)^4 - (T_R/100)^4}{T_S - T_R}$$

Здесь искомый коэффициент получается несколько меньше (поскольку  $T_R < T_p$ ): для варианта А/1  $\alpha'_S = 6,40 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , а для варианта А/5  $\alpha'_S = 7,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Расчет усложняется, если отопительные экраны облучают несколько поверхностей и если принимать во внимание конвективный теплообмен. Но в любом случае действительное значение  $\alpha_s$ , вычисляемое на основании результирующей температуры, которую рассчитывают из уравнений теплового баланса, и фактическую теплоотдачу отопительных экранов можно с очень хорошим приближением определить по формулам, приведенным в п. 25.2. Эти формулы в подавляющем большинстве практических случаев обеспечивают достаточную точность (под практическим случаем здесь понимается здание павильонного типа с обычными для строительной практики теплоизоляцией и геометрическими очертаниями).

Расчет радиационной температуры по более простой зависимости

$$t_s = \Sigma \Phi_{E-N} / t_N,$$

или

$$t_s = \Sigma F_{Nt_N} / \Sigma F_N,$$

в этом случае может привести к существенной погрешности, поскольку температура некоторых поверхностей очень высока (см. табл. 26.1).

**26.1.2. Отопительный экран выделяет теплоту в направлении потолка, причем только путем излучения.** В данном случае речь идет о таком потолочном отоплении, при котором потолок обогревается расположенной под ним тепловой панелью, выделяющей теплоту только путем излучения, при этом целесообразно заранее подобрать температуру потолка.

Без вычислений очевидно, что в рассматриваемом случае соблюдается неравенство  $t_M > t_l > t_p$ , из которого вытекает равенство  $\alpha_{Ml} = \alpha_{pb}$ , хотя из-за противоположных направлений воздушного и теплового потоков значения  $\alpha$  будут меньше.

Температура потолка  $t_M$  устанавливалась таким образом, чтобы результирующая температура в помещении оставалась приблизительно такой же, как в предыдущих случаях. В соответствии с этим было выбрано значение  $t_M = 19^\circ\text{C}$  и задано условие  $\Phi_M = 0$ .

Уравнения теплового баланса для данного случая записываются следующим образом:

для потолка

$$Q_{MS} + Q_{MP} + Q_{Ml} + Q_{Ma} = 0, \quad (26.27)$$

для пола

$$Q_{PM} + Q_{Pl} + Q_{Pa} = 0, \quad (26.28)$$

для воздуха

$$Q_{IM} + Q_{IP} = 0. \quad (26.29)$$

После приведения уравнение теплового баланса для потолка принимает вид



$$C \left\{ \Phi_{M-S} \left[ \left( \frac{T_M}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_S}{100} \right)^4 \right] + \Phi_{M-P} \left[ \left( \frac{T_M}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_P}{100} \right)^4 \right] \right\} + \alpha_{Ml}(t_M - t_l) + \kappa_M(t_M - t_a) = 0 \quad (26.30)$$

В выражениях (26.28) и (26.29), раскрытых соответственно в виде (26.20) и (26.24),  $t_S$  не фигурирует (поскольку отопительный экран выделяет теплоту только к потолку и только путем излучения), и поэтому из уравнений теплового баланса для пола и воздуха можно быстро и с достаточной точностью вычислить  $t_P$  и  $t_l$ , хотя и пользуясь методом итераций, но без применения ЭВМ. После этого температуру  $T_S$  можно записать в явном виде, используя уравнение (26.30), а затем вычислить ее.

Из выражения (26.24) при  $\alpha_{Ml} = \alpha_{Pl}$  для данного случая следует

$$\vartheta_l = \vartheta_P / 2. \quad (26.31)$$

Отсюда уравнение теплового баланса поверхности пола можно записать в виде

$$\vartheta_P [\Phi'_{P-M} + 0,5\alpha_{Pl} + m] - m\vartheta_a = 0,$$

а применяя для суммы, заключенной в скобки, обозначение  $\Sigma''_P$ , получим уже известный вид

$$\vartheta_{P\Sigma P''} - m\vartheta_a = 0. \quad (26.32)$$

Температура, получаемая при решении системы уравнений, и рассчитываемые по ним показатели приведены в табл. 26.2, где А/1 — здания павильонного типа с хорошей теплоизоляцией потолка, а А/5 — здания со слабой его теплоизоляцией. На основании этой таблицы можно сделать следующие выводы.

1. Данный способ отопления обеспечивает достаточно равномерное распределение температуры, что вообще характерно для потолочных систем отопления.

2. Теплопотребность, отнесенная к  $1^\circ\text{C}$  разности между результирующей и наружной температурой, в обоих случаях больше, чем теоретическая и фиктивная теплопотребность. Показатель  $K_A$  даже при использовании перекрытия с хорошей теплоизоляцией превышает показатели  $K^+$  и  $K_{lr}$  более чем на 11—12%, а при плохой теплоизоляции — более чем на 30%. Вследствие этого тепловой поток, направленный вверх, следует по возможности ограничивать, хотя это, как будет видно ниже, вызывает уменьшение площади поверхности отопительного экрана.

3. Теплоотдача лучистого отопительного прибора для здания с хорошей теплоизоляцией потолка  $q_S = 433,2 \text{ Вт/м}^2$ , а коэффициент теплообмена на поверхности экрана со стороны потолка  $\alpha_{SM} = 6,73 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ . Для потолка с плохой теплоизоляцией  $q_S = 1223 \text{ Вт/м}^2$ ,  $\alpha_{SM} = 9,24 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ .

Коэффициенты теплообмена, полученные на основе результиру-

ющей температуры, для указанных двух случаев соответственно равны:

$$\alpha_S = q_S / (t_S - t_R) = 433,2 / (84,1 - 18,59) = 6,62 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$\alpha_S = 1223,1 / (151,9 - 18,59) = 9,12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

ТАБЛИЦА 26.2. ТЕМПЕРАТУРНЫЕ СООТНОШЕНИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗДАНИЯ ПАВИЛЬОННОГО ТИПА С БЕСКОНЕЧНО БОЛЬШОЙ ПЛОЩАДЬЮ В ПЛАНЕ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ОТОПИТЕЛЬНОГО ЭКРАНА, ВЫДЕЛЯЮЩЕГО ТЕПЛОТУ ТОЛЬКО ПУТЕМ ИЗЛУЧЕНИЯ И ТОЛЬКО С ВЕРХНЕЙ СТОРОНЫ

Показатели	Обозначения	A/1	A/5	Показатели	Обозначения	A/1	A/5	
Известные данные	$t_M$	19,0	19,0	Температура и теплопотребность	$t_l$	18,59	18,59	
	$\Phi_M$	0,0	0,0		$t_s$	18,59	18,59	
	$t_a$	-15,0	-15,0		$t_p$	18,59	18,59	
	$\Phi_a$	-34,0	-34,0		$t_p - t_a$	33,59	33,59	
Коэффициенты теплообмена	$\alpha_{MS}$	6,73	9,22		$q_P$	43,3	22,3	
	$\Phi_{M-S}$	0,57	0,79		$q_{SP}$	43,3	22,3	
	$\alpha_{MP}$	4,78	4,78		$q_{tr20}$	40,55	95,18	
	$\Phi_{M-P}$	3,70	3,70		Прочие характеристики	$K^+$	1,15	2,78
	$\Phi_{P-M}$	3,70	3,70			$K_A$	1,29	3,65
	$\alpha_l$	0,81	0,81			$K_{tr}$	1,15	2,72
Температура	$\Phi_S$	65,1	132,9			$\epsilon_A$	1,12	1,30
	$t_S$	84,1	151,9	$\epsilon_{tr}$		1,11	1,35	
	$\Phi_P$	-0,81	-0,81	$\alpha_S$	6,62	9,16		
	$t_P$	18,18	18,18	$\alpha_S^S$	6,6	9,12		
	$\Phi_l$	-0,40	-0,40	$t_s^s$	18,59	18,59		

Если же коэффициент теплообмена вычислять из выражения (25.6), также беря за основу  $t_R$ , то в рассматриваемых двух случаях получим для A/1 значение  $\alpha_S^S = 6,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , а для A/5 — значение  $\alpha_S = 9,12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

4. Радиационная температура при рассмотренных условиях движения теплового потока в обоих случаях одинакова, поскольку теплоотдача направлена вверх и температура пола определяется исключительно заданной температурой потолка, одинаковой в обоих случаях.

5. Радиационная температура, рассчитываемая с помощью простых зависимостей, здесь получается более точной, поскольку поверхности, имеющие очень высокую температуру, не излучают теплоту в направлении пространства, где пребывают люди.

Сопоставление двух рассмотренных решений может быть сведено к сопоставлению систем напольного и потолочного отопления, выполненных традиционным образом, с той разницей, что вследствие более высокой температуры отопительных экранов при излучении, направленном к полу, значительно повышается средняя радиационная температура помещения, в то время как при излучении, направленном к потолку, такое воздействие исключается, поэтому в последнем случае для достижения одинаковой радиационной температуры приходилось повышать температуру потолка, что вызывало значительное увеличение теплопотерь.

### 26.1.3. Отопительный экран выделяет теплоту с обеих сторон и

**только путем излучения.** Это решение можно сопоставить с комбинированным потолочно-напольным лучистым отоплением, отличается лишь способ нагрева потолка и пола, поскольку в данном случае применяют отопительные экраны, расположенные под потолком. В результате двустороннего излучения можно сократить общую поверхность отопительных экранов  $A_S$ , что влечет за собой уменьшение коэффициентов облученности  $\Phi_{P-S}$  и  $\Phi_{M-S}$ , определяемых по зависимостям

$$\Phi_{P-S} = \sum_1^i \Phi_{P-S_i} = \sum_1^i A_{S_i} / A_P = A_S / A_P \quad (26.33)$$

$$\Phi_{M-S} = A_S / A_M. \quad (26.34)$$

Уравнения теплового баланса в данном случае имеют следующий вид:

для пола

$$Q_{PS} + Q_{PM} + Q_{Pl} + Q_{Pa} = 0, \quad (26.35)$$

или, используя избыточную температуру относительно температуры пола

$$\Phi'_{P-S}\vartheta_S + \Phi'_{P-M}\vartheta_M + \alpha_{Pl}\vartheta_l + m\vartheta_a = 0; \quad (26.36)$$

для потолка

$$Q_{MS} + Q_{MP} + Q_{Ml} + Q_{Ma} = 0 \quad (26.37)$$

или

$$\Phi'_{M-S}(\vartheta_M - \vartheta_S) + \Phi'_{M-P}\vartheta_M + \alpha_{Ml}(\vartheta_M - \vartheta_l) + \kappa_M(\vartheta_M - \vartheta_a) = 0,$$

откуда

$$\vartheta_M(\Phi'_{M-S} + \Phi'_{M-P} + \alpha_{Ml} + \kappa_M) - \Phi'_{M-S}\vartheta_S - \alpha_{Ml}\vartheta_l - \kappa_M\vartheta_a = 0; \quad (26.38)$$

для воздуха

$$Q_{lP} + Q_{lM} = 0 \quad (26.39)$$

или

$$\alpha_{lP}\vartheta_l + \alpha_{lM}(\vartheta_l - \vartheta_M) = 0. \quad (26.40)$$

В рассматриваемом случае также целесообразно брать за основу температуру пола, однако при этом следует учитывать, что температура потолка в зависимости от коэффициента теплопередачи  $\kappa_M$  будет ближе к температуре пола, чем в случае, рассматривавшемся в п. 26.1.1. Поэтому для обеспечения приблизительно одинаковой температуры  $t_R$  в варианте А/2 (перекрытие с хорошей

теплоизоляцией) была выбрана  $t_p=19,2^\circ\text{C}$ . И здесь при выводе теплового баланса для воздуха нужно учитывать неравенство  $t_p > t_l > t_m$ , поскольку пол с лучшей теплоизоляцией всегда теплее потолка. В этом случае также направление тепловых потоков соответствует направлению потоков воздуха, что определяет равенство коэффициентов теплообмена. Поэтому и здесь из выражения (26.39) вытекает уравнение

$$\vartheta_l = \vartheta_M/2. \quad (26.41)$$

Таким образом, температура воздуха представляет собой среднюю величину между температурой пола и потолка. При этом выражение (26.36) принимает вид

$$\Phi'_{p-s}\vartheta_s + \vartheta_M(\Phi'_{p-m} - \alpha_l/2 + m\vartheta_a) = 0, \quad (26.42)$$

а выражение (26.38)

$$\vartheta_M(\Phi'_{m-s} + \Phi'_{m-p} + \alpha_{Ml}/2 + \kappa_M) - \Phi'_{m-s}\vartheta_s - \kappa_M\vartheta_a = 0. \quad (26.43)$$

Результаты решения уравнений (26.35) — (26.39) приведены в табл. 26.3, из которой можно сделать следующие выводы:

1. Рассматриваемую систему отопления можно сопоставить с отоплением здания павильонного типа с очень большой площадью в плане с помощью газового излучателя, если дымовые газы не выводить из здания, предполагая, что они служат для обогрева потолка. Однако такое отопление можно применять только в зданиях, предназначенных для временного пребывания людей.

2. Показатель  $K_{\Delta}$ , характеризующий теплопотери помещения, в здании с хорошей теплоизоляцией потолка на 2,61% больше по сравнению с фиктивными и на 3,4% — по сравнению с теоретическими теплопотерями. Для потолка с плохой теплоизоляцией это увеличение соответственно составляет 7,27 и 4,86%.

3. Теплоотдачу единицы поверхности лучистого отопительного прибора можно вычислить как по зависимости

$$q_s = q_{sp}/\Phi_{p-s} + q_{sm}/\Phi_{m-s} \text{ Вт/м}^2, \quad (26.44)$$

так и по уравнению

$$q_s = C \left\{ \left[ \left( \frac{T_s}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_p}{100} \right)^4 \right] + \left[ \left( \frac{T_s}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_m}{100} \right)^4 \right] \right\}. \quad (26.45)$$

Значение  $q_s$  для зданий с хорошей теплоизоляцией потолка с учетом температуры  $t_s=80,09^\circ\text{C}$  составляет 809 Вт/м<sup>2</sup>, а во втором случае при температуре отопительного экрана  $t_s=135,45^\circ\text{C}$   $q_s=2000$  Вт/м<sup>2</sup>.

4. Коэффициент теплообмена и в этом, строго говоря, теоретическом случае определяется лучистым теплообменом между двумя поверхностями с различной температурой: в варианте А/2 для поверхности, обращенной к полу,  $\alpha_{sp}=6,53$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), а для по-

зерхности, обращенной к потолку,  $\alpha_{SM} = 6,45 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . В варианте А/6 соответственно  $\alpha_{SP} = 8,52$  и  $\alpha_{SM} = 8,28 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Простое суммирование этих коэффициентов было бы неправильным из-за различия температуры поверхностей, участвующих в теплообмене. В соответствии с этим суммарный коэффициент теплообмена в первом варианте

$$\alpha_S = q_S / (t_S - t_R) = 697,0 / (80,09 - 19,01) = 13,25 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

**ТАБЛИЦА 26.3. ТЕМПЕРАТУРНЫЕ СООТНОШЕНИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗДАНИЯ ПАВИЛЬОННОГО ТИПА С БЕСКОНЕЧНО БОЛЬШОЙ ПЛОЩАДЬЮ В ПЛАНЕ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ОТОПИТЕЛЬНОГО ЭКРАНА, ВЫДЕЛЯЮЩЕГО ТЕПЛОТУ ТОЛЬКО ПУТЕМ ИЗЛУЧЕНИЯ С НИЖНЕЙ И ВЕРХНЕЙ СТОРОН**

Показатели	Обозначения	А/2	А/6	Показатели	Обозначения	А/2	А/6
Известные данные	$t_p$	19,2	20,0	Температура	$\vartheta_l$	-1,38	-3,70
	$\vartheta_p$	0	0		$t_l$	17,81	16,29
	$t_a$	-15,0	-15,0		$t_s$	19,97	21,67
	$\vartheta_a$	-34,2	-35,0		$t_R$	19,01	19,25
					$t_R - t_a$	34,01	34,25
Коэффициенты теплообмена	$\alpha_{PS}$	6,53	8,52	Теплопотребность	$q_P$	40,4	102,2
	$\Phi_{P-S}$	0,28	0,36		$q_{SP}$	40,4	102,2
	$\alpha_{PM}$	4,66	4,66		$q_{lr20}$	40,5	95,3
	$\Phi_{P-M}$	3,85	3,82		$K^+$	1,15	2,78
	$\alpha_{Pl}$	2,55	3,31	Прочие характеристики	$K_A$	1,18	2,92
	$\alpha_{MS}$	6,45	8,28		$k_{tr}$	0,46	2,74
	$\Phi_{M-S}$	0,27	0,35		$\epsilon_A$	1,03	1,04
	$\Phi_{M-P}$	3,85	3		$\epsilon_{tr}$	1,026	1,07
	$\alpha_{MI}$	2,55	3,31	$\alpha_S$	13,25	17,23	
Температура	$\vartheta_S$	60,89	115,45	$\alpha'_S$	13,04	17,06	
	$t_S$	80,09	135,45	$t'_s$	19,42	19,36	
	$\vartheta_M$	-2,77	-7,41				
	$t_M$	16,43	12,59				

а во втором

$$\alpha_S = 1275,2 / (135,45 - 19,25) = 17,23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Если суммарный коэффициент  $\alpha_S$  вычислять исходя из предположения, что температура везде равна  $t_R$ , то на основании выражения

$$\alpha_S = \alpha_{Si} + \alpha_{Se} = 2C \frac{(T_S/100)^4 - (T_R/100)^4}{T_S - T_R}$$

для варианта А/2

$$\alpha_S = 2 \cdot 4,85 \frac{(353,19/100)^4 - (291,11/100)^4}{61,08} = 13,04 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

1 соответственно, для варианта А/6  $\alpha_S = 17,06 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

**26.1.4. Отопительный экран выделяет теплоту в обе стороны как путем излучения, так и конвекцией при равномерно распределенной температуре воздуха по вертикали.** Рассматриваемый здесь случай ближе всего к действительности, однако он дает картину более благоприятную, чем получается в реальных условиях. Это

подтверждается результатами исследований многих авторов. Сформулированное условие работы отопительного экрана можно принять как оптимальный предельный случай, к которому следует стремиться, поэтому такое лучистое отопление ниже будет называться идеальным.

В соответствии с решениями, применяемыми в действительности, предположим, что отопительный экран со стороны, обращенной к потолку, можно обеспечить такой теплоизоляцией, которая снизит избыточную температуру  $\vartheta_{S_e}$  верхней стороны (по отношению к температуре пола или иной температуре, взятой за основу) по сравнению с избыточной температурой  $\vartheta_S$  нижней стороны в соотношении  $\vartheta_{S_e} = \vartheta_S \rho$ , где значение  $\rho$  определяется неравенством  $0 < \rho \leq 1$  ( $\rho = 1$  — отопительный экран без теплоизоляции). Уравнения теплового баланса в этом случае записываются следующим образом (ниже характеристики, относящиеся к нижней стороне отопительного экрана, имеют индекс  $i$ , а относящиеся к верхней стороне — индекс  $e$ ).

Тепловой баланс для пола

$$Q_{PS} + Q_{PM} + Q_{PI} + Q_{Pa} = 0, \quad (26.46)$$

или в развернутом виде

$$A_p [\Phi_{P-S} \alpha_{PSi} (t_P - t_S) + \Phi_{P-M} \alpha_{PM} (t_P - t_M) + \alpha_p (t_P - t_i) + m(t_P - t_a)] = 0.$$

Сокращая на  $A_p$ , а также вводя избыточную температуру относительно температуры пола и используя приведенные выше обозначения, можно записать это выражение в виде

$$\Phi'_{P-S} \vartheta_S + \Phi'_{P-M} \vartheta_M + \alpha_{Pi} \vartheta_i + m \vartheta_a = 0. \quad (26.47)$$

Тепловой баланс потолка выражается зависимостью

$$Q_{MS_e} + Q_{MP} + Q_{MI} + Q_{Ma} = 0, \quad (26.48)$$

а после развертывания и применения избыточной температуры за зависимостью

$$A_M [\Phi_{M-S_e} \alpha_{MS_e} (\vartheta_M - \rho \vartheta_S) + \Phi_{M-P} \alpha_{MP} \vartheta_M + \alpha_{Mi} (\vartheta_M - \vartheta_i) + \kappa_M (\vartheta_M - \vartheta_a)] = 0.$$

После сокращения и упрощения получаем

$$\vartheta_M \Sigma M' - \Phi'_{M-S_e} \rho \vartheta_S - \alpha_{Mi} \vartheta_i - \kappa_M \vartheta_a = 0, \quad (26.49)$$

где

$$\Sigma M' = \Phi'_{M-S_e} + \Phi'_{M-P} + \alpha_{Mi} + \kappa_M. \quad (26.50)$$

Тепловой баланс для воздуха может быть описан уравнением

$$Q_{IP} + Q_{IM} + Q_{IS} + Q_{IS_e} = 0, \quad (26.51)$$

или в развернутом виде

$$A_p \alpha_{lp} \vartheta_l + A_M \alpha_{lM} (\vartheta_l - \vartheta_M) + A_S \alpha_{lS} (\vartheta_l - \vartheta_{Si}) + A_S \alpha_{lSe} (\vartheta_l - \vartheta_{Se}) = 0.$$

Сокращая на  $A_p = A_M$  и учитывая, что при бесконечной площади

$$A_S/A_p = \Phi_{p-s} \quad \text{и} \quad A_S/A_M = \Phi_{M-s},$$

а также вводя обозначения

$$\begin{aligned} \Phi_{p-s} \alpha_{lSi} &= \Phi'_{l-Si}, \\ \Phi_{M-s} \alpha_{lSe} &= \Phi'_{l-Se}, \\ \Phi'_{l-Si} + \Phi'_{l-Se} &= \Phi'_{l-S}, \\ \Sigma l &= \alpha_{pl} + \alpha_{Ml} + \Phi'_{l-Sl} + \Phi'_{l-Se} \beta \end{aligned} \quad (26.52)$$

данное уравнение можно записать в виде

$$\vartheta_l \Sigma l - \alpha_{lM} \vartheta_M - \Phi'_{l-S} \vartheta_{Si} = 0. \quad (26.53)$$

Эта система уравнений была решена с применением вычислительной техники, в связи с чем во всех случаях значения коэффициентов конвективного теплообмена принимали по точному среднеарифметическому результату, который получали из формул Нуссельта и Михеева, соответствующих действительным температуре воздуха и направлению конвективных потоков. Значение  $\rho$  принимали равным 1 или 0,2, т. е. рассматривали отопительные экраны без теплоизоляции на верхней стороне или с обычной теплоизоляцией.

Результаты вычислений для зданий павильонного типа по вариантам А/1 — А/8 (см. табл. 24.1) приведены в табл. 26.4. (Для удобства сопоставления здесь же даны результаты расчетов по вариантам, рассматриваемым в дальнейшем.) Промежуточные результаты по вариантам А/1 — А/8 представлены в табл. 26.5.

Из таблиц можно сделать следующие выводы.

1. Отсутствие или наличие теплоизоляции на верхней стороне отопительных экранов даже при идеальном лучистом отоплении существенно влияет на теплопотери [см. выражение (26.11)] и соответственно на показатель  $K$ .

При использовании отопительного экрана без теплоизоляции теплопотери помещения больше по сравнению как с теоретическими, так и с фиктивными теплопотерями, при этом действительные теплопотери тем больше, чем слабее теплоизоляция потолка. Применение же отопительного экрана с теплоизоляцией в зданиях павильонного типа с обычным соотношением размеров дает экономию теплоты, причем тем большую, чем слабее теплоизоляция потолка.

2. На теплопотери не оказывают заметного влияния взаимосвязанные значения площади отопительного экрана и температуры его поверхности. Иными словами, можно выбрать как меньший отопительный экран с большей температурой поверхности, так и

ТАБЛИЦА 26.4. ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И ПРОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗДАНИЙ ПАВИЛЬОННОГО ТИПА С ИДЕАЛЬНЫМ ЛУЧИСТЫМ ОТОПЛЕНИЕМ

Вариант	Температура, °С							
	$t_p$	$t_M$	$t_F$	$t_l$	$t_{Si}$	$t_{Se}$	$t_s$	$t_{..}$
A/1	18,0	15,78	—	19,84	39,23	39,23	18,20	18,94
A/2	18,0	15,89	—	20,18	55,68	55,68	18,15	19,06
A/3	19,0	15,23	—	19,25	53,54	25,90	19,38	19,32
A/4	19,0	15,29	—	19,46	80,70	31,34	19,37	19,41
A/5	18,0	11,83	—	20,78	61,89	61,89	18,05	19,28
A/6	18,0	12,30	—	21,14	93,56	93,56	17,99	19,41
A/7	20,0	10,42	—	19,06	87,60	33,25	20,63	19,93
A/8	18,0	8,78	—	17,04	128,99	40,19	18,63	17,91
B/1	20,0	19,60	11,93	22,47	53,60	53,60	20,10	21,17
B/2	20,0	19,44	12,03	22,79	78,53	78,53	20,04	21,28
B/3	20,0	14,42	10,97	19,03	70,31	30,06	21,02	20,12
B/4	20,0	14,01	10,96	18,98	108,80	37,76	21,06	20,12
B/5	20,0	13,85	4,29	22,60	82,34	82,34	20,36	21,37
B/6	20,0	13,78	4,30	22,64	125,16	125,16	20,36	21,38
B/7	20,0	5,92	3,07	16,41	106,50	37,30	22,60	19,81
B/8	20,0	5,11	3,01	15,75	165,22	49,04	22,98	19,73
C/1	20,0	28,86	13,84	25,98	70,94	70,94	18,75	22,00
C/2	20,0	17,11	12,75	21,39	94,40	34,88	18,82	19,98
C/3	20,0	38,08	6,24	28,13	103,06	103,06	16,88	21,94
C/4	20,0	16,68	4,42	19,56	134,29	42,85	16,09	17,65

Продолжение табл. 26.4

Вариант	Теплопотери, Вт/м <sup>2</sup>			
	$q_m = m(t_p - t_o)$	$q_M = \frac{A_M}{A_p} \times M(t_M - t_o)$	$q_F = \frac{A_F}{A_p} \times F(t_F - t_o)$	$q_p$
A/1	3,83	35,80	—	39,64
A/2	3,83	35,92	—	39,76
A/3	3,95	35,15	—	39,11
A/4	3,95	35,23	—	39,18
A/5	3,83	93,63	—	97,47
A/6	3,83	94,20	—	98,04
A/7	4,07	88,79	—	92,78
A/8	3,83	83,00	—	86,86
B/1	4,07	55,14	146,32	205,31
B/2	4,07	54,88	146,61	205,57
B/3	4,07	46,88	140,87	191,82
B/4	4,07	46,23	140,82	191,12
B/5	4,07	172,42	283,83	460,31
B/6	4,07	171,98	283,95	460,01
B/7	4,07	125,02	265,87	395,05
B/8	4,07	120,20	265,03	389,31
C/1	10,17	86,72	450,91	547,80
C/2	10,17	63,49	433,79	507,47
C/3	10,17	104,96	934,00	1049,14
C/4	10,17	62,64	853,87	926,71



Вариант	Теплоотдача отопительного экрана, отнесенная к единице поверхности пола, Вт/м <sup>2</sup>					
	на пол	на потолок	на стены	в воздух вниз	в воздух вверх	всего
A/1	11,28	12,32	—	5,44	10,59	39,64
A/2	10,87	11,37	—	5,96	11,56	39,76
A/3	19,82	5,22	—	11,40	2,66	39,11
A/4	20,25	4,03	—	12,07	2,81	39,18
A/5	26,13	28,97	—	14,41	27,94	97,47
A/6	26,30	27,90	—	15,00	29,04	98,04
A/7	46,10	11,47	—	27,94	7,25	92,78
A/8	45,77	8,01	—	26,38	6,65	86,83
B/1	23,63	56,83	39,02	29,17	56,62	205,30
B/2	23,29	55,85	35,34	31,00	60,06	205,56
B/3	39,38	22,69	60,24	55,67	14,84	191,84
B/4	40,92	17,85	60,10	57,56	14,74	191,15
B/5	50,54	128,76	81,78	67,84	131,39	460,33
B/6	52,35	128,91	78,33	68,30	131,84	460,01
B/7	78,84	45,18	121,71	115,54	33,82	395,11
B/8	86,98	33,50	126,63	113,38	30,86	389,43
C/1	23,88	137,53	148,59	80,94	156,87	547,83
C/2	39,12	45,94	237,60	151,63	33,13	507,48
C/3	45,53	256,91	286,33	156,85	303,51	1049,16
C/4	72,62	70,34	444,13	272,44	67,11	926,67

Продолжение табл. 26.4

Вариант	$q'_{MS}$	$t_R - t_a$	$k_{id} = \frac{q_p}{t_R - t_a}$	$K^+$	$\epsilon = \frac{K_{id}}{K^+}$
	Вт/м <sup>2</sup>	°C	Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	
A/1	28,32	33,94	1,163	1,15	1,013
A/2	28,89	34,06	1,167	1,15	1,012
A/3	19,29	34,32	1,139	1,15	0,988
A/4	18,93	34,41	1,138	1,15	0,988
A/5	71,33	34,28	2,877	2,79	1,017
A/6	71,71	34,41	2,848	2,79	1,019
A/7	46,67	34,93	2,656	2,79	0,950
A/8	43,35	32,91	2,637	2,79	0,944
B/1	142,64	36,17	5,67	5,58	1,016
B/2	146,92	36,28	5,66	5,58	1,014
B/3	93,14	35,12	5,46	5,58	0,976
B/4	90,12	35,12	5,43	12,41	0,974
B/5	328,01	36,37	12,65	12,41	1,019
B/6	236,25	36,38	12,64	12,41	1,018
B/7	194,54	34,81	11,34	12,41	0,914
B/8	175,76	34,70	11,20	12,41	0,903
C/1	375,35	37,00	14,80	13,73	1,07
C/2	230,71	34,98	14,82	13,73	1,05
C/3	717,29	36,94	28,99	26,03	1,12
C/4	409,91	32,65	28,37	26,03	1,05

Вариант	$K_{ir}$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	$\epsilon_{ir}$	$t_S - t_R$ , °C	$\alpha_S = \frac{q_S}{t_S - t_R}$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	$\alpha'_S$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	$\frac{\alpha_S}{\alpha'_S}$
A/1	1,16	1,01	20,29	19,53	19,13	1,02
A/2	0,99	1,00	36,61	21,72	21,52	1,00
A/3	0,99	0,98	34,22	11,42	10,88	1,05
A/4	0,99	0,98	61,29	12,78	12,47	1,02
A/5	2,73	1,04	42,61	22,87	22,01	1,03
A/6	2,34	1,04	74,15	26,43	26,0	1,00
A/7	2,34	0,97	67,67	13,70	13,16	1,04
A/8	2,34	0,96	111,08	15,63	15,80	0,98
B/1	5,59	1,01	32,43	21,81	21,14	1,03
B/2	4,80	1,01	57,25	24,71	24,41	1,01
B/3	4,80	0,97	50,19	13,16	12,49	1,10
B/4	11,81	1,07	88,68	14,46	14,05	1,05
B/5	10,15	1,07	60,96	26,01	24,96	1,04
B/6	10,15	1,07	103,78	30,54	29,88	1,02
B/7	10,15	0,96	86,68	15,65	14,03	1,11
B/8	10,15	0,94	145,49	18,44	17,22	1,07
C/1	14,06	1,05	48,93	22,39	23,49	0,95
C/2	12,09	1,03	74,42	13,63	13,26	1,02
C/3	24,41	1,18	81,11	25,86	27,34	0,94
C/4	20,99	1,16	116,64	15,89	15,46	1,02

большой с меньшей температурой. В первом случае теплотери чуть-чуть больше, чем во втором.

3. Коэффициент теплообмена на поверхности отопительного экрана зависит от температурных поверхностей, участвующих в теплообмене, и от температуры воздуха. Поскольку отопительный экран окружают воздух и поверхности с различной температурой, его суммарную теплоотдачу можно вычислить только по частям как теплоотдачу в направлении пола и потолка путем излучения, а также воздуху путем конвекции.

В соответствии с этим теплоотдача отопительного экрана

$$q_S = \Phi'_{S-p} \theta_S + \Phi'_{S-M} (\rho \theta_S - \theta_M) + \alpha_{Si} (\theta_S - \theta_i) + \alpha_{Se} (\rho \theta_S - \theta_i), \quad (26.54)$$

а полный коэффициент теплообмена выражается зависимостью

$$\alpha_S = q_S / (\theta_S - \theta_R). \quad (26.55)$$

Возникает возможность сопоставить коэффициент полного теплообмена, вычисленный по зависимостям (25.6), (25.15) и (25.16) с коэффициентом, рассчитываемым на основании выражения (26.55) (см. ниже рис. 26.6 и 26.9).

4. Радиационная, а поэтому и результирующая температуры и в этом случае не имеют заметных отклонений независимо от того, производились ли их вычисления с использованием точной или приближенной зависимости.



**26.1.5. Отопительный экран отдает теплоту вниз только излучением, а теплоотдача потолку включает в себя теплоту, излучаемую вверх, и всю теплоту, отдаваемую экраном путем конвекции.** Предположение о равенстве нулю вертикального температурного градиента, взятое за основу в п. 26.1.4, противоречит практическому опыту, в том числе и при применении лучистого отопления. Поэтому возникает вопрос о степени влияния конвективного теплообмена поверхности отопительных экранов на теплоощущение в рабочей зоне, в частности, о том, нужно ли его усиливать или уменьшать. При ответе на этот вопрос был рассмотрен такой теоретический случай, условия которого с точки зрения формирования температуры воздуха были менее благоприятны, чем в случае, описанном в п. 26.1.4, а также в действительности.

В соответствии с этим предположим, что вся теплота, выделяемая отопительным экраном путем излучения и конвекции, кроме теплоты, излучаемой в направлении пола, передается потолку. По существу это соответствует тепловому потоку, рассмотренному в п. 26.1.3, с той разницей, что теплоотдача потолку здесь значительно больше.

При использовании отопительного экрана без теплоизоляции сверху его можно считать экраном с повышенной температурой верхней поверхности, снабженным некоторой теплоизоляцией внизу, а экран, который до сих пор считался снабженным теплоизоляцией сверху, можно рассматривать как экран, у которого верхняя теплоизоляция ослаблена. При этом уравнения теплового баланса записываются следующим образом.

Тепловой баланс для пола

$$Q_{PM} + Q_{PS} + Q_{PI} + Q_{Pa} = 0. \quad (26.56)$$

Используя значения избыточной температуры, отнесенные к температуре пола, и применяя уже известные обозначения, получаем

$$\Phi'_{p-M}\vartheta_M + \Phi'_{p-S}\vartheta_S + \alpha_{pI}\vartheta_I + m\vartheta_a = 0. \quad (26.57)$$

Тепловой баланс для потолка

$$Q'_{MS} + Q_{MP} + Q_{MI} + Q_{Ma} = 0. \quad (26.58)$$

В этом уравнении

$$Q'_{MS} = Q_{MS} + Q_{ISi} + Q_{ISe}, \quad (26.59)$$

т. е.  $Q'_{MS}$  включает в себя в соответствии с уравнениями (26.40) и (26.51) сумму количеств теплоты, излучаемой с отопительного экрана на потолок и отдаваемой конвекцией воздуху. Раскрывая величины, входящие в формулу (26.58), и заменяя  $Q'_{MS}$  величиной  $q'_{MS}$ , отнесенной к единице поверхности, получаем

$$q'_{M-P} + \Phi'_{M-P}\vartheta_M + \alpha_M(\vartheta_M - \vartheta_I) + \alpha_M(\vartheta_M - \vartheta_a) = 0. \quad (26.60)$$

## Тепловой баланс для воздуха

$$\alpha_{pl}\vartheta_l + \alpha_{Ml}(\vartheta_l - \vartheta_M) = 0. \quad (26.61)$$

Это уравнение теперь полностью совпадает с уравнением (26.40). При оценке коэффициентов конвективного теплообмена необходимо принимать во внимание, что они в данном случае для потолка и пола должны быть равны, поскольку справедливы только неравенства  $t_M > t_l > t_p$  или  $t_p < t_l < t_M$ . Эти неравенства в исключительном случае могут перейти и в равенства. В отдельных случаях надо заранее решать, какое неравенство может быть справедливо, однако в любом случае  $\alpha_{pl} = \alpha_{Ml} = \alpha_l$ , при этом уравнение (26.61) опять упрощается до вида (26.8). Подставляя  $\vartheta_l$  в уравнения (26.57) и (26.60) и объединяя их, получаем

$$(\Phi'_{p-M} + \alpha_l/2)\vartheta_M + \Phi'_{p-S}\vartheta_S + m\vartheta_a = 0 \quad (26.63)$$

и

$$(\Phi'_{M-p} + \alpha_l/2 + \kappa_M)\vartheta_M + q'_{MS} - \kappa_M\vartheta_a = 0,$$

или

$$\vartheta_M \Sigma M' + q'_{MS} - \kappa_M \vartheta_a = 0 \quad (26.64)$$

где

$$\Sigma M' = \Phi'_{M-p} + \alpha_l/2 + \kappa_M.$$

В табл. 26.6 приведены результаты вычисления для вариантов зданий А/1 — А/8 по уравнениям (26.63) и (26.64). Как и в табл. 26.4, для удобства сопоставления в данную таблицу внесены результаты расчетов, рассмотренных ниже.

Теплопотери можно вычислить по уже известной зависимости (26.11), а теплоотдачу отопительного экрана — по уравнению

$$Q_S = A_S \Phi'_{S-p} \vartheta_S - A_M q'_{MS}. \quad (26.65)$$

Здесь первый член выражает теплоту, отдаваемую излучением в направлении пола, а второй член — количество теплоты, отдаваемой конвекцией и излучением и, согласно предположению, выделяемой отопительным экраном исключительно в направлении потолка. Тогда теплоотдача, приходящаяся на единицу поверхности отопительного экрана

$$q_S = (A_S \Phi'_{S-p} \vartheta_S + A_M q'_{MS}) / A_S, \quad (26.66)$$

в то время как теплоотдача, отнесенная к единице поверхности пола,

$$q_{SP} = (A_S \Phi'_{S-p} \vartheta_S + A_M q'_{MS}) / A_P. \quad (26.67)$$

Эта величина, естественно, должна соответствовать теплопотерям  $q_p$ , рассчитываемым по уравнению (26.11). Далее вычисляется

ТАБЛИЦА 26.6. ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И ПРОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕАЛЬНЫХ ЗДАНИЙ ПАВИЛЬОННОГО ТИПА С ЛУЧИСТЫМ ОТОПЛЕНИЕМ

Вариант	Температура, °C							
	$t_P$	$t_M$	$t_F$	$t_l$	$t_{S_1}$	$t_{S_2}$	$t_s$	$t_R$
A/1	18,0	16,45	—	17,22	40,34	40,54	18,57	17,96
A/2	18,0	16,58	—	17,29	58,01	59,01	18,56	18,00
A/3	19,0	17,00	—	17,50	53,62	25,92	20,22	19,00
A/4	19,0	16,03	—	17,51	83,08	31,81	19,82	18,78
A/5	18,0	13,22	—	15,61	68,35	68,35	19,11	17,55
A/6	18,0	13,38	—	15,69	103,31	103,31	19,11	17,57
A/7	20,0	12,03	—	16,01	93,80	34,76	21,87	19,24
A/8	18,0	10,24	—	14,12	136,23	41,64	19,73	17,21
B/1	20,0	28,12	10,71	17,05	56,56	56,56	21,02	19,23
B/2	20,0	27,49	10,70	16,91	82,53	82,53	21,12	19,23
B/3	20,0	21,54	10,64	15,67	74,27	30,85	22,16	19,24
B/4	20,0	20,55	10,63	15,48	114,05	38,81	23,07	19,66
B/5	20,0	25,66	2,81	12,61	99,84	99,84	23,63	18,67
B/6	20,0	24,95	2,81	12,47	147,94	147,94	23,76	18,68
B/7	20,0	14,37	2,77	10,61	120,56	40,11	25,59	18,85
B/8	20,0	12,54	2,78	10,36	181,48	52,29	25,85	18,88
C/1	20,0	52,34	12,88	20,52	78,22	78,22	19,40	19,91
C/2	20,0	36,54	12,42	17,39	101,02	36,20	19,58	18,60
C/3	20,0	79,18	4,89	19,43	106,79	106,79	18,26	18,78
C/4	20,0	50,07	4,63	14,26	143,77	40,74	18,97	16,85

Продолжение табл. 26.6

Вариант	Теплопотери, Вт/м <sup>2</sup>			
	$q_m = m(t_P - t_a)$	$q_M = \frac{A_M}{A_P} \times m(t_M - t_a)$	$q_F = \frac{A_F}{A_P} \times r(t_F - t_a)$	$q_P$
A/1	3,8	36,58	—	40,41
A/2	3,8	36,72	—	40,56
A/3	3,9	30,05	—	40,00
A/4	3,9	36,05	—	40,05
A/5	3,8	98,46	—	102,30
A/6	3,8	99,01	—	102,85
A/7	4,1	94,32	—	98,39
A/8	3,8	88,08	—	91,92
B/1	4,1	68,71	139,49	212,27
B/2	4,1	67,71	139,42	211,21
B/3	4,1	58,32	139,05	201,36
B/4	4,1	56,02	139,05	199,75
B/5	4,1	243,01	262,07	511,47
B/6	4,1	238,77	262,00	504,83
B/7	4,1	175,56	261,55	441,13
B/8	4,1	164,58	261,57	430,22
C/1	10,17	133,15	435,90	579,22
C/2	10,17	101,90	428,63	540,71
C/3	10,17	186,21	874,56	1070,96
C/4	10,17	128,66	851,89	990,73

Вариант	Теплоотдача отопительного экрана, отнесенная к единице поверхности пола, Вт/м <sup>2</sup>			
	на пол	на потолок	на стены	всего
A/1	12,05	28,36	—	40,41
A/2	11,67	28,89	—	40,56
A/3	20,71	19,29	—	40,00
A/4	21,12	18,93	—	40,05
A/5	30,95	71,33	—	102,29
A/6	131,11	71,74	—	102,85
A/7	51,72	46,67	—	98,40
A/8	50,85	41,06	—	91,92
B/1	26,10	142,74	43,34	212,18
B/2	25,38	147,03	38,71	211,13
B/3	42,30	93,23	65,79	201,32
B/4	44,44	90,21	65,10	199,76
B/5	70,48	328,38	110,35	509,21
B/6	70,82	329,57	104,35	504,75
B/7	97,99	194,73	148,41	441,71
B/8	104,02	175,92	150,25	430,21
C/1	28,29	375,32	175,62	579,23
C/2	43,98	230,70	266,01	540,71
C/3	48,43	717,30	305,22	1070,97
C/4	82,17	409,89	498,43	990,50

Вариант	$t_R - t_a$ , °C	$K_{ид} = \frac{q_p}{t_R - t_a}$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	$K^+$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	$\varepsilon = \frac{K_{ид}}{K^+}$	$K_{тр}$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)
A/1	32,96	1,22	1,15	1,06	1,16
A/2	33,00	1,22	1,15	1,06	1,16
A/3	34,00	1,17	1,15	1,02	1,16
A/4	33,78	1,18	1,15	1,02	1,16
A/5	32,55	3,14	2,79	1,12	2,73
A/6	32,57	3,15	2,79	1,13	2,73
A/7	34,24	2,87	2,79	1,02	2,73
A/8	32,21	2,85	2,79	1,02	2,73
B/1	34,23	6,19	5,58	1,10	5,59
B/2	34,23	6,16	5,58	1,10	5,59
B/3	34,24	5,88	5,58	1,05	5,59
B/4	34,66	5,76	5,58	1,03	5,59
B/5	33,67	15,11	12,44	1,21	5,59
B/6	33,68	14,98	12,44	1,20	11,80
B/7	33,85	13,03	12,44	1,05	11,80
B/8	33,88	12,69	12,44	1,02	11,80
C/1	34,91	16,59	13,77	1,20	11,80
C/2	33,70	16,09	13,77	1,17	14,06
C/3	33,78	31,69	26,03	11,23	14,06
C/4	31,85	31,10	26,03	1,21	24,41

Вариант	$\epsilon_{ir}$	$t_S - t_R$ °C	$\alpha_S = \frac{q_S}{t_S - t_R}$ Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	$\alpha_S$ Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	$\frac{\alpha_S}{\alpha_S}$
A/1	1,05	22,57	17,90	16,59	1,07
A/2	1,05	40,01	20,27	18,62	1,08
A/3	1,01	34,62	11,55	10,80	1,00
A/4	1,02	64,30	12,45	12,60	1,03
A/5	1,15	50,80	20,13	19,73	1,02
A/6	1,15	85,75	23,98	23,10	1,03
A/7	1,05	74,56	13,19	13,22	0,99
A/8	1,04	119,01	15,43	15,51	0,99
B/1	1,10	37,32	19,59	18,43	1,06
B/2	1,10	63,30	22,99	21,18	1,08
B/3	1,05	54,03	12,83	12,12	1,05
B/4	1,03	94,39	14,58	14,35	1,01
B/5	1,28	81,16	21,60	22,90	0,99
B/6	1,26	129,25	26,31	27,86	0,93
B/7	1,10	101,71	14,95	14,89	1,01
B/8	1,08	162,59	18,23	18,16	1,01
C/1	1,17	58,31	19,09	20,73	1,00
C/2	1,14	82,42	13,12	13,65	0,93
C/3	1,29	87,99	24,34	23,62	0,96
C/4	1,27	106,86	15,87	14,84	1,03

коэффициент теплообмена на поверхности экрана по зависимости (26.55) и сопоставляется с величинами, получаемыми с помощью зависимостей (25.6), (25.15) и (25.18). На основании данных, представленных в табл. 26.6, можно сделать следующие выводы.

1. Показатель  $\epsilon$ , оценивающий теплопотери, во всех случаях больше единицы, т. е. для обеспечения одинаковой результирующей температуры  $t_R$  действительные теплопотери больше, чем теоретические и фиктивные. Это объясняется наличием теплоизоляции на верхней стороне отопительного экрана и усиленной теплоизоляцией потолка. При использовании отопительного экрана без теплоизоляции в зданиях павильонного типа с хорошей теплоизоляцией превышение достигает 6—7%, а для зданий павильонного типа с плохой теплоизоляцией — 12—13%. В то же время это превышение при применении изолированных отопительных экранов составляет не более 3% (независимо от качества теплоизоляции потолка). Таким образом, еще раз подтверждается важность теплоизоляции потолка при использовании отопительных экранов без теплоизоляции.

2. Теплопотери и в данном случае мало изменялись в зависимости от соотношения размеров отопительного экрана и температуры на его поверхности.

3. Коэффициенты теплообмена на поверхности отопительного экрана различны в зависимости от степени теплоизоляции, применяемой на верхней его стороне. Коэффициент теплообмена экранов без теплоизоляции во всех случаях формировался согласно неравенству  $\alpha'_S > \alpha_S > 2\alpha_{Si}$ . Иными словами, этот коэффициент



меньше вычисляемого на основании результирующей температуры согласно зависимостям (25.6), (25.15) и (25.18), но больше двукратной величины теплообмена на нижней поверхности. Коэффициенты конвективного теплообмена на нижней и верхней поверхностях существенно отличаются друг от друга, и поэтому данное неравенство хорошо отражает слабое влияние теплоотдачи конвекцией на формирование температуры воздуха в рабочей зоне. При применении изолированных отопительных экранов коэффициенты  $\alpha_s$  и  $\alpha'_s$  практически совпадают.

4. Радиационная температура, вычисляемая по точным или приближительным зависимостям, здесь также различна, что необходимо принимать во внимание.

## 26.2. Формирование температурных условий, теплотерь и теплоотдачи отопительных экранов в объеме помещения, ограниченном боковыми стенами

Результаты, полученные в помещениях, ограниченных потолком и полом, с очень большой площадью лишь очень редко можно применять непосредственно. Ниже рассмотрены явления, происходящие в помещениях, где нельзя пренебрегать влиянием боковых стен. Во избежание усложнения расчетов введем ряд упрощений, которые не влияют на окончательный результат.

1. Ограждающие конструкции, расположенные над плоскостью отопительных экранов, т. е. перекрытие и небольшую часть боковых стен, находящуюся над этой плоскостью, будем считать единым потолком. Таким образом, коэффициент облученности отопительных экранов на потолок  $\Phi_{S-M} = 1$ , а коэффициент облученности с потолка на отопительные экраны  $\Phi_{M-S} = A_S/A_M$ .

2. Под стенами подразумеваются вертикальные ограждающие конструкции, расположенные под плоскостью отопительных экранов и имеющие коэффициент теплопередачи, равный средневзвешенному по всем вертикальным наружным ограждениям.

Коэффициенты облученности  $\Phi_{S-OF}$  отопительных экранов на боковые стены, параллельные отопительному прибору, определяют по зависимости (3.62).

3. При расчетах принимается во внимание фактическая площадь помещения в плане. Коэффициент облученности отопительного прибора на пол вычисляется согласно зависимостям (3.60) и (3.61).

4. Коэффициент облученности отопительного прибора на стены, перпендикулярные его продольной оси, выражается зависимостью

$$\Phi_{S-VF_1} = \Phi_{S-VF_2} = (1 - \sum \Phi_{Si}) / 2 \quad (26.68)$$

5. Коэффициенты облученности боковых и торцевых стен, а также пола и потолка, отнесенные друг к другу, принимались в расчет по известным из литературы зависимостям, учитывающим экранирующее влияние отопительных приборов.

6. На всех поверхностях предполагается равномерное распределение температуры.

7. Рассмотрены здания двух типов. К первому относится однопролетное здание производственного цеха с обычными соотношениями размеров (см. вариант В в табл. 24.1), ко второму — узкое и высокое здание, размеры которого не позволяют применять потолочное или экранное лучистое отопление (вариант С в табл. 24.1).

8. В вычислениях заранее задана температура пола. К ней же отнесены все значения избыточной температуры, используемые в расчетах.

**26.2.1. Температурные условия помещений при постоянной температуре во всех точках его объема.** Это условие, очевидно, наиболее благоприятно как в отношении температуры, формирующейся на окружающих поверхностях и в воздушном пространстве, так и в отношении теплопотерь и теплоотдачи отопительных экранов. На практике можно обеспечить лишь приближение к таким условиям, но достичь их невозможно. В данном случае уравнения теплового баланса можно записать в следующем виде.

Для пола:

$$Q_{PS} + Q_{PM} + Q_{PF} + Q_{PI} + Q_{Pa} = 0 \quad (26.69)$$

или в приведенном виде, используя сокращения и учитывая, что  $\theta_p = 0$ ,

$$\Phi'_{P-S}\theta_S + \Phi'_{P-M}\theta_M + \Phi'_{P-F}\theta_F + \alpha_{PI}\theta_l + m\theta_a = 0; \quad (26.70)$$

для потолка

$$Q_{MS} + Q_{MP} + Q_{MF} + Q_{MI} + Q_{Ma} = 0, \quad (26.71)$$

или после приведения

$$\Phi'_{M-S}\theta_{Se} - \theta_M \Sigma M' + \Phi'_{M-F}\theta_F + \alpha_{MI}\theta_l + \kappa_M \theta_a = 0, \quad (26.72)$$

где

$$\theta_{Se} = \rho \theta_{Si}$$

и

$$\Sigma M' = \Phi'_{M-S} + \Phi'_{M-P} + \Phi'_{M-F} + \alpha_{MI} + \kappa_M, \quad (26.73)$$

для боковых стен

$$Q_{FS} + Q_{FP} + Q_{FM} + Q_{FI} + Q_{Fa} = 0 \quad (26.74)$$

или после приведения

$$\Phi'_{F-S}\theta_S + \Phi'_{F-M}\theta_M - \theta_F \Sigma F' + \alpha_{FI}\theta_l + \kappa_F \theta_a = 0, \quad (26.75)$$

где

$$\Sigma F' = \Phi'_{F-S} + \Phi'_{F-P} + \Phi'_{F-M} + \alpha_{FI} + \kappa_F; \quad (26.76)$$

для воздуха

$$Q_{iSi} + Q_{iSe} + Q_{iP} + Q_{iM} + Q_{iF} = 0 \quad (26.77)$$

или в приведенном виде

$$\begin{aligned} & A_S \alpha_{iSi} (\theta_i - \theta_{Si}) + A_S \alpha_{iSe} (\theta_i - \theta_{Se}) + \\ & + A_P \alpha_{iP} (\theta_i - \theta_P) + A_M \alpha_{iM} (\theta_i - \theta_M) + \\ & + A_F \alpha_{iF} (\theta_i - \theta_F) = 0. \end{aligned} \quad (26.78)$$

При делении этого уравнения на  $A_P$  и применении обозначений

$$\begin{aligned} \frac{A_S}{A_P} \alpha_{iSi} &= A'_{iSi}, \quad \frac{A_S}{A_P} \alpha_{iSe} = A'_{iSe}, \\ \frac{A_M}{A_P} \alpha_{iM} &= A'_{iM} \quad \text{и} \quad \frac{A_F}{A_P} \alpha_{iF} = A'_{iF} \end{aligned}$$

получаем

$$(A'_{iSi} + \rho A'_{iSe}) \theta_{Si} + A'_{iM} \theta_M + A'_{iF} \theta_F - \theta_i \Sigma l = 0, \quad (26.79)$$

где

$$\Sigma l = A'_{iSi} + A'_{iSe} + \alpha_{iP} + A'_{iM} + A'_{iF}. \quad (26.80)$$

Результаты решения данной системы уравнений для вариантов зданий В и С даны в табл. 26.4. Промежуточные результаты расчетов для вариантов В приведены в табл. 26.7.

Теплопотери здания павильонного типа в данном случае

$$Q = A_P m (\theta_P - \theta_a) + A_M \kappa_M (\theta_M - \theta_a) + A_F \kappa_F (\theta_F - \theta_a). \quad (26.81)$$

а при расчете на единицу поверхности пола

$$\begin{aligned} q_P &= m (\theta_P - \theta_a) + \frac{A_M}{A_P} \kappa_M (\theta_M - \theta_a) + \frac{A_F}{A_P} \times \\ & \times \kappa_F (\theta_F - \theta_a). \end{aligned} \quad (26.82)$$

Получающиеся теплопотери должны быть равны теплоотдаче отопительных экранов, что выражается зависимостью

$$\begin{aligned} Q_S &= A_S [\Phi'_{S-P} (\theta_{Si} - \theta_P) + \Phi'_{S-M} (\rho \theta_{Se} - \theta_M) + \\ & + \Phi'_{S-F} (\theta_{Si} - \theta_F) + \alpha_{Si} (\theta_{Si} - \theta_i) + \alpha_{Se} (\theta_{Se} - \theta_i)] \end{aligned} \quad (26.83)$$

При этом должно иметь место равенство  $q_P = q_{SP} = Q_S / A_P$ .

Поскольку в табл. 26.4 известны радиационная  $t_s$  и результирующая  $t_R$  температура, можно вычислить и коэффициент теплообмена на поверхности отопительного экрана по формуле (26.55), который, как и ранее, сравнивается со значениями, полученными по зависимостям (25.6) и (25.15) — (25.17).

Ниже дан анализ расчетов по двум вариантам зданий.

**26.2.1.1. Температурные параметры и условия теплопоступления при использовании отопительных экранов с теплоизоляцией**

Т А Б Л И Ц А 26.7. ПРОМЕЖУТОЧНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ ПО ВАРИАНТАМ ЗДАНИЙ В/1—В/8

Показатель	В/1	В/2	В/3	В/4	В/5	В/6	В/7	В/8
$\theta_M$	-00,39	-00,55	-05,57	-05,98	-06,14	-06,21	-14,07	-14,88
$\theta_F$	-08,06	-07,96	-09,02	-09,03	-15,70	-15,69	-16,92	-16,98
$\theta_l$	02,47	02,79	00,96	01,02	02,60	02,64	03,58	04,23
$\theta_S$	33,60	58,53	50,31	88,80	62,34	105,16	86,50	145,22
$\alpha_{PS}$	05,76	06,52	06,26	07,55	06,64	08,16	07,47	09,81
$\Phi\dot{p}-S$	00,60	00,34	00,65	00,39	00,69	00,42	00,78	00,51
$\alpha_{PM}$	04,85	04,84	04,72	04,71	04,71	04,71	04,52	04,50
$\Phi\dot{p}-M$	01,24	01,49	01,21	01,45	01,20	01,45	01,15	01,39
$\alpha_{PF}$	04,66	04,66	04,64	04,64	04,48	04,48	04,45	04,45
$\Phi\dot{p}-F$	02,32	02,32	02,31	02,31	02,23	02,23	02,22	02,22
$\alpha_{Pl}$	01,14	01,18	02,30	02,33	01,15	01,16	03,35	03,51
$\alpha_{MS}$	05,75	06,50	04,97	05,17	06,47	07,97	04,95	05,25
$\Phi\dot{M}-S$	01,04	00,59	00,90	00,47	01,17	00,72	00,90	00,47
$\rho\Phi\dot{M}-S$	01,04	00,59	00,18	00,09	01,17	00,72	00,18	00,09
$\Phi\dot{M}-F$	00,90	01,09	00,88	01,06	00,88	01,06	00,84	01,01
$\alpha_{MF}$	04,65	04,65	04,50	04,49	04,34	04,33	04,13	04,11
$\Phi\dot{M}'-F$	01,19	01,44	01,15	01,39	01,11	01,34	01,06	01,27
$\alpha_{Ml}$	03,14	03,28	03,60	03,68	04,33	04,35	04,57	04,58
$A_{Ml}$	03,70	03,87	04,24	04,33	05,10	05,12	05,38	05,40
$\Sigma M'$	06,85	06,95	07,04	07,09	10,65	10,62	10,49	10,46
$\alpha_{FS}$	05,55	06,30	06,01	07,28	06,21	07,68	06,97	09,25
$\Phi\dot{f}-S$	00,41	00,23	00,44	00,27	00,46	00,28	00,52	00,34
$\Phi\dot{f}-P$	01,19	01,19	01,18	01,18	01,14	01,14	01,14	01,14
$\Phi\dot{f}-M$	00,84	01,01	00,81	00,98	00,78	00,94	00,75	00,90
$\alpha_{Fl}$	03,45	03,47	03,19	03,18	04,05	04,05	03,69	03,64
$A_{Fl}$	05,76	05,80	05,33	05,32	06,77	06,77	06,17	06,09
$\Sigma F'$	07,82	07,83	07,60	07,58	12,39	12,38	12,10	12,03
$\alpha_{Sil}$	03,23	03,83	03,74	04,41	03,91	04,59	04,42	05,13
$A_{Sil}$	00,80	00,47	00,93	00,55	00,97	00,57	01,10	00,64
$\alpha_{Sel}$	06,26	07,42	04,63	05,41	07,58	08,88	05,58	06,39
$A_{Sel}$	01,56	00,92	01,15	00,67	01,89	01,10	01,39	00,79
$A_{Sl}$	02,36	01,40	01,16	00,68	02,86	01,68	01,38	00,80
$\Sigma l$	12,81	12,09	13,65	12,90	15,74	14,58	16,93	15,96
$q'm_s$	104,18	107,31	68,04	65,84	239,67	240,54	142,13	128,40

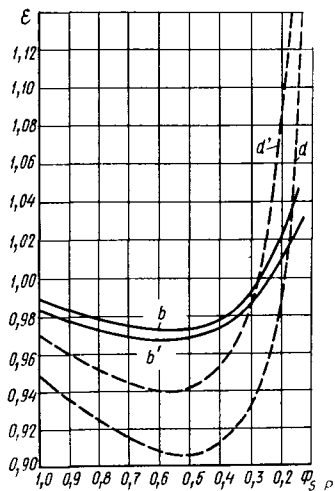
на верхней стороне. При рассмотрении данного случая были сделаны следующие выводы.

1. Теплотери лишь в очень малой степени зависят от соотношения принятой площади и температуры поверхности отопительного экрана. Несколько большие теплотери наблюдаются при установке экрана с малой площадью и высокой температурой поверхности.

2. При использовании отопительных экранов, снабженных теплоизоляцией, при коэффициенте облученности плоскости экрана на пол  $\Phi_{S-p} \geq 0,25 - 0,30$  действительные теплотери меньше теоретических (рис. 26.1).

При поверхностном анализе представляется неожиданным, что при равномерном распределении температуры воздуха в помещении с потолком и стенами, оснащенными слабой теплоизоляцией, теплотери меньше, чем при использовании ограждающих конструкций с хорошей теплоизоляцией. Это объясняется тем, что отопительные экраны, изолированные сверху, излучают

рис. 26.1. Соотношение действительных, теоретических фиктивных теплопотерь при использовании отопительных экранов, изолированных с верхней стороны



в сторону потолка лишь очень небольшое количество теплоты, и теплопотери через потолок ничтожно малы. Большая часть излучения доходит до пола, коэффициент теплопередачи которого на порядок меньше, чем у остальных поверхностей. Однако энергия теплового излучения значительна именно из-за компенсации теплопотерь через стены и потолок, и это определяет радиационную температуру и в конечном итоге результирующую температуру, от которой зависит самочувствие человека.

Необходимо объяснить также, почему теплопотери получаются наименьшими при коэффициенте облученности  $\Phi_{S-p} = 0,65 - 0,45$ . Ведь при этом устанавливается такое соотношение между тепловой энергией, излучаемой по направлению к полу, радиационной температурой и результирующей температурой, которое решающим образом определяет самочувствие человека, находящегося в помещении. При бесконечно большой площади в плане коэффициент облученности плоскости отопительных экранов на пол равен единице и влияние стен на человека исключается, но из-за малых теплопотерь температура поверхности отопительных экранов настолько мала, что, с точки зрения обеспечения желаемой радиационной температуры, это приводит к более неблагоприятным последствиям, чем преимущества, получаемые благодаря исключению охлаждающего влияния поверхностей стен. При  $\Phi_{S-p} \leq 0,35$ , т. е. при незначительном излучении, направленном к полу, больше теплоотдача в направлении боковых стен и их коэффициент облученности на человека, что оказывает на радиационную и результирующую температуру отрицательное воздействие.

Все сказанное выше, естественно, не означает, что с точки зрения техники отопления оптимальными были бы такие размеры здания, при которых коэффициент облученности потолка (и соответственно плоскости отопительных экранов, находящихся под

потолком) на пол  $\Phi'_{S-p}$  должен находиться в пределах 0,65—0,45. Это говорит только о том, что в данном случае наблюдается наибольшая экономия по сравнению с теоретическим случаем. Нельзя сказать также, что в здании павильонного типа со слабой теплоизоляцией капитальные затраты и эксплуатационные расходы были бы меньше. Просто в этом случае по сравнению с теоретическими теплотерями помещения с отопительными экранами, снабженными сверху теплоизоляцией, предполагая температуру воздуха равномерно распределенной, можно обеспечить большую экономию, чем в зданиях павильонного типа с хорошей теплоизоляцией. Зная это, можно для конкретных условий при экономическом сопоставлении вариантов найти оптимальное решение.

На рис. 26.1 показано изменение показателя  $\epsilon = K_{id}/K^+$ , где  $K_{id} = q_p / (t_R - t_a)$ , характеризует величину теплотер, а  $K^+ = q_p^+ / (t_R^+ - t_a)$  соответствует теоретическому случаю. При этом кривая  $b$  относится к отопительным экранам, применяемым в здании павильонного типа с хорошей теплоизоляцией, а кривая  $d$  — в здании со слабой теплоизоляцией.

Кривые  $b'$  и  $d'$  соответствуют показателю  $\epsilon_{tr} = K_{id}/K_{tr}$ , получаемому при прочих равных условиях.

3. Сравнение фактических коэффициентов теплообмена на поверхности отопительных экранов, получаемых по зависимости (26.87), с коэффициентами, вычисляемыми по уравнениям (25.6) и (25.15)—(25.18), иллюстрируется рис. 26.2. Из рисунка видно, что фактические коэффициенты теплообмена более всего отличаются от расчетного для зданий со слабой теплоизоляцией при  $\Phi_{S-p} \approx 0,5$ . Для зданий с хорошей теплоизоляцией это отличие меньше.

Изложенные здесь выводы наглядно показывают преимущества применения лучистого экранного отопления вообще, и, в частности, в зданиях со слабой теплоизоляцией.

**26.2.1.2. Температурные параметры и условия теплопоступления при использовании отопительных экранов без теплоизоляции.** С точки зрения распределения температуры и теплотер в зданиях павильонного типа при использовании в них отопительных экранов без теплоизоляции нельзя ожидать таких же благоприятных результатов, какие обеспечивает применение изолированных экранов. Напротив, можно ожидать общего увеличения теплоотдачи отопительных экранов из-за отсутствия теплоизоляции их верхней поверхности. Необходимо напомнить здесь о том, что, согласно п. 26.1.2, система отопления может быть устроена таким образом, что отопительный экран будет излучать теплоту только в направлении потолка.

Результаты решения рассмотренной системы уравнений (26.69)—(26.77) при  $\rho = 1$ , а также уравнения для определения теплоотдачи отопительного экрана для удобства сопоставления приведены в сводной табл. 26.6. Из этой таблицы можно сделать следующие выводы.

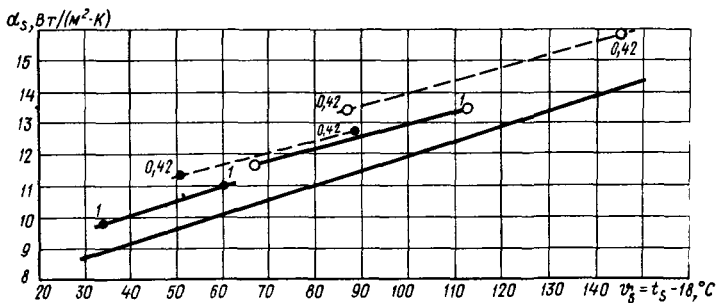
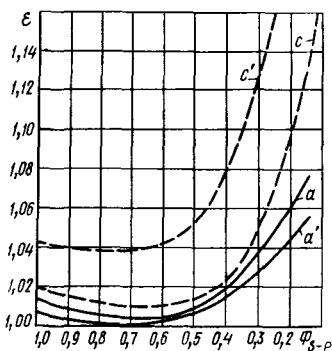


Рис. 26.2. Фактические и расчетный (нижняя кривая) коэффициенты теплообмена поверхности отопительного экрана, изолированного с верхней стороны (черными и белыми точками отмечены характеристики здания соответственно с хорошей и со слабой теплоизоляцией; цифры означают коэффициенты облученности)

Рис. 26.3. Соотношение действительных, теоретических и фиктивных теплотерь при использовании неизолированных отопительных экранов



1. Влияние на теплообмен в помещении соотношения площади греющей поверхности и соответствующей температуры такое же, как и при использовании отопительных экранов с теплоизоляцией, т. е. здесь также выгодно применять экраны меньшей площади, но с более высокой температурой поверхности.

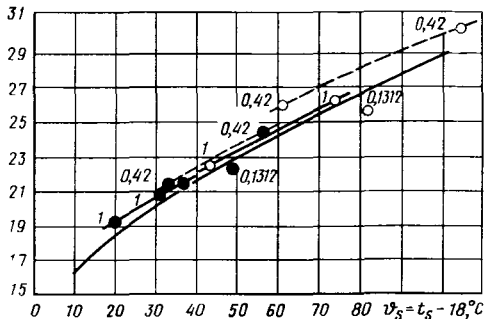
2. Теплотери и соответственно показатель  $\epsilon$  (кривые  $a$  и  $c$  на рис. 26.3), характеризующий действительные теплотери в сравнении с теоретическими, здесь выше. Форма кривой при  $\Phi_{S-p} \geq 0,4$  почти не зависит от того, хорошей (кривые  $a$  и  $a'$ ) или плохой (кривые  $c$  и  $c'$ ) теплоизоляцией снабжено здание; интересно, что в рассматриваемом случае систематически наблюдаются большие теплотери в зданиях павильонного типа с более слабой теплоизоляцией.

При  $\Phi_{S-p} = 0,4$  и ниже разница между теплотериями в зданиях павильонного типа со слабой и хорошей теплоизоляцией заметно возрастает. При  $\Phi_{S-p} = 0,15$  она настолько велика, что возможность применения лучистого отопления в зданиях с такими соотношениями размеров даже при равномерном распределении воздуха становится сомнительной. При  $\Phi_{S-p} = 0,65 - 0,45$  кривые имеют такой же характер и для отопительных экранов, снабженных теплоизоляцией.

На рис. 26.3 показано также изменение величины  $\epsilon_{tr}$  (кривые  $a$  и  $c'$ ). В здании с хорошей теплоизоляцией  $\epsilon_{tr}$  несколько меньше, чем  $\epsilon$ , а в здании со слабой теплоизоляцией  $\epsilon_{tr}$  намного больше  $\epsilon$ .

Рис. 26.4. Фактический и расчетный (нижняя кривая) коэффициенты теплообмена на поверхности неизолированного отопительного экрана (обозначения те же, что на рис. 26.2)

$\alpha(\bar{\theta}), \text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$



Однако при оценке  $\epsilon_{tr}$  нельзя не учитывать, что лучистое отопление экранами обеспечивает внутреннюю результирующую температуру, равную  $t_i$ , которая взята за основу при вычислениях по действующему стандарту.

3. Коэффициент теплообмена на поверхности отопительных экранов (рис. 26.4) изменяется так же, как и для экранов с теплоизоляцией. При  $\Phi_{S-p} = 0,3 - 0,25$  коэффициент теплообмена обычно больше или равен значениям, вычисляемым по зависимостям (25.6) и (25.15) — (25.18).

Вообще фактический коэффициент теплообмена на поверхности неизолированных отопительных экранов близок к величине, вычисляемой по упомянутым выше формулам. По абсолютному же значению при одинаковой температуре отопительного экрана он фактически не достигает в исследовавшихся случаях удвоенного значения, получаемого для варианта без изоляции, хотя зависимости (25.6) и (25.15) — (25.18) для неизолированных отопительных экранов дают величину, вдвое большую, чем для экранов, снабженных теплоизоляцией на верхней стороне. Причину этого следует искать в несоответствиях в обоих вариантах значения радиационной температуры, характеризующей комфортное самочувствие человека.

При применении изолированного отопительного экрана почти все теплотери компенсируются теплоотдачей с нижней стороны, обращенной к рабочей зоне, поэтому ее поверхность при равной температуре больше, чем у неизолированных экранов. Вследствие этого член  $\Phi_{E-S} T_S^4$  из-за увеличения  $\Phi_{E-S}$  при расчете радиационной температуры больше. Это в конечном итоге повышает результирующую температуру  $t_R$  и соответственно уменьшает разность  $t_S - t_R$  и увеличивает коэффициент теплообмена  $\alpha_S$ .

**26.2.2. Распределение температуры при предположении, что вся теплота, отдаваемая отопительным экраном путем конвекции, нагревает только потолок.** Суть этого предположения изложена в п. 26.1.5. Уравнения теплового баланса в этом случае выглядят следующим образом:



для пола

$$Q_{PM} + Q_{PS} + Q_{PF} + Q_{PI} + Q_{Pa} = 0, \quad (26.84)$$

для потолка

$$Q_{MP} + Q'_{MS} + Q_{MF} + Q_{MI} + Q_{Ma} = 0, \quad (26.85)$$

для стен

$$Q_{FP} + Q_{FM} + Q_{FS} + Q_{FI} + Q_{Fa} = 0, \quad (26.86)$$

для воздуха

$$Q_{IP} + Q_{IM} + Q_{IF} = 0. \quad (26.87)$$

Символ  $Q'_{MS}$ , фигурирующий в уравнении (26.85), включает в себя сумму величин  $Q_{MS}$  из выражения (26.71) и  $Q_{ISi} + Q_{ISe}$  из выражения (26.77).

Вновь следует подчеркнуть, что теплообмен, описываемый предыдущими уравнениями, естественно, нельзя осуществить, поскольку невозможно воспрепятствовать конвективной теплоотдаче отопительного экрана, движению нагревающегося воздуха вдоль отопительного экрана, теплообмену между воздухом и потолком и вследствие этого движению воздуха, направленному вниз, да это, как будет ясно ниже, и не требуется. Делая указанное предположение, необходимо оценить не только оптимум, но и интервал возможных результатов, ожидаемых при наиболее неблагоприятных условиях.

Эти условия характеризуются тем, что предполагаемый тепловой поток при температуре пола, задаваемой постоянно одинаковой, обеспечивает довольно высокую температуру потолка и только незначительно меньшую температуру на поверхности стен, что приводит к более высоким теплотерям, в то время как температура воздуха формируется исключительно за счет теплообмена на ограждающих поверхностях, и поэтому она ниже. Получающаяся при этом меньшая результирующая температура  $t_R$  и возрастающая разность температуры  $t_S - t_R$  обуславливают уменьшение коэффициента теплообмена  $\alpha_S$ .

Следует обратить внимание на то, что разность между оптимальным и наиболее неблагоприятным значениями в случаях, важных с точки зрения практики, не существенна, но в то же время ею нельзя пренебречь.

Уравнения (26.84) — (26.87) в развернутом виде принимают следующий вид:

для пола

$$\Phi'_{P-M}\theta_M + \Phi'_{P-S}\theta_S + \Phi'_{P-F}\theta_F + \alpha_{PI}\theta_I + m\theta_a = 0, \quad (26.88)$$

для потолка

$$\theta_M \Sigma M' + q'_{MS} - \Phi'_{M-F}\theta_F - \alpha_{MI}\theta_I - \kappa_M\theta_a = 0, \quad (26.89)$$

где

$$\Sigma M' = \Phi'_{M-P} + \Phi'_{M-F} + \alpha_{MI} + \kappa_M, \quad (26.90)$$

для боковых стен

$$\Phi'_{F-S}\theta_S + \Phi'_{F-M}\theta_M - \theta_F \Sigma F' + \alpha_{FI}\theta_I + \kappa_F\theta_a = 0, \quad (26.91)$$

где

$$\Sigma F' = \Phi'_{F-S} + \Phi'_{F-P} + \Phi'_{F-M} + \alpha_{FI} + \kappa_F, \quad (26.92)$$

для воздуха

$$A'_{IM}\theta_M + A'_{IF}\theta_F - \theta_I \Sigma l = 0. \quad (26.93)$$

Здесь

$$\begin{aligned} A'_{IM} &= \alpha_{IM}(A_M / A_P), \quad A'_{IF} = \alpha_{IF}(A_F / A_P), \\ \Sigma l &= \alpha_{PI} + A'_{IM} + A'_{IF}. \end{aligned} \quad (26.94)$$

Решение системы уравнений производилось на ЭВМ в двух вариантах в зависимости от того, относится ли система уравнений, из которой получена величина  $q'_{SM}$ , к отопительным экранам с теплоизоляцией сверху или к неизолированным экранам.

После вычисления температуры поверхности теплопотери и удельная величина теплопотерь, приходящаяся на единицу поверхности пола, определяются по зависимостям (26.81) и (26.82). Они, естественно, должны соответствовать теплоотдаче отопительных экранов

$$q_{SP} = \frac{Q_S}{A_P} = \frac{A_S[\Phi_{S-P}\theta_S + \Phi'_{S-P}(\theta_S - \theta_F)] + A_M q'_{SM}}{A_P} \quad (26.95)$$

Здесь числитель представляет собой полную теплоотдачу отопительного экрана  $Q_S$ , Вт. Величина  $\alpha_S$  устанавливается по зависимости (26.55).

*26.2.2.1. Температурные условия и поступление теплоты при использовании отопительных экранов с теплоизоляцией на верхней стороне.* На основе результатов, полученных при решении приведенной системы уравнений (см. табл. 26.6), можно сделать следующие выводы.

1. Утверждения, сделанные ранее относительно соотношения поверхности экрана и его температуры, действительны и для рассматриваемого случая, т. е. при использовании отопительных экранов с теплоизоляцией в еще большей степени выгоднее применять отопительные экраны с меньшей поверхностью, но с более высокой температурой.

2. Теплопотребность по сравнению с теоретической (рис. 26.5) при  $\Phi_{S-P} \geq 0,5$  имеет превышение менее 3%, независимо от того, хорошая или слабая теплоизоляция здания (кривые *b* и *d*).

Это превышение в интервале  $\Phi_{S-P} = 0,5 - 0,3$  поднимается почти

Рис. 26.5. Соотношение действительной, теоретической и фиктивной теплопотребности при использовании отопительных экранов, изолированных с верхней стороны

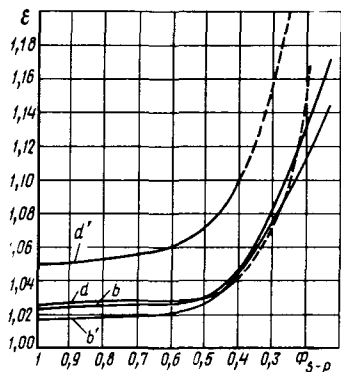
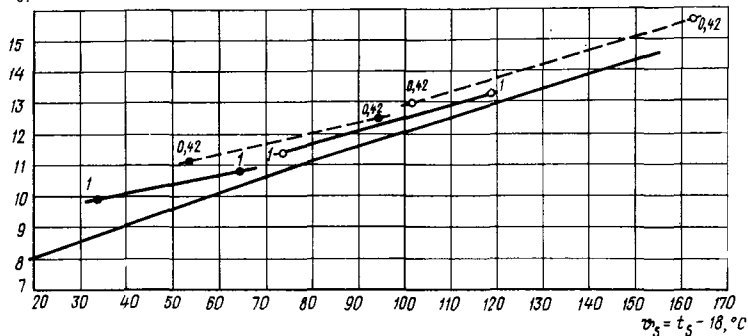


Рис. 26.6. Фактические и расчетный (нижняя кривая) коэффициенты теплообмена на поверхности отопительных экранов, изолированных с верхней стороны (обозначения те же, что на рис. 26.2)

$\alpha_s, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$



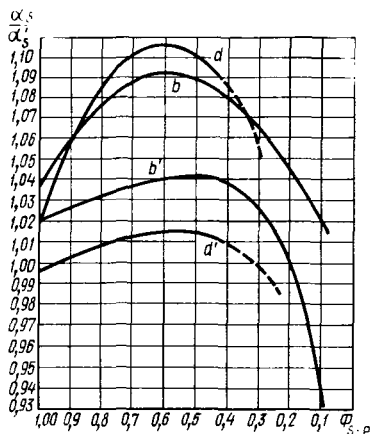
линейно до 8%. При  $\Phi_{S-p} \leq 0,3$  для здания павильонного типа со слабой теплоизоляцией рост превышения действительных теплотерь происходит быстрее и в процентном выражении превышает увеличение теплопотребности здания с хорошей теплоизоляцией. На рис. 26.5 приведены также кривые  $b'$  и  $d'$ , характеризующие отношение  $\epsilon_{ir} = K/K_{tr}$ .

3. Коэффициент полного теплообмена на поверхности отопительных экранов с теплоизоляцией в рассмотренных случаях обычно больше или равен значениям, которые можно вычислить по зависимостям (25.6) и (25.15) — (25.18) (см. табл. 26.6). На рис. 26.6 приведены значения  $\alpha_s$ , которые могут быть использованы при проектировании.

На рис. 26.7 показано соотношение коэффициентов теплообмена, вычисляемых по уравнениям теплового баланса и выражениям (25.6) и (25.15) — (25.18) в зависимости от  $\Phi_{S-p}$ . Из рисунка видно, что коэффициент теплообмена отопительных экранов оптимален в таком здании, где коэффициент облученности плоскости отопительных экранов на пол  $\Phi_{S-p} \approx 0,6$ .

Здесь необходимо подчеркнуть, что в данных исследованиях расположение отопительных экранов из-за наличия подкрановых балок предполагается под потолком на расстоянии от него мак-

Рис. 26.7. Соотношение действительных и расчетных коэффициентов теплообмена (кривые  $b$  и  $d$  относятся к идеальному лучистому отоплению, обеспечивающему равномерное распределение температуры воздуха, кривые  $b'$  и  $d'$  — к лучистому отоплению, приблизительно соответствующему реальным условиям; кривые  $b$  и  $b'$  относятся к хорошо изолированным,  $d$  и  $d'$  — к плохо изолированным зданиям)



симум 0,8—1 м. Поэтому коэффициент облученности плоскости экранов лишь в ничтожно малой степени отличается от коэффициента облученности потолка на пол.

26.2.2.2. Температурные условия и теплопоступление при использовании отопительных экранов без теплоизоляции. Температуру, формирующуюся на поверхностях ограждающих конструкций здания павильонного типа, а также на поверхности отопительных приборов, также можно определить путем решения системы уравнений (26.88), (26.89) и (26.93). Различие по сравнению с п. 26.2.2.1 заключается в расчете значения  $q'_{SM}$ . В данном случае  $q'_{SM}$  получают путем решения системы уравнений, в которой  $\rho=1$ , т. е.  $\vartheta_{Se} = \vartheta_{Si}$ .

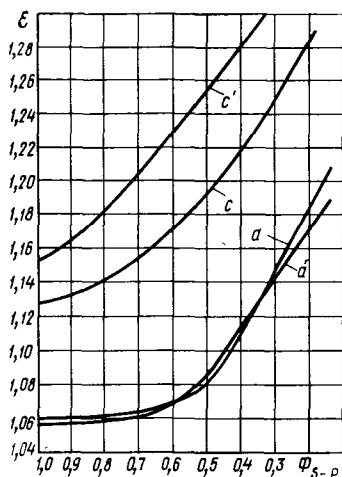
На основе результатов расчетов сделаны следующие выводы.

1. В отношении площади поверхности отопительного экрана и соответствующей ей температуры при отсутствии теплоизоляции экрана действительны те же закономерности, которые были установлены для изолированных экранов, хотя преимущества использования отопительных экранов с меньшей поверхностью и большей температурой с точки зрения теплопотерь здания сказываются не так заметно, как в предыдущем случае.

2. Теплопотери здесь во многом определяются тем, хорошую или слабую теплоизоляцию имеет здание (рис. 26.8). Особенно большое влияние оказывает коэффициент теплопередачи потолка. В этом убедились, неизменно принимая коэффициент теплопередачи потолка  $\kappa_M$  равным 1 в высоком узком здании, т. е. в слабо изолированном здании с наиболее неблагоприятной для лучистого отопления конфигурацией. Сравнительное увеличение теплопотерь было существенно меньше, чем можно было бы ожидать на основании исследований, проведенных в других зданиях с более благоприятным соотношением размеров.

Как видно из рис. 26.8, при  $\Phi_{s-p} \leq 0,35$  даже в здании павильонного типа с хорошей теплоизоляцией может быть такое су-

Рис. 26.8. Соотношение действительных, теоретических и фиктивных теплопотерь при использовании неизолированных экранов



ществленное превышение по сравнению с теоретическими теплопотерями ( $\epsilon \geq 13\%$ ), что конкурентоспособность лучистого отопления при этом приходится анализировать путем проведения точного расчета. Увеличение теплопотерь в здании павильонного типа со слабой теплоизоляцией в практически недостижимом случае при  $\Phi_{S-p} = 1$  составляет также  $13\%$ . Это позволяет сделать вывод, что о применении неизолированного отопительного экрана в здании со слабой теплоизоляцией может идти речь только в исключительном случае (в сооружении, предназначенном для кратковременного использования). Для здания с хорошей теплоизоляцией его можно принимать в расчет только при  $\Phi_{S-p} \geq 0,5$ , поскольку при меньшем коэффициенте облученности теплопотери быстро возрастают. Естественно, в данном случае также нужно провести экономический расчет. Однако в равной мере необходимо учитывать формирование средней температуры поверхности отопительных экранов с теплоизоляцией и без нее при одинаковой температуре теплоносителя и современной технологии изготовления отопительных экранов. Этот вопрос будет рассмотрен ниже более подробно.

На рис. 26.8 приведена также кривая  $\epsilon_{tr}$ , которая иллюстрирует соотношение действительных теплопотерь при использовании отопительных экранов без теплоизоляции и теплопотерь, получающихся на основе расчета по стандарту.

3. Формирование полезной теплоотдачи отопительного экрана, не имеющего теплоизоляции, происходит иначе в рассмотренных выше случаях. Данные на рис. 26.9 для здания павильонного типа с хорошей теплоизоляцией показывают, что при  $\Phi_{S-p} \geq 0,4$   $\alpha_S$  почти на  $5-8\%$  больше значения, вычисляемого по зависимостям (25.6) и (26.15) — (25.18), но на  $6-9\%$  больше, чем удвоенное значение коэффициента теплообмена нижней стороны экрана.

Менее благоприятны условия в здании с плохой теплоизоляцией. Если  $\Phi_{S-p} = 1$  (или приближается к 1), то коэффициент тепло-

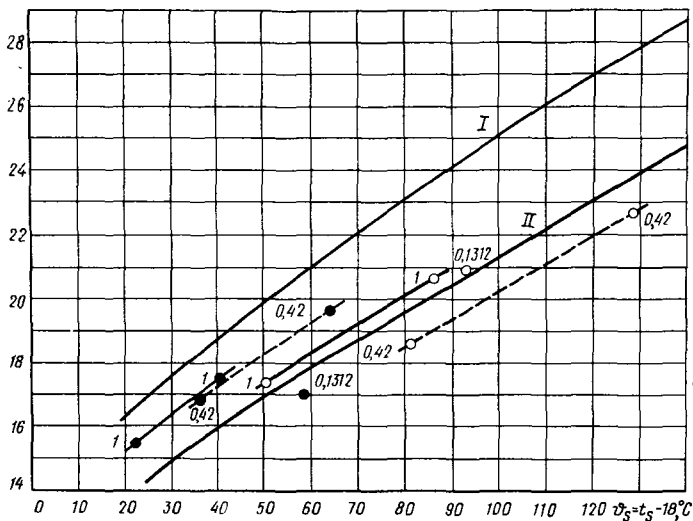
$\alpha_s, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ 

Рис. 26.9. Фактические и расчетные коэффициенты теплообмена неизолированного отопительного экрана (обозначения те же, что на рис. 26.2)

*I* — расчетный коэффициент теплообмена; *II* — удвоенный коэффициент теплообмена на нижней стороне отопительного экрана

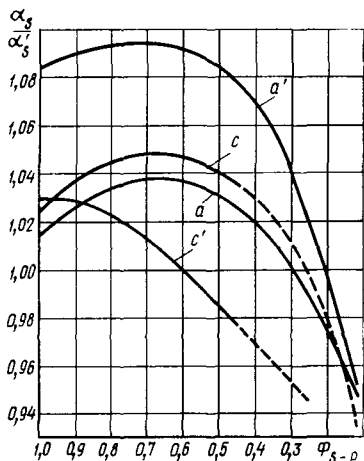


Рис. 26.10. Соотношение коэффициентов теплообмена, рассчитываемых по уравнениям теплового баланса и расчетным формулам, в зависимости от  $\Phi_{S-p}$  для неизолированных отопительных экранов (кривые *a* и *c* относятся к идеальному лучистому отоплению, кривые *a'* и *c'* — к лучистому отоплению, приблизительно соответствующему реальным условиям; кривые *a* и *a'* относятся к зданиям с хорошей теплоизоляцией, кривые *c* и *c'* — к зданиям со слабой теплоизоляцией)

обмена еще достигает удвоенного значения коэффициента нижней стороны экрана, но уже при  $\Phi_{S-p} < 0,4$  он ниже почти на 6%.

Особого внимания заслуживает определение теплоотдачи отопительного экрана в узком высоком здании павильонного типа ( $\Phi_{S-p} = 0,13$ ). Если, например, потолок снабжен хорошей теплоизоляцией [ $\chi_M = 1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ], а стены — слабой [ $\chi_F = 7,84 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ], то коэффициент теплообмена несколько выше удвоенного коэффициента теплообмена нижней стороны экрана, т. е. находится в том же интервале, что и коэффициент теплообмена отопительного экрана, расположенного в здании павильонного типа с хорошей теплоизоляцией или в здании с плохой теплоизоляцией, но имеющем бесконечную площадь в плане.

Это заслуживает особого внимания еще и потому, что в узком здании с хорошей теплоизоляцией со всех сторон формирование коэффициента теплообмена не столь благоприятно, так как на радиационную температуру преимущественное воздействие оказывает температура отопительного экрана, которая возрастает из-за плохой теплоизоляции стен.

Расчеты показывают, что при использовании отопительных экранов без теплоизоляции особенно важно обеспечивать соответствующую теплоизоляцию потолка.

На рис. 26.10 приведены соотношения между коэффициентами  $\alpha_s$ , вычисляемыми путем решения уравнений теплового баланса и с помощью расчетных формул (25.6) и (25.15) — (25.18), в зависимости от  $\Phi_{s-p}$ . Данный рисунок подтверждает важность степени теплоизоляции здания и соотношения его геометрических размеров при формировании величины  $\alpha_s$ .

### 26.3. Оценка результатов теоретических расчетов температурных условий, теплопотерь и теплоотдачи отопительных экранов

В пп. 26.1 и 26.2 теоретически определены температурные условия и теплопотери, возникающие в крупных зданиях павильонного типа при устройстве в них лучистого отопления с помощью экранов, и рассчитана теплоотдача отопительных экранов, обеспечивающая обогрев рабочей зоны в помещениях этих зданий. В результате расчетов можно сделать некоторые основные выводы и дать предпосылки для конструирования устройств данного способа отопления в зданиях рассматриваемого типа.

1. Расчет теплопотерь проводится для определения количества теплоты, необходимого для обеспечения требуемой результирующей температуры. До сих пор при приемке отопительных установок для крупных зданий павильонного типа довольствовались тем, что установка обеспечивала температуру воздуха  $t_i$ , равную  $t_i$ . Однако при радиаторном и особенно воздушном отоплении результирующая температура существенно ниже, чем температура воздуха. В соответствии с этим при расчете теплопотерь при лучистом отоплении экранами следует учитывать ту внутреннюю температуру, которую требуется обеспечить вместо результирующей температуры.

2. При лучистом отоплении до сих пор как в Венгрии, так и в других странах применяли отопительные экраны, снабженные теплоизоляцией с верхней стороны. Такую практику можно признать правильной, поскольку, согласно приведенным выше расчетам, она во всех вариантах приводит к значительной экономии теплоты. В помещениях с нормальными соотношениями размеров, характерными для практики строительства зданий павильонного типа, действительные теплопотери имеют превышение по сравнению с теоретическими или вычисленными по стандарту на 2—4%, что покрывает добавки, предусмотренные стандартом при расчете теплопотерь.

Таким образом, при конструировании отопительных экранов с теплоизоляцией можно исходить из теплопотребности, получаемой

согласно расчету по действующему стандарту, причем берущаяся при этом за основу температура воздуха обеспечивает необходимую результирующую температуру.

3. Теплоотдачу отопительного экрана, снабженного сверху теплоизоляцией, можно рассматривать как сумму количеств теплоты, отдаваемой вверх и вниз лучистым и конвективным путем, полагая, что данный метод расчета обеспечивает некоторый запас.

4. На основании анализа результатов вычислений представляется возможным применять отопительные экраны без теплоизоляции и при размещении их под потолком. При использовании отопительных экранов без теплоизоляции возможна большая теплоотдача, а потому и меньшие капитальные затраты, хотя для полной экономической оценки сопоставление вариантов необходимо проводить при одинаковой температуре теплоносителя, что несколько снижает ожидаемую экономию. При расчете экономичности необходимо принимать во внимание и существенно большие тепловые потери помещения. Лишь при полном учете всех факторов можно выявить, в каких случаях использование отопительных экранов без теплоизоляции более выгодно. Однако такие случаи бывают довольно редко.

5. При проведении данных исследований до сих пор не учитывали, какие температурные условия и тепловые потери по сравнению с теоретическими возможны при использовании других систем отопления. Теоретическое рассмотрение этого вопроса связано с большими трудностями, но в любом случае можно получить ценные данные, если лучистое отопление экранами сопоставить в равных условиях с какой-либо другой системой отопления. Подобное сопоставление осуществлялось путем проведения экспериментов на модели и контрольных замеров в натуральных условиях. Подробное описание экспериментов на модели не представляется здесь необходимым, но следует отметить, что они хорошо подтвердили теоретические выводы, касающиеся отопления экранами с теплоизоляцией и без нее. Результаты же натуральных исследований будут изложены ниже.

## 27. ФОРМИРОВАНИЕ ТЕПЛОПТЕРЬ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ДЛЯ ОТОПЛЕНИЯ ИНФРАКРАСНЫХ ИЗЛУЧАТЕЛЕЙ

Отопление инфракрасными излучателями отличается от рассмотренного выше способа отопления температурой, допускаемой на греющей поверхности, и возможностью некоторого регулирования излучения. Температура поверхности изменяется в пределах 800—1000°С, и поэтому количество теплоты, поступающей путем излучения с 1 м<sup>2</sup> поверхности, например в направлении поверхностей с температурой  $t_s = 20^\circ\text{C}$ , изменяется согласно зависимости

$$q_s = C [(T_s/100)^4 - (T_s/100)^4] \quad (27.1)$$

в пределах от 62,5 до 126 кВт/м<sup>2</sup>. Это значительное теплоступление создает возможность применения сравнительно малой грею-



щей поверхности, равномерно рассредоточенной по обогреваемому помещению. Такая площадь отопительных приборов позволяет, с одной стороны, использовать сравнительно большие по размерам белые козырьки для отражения тепловой радиации, а с другой — располагать греющую поверхность в плоскости под таким углом по отношению к плоскости пола, который обеспечивает его оптимальное облучение.

До сих пор рассматривалось формирование теплотерь в зависимости от коэффициента облученности отопительных экранов (плоскости размещения экранов) на пол. Полученные при этом результаты применимы для газового лучистого отопления лишь при условии, когда здание павильонного типа с бесконечно большой в плане площадью отапливается за счет тепловой радиации, направленной только вниз. Для этого используют как отопительные экраны, так и газовые излучатели. В обоих случаях вся энергия теплоисточника первоначально обогревает пол.

Положение становится более благоприятным, если использовать инфракрасные излучатели в зданиях павильонного типа с обычными размерами, так как при этом может излучаться в направлении пола энергия, служащая для компенсации теплотерь через остальные ограждения. В этом случае до человека, находящегося на полу, доходит большее количество первичного и вторичного излучения, испускаемого теплым полом, что обеспечивает приятное теплоощущение, даже если воздух и окружающие поверхности имеют значительно меньшую температуру. Этим одновременно объясняются и меньшие теплотери помещения.

Инфракрасные тепловые панели в Венгрии главным образом нагреваются газом, лишь в особых случаях используется электрическое отопление. Последнее из-за значительных эксплуатационных расходов не применяют для крупных зданий павильонного типа, поэтому ниже рассматриваются только излучатели, действующие на газе. С точки зрения режима работы различают два варианта: отопление, осуществляемое исключительно путем тепловой радиации, при котором необходимо отведение дымовых газов, и отопление, которое не требует отведения дымовых газов, используемых для утилизации тепловой энергии.

### **27.1. Теплотери при отоплении газовыми инфракрасными излучателями, обогревающими помещение только путем излучения**

В данном случае устройство отопительного экрана предусматривает непосредственное отведение дымовых газов через двойную обшивку стенки направляющего листа.

Теплотери можно вычислить на основании температурных условий, получающихся при решении уравнений теплового баланса. Поскольку, согласно предположению, излучатели испускают теплоту исключительно в направлении пола, уравнения теплового баланса при заранее заданной температуре пола можно существенно упростить.

Тепловой баланс на поверхности потолка, определяя избыточную температуру относительно температуры пола (и поэтому  $\vartheta_p=0$ ), выглядит таким образом:

$$\Phi_{M-p}\alpha_{MP}\vartheta_M + \Phi_{M-F}\alpha_{MF}(\vartheta_M - \vartheta_F) + \alpha_{MI}(\vartheta_M - \vartheta_I) + \kappa_M \times (\vartheta_M - \vartheta_a) = 0. \quad (27.2)$$

С использованием известных обозначений его можно записать в виде

$$\vartheta_M \Sigma M' - \Phi'_{M-F} \vartheta_F - \alpha_{MI} \vartheta_I - \kappa_M \vartheta_a = 0, \quad (27.3)$$

где

$$\Sigma M' = \Phi'_{M-p} + \Phi'_{M-F} + \alpha_{MI} + \kappa_M.$$

Тепловой баланс на поверхности стен может быть выражен в виде

$$\vartheta_F \Sigma F' - \Phi'_{F-M} \vartheta_M - \alpha_{FI} \vartheta_I - \kappa_F \vartheta_a = 0, \quad (27.4)$$

где

$$\Sigma F' = \Phi'_{F-p} + \Phi'_{F-M} + \alpha_{FI} + \kappa_F.$$

Наконец, тепловой баланс для воздуха

$$\vartheta_I \Sigma I - A'_{IM} \vartheta_M - A'_{IF} \vartheta_I = 0, \quad (27.5)$$

где

$$\Sigma I = \alpha_{PI} + A'_{IM} + A'_{IF};$$

$$A'_{IM} = \frac{A_M}{A_p} \alpha_{IM} \quad \text{и} \quad A'_{IF} = \frac{A_F}{A_p} \alpha_{IA}.$$

Из этой системы уравнений с тремя неизвестными однозначно можно вывести температуру ограждающих стен и потолка, а также воздуха ( $t_M$ ,  $t_F$ ,  $t_I$ ). Зная их, можно определить теплопотери пола, приходящиеся на единицу его поверхности:

$$q_p = m(t_p - t_a) + \frac{A_M}{A_p} \kappa_M (t_M - t_a) + \frac{A_F}{A_p} \kappa_F (t_F - t_a). \quad (27.6)$$

Отопительный экран компенсирует эти теплопотери исключительно за счет тепловой радиации, направленной к полу, т. е.

$$q_p = \frac{A_S C [(T_S / 100)^4 - (T_p / 100)^4]}{A_p}, \quad (27.7)$$

где  $A_S/A_P = \Phi_{P-S}$  является коэффициентом облученности пола на отопительный экран. Поэтому в итоге

$$t_s = 100 [q_p / (\Phi_{P-S} C) + (T_p / 100)^4]^{1/4} - 273 \quad (27.8)$$

Зная температуру всех окружающих и греющих поверхностей, а также температуру воздуха, на основании ранее приводимой зависимости

$$t_s = (\Phi_{E-S} T_s^4 + \Phi_{E-M} T_M^4 + \Phi_{E-P} T_P^4 + \Phi_{E-F} T_F^4)^{1/4} - 273 \quad (27.9)$$

можно вычислить радиационную температуру здания павильонного типа, отнесенную к человеку, а затем и определяющую его самочувствие результирующую температуру в помещении

$$t_R = 0,55t_s + 0,45t_l \quad (27.10)$$

Отсюда можно рассчитать удельную величину теплотерь

$$K = q_p / (t_R - t_a) \quad (27.11)$$

Входящие в данные зависимости показатели, а также промежуточные результаты вычислений приведены в табл. 27.1. На основании этой таблицы построен рис. 27.1, показывающий отношение теплотерь, возникающих в рассматриваемых условиях, к теоретическим теплотерям в зданиях с плохой и хорошей теплоизоляцией. Здесь, как и выше, обнаруживается, что в зданиях со сравнительно слабой теплоизоляцией можно сэкономить относительно большее количество теплоты. Эта экономия в здании павильонного типа с хорошей теплоизоляцией (кривая 1) с обычными соотношениями раз-

ТАБЛИЦА 27.1. ТЕМПЕРАТУРНЫЕ СООТНОШЕНИЯ И ПРОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИ ОТОПЛЕНИИ ИНФРАКРАСНЫМИ ИЗЛУЧАТЕЛЯМИ С НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ ОТВОДОМ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ ОТ ИЗЛУЧАТЕЛЕЙ

Показатель	В/1	В/5	С/1	С/3
$\Phi_M$	-16,2268	-26,4554	-24,8418	-29,2652
$t_M$	+9,8	-1,4	+0,15	-4,3
$\Phi_F$	-20,2772	-29,7601	-26,8782	-33,6808
$t_F$	+4,7	-4,8	-1,9	-8,7
$t_P$	+25,0	+25,0	+25,0	+25,0
$t_S$	845	979	990	1042
$\Phi_{E-M}$	0,186326	0,186326	0,051996	0,051996
$\Phi_{E-P}$	0,460000	0,460000	0,440000	0,440000
$\Phi_{E-F}$	0,353300	0,353300	0,507900	0,507900
$\Phi_{E-S}$	0,00374	0,00374	0,000104	0,000104
$t_s$	21,32	20,15	13,81	11,18
$0,55t_s$	11,726	11,083	7,596	6,149
$t_l$	-12,747	-19,512	-21,024	-25,970
$t_R$	12,253	5,488	-3,976	-0,970
$0,45t_l$	5,514	2,470	1,789	-0,437
$t_R$	17,240	13,553	9,385	5,712
$q_R$	149,00	236,00	245,00	285,00
$t_R - t_a$	32,240	28,553	24,385	20,712
$K$	4,63	8,26	10,09	13,74
$K^+$	5,57	12,32	13,78	25,61
$\varepsilon$	0,83	0,66	0,733	0,538

меров (при  $\Phi_{S-P}=0,4-0,6$ ) составляет 14—18%, в то время как в здании с плохой теплоизоляцией (кривая 2) экономия значительно выше: 27—34%. Таким образом, данная система отопления очень выгодна, в первую очередь, в зданиях со слабой теплоизоляцией (например, с большой площадью остекления).

Естественно, даже при использовании газовых излучателей с должным их расположением нельзя добиться того, чтобы тепловая радиация в полной мере достигала пола, за исключением зданий павильонного типа с бесконечно большой площадью в плане.

Заслуживает интереса показатель, определяющий экономию теплоты в зданиях павильонного типа с различными соотношениями размеров при условии, что в них  $\Phi_{S-P}$  может изменяться от 1 до величины, зависящей от этих соотношений. Иными словами, следует определить зависимость  $\epsilon=f(\Phi_{S-P}; \Phi_{G-P})$ , где  $\Phi_{G-P}$  — коэффициент облученности инфракрасных излучателей на пол. Для решения этой задачи имеются две экстремальные величины  $\epsilon$ , соответствующие идеальному лучистому отоплению и отоплению газовыми инфракрасными излучателями. Очевидно, что на любой ординате  $\Phi_{S-P}$  между двумя этими величинами расположены точки, для которых  $1 > \Phi_{G-P} > \Phi_{S-P}$ . Если более или менее произвольно, но с учетом результатов экспериментов ординату между этими двумя величинами разделить на  $n_1$  частей, то мы получим значение  $\epsilon$  для здания с размерами, соответствующими любому значению  $\Phi_{S-P}$  если в помещении вследствие размещения инфракрасных излучателей сумма их коэффициентов облученности равна

$$\Phi_{G-P} = \Phi_{S-P} + \frac{1 - \Phi_{S-P}}{n_1} n_2. \quad (27.12)$$

Здесь частное  $n_2/n_1$  выражает долю излучения, направленного к полу от тепловой радиации излучателей, расположенных под плоскостью потолка, идущей к боковым стенам и определяемой коэффициентом облученности  $\Phi_{S-F}=1-\Phi_{S-P}$ . Для точного построения графиков следовало бы установить значение  $\epsilon$  для каждого из рассматриваемых типов зданий павильонного типа, которое только при использовании излучателей, направленных вниз, соответствовало бы значению  $\Phi_{S-P}$  близкому к 1. Это было бы близко к кривой для идеального лучистого отопления, при котором температура воздуха одинакова во всех точках помещения, а теплота поступает от отопительного экрана с хорошей теплоизоляцией. На рис. 27.2 отношения  $\epsilon$  указаны для различных значений  $n_2/n_1$ . Две граничные кривые при  $n_2/n_1=1$  и  $n_2=0$  относятся к зданию с хорошей теплоизоляцией, а соответствующие кривые на рис. 27.3 — к зданиям со слабой теплоизоляцией.

Поскольку в рассматриваемом решении дымовые газы не могут попасть в здание, нет необходимости в особой вентиляции и нагреве поступающего наружного воздуха.

Целесообразно здесь вновь упомянуть о том, что теплотребность, полученная на основании стандартного расчета теплотерь,

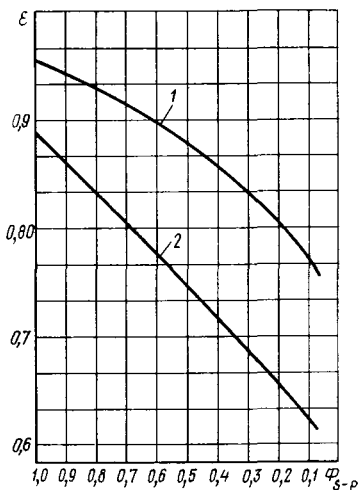
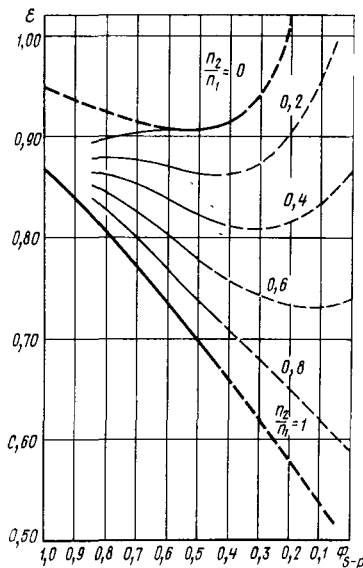
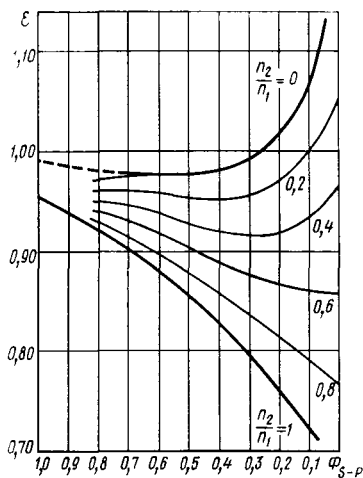


Рис. 27.1. Соотношение действительных и теоретических теплопотерь при газовом лучистом отоплении

Рис. 27.2. Соотношение действительных и теоретических теплопотерь помещения для различных значений  $n_2/n_1$  для зданий с хорошей теплоизоляцией

Рис. 27.3. Соотношение действительных и теоретических теплопотерь помещений для различных значений  $n_2/n_1$  для зданий со слабой теплоизоляцией



позволяет обеспечивать в здании с нормальной теплоизоляцией результирующую температуру  $t_R$ , равную  $t_i$ , в то время как для здания со слабой теплоизоляцией (при больших поверхностях остекления и слабой теплоизоляции потолка) данная величина возрастает на 5%. Однако при этом нет необходимости в учете угловой добавки.

Коэффициент теплообмена на поверхности инфракрасного излучателя определяется зависимостью

$$\alpha_{S.} = C \frac{[(T_S / 100)^4 - (T_R / 100)^4]}{T_S - T_R} \quad (27.13)$$

В нее вместо  $T_R$  можно подставить так называемую внутреннюю температуру  $T_i$ . Поскольку температура поверхности излучателя гораздо выше как результирующей, так и внутренней температуры или температуры пола, это не приведет к большой ошибке.

## 27.2. Формирование теплотерь помещения, в котором дымовые газы удаляются путем естественной вентиляции здания

При естественной вентиляции зданий павильонного типа высотой  $h$  на высоте  $h_1$  образуется нейтральная зона, на уровне которой давление воздуха снаружи и внутри здания одинаково. Эта высота определяется выражением

$$h_1 = \frac{h}{1 + (f_1/f_2)^2 (\rho_a/\rho_i)}, \quad (27.14)$$

где  $f_1/f_2$  — отношение площадей поперечных сечений отверстий на входе и выходе воздуха. Если естественная вентиляция не рассчитана должным образом, то эта величина является отношением сумм площадей оконных и дверных проемов, которое приблизительно равно 1.

Поскольку плотность воздуха  $\rho_a > \rho_i$ , нейтральная зона образуется несколько ниже половины высоты. Газовые инфракрасные излучатели обычно располагают над этим уровнем там, где избыточное давление формируется согласно зависимости

$$p_i - p_a = (h - h_1)(\rho_a - \rho_i). \quad (27.15)$$

В соответствии с этим в верхнем пространстве возможны интенсивное перемешивание дымовых газов и воздуха и отведение смеси наружу за счет естественной вентиляции.

Естественно, что нагрев воздуха, происходящий в верхнем пространстве путем перемешивания, нельзя воспринимать как процесс, который в равной мере используется для всего здания, поэтому и здесь можно принять, что дымовые газы нагревают исключительно потолок, а температура воздуха формируется благодаря теплообмену с окружающими поверхностями.

Здесь также необходимо напомнить о том, что увеличение теплопотребности в зданиях с естественной вентиляцией покрывается даже так называемыми теплопотерями без добавки, так как коэффициент теплопередачи обычных конструкций заполнения проемов существенно больше той величины, которая получилась бы с учетом только коэффициентов внутреннего ( $\alpha_i$ ) и внешнего теплообмена ( $\alpha_a$ ), т. е. если пренебречь теплопроводностью по зависимости

$$k = \frac{1}{(1/\alpha_i) + (1/\alpha_a)} = \frac{\alpha_i \alpha_a}{\alpha_i + \alpha_a}. \quad (27.16)$$

Эта разность используется для компенсации охлаждающего воздействия инфильтрующегося воздуха.

Температура поверхности газовых инфракрасных излучателей производства ВНР при нормальных эксплуатационных условиях

обычно выше  $800^{\circ}\text{C}$ , что определяет лучистую теплоотдачу, несколько большую  $64 \text{ кВт/м}^2$ . А если вычислять теплоотдачу с учетом теплоты сгорания сжигаемого газа, то следует принимать во внимание полную теплогенерацию, равную  $128\text{—}140 \text{ кВт}$ . В соответствии с этим приблизительно 50% теплоты отдается излучением и 50% — за счет теплоты дымовых газов.

Для обеспечения большей точности вычислений предполагали, что тепловой режим здания следует рассчитывать с учетом такой лучистой теплоотдачи, при которой на верхней стороне излучателя избыточная температура

$$\theta_{S_e} = 0,9\theta_{S_i} \quad (27.17)$$

Это условие (при  $t_s = 800^{\circ}\text{C}$ ) обеспечивает добавку 17,4% для покрытия теплотребности при сквозном проветривании помещения.

На основании сказанного выше можно записать уравнения теплового баланса (если предполагать, что нижняя сторона облучает только пол, а верхняя — только потолок).

Тепловой баланс пола

$$\Phi'_{p-s}\theta_s + \Phi'_{p-m}\theta_m + \Phi'_{p-f}\theta_f + \alpha_{pl}\theta_l + m\theta_a = 0, \quad (27.18)$$

потолка

$$\theta_m \Sigma M' - \rho \Phi'_{m-s}\theta_s - \Phi'_{m-f}\theta_f - \alpha_{ml}\theta_l - \kappa_m \theta_a = 0, \quad (27.19)$$

где

$$\Sigma M' = \Phi'_{m-s} + \Phi'_{m-p} + \Phi'_{m-f} + \alpha_{ml} + \kappa_m,$$

стен

$$\theta_f \Sigma F' - \Phi'_{f-m}\theta_m - \alpha_{fl}\theta_l - \kappa_f \theta_a = 0, \quad (27.20)$$

где

$$\Sigma F' = \Phi'_{f-p} + \Phi'_{f-m} + \alpha_{fl} + \kappa_f.$$

Эта система уравнений была решена при заданной  $t_p = 25^{\circ}\text{C}$ . Результаты расчетов, представленные на рис. 27.4, свидетельствуют, что экономия за счет снижения теплотребности в этом случае значительно меньше, чем была бы при излучении только вниз. Однако при расчете поверхности излучателей можно учитывать 82,6% теплоты сгорания общего количества вводимого газа (17,4% остается на покрытие потребности в вентиляции). Приведенные ранее данные об относительной экономии в зданиях павильонного типа с различным уровнем теплоизоляции действительны и здесь: экономия существенно больше в здании со слабой теплоизоляцией (кривая б), чем в хорошо изолированном (кривая с) здании.

В рассматриваемом случае также невозможно добиться того, чтобы энергия, испускаемая газовыми инфракрасными излучате-

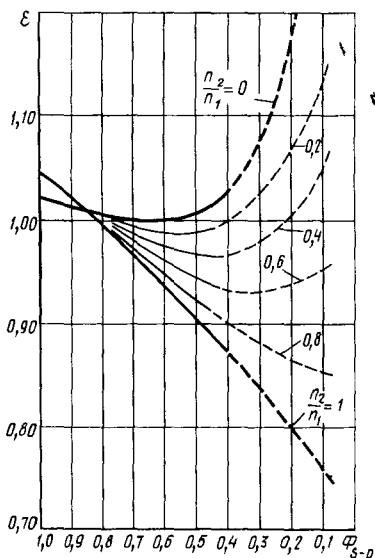
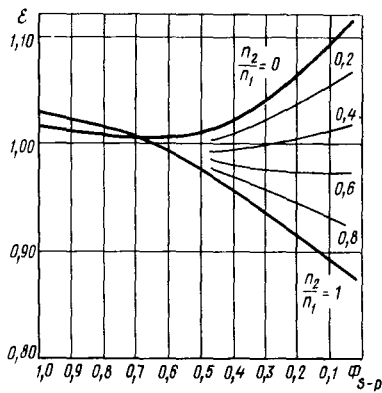
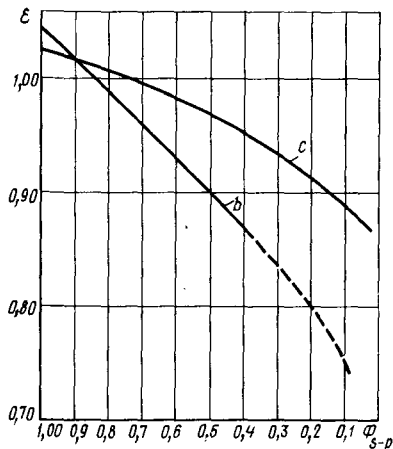


Рис. 27.4. Соотношение действительных и теоретических теплотер помещений в зависимости от  $\Phi_{S-p}$  в случае, когда дымовые газы удаляются из помещения путем естественной вентиляции

Рис. 27.5. Соотношение действительных и теоретических теплотер помещений для различных значений  $n_2/n_1$  в здании с хорошей теплоизоляцией, когда дымовые газы удаляются из помещения путем естественной вентиляции

Рис. 27.6. Соотношение действительных и теоретических теплотер помещения для различных значений  $n_2/n_1$  в здании со слабой теплоизоляцией, когда дымовые газы удаляются из помещения путем естественной вентиляции

27.4' 27.5  
27.6.

лями, полностью достигала пола, поэтому были построены графики для различных значений  $n_2/n_1$ , пользуясь которыми можно найти значения  $\epsilon$  для различных коэффициентов облученности  $\Phi_{S-p}$ , или  $\Phi_{G-p}$  определяемых по зависимости (27.12).

На рис. 27.5 и 27.6 приведены значения  $\epsilon$  для зданий соответственно с хорошей и слабой теплоизоляцией. В обоих случаях верхняя кривая определяет значения  $\epsilon$  для отопительных экранов без теплоизоляции сверху, действующих за счет тепловой радиации и конвекции, при идеальном распределении теплоты (т. е. при температуре воздуха, одинаковой в каждой точке воздушного объема).



Нижние кривые соответствуют приведенным на рис. 27.4.

Необходимо выяснить, какую часть тепловой радиации, не доходящей до пола, можно направить к нему за счет правильного устройства отражателей или благодаря целесообразному расположению отопительных экранов в соответствующей наклонной плоскости. Эта часть тем меньше, чем неблагоприятнее соотношение размеров здания, иными словами, чем меньше коэффициент облученности плоскости расположения отопительных экранов на пол  $\Phi_{S-p}$ . При его определении следует воспользоваться сказанным относительно коэффициентов облученности газовых инфракрасных излучателей в п. 27.1. На основании рис. 27.5 и 27.6 можно предполагать, что значение  $n_2/n_1$  в пределах 0,8—0,6 изменяется пропорционально  $\Phi_{S-p}$ .

## 28. ЛУЧИСТОЕ ОТОПЛЕНИЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МАСЛА В КАЧЕСТВЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Применение масла в качестве теплоносителя при лучистом отоплении можно считать особым и в то же время экономичным решением. До сих пор масло для лучистого отопления использовали главным образом в отопительных экранах промышленных зданий, при этом основные принципы расчета системы отопления, описанные выше, не изменяются, но при выполнении вычислений следует принимать во внимание и другие аспекты, определяемые другим видом теплоносителя.

### 28.1. Гидродинамические характеристики и теплообмен на внутренней поверхности масляных отопительных приборов

Дифференциальные уравнения, служащие для аналитического описания скорости, давления и температуры текущей жидкости, не зависят от свойств теплоносителя, поэтому необходимый для определения потерь давления коэффициент трения можно представить в виде

$$\lambda_s = f(\text{Re}, \Delta/d), \quad (28.1)$$

а коэффициент теплообмена на внутренней поверхности найти, используя критериальную зависимость

$$\text{Nu} = \alpha d / \lambda_h = f(\text{Re}, \text{Pr}). \quad (28.2)$$

Однако если требуется определить потери давления при движении жидкости вследствие трения (индекс  $s$ )

$$\Delta p_s = \lambda_s \frac{l}{d} \frac{\omega_s^2 \rho}{2} \quad \text{Н / м}^2 \quad (28.3)$$

или коэффициент теплообмена

$$\alpha = (\lambda_h/d) f(\text{Re}, \text{Pr}), \quad (28.4)$$

то физические характеристики жидкости будут влиять уже решающим образом.

## 28.2. Потери давления при движении масла по трубам

Потери давления вследствие трения описываются известной зависимостью (28.3), в то время как потери давления при преодолении местных сопротивлений (индекс  $z$ ) — выражением

$$\Delta p_z = \xi(\omega^2 \rho / 2) H / m^2. \quad (28.5)$$

Обозначения в формулах (28.1) — (28.5) общеизвестны.

Значения коэффициента трения  $\lambda_s$  при различных характерных режимах движения жидкости для гидравлически гладких и шероховатых труб в зависимости от их диаметра приведены на рис. 28.1. При построении этих кривых абсолютная шероховатость  $\Delta$  принималась постоянной и равной 0,1 мм, т. е. характерной для труб небольшого диаметра.

Поскольку свойства масла значительно изменяются в зависимости от температуры, кривые удельных потерь давления вследствие трения были разработаны для масла с температурой 250

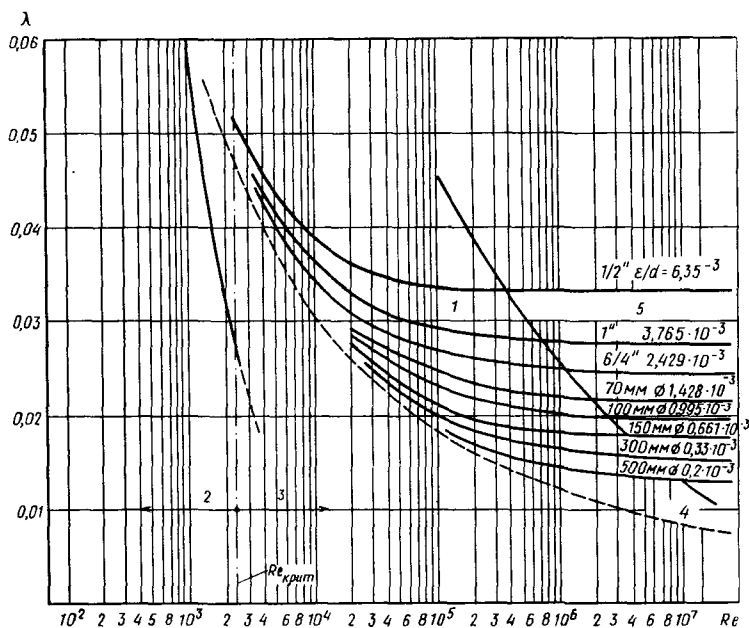


Рис. 28.1. Значения коэффициента трения для гидравлически гладких и шероховатых труб в зависимости от их диаметра и числа Re

1 — переходная зона; 2 — ламинарный режим движения потока; 3 — турбулентный режим движения потока; 4 — гладкая труба; 5 — шероховатые трубы

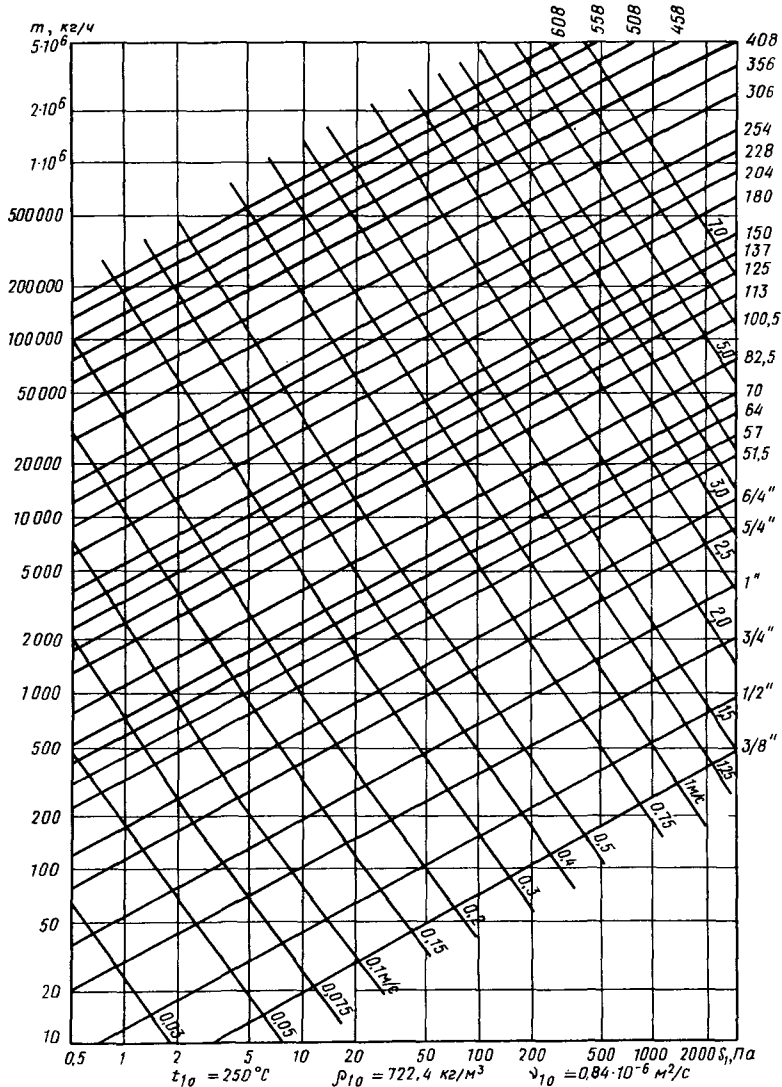


Рис. 28.2. Потери давления вследствие трения в зависимости от скорости потока в трубах, подающих масло

и  $100^\circ\text{C}$  (рис. 28.2). Здесь по ординате нанесен массовый расход и получен ряд кривых удельных потерь давления

$$S_1 = f(m, d, t). \quad (28.6)$$

Построен также ряд кривых  $\omega(t) = \text{const}$ . Если сравнить воду и масло при одинаковом массовом расходе, соотношение скоростей характеризуется зависимостью

$$\omega_o / \omega_v = \rho_v / \rho_o, \quad (28.7)$$

а соотношение потерь давления вследствие трения с очень хорошим приближением определяется уравнением

$$S_{10}/S_{1v} = (S_c/S_o)^{0,75} (v_o/v_v)^{0,25}. \quad (28.8)$$

В соответствии с этим, например, при средней температуре  $t_0 = 250^\circ\text{C}$  и  $t_v = 80^\circ\text{C}$  соотношение  $S_{10}/S_{1v} \approx 1,6$ , что достаточно точно соответствует соотношениям, которые можно получить из рис. 28.1. и 28.2.

При использовании масел с более низкой температурой это соотношение значительно возрастает, что объясняется значительным ростом кинематической вязкости  $\nu$  при снижении температуры. Так, например, при использовании масла с температурой  $t = 200^\circ\text{C}$   $S_{10}/S_{1v} \approx 2,0—2,1$ , в то время как при температуре  $t = 20^\circ\text{C}$  это соотношение равно  $4,0—4,1$ .

Для соотношения потерь давления на преодоление местных сопротивлений действительна зависимость

$$\Delta p_{z0}/\Delta p_{zv} = \rho_o/\rho_v. \quad (28.9)$$

Как выражение (28.8), так и (28.9) предполагают одинаковый массовый расход. Это одновременно позволяет сделать вывод, что при снижении температуры масла возрастают потери давления вследствие трения, а потери давления на преодоление местных сопротивлений снижаются.

### 28.3. Пересчет характеристик водяного насоса на режим подачи масла

Технические характеристики центробежных насосов определяют на основании экспериментов, проводимых с водой, имеющей температуру  $16—20^\circ\text{C}$ , а плотность воды принимается равной  $1000 \text{ кг/м}^3$ , что соответствует температуре воды  $4^\circ\text{C}$ . Если насос подает жидкость с характеристиками, отличающимися от упомянутых, условия эксплуатации, естественно, несколько изменяются. Это объясняется изменениями вязкости, плотности жидкости и в общем случае содержанием в ней твердых частиц. При подаче масла следует руководствоваться только изменением плотности и вязкости, поскольку в масле, профильтрованном должным образом, нет твердых частиц.

При использовании жидкости, отличающейся от воды, изменяются подача  $V$ , высота подачи (напор)  $H$ , коэффициент полезного действия  $\eta$  и потребляемая мощность  $N$  насоса, т. е. одновременно все его характеристики. Изменение плотности сказывается только на потребляемой мощности, а на подачу, напор и коэффициент полезного действия оно не влияет.

Изменение вязкости влияет на гидродинамические параметры и условия гидравлического трения в насосе. Увеличение вязкости до некоторого предела можно считать выгодным, поскольку оно уменьшает коэффициент объемного расширения и потери через неплот-

ности насоса. Это преимущество сохраняется до тех пор, пока увеличение потерь от трения из-за увеличения вязкости незначительно, поскольку гидравлические потери центробежного насоса вызываются прежде всего трением. Увеличение вязкости при постоянной подаче снижает напор и одновременно увеличивает потребляемую мощность.

Для условий, отличных от характерных для воды, подачу, высоту подъема жидкости, коэффициент полезного действия и потребляемую мощность можно точно определить только в результате испытаний. Однако новые характеристики насоса можно получить и с помощью номограмм, приведенных на рис. 28.3 и 28.4, умножив первоначальные характеристики насоса на получаемые из номограмм поправочные коэффициенты.

Из номограмм можно определить следующие коэффициенты:  $k_v$ , изменяющий подачу насоса,  $k_H$ , выражающий изменение напора, и  $k_\eta$ , показывающий изменение коэффициента полезного действия. В результате получаем измененные величины, обозначенные индексом  $m$ :  $V_m = k_v V_v$ ,  $H_m = k_H H_v$ ,  $\eta_m = k_\eta \eta_v$ .

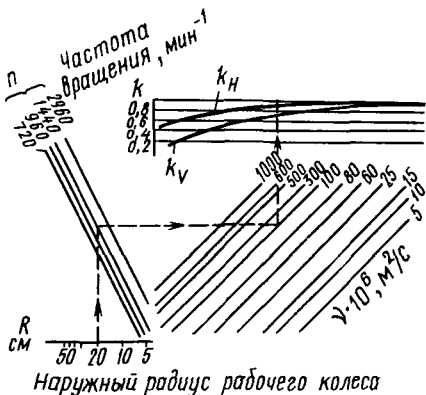
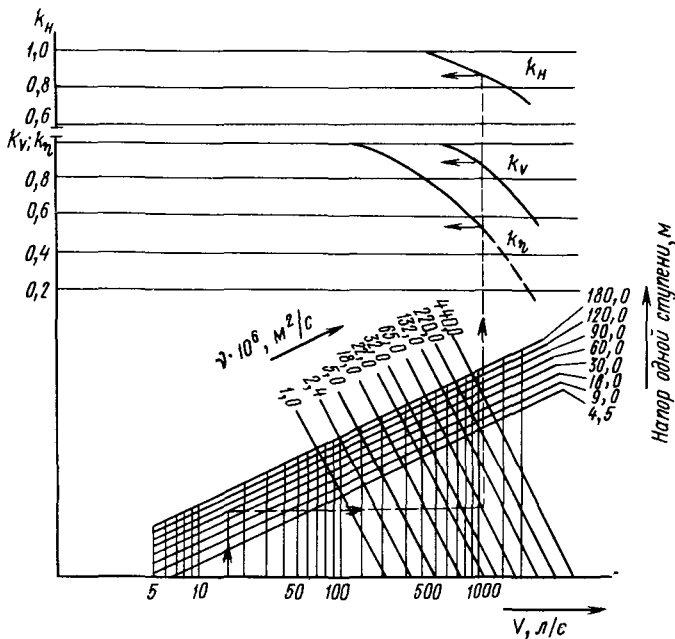


Рис. 28.3. Номограмма для пересчета характеристик работы водяного насоса на режим подачи им масла

Рис. 28.4. Номограмма для пересчета конструктивных параметров водяного насоса на режим подачи им масла



Мощность, потребляемая насосом, равна:

$$N_m = V_m \rho_m g H_m \frac{1}{\eta_m} \text{ Вт,}$$

где  $V_m$  измеряется в  $\text{м}^3/\text{с}$ ,  $\rho_m$  — в  $\text{кг}/\text{м}^3$ ,  $g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$ ,  
 $H_m$  измеряется в м и  $\eta_m$  — безразмерная величина.

Таким образом, используя поправочные коэффициенты  $k$ , эксплуатационные характеристики водяных насосов можно пересчитать и для подачи ими масла. Необходимо оговориться, что водяные насосы приемлемы для подачи масла только в том случае, когда насос приспособлен для подачи среды с температурой 200—300°С.

## 28.4. Теплообмен и теплопередача при использовании масла в качестве теплоносителя

**28.4.1. Общие замечания.** Масло в теплообменниках обычно применяется в качестве греющей среды. Исключением является тот случай, когда теплота продуктов сгорания используется в котле-теплоутилизаторе или резервуаре для аккумуляции теплоты, при этом масло может служить средой, воспринимающей теплоту. Преимущество использования масла заключается в том, что даже при температуре 300°С не требуется давление выше атмосферного. Поскольку в обоих случаях масло течет по трубе, первой задачей должно быть определение коэффициента теплообмена между маслом и стенкой трубы. При этом, естественно, в полной мере действительны известные безразмерные зависимости. При использовании масла особенно важно, чтобы его поток был турбулентным, поскольку при ламинарном потоке коэффициент теплообмена  $\alpha_b = 25—50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  и поэтому как с технической, так и экономической точек зрения результат будет неприемлем. Поэтому в дальнейшем ламинарный поток рассматриваться не будет.

**28.4.2. Коэффициент теплообмена для турбулентного потока.** Согласно изданию «VDI Wärmeatlas», здесь действительна следующая безразмерная зависимость:

$$\text{Nu} = 0,02 \left[ 1 + \left( \frac{d_b}{L} \right)^{2/3} \right] \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,33} \left( \frac{\mu_{fol}}{\mu_f} \right)^{0,14}, \quad (28.10)$$

где  $d_b$  — внутренний диаметр трубы, м;  $L$  — длина участка трубы, м;  $\mu_{fol}$  — динамическая вязкость жидкости, соответствующая ее температуре,  $\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$ ;  $\mu_f$  — динамическая вязкость жидкости, соответствующая температуре стенки трубы,  $\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$ .

Если теплоносителем служит масло, то величину

$$\left( \frac{\mu_{fol}}{\mu_f} \right)^{0,14} \quad (28.11)$$

можно считать равной 1. Если тепловой поток направлен от стенки к жидкости, то значение  $\mu_{fol}/\mu_f$  нужно принимать в расчет.

Из зависимости (28.10) следует:

$$\alpha_b = \frac{\lambda}{d_b} \left\{ 0,02 \left[ 1 + \left( \frac{d_b}{L} \right)^{2/3} \right] \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,33} \left( \frac{\mu_{fol}}{\mu_f} \right)^{0,14} \right\} \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (28.12)$$

где  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности жидкости,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

Рис. 28.5. Зависимость коэффициента теплообмена для воды и масла на внутренней поверхности труб диаметром 15 мм от числа Рейнольдса

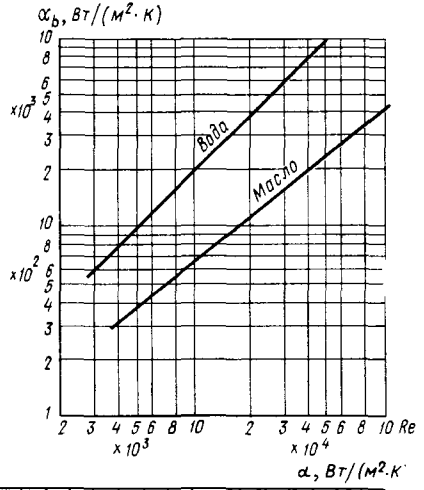
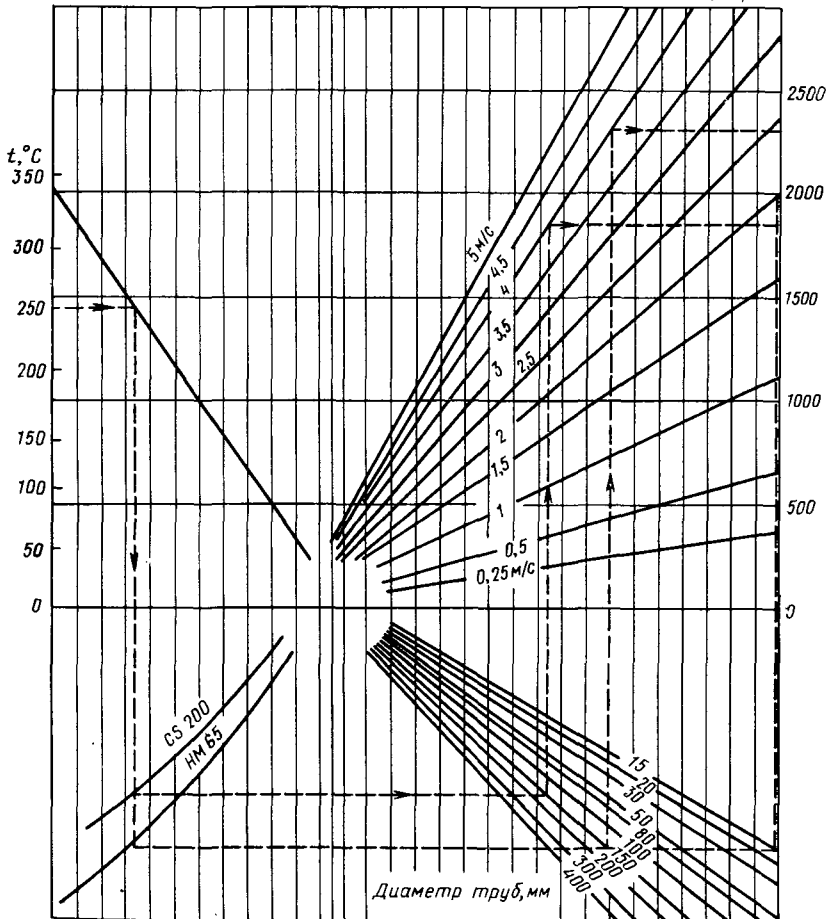


Рис. 28.6. Зависимость коэффициента теплообмена на внутренней поверхности трубы при использовании масла от температуры, диаметра труб и скорости движения масла



Для примера на рис. 28.5 приведено изменение  $\alpha_b$  в зависимости от  $Re$  при средней температуре воды  $t_v=100^\circ\text{C}$  и масла  $t_o=260^\circ\text{C}$  при внутреннем диаметре трубы  $d_b=0,0157$  м. Из рисунка видно, что при использовании воды коэффициент теплообмена  $\alpha_b$  втрое больше, чем при использовании масла.

На рис. 28.6 приведена номограмма для определения коэффициента  $\alpha_b$  при использовании масла в качестве теплоносителя. На левой оси ординат нанесена температура масла, в нижней левой половине рисунка построены кривые, зависящие от качества (типа) масла, с правой стороны указан диаметр труб, а справа вверху — коэффициент теплообмена, соответствующий различным скоростям движения масла. Из рисунка видно, что для достижения значительного коэффициента теплообмена необходимо увеличивать скорость движения масла по трубам.

## 29. ОЦЕНКА ТЕПЛОУЩУЩЕНИЯ ЧЕЛОВЕКА

### 29.1. Общие положения

Для оценки теплоощущения, а именно для подтверждения преимущества и возможности сопоставления различных систем лучистого отопления последние будут рассмотрены совместно с системами воздушного отопления.

При расчете систем отопления для крупных зданий павильонного типа промышленного и сельскохозяйственного назначения оценка теплоощущения неизбежно выходит на передний план по следующим причинам:

большие охлаждающиеся поверхности оказывают решающее влияние на лучистый теплообмен тела человека (в отличие от условий в жилых и коммунальных зданиях);

при использовании лучистого отопления важное значение имеет распределение радиационной температуры и соответственно изменение температурного поля в помещении;

из-за большого воздухообмена в помещении вследствие работы вентиляции требуется уделять особое внимание влиянию подвижности воздуха на человека;

особое распределение температуры по вертикали, формирующееся в зданиях павильонного типа, может обусловить параметры микроклимата, отличающиеся для различных рабочих мест помещения (например, для крановщиков).

Это важнейшие причины, но есть и другие факторы, играющие определенную роль в формировании теплоощущения. Ко всему прочему, существует категория одноэтажных промышленных зданий, где по технологическим соображениям формируются такие параметры микроклимата, в отношении которых уже действуют предписания органов охраны труда. К ним относятся, например, литейные цеха, часть химических заводов, однако они составляют лишь небольшую часть одноэтажных промышленных зданий и не будут рассматриваться, так как для расчета микроклимата в таких



зданиях действительны специальные методики, касающиеся данного производства. В Венгрии до сих пор уделяли мало внимания расчету микроклимата в одноэтажных промышленных зданиях и оценке теплоощущения находящихся в них людей. Задав температуру воздуха для рабочей зоны, а в ряде случаев допустимую подвижность воздуха при лучистом отоплении, этот вопрос считали решенным. Сравнительно более широкое применение различных видов лучистого отопления выдвинуло на передний план и проблемы теплоощущения, главным образом из-за более интенсивной тепловой радиации, достигающей головы, однако для оценки теплоощущения долгое время применяли метод Кренко, а затем его вариант, разработанный А. Мачкаши.

Следует заметить, что в отношении лучистого отопления зданий павильонного типа в мировой технической литературе потому сравнительно мало данных, касающихся теплоощущения, что применение точечных или линейных греющих поверхностей с высокой температурой (отопительных экранов и инфракрасных излучателей) не было достаточно широко распространено именно в тех странах, где занимаются вопросами теплоощущения (Швеция, Дания, США). Теория же Фангера учитывает лучистый теплообмен всего тела человека и не придает решающего значения влиянию тепловой радиации, достигающей головы [69]. Результаты новейших научных исследований (см. гл. 17 и особенно п. 17.6.3.) позволяют сделать вывод, что правильное решение представляет собой «золотую середину», т. е. нужно учитывать тепловую радиацию, достигающую как тела, так и головы. Однако это требует дальнейших научных исследований, особенно в области лучистого отопления зданий павильонного типа, где из-за различных комбинаций холодных и горячих поверхностей, а также вследствие различной температуры воздуха еще необходимы дальнейшие уточнения.

Целесообразно шесть параметров, влияющих на теплоощущение, разделить на две группы, как было сделано выше: на технические параметры, которые можно регулировать с помощью технических средств, такие как температура воздуха, средняя радиационная температура, скорость движения (подвижность) воздуха и относительная влажность воздуха, и физиологические параметры, такие как внутренняя теплогенерация тела человека и изоляционная способность одежды, значения которых в зависимости от предыдущих четырех параметров нужно принимать по известным литературным данным. Из указанных четырех технических параметров относительную влажность можно исключить из подробного анализа по двум причинам:

в одноэтажном промышленном здании, где необходимо поддерживать относительную влажность на соответствующем уровне, действует не отопительная установка, а кондиционер, рассмотрение работы которого не входит в задачу настоящей книги;

в других случаях, если значение относительной влажности не задано, следует руководствоваться значениями, указанными в технических условиях.

## 29.2. Технические параметры, оказывающие решающее влияние на теплоощущение в одноэтажных промышленных зданиях

**29.2.1. Температура воздуха.** Непосредственное влияние температуры воздуха на теплоощущение следует проанализировать более тщательно. Каждому известно ее влияние на явную теплоотдачу, и для определения ее численного значения имеется очень много экспериментальных данных, зависимостей и номограмм. Вообще определение температуры воздуха представляет собой сравнительно простую задачу. Для рабочей зоны, которая в одноэтажных промышленных зданиях обычно расположена на уровне до 2 м от пола, необходимая температура воздуха задается различными предписаниями и нормативами.

В отношении уровней вне рабочей зоны нужно принимать во внимание следующее:

а) при лучистом отоплении вертикальный градиент температуры составляет  $0,1—0,3^{\circ}\text{C}/\text{м}$ , т. е. в здании высотой 10 м по отношению к отметке чистого пола температура воздуха под крышей на  $1—3^{\circ}\text{C}$  выше (в зависимости от степени изоляции крыши). Эти данные относятся к температуре воздуха не над отопительным экраном, а в областях, расположенных на расстоянии приблизительно 1 м от него. Поскольку отопительные экраны покрывают малую долю площади потолка (10—20%), эту величину градиента с достаточной точностью можно принимать во внимание. Точный же учет соотношения площадей, покрытых и не покрытых отопительными экранами, увел бы слишком далеко, поскольку температура над экраном зависит от его теплоизоляции, конструкции крыши, расстояния между экраном и потолком и т. д.;

б) исходным для приводимых ниже экономических расчетов (гл. 31 и раздел IX) является условие, согласно которому разность между градиентами температуры по вертикали при использовании лучистого и воздушного отопления, согласно результатам измерений, равна  $1^{\circ}\text{C}/\text{м}$ . Поэтому, например, в здании павильонного типа высотой 8 м температура внутреннего воздуха под потолком при воздушном отоплении на  $8^{\circ}\text{C}$  выше, чем при использовании лучистого отопления.

**29.2.2. Скорость движения (подвижность) воздуха.** В одноэтажных промышленных зданиях скорость движения воздуха в рабочей зоне может быть сравнительно большой (для компенсации неблагоприятного воздействия на теплоощущение, обусловленного технологическими условиями).

Влияние скорости движения (подвижности) воздуха на явную и скрытую теплоотдачу общеизвестно, в том числе и в отношении тела человека. Вопрос состоит в том, каков тот предел, до которого можно увеличивать скорость воздушного потока, так как известные комплексные методы расчета, основанные на номограммах Фангера и уравнениях теплового баланса, разработаны до скорости  $1,5 \text{ м}/\text{с}$ .

**29.2.3. Средняя радиационная температура.** Среди технических

параметров, влияющих на теплоощущение, наряду с температурой воздуха важнейшим является радиационная температура, что подтверждается предписаниями, действующими во многих странах, в том числе и в Венгрии. В этих предписаниях одними из основных исходных данных считаются значения так называемой результирующей температуры, вычисляемые по различным формулам.

Влияние на теплоощущение радиационной температуры изучалось и до определенной степени было выяснено многими исследователями. Обычно средняя радиационная температура составляет 30—35°С, однако в одноэтажных промышленных зданиях могут иметь место и значительно более высокие значения. Правильнее говоря, при лучистом отоплении экранами средняя радиационная температура находится приблизительно в указанных пределах, но исследования показали, что греющее воздействие поверхности, имеющей температуру 100°С и выше, в большинстве случаев нельзя «включить» в среднюю радиационную температуру. Температуру греющей поверхности надо рассматривать особо при изучении вопросов асимметричной тепловой радиации, в настоящее время менее всего исследованных. При определении средней радиационной температуры следует руководствоваться данными, изложенными в п. 17.4.

### **29.3. Методы оценки теплоощущения в отапливаемых одноэтажных промышленных зданиях**

Современные венгерские предписания, касающиеся расчета отопительных установок одноэтажных промышленных зданий, устарели. Это можно сказать в отношении как лучистого, так и конвективного и воздушного отопления. Применяемые в настоящее время предписания, в которых предусматривается поддержание только температуры воздуха на соответствующем уровне, в любом случае можно считать несовременными. Ведь остальные факторы, влияющие на теплоощущение человека, заметно сказываются в зданиях павильонного типа, особенно в одноэтажных промышленных зданиях. Следует обратить внимание на два фактора:

внутри помещений таких зданий часто наблюдается значительное тепло- и влагопоступление;

характер внутренней теплогенерации тела человека (интенсивность физического труда) и изоляционная способность одежды здесь влияют решающим образом. Именно поэтому целесообразно применять такой метод расчета, при котором учитываются все указанные факторы, например, метод Фангера. Необходимо также, как было упомянуто, помимо нейтрального или оптимального теплоощущения установить еще и их допустимые пределы отклонений, прежде всего по энергетическим соображениям.

Понятие оптимального теплоощущения не требует более подробного объяснения, чем уже известное. Нейтральное теплоощущение физиологи и психологи характеризуют как состояние, при котором человек субъективно не может решить, нужна ли ему более

холодная или более теплая окружающая среда. Зона нейтрального теплоощущения, однако, очень «узкая».

Определить допустимые пределы для одноэтажных промышленных зданий не так просто. Здесь допустимыми можно считать значения, которые соответствуют санитарно-гигиеническим предписаниям. Однако между значениями, допустимыми с точки зрения теплоощущения, и санитарно-гигиеническими нормами существует значительное различие: превышение последних недопустимо прежде всего потому, что это вредно для здоровья, а превышение значений, допустимых с точки зрения теплоощущения, вызывает неблагоприятное теплоощущение и в определенной мере снижает работоспособность, но не вредно для здоровья.

Сложность проблемы заключается в том, что имеется очень мало данных и нормативных значений, приемлемых с точки зрения теплоощущения, поэтому при расчете замкнутых помещений промышленных зданий для оценки теплоощущения нужно исходить из следующих основных принципов:

а) надо выбрать метод расчета, приемлемый для промышленных зданий;

б) если для решения данной задачи такой метод отсутствует (что бывает в большинстве случаев), можно применять только метод, при котором учитывается теплогенерация тела человека, зависящая от интенсивности его труда;

в) оценка теплоощущения, основанная на критериях оптимального или допустимого теплоощущения, определяется местными условиями, имеющимися методами оценки и главным образом материальными возможностями и энергетическими соображениями.

Однако в современной энергетической ситуации целесообразно всегда учитывать допустимые пределы. Это подтверждается тем, что на промышленных и сельскохозяйственных предприятиях обычно довольно велика интенсивность труда (вследствие чего наблюдается большая внутренняя теплогенерация), что существенно снижает требования к оптимальному состоянию.

При сопоставлении и критическом анализе различных методов расчета лучистого отопления их следует разбить на две категории: методы, связанные с лучистым теплообменом, независимым от человека, и методы расчета лучистого теплообмена, связанного с человеком, при этом основу расчетов, относящихся ко второй категории, составляют расчеты первой категории.

К первой категории можно отнести методы расчета, которые были подробно изложены выше (см. раздел II) и основаны на закономерностях, существующих между поверхностью и элементом поверхности, однако при выполнении расчетов, относящихся ко второй категории, возникает множество проблем. Как уже было показано выше, в данном случае применяют два метода расчета:

метод, учитывающий тепловую радиацию, достигающую головы человека (поверхность и элемент поверхности);

метод, учитывающий тепловую радиацию, достигающую всего тела человека (тепловая радиация между поверхностями).

Следует принять также во внимание еще один метод отопления, часто используемый в зданиях павильонного типа, а именно применение инфракрасных излучателей, расчет теплоощущения для которых уже был подробно изложен в п. 17.5, поэтому ниже рассматривается отопление неточечными источниками теплоты (например, отопительными экранами). Основной вопрос при этом не технический, а физиологический: как и в какой мере с точки зрения субъективного теплоощущения человека следует принимать во внимание лучистый теплообмен между поверхностями и макушкой головы. Этот вопрос вместе с тем касается и ошибок, допущенных в применявшихся до сих пор методах: метод, учитывающий тепловую радиацию головы, распространяется в первую очередь на субъективное теплоощущение человека, а метод, учитывающий все тело человека, рассматривает только его поверхность обособленно от субъективных ощущений человека.

Здесь следует рассмотреть вопрос, который связан с трудоемким, требующим соответствующих математических знаний определением параметров тепловой радиации, достигающей как макушки головы, так и всего тела человека. Поскольку для проектировщика инженерного оборудования зданий данная задача более сложная, чем прочие, касающиеся отопления или вентиляции, многие стремятся обойтись без ее решения. Именно из-за трудоемких методов расчета очень часто вычисления выполняются только для какой-либо характерной или «наименее благоприятной» точки, при этом полагают, что остальные случаи более благоприятны. Методы, которые позволяли применять номограммы, диаграммы и таблицы для облегчения вычислительной работы, заслуживают внимания, но охватывают лишь небольшую область этой группы задач. Существует, тем не менее, возможность, которую еще не использовали для решения данных задач — это применение вычислительных машин. Зависимости, применяемые для расчетов «вручную», которые требуют больших затрат времени, оказались легко разрешимыми с помощью ЭВМ, что значительно облегчает работу и повышает ее точность.

#### **29.4. Основные данные по теплоощущению, учитываемые при выборе отопительной системы для одноэтажных промышленных зданий**

Потребность в оценке теплоощущения у большей части венгерских проектировщиков возникает только в связи с лучистым отоплением, поскольку они убеждены, что при конвективном или воздушном отоплении это совершенно излишне. Для небольших помещений, например, жилых, возможно, действительно целесообразно учитывать все шесть параметров, влияющих на теплоощущение, однако его оценка только по температуре воздуха и здесь недостаточна. При отоплении одноэтажных промышленных зданий этого делать тем более нельзя.

На применение лучистого отопления в конечном итоге решающим

образом влияют многие экономические и технические факторы. Однако при положительном решении все еще остается открытым множество вопросов, и среди них у проектировщиков особое место занимает оценка теплоощущения.

При использовании потолочного лучистого отопления не нужно специально определять коэффициент облученности на голову человека. В следующих случаях не требуется также осуществлять контроль теплоощущения:

при высоте помещения 8—10 м, если удельные теплотери составляют  $12 \text{ Вт/м}^3$  и меньше и средняя температура поверхности отопительного экрана равна  $100^\circ\text{C}$  и ниже;

при высоте помещения 10—12 м, если удельные теплотери составляют  $12 \text{ Вт/м}^3$  и меньше и средняя температура поверхности отопительного экрана равна  $110^\circ\text{C}$  и ниже;

при высоте помещения 10—12 м, если удельные теплотери составляют  $12\text{—}17 \text{ Вт/м}^3$  и средняя температура поверхности отопительного экрана равна  $90^\circ\text{C}$  и ниже;

при высоте помещения более 12 м, если удельные теплотери составляют  $12 \text{ Вт/м}^3$  и меньше и средняя температура поверхности отопительного экрана равна  $125^\circ\text{C}$  и ниже;

при высоте помещения 12 м, если удельные теплотери составляют  $17\text{—}21 \text{ Вт/м}^3$  и средняя температура поверхности отопительного экрана  $95^\circ\text{C}$  и ниже.

В этих случаях контроль теплоощущения можно произвести с помощью комфортных диаграмм, в которых ординатой и абсциссой являются соответственно температура воздуха  $t_l$  и средняя радиационная температура  $t_{rs}$ , а другими параметрами — относительная скорость и физическая тяжесть выполняемой работы. Однако допускаются значения температуры воздуха и средней радиационной температуры на  $2^\circ\text{C}$  ниже значений, указанных в диаграмме. При вычислении средней радиационной температуры следует принимать во внимание также площадь и температуру поверхности отопительного экрана.

При значениях температуры, отличных от указанных в диаграммах, можно использовать так называемые вспомогательные диаграммы и на их основе определять поправочные коэффициенты. В случаях, отличающихся от указанных выше, надо вычислить коэффициент облученности, отнесенный к голове, и провести оценку теплоощущения в соответствии с п. 17.3.

Однако при рассмотрении зданий павильонного типа описанные выше способы оценки теплоощущения применимы для рабочих мест, расположенных на полосе шириной 5 м, считая от наружной стены, только при условии, что одновременно учитывается лучистая теплоотдача тела человека в направлении наружных ограждающих конструкций, особенно если это окно или сравнительно легкая конструкция. Поэтому практически нужно произвести расчет теплового баланса тела человека следующим образом:

вычислить среднюю температуру поверхности отдельных ограждающих конструкций;

определить коэффициент облученности между человеком и элементами отдельных ограждающих конструкций, как было описано в гл. 3;

на основе предыдущих данных определить лучистый теплообмен тела в направлении отдельных поверхностей согласно известной зависимости (2.30);

исходя из характера выполняемой работы или рода деятельности и в зависимости от этого степени внутренней теплогенерации, а также учитывая, что 40—44% последней отдается телом человека путем излучения, определить, нужно ли в данном случае для обеспечения соответствующего теплоощущения изменять расположение отопительных приборов и эксплуатационные параметры.

## 29.5. Оценка теплоощущения при использовании инфракрасных излучателей

В п. 17.5 была рассмотрена оценка теплоощущения при использовании источников лучистой теплоты, которые можно считать точечными. При этом использовали два метода: расчет коэффициента облученности на голову и так называемый метод Фангера. Хотя первый из них изложен ранее достаточно подробно (см. п. 3.1), в качестве дополнения к сказанному для более простого определения коэффициента облученности приведем зависимость, применимую в случаях, часто встречающихся на практике.

Если ось  $n_2$  инфракрасного излучателя размером  $2a \times 2b$  (рис. 29.1) составляет с нормалью плоскости  $dA_1$  угол  $(90^\circ - \alpha)$ , то коэффициент облученности элементарной площадки  $dA_1$  относительно малой поверхности  $\Delta A_2 = 2a \times 2b$

$$\varphi_{dA_1 - \Delta A_2} = \varphi'_{dA_1 - \Delta A_2} \cos \alpha + \varphi''_{dA_1 - \Delta A_2} \sin \alpha. \quad (29.1)$$

Приведем пример использования менее известного метода Фангера, который основан на методе, уже описанном в п. 17.5. В одноэтажном промышленном здании имеется помещение, в котором температура воздуха равна  $14^\circ\text{C}$ . В помещении находятся несколько сидящих по отдельности человек, выполняющих работу, уровень активности которой очень низок ( $M/A_{Du} = 58 \text{ Вт/м}^2$ ). Однако работа требует, чтобы их одежда имела теплоизоляционную способность не более 1,0 кло. Подвижность воздуха меньше 0,1 м/с. Предположим, что применяются газовые инфракрасные отопительные приборы, расположенные, как показано на рис. 29.2.

Используя диаграмму комфорта Фангера, можно установить, что в этом случае для приятного теплоощущения следовало бы создавать среднюю радиационную температуру  $37^\circ\text{C}$ . Однако предполагается (поскольку речь идет о здании павильонного типа с большим строительным объемом), что средняя радиационная температура равна температуре воздуха. Такое предположение для крупных помещений можно принимать всегда (за исключением тех случаев, когда обследуемый человек работает около той или иной наружной ограждающей конструкции), не только при вычислении параметров

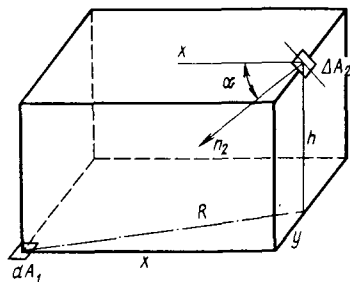


Рис. 29.1. Определение коэффициента облученности элементарной площадки  $dA_1$  относительно малоразмерной поверхности  $dA_2$ , расположенной в наклонной плоскости

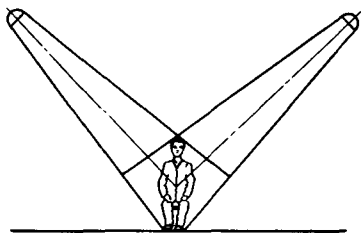


Рис. 29.2. Расположение газовых инфракрасных излучателей при наличии обособленных рабочих мест

лучистого отопления. Необходимое количество поглощаемой тепловой энергии при этом равно  $f_p \alpha_s q_s = 146 \text{ Вт/м}^2$ .

Проекционный коэффициент поверхности  $f_p$  может быть принят по рис. 3.46 равным 0,25, так как  $\alpha = 90^\circ$  и  $\beta = 45^\circ$ .

Поскольку применяется газовая горелка, обеспечивающая инфракрасное излучение, то в соответствии с литературными данными можно предполагать, что коэффициент поглощения равен 0,9, при этом необходимое количество излучаемой теплоты составляет:

$$q_s = 146 / (0,25 \cdot 0,9) = 650 \text{ Вт/м}^2.$$

Из рис. 29.2 видно, что используются два инфракрасных излучателя, расположенные симметрично, поэтому каждый из них должен передавать на поверхность тела человека теплоту в количестве  $325 \text{ Вт/м}^2$ .

### 30. ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ, НЕОБХОДИМЫЕ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НОРМАЛЬНОГО ТЕПЛОУЩУЕНИЯ

В результате оценки теплоощущения, по сути дела, может потребоваться лишь одно изменение: уменьшение чрезмерной тепловой радиации. Однако вследствие того, что в зданиях павильонного типа нужно учитывать влияние на теплоощущение не только лучистых отопительных приборов, но и ограждающих конструкций, может возникнуть необходимость и в увеличении мощности излучателя, поэтому вблизи ограждающих конструкций следует увеличивать или поверхность отопительного прибора, или температуру его поверхности. Иногда местное дискомфортное самочувствие можно устранить с помощью конвективного теплообменника, расположенного около стены.

Иными словами, теплового равновесия тела человека можно достигнуть изменением соотношения лучистой и конвективной теплоотдачи. Это имеет практическое значение прежде всего в том случае, когда в зданиях павильонного типа возникает потребность в принудительной вентиляции. Ведь при этом чрезмерную тепловую ради-



ацию можно компенсировать соответствующим устройством системы вентиляции, но только при условии, что излучение на голову соответствует норме, а при ее превышении лучистую долю теплового баланса (максимум 10%) компенсируют увеличением конвективной теплоотдачи. Однако этот вопрос еще недостаточно исследован. Во всяком случае, поколеблено утверждение, что лучистое отопление нельзя комбинировать с вентиляцией, если подвижность воздуха в рабочей зоне больше 0,5 м/с. В настоящее время предполагают, что подвижность воздуха может доходить до предела, который допускается при отсутствии теплового излучения. По мнению авторов, именно потому, что лучистая теплота достигает тела человека, можно увеличить и конвективную теплоотдачу, а вследствие этого — и допустимую подвижность воздуха.

## 31. РАСЧЕТ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМ ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ

В зданиях павильонного типа промышленного и сельскохозяйственного назначения применяют прежде всего экранное лучистое отопление и инфракрасные излучатели. Вспомогательные конструктивные элементы последних представляют собой системы газо- или электроснабжения, описание которых не входит в круг задач настоящей книги.

При использовании отопительных экранов также применяются, как правило, известные конструктивные элементы, расчет которых был рассмотрен выше. Однако для расчета сети труб, обслуживающей отопительные экраны, в связи с особенностями их эксплуатации (высокая температура и рабочее давление) следует хорошо знать вопросы, относящиеся к тепловому расширению, и возможности их решения, поэтому ниже будут кратко обобщены особенности применяемых конструктивных элементов и принципы их расчета.

### 31.1. Тепловое расширение труб

Длина трубы, подающей среду, температура которой отличается от температуры при монтаже, изменяется. Это изменение длины вдоль продольной оси может вызвать в трубе такие нагрузки, которые могут привести к деформации, а в более серьезном случае — к излому трубы.

Степень тепловой деформации для труб из углеродистой стали и меди определяется выражением

$$\Delta L = hL = [a(t - t_{sz}) + b(t - t_{sz})^2]L \text{ см}, \quad (31.1)$$

где  $h$  — удельное тепловое расширение при разности температуры  $(t - t_{sz})$ , см/м;  $L$  — длина трубы при температуре  $t_{sz}$ , м;  $t_{sz}$  — температура при монтаже, °С;  $t$  — рабочая температура среды, °С;  $a$  и  $b$  — постоянные величины; для углеродистой стали  $a = 1,1181 \cdot 10^{-5}$ ,  $b = 5,26 \cdot 10^{-9}$ , для меди  $a = 1,67 \cdot 10^{-5}$ ,  $b = 4,03 \cdot 10^{-9}$ .

В табл. 31.1 приведены значения удельного теплового расши-

ТАБЛИЦА 31.1. УДЕЛЬНОЕ ТЕПЛОЕ РАСШИРЕНИЕ  $\lambda$ , см/м,  
ПРИ ТЕМПЕРАТУРЕ МОНТАЖА 20 °С

Материал трубы	При температуре подаваемой среды, °С						
	100	150	200	250	300	350	400
Углеродистая сталь	0,09	0,15	0,22	0,28	0,35	0,43	0,50
Медь	0,14	0,22	0,31	0,40	0,50	0,59	0,69

рения при монтажной температуре 20°С, полученные на основании зависимости (31.1).

Нагрузки при изменении длины трубы из-за ее теплового расширения могут компенсироваться двумя способами:

- 1) особой конфигурацией трубы в виде: а) отвода под углом 90°, б) П-образного компенсатора, в) лирного компенсатора;
- 2) с помощью специального устройства, воспринимающего тепловое расширение: а) линзового, гофрированного, пружинного компенсатора; б) шарнирного, гофрированного компенсатора, компенсатора с армированным шлангом; в) сальникового компенсатора.

**31.1.1. Компенсация теплового расширения за счет особой конфигурации трубы.** Наиболее простым способом восприятия нагрузок, возникающих при изменении длины вдоль оси трубы, который чаще всего применяется для систем центрального отопления, является компенсация за счет особой конфигурации трубы. Неподвижные точки (неподвижные опоры) располагаются таким образом, чтобы находящиеся между ними участки трубы содержали не менее одного отвода, тем самым предотвращается возникновение в трубе нагрузок, превышающих допустимые.

Число неподвижных опор следует сокращать до необходимого минимума. Это определяется допустимым сдвигом и нагрузкой трубы.

Чаще всего встречаются компенсирующие участки труб Г- и Z-образной формы, П-образные с симметричным и несимметричным расположением более длинных частей, а также прямые трубы с П-образным или лирным компенсатором.

Усилия и моменты сил, возникающие под действием теплового расширения в неподвижных опорах, можно определить на основании литературных источников [92, 158, 168]. Без знания нагрузок нельзя рассчитать несущие конструкции и вычислить коэффициент надежности для поперечного сечения трубы.

Нагрузки вычисляются с учетом сплющивания (коэффициента сплющивания) тонкостенной трубы дугообразной конфигурации, поскольку при этом достигается большее приближение к действительным нагрузкам. Однако вычисления вручную довольно громоздки, поэтому (особенно для труб с более низкой температурой передаваемой среды) вместо точного метода расчета используют более простые методы, дающие только приближенные значения. Во

всяком случае можно подобрать метод расчета, обеспечивающий удовлетворительную точность [61, 83, 92, 93, 168].

*31.1.1.1. Г-образный участок трубы.* В Г-образном участке трубы изменение длины, возникающее вследствие теплового расширения, воспринимается отводом. Нагрузку можно снизить путем удлинения прямых участков трубы от неподвижной опоры до отвода и увеличения радиуса кривизны отвода. Чем длиннее прямые участки, тем меньше увеличение гибкости, создаваемое отводом. Начиная с некоторой длины прямого участка, отвод можно заменить прямым отрезком трубы длиной, равной радиусу кривизны, при этом трубу можно считать жесткой в углах. Нагрузку в такой трубе вычислить проще. На рис. 31.1 изображена жесткая в углах Г-образная труба и указаны усилия и моменты, возникающие под действием ее теплового расширения. Усилия рассчитывают по формулам

$$P_x = \frac{E_1 J h}{10^6 L_1^2} C_1 \text{ Н}, \quad (31.2)$$

$$P_y = \frac{E_1 J h}{10^6 L_1^2} C_2 = P_x \frac{C_2}{C_1} \text{ Н}, \quad (31.3)$$

а моменты сил, возникающие в неподвижных опорах — по формулам

$$M_1 = \frac{E_1 J}{10^4} \frac{h}{L_1} C_3 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (31.4)$$

$$M_2 = \frac{E_1 J}{10^4} \frac{h}{L_1} C_4 = M_1 \frac{C_4}{C_3} \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (31.5)$$

где  $E_1$  — модуль упругости при рабочей температуре  $t$ , Н/см<sup>2</sup>;

$J$  — второстепенный момент поперечного сечения трубы, см<sup>4</sup>;

$h$  — удельное тепловое расширение, см/м;  $L_1$  — длина более короткого участка трубы, м.

Значения коэффициентов  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  и  $C_4$  приведены на рис. 31.2. Формулы относятся к трубе, не подвергавшейся предварительному напряжению, что соответствует практике, поскольку предварительное напряжение обычно не применяется для Г-образных узлов труб.

Анализа условий напряжения можно избежать, если длина стволов не менее чем в 10 раз больше диаметра трубы и отношение длин меньше 3. Анализ прочности можно произвести также с помощью зависимостей теории сопротивления материалов. Следует сопоставить эквивалентное напряжение, рассчитанное для наиболее опасного поперечного сечения, с допустимым напряжением. Отношение этих двух величин дает коэффициент надежности. Расчет сопротивления материала трубы произвольной конфигурации можно также осуществить, используя данные литературных источников [93, 168].

*31.1.1.2. Трубы с П-образным компенсатором.* Для данной конфигурации труб характерно, что она содержит П-образный компенсатор, изготовленный с помощью четырех отводов.

Если прямые участки трубы с двух сторон компенсатора сравни-

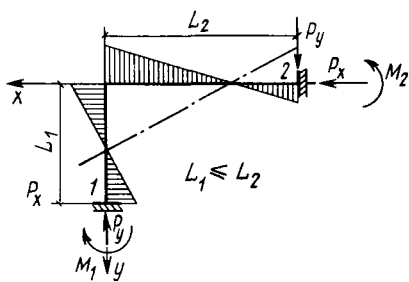


Рис. 31.1. Нагрузка от теплового расширения на трубу с жестким Г-образным участком

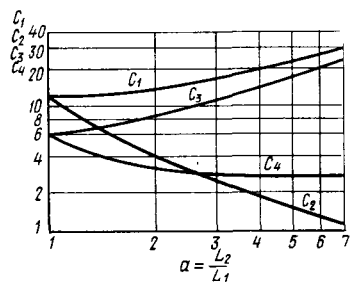


Рис. 31.2. Значения коэффициентов  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  и  $C_4$  для определения усилий и моментов силы, возникающих в Г-образном узле трубы ( $\alpha = L_2/L_1$  — отношение длин прямых участков трубы)

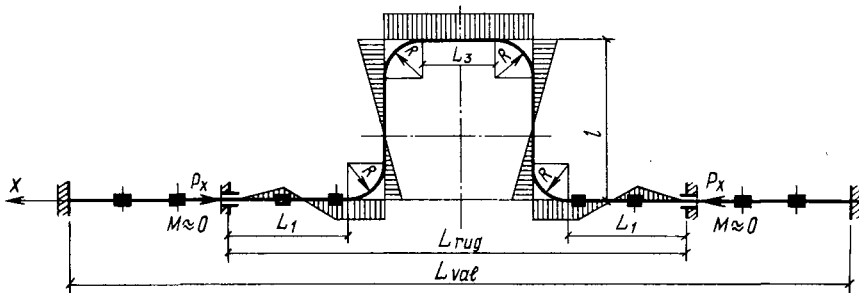


Рис. 31.3. Нагрузка от теплового расширения на трубу с П-образным компенсатором

тельно коротки, то всю трубу нужно прокладывать не по прямой, так как она при этом не участвует в деформации, возникающей из-за теплового расширения. В данном случае получаются наименьшие нагрузки. Если же прямые участки трубы довольно длинные, то на практике, по крайней мере на участках около компенсатора, для ограничения его сдвига в поперечном направлении трубу прокладывают по прямой. Тем самым предупреждается смещение трубы в сторону и вследствие этого — ее участие в восприятии нагрузки, в результате чего в данном случае нагрузка больше по сравнению с предыдущей. Это объясняется тем, что момент, возникающий в компенсаторе после третьего — четвертого поворота прямого участка, на практике уменьшается до значения, которым уже можно пренебречь, поэтому расположенные за ними участки трубы не участвуют в деформации. Если принимать во внимание длину труб, участвующих в деформации, то нагрузку можно сравнительно просто вычислить и исходя из коэффициента сплющивания  $K$ .

На рис. 31.3 показан участок трубы, снабженный П-образным компенсатором и упорами на прямолинейных участках, препятствующими боковому сдвигу.

Под действием теплового расширения возникает усилие

$$P_x = \frac{E_1 J}{10^6} \frac{(1 - e)hL_{val}}{C_5 L_1^3} H \quad (31.6)$$

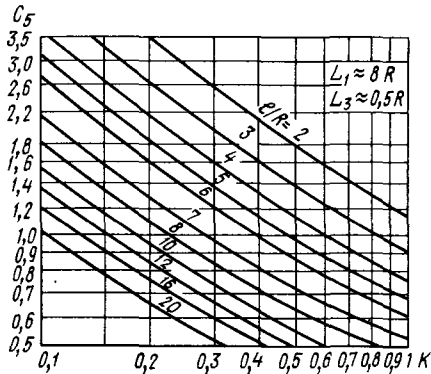


Рис. 31.4. Значения коэффициента  $C_5$  для расчета усилия, возникающего в П-образном компенсаторе

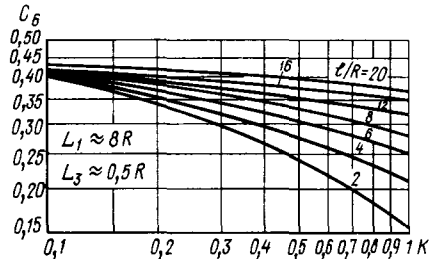


Рис. 31.5. Значения коэффициента  $C_6$  для расчета момента силы, возникающего в П-образном компенсаторе

и момент силы

$$M_1 = 10^2(1 - C_6)P, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (31.7)$$

где  $L_{\text{ват}}$  — действительное расстояние между неподвижными опорами, м;  $L_1$  — длина участка компенсатора вдоль оси трубы, воспринимающего поперечные усилия, м;  $e$  — коэффициент предварительного напряжения.

Коэффициент  $C_5$  можно определить по рис. 31.4, а  $C_6$  — по рис. 31.5. Коэффициент  $K$  вычисляют по формуле

$$K = 4\lambda^2 / (3 + 4\lambda^2) < 1, \quad (31.8)$$

где  $\lambda \approx 4sR/d^2$ ;  $s$  — толщина стенки трубы, см;  $R$  — радиус кривизны отвода, см;  $d$  — внутренний диаметр трубы, см.

Коэффициент предварительного напряжения  $e$  для стальных труб имеет следующие значения:

температура среды, °С	100	200	250	300	350
$e$	0,50	0,51	0,54	0,57	0,60

Расчет компенсатора включает проверку заданной длины участка  $L_1$ , которая может быть произведена в соответствии с указаниями, данными в работе [168]. Для сокращения этого участка П-образный компенсатор обычно монтируют в трубе с предварительным напряжением, т. е. прямые участки компенсатора монтируют с некоторым натяжением, что компенсирует часть полного рабочего теплового расширения.

**31.1.1.3. Трубы с лирным компенсатором.** Этот компенсатор отличается от П-образного только тем, что имеет лирообразную форму. Такой компенсатор изготавливают только из отводов, радиусы кривизны которых могут быть одинаковыми или различными. Но можно так устроить компенсатор, что он будет иметь и прямые участки труб. Расчет прочности производят так же, как описано выше.

## 31.2. Восприятие теплового расширения специальными устройствами

**31.2.1. Компенсатор из волнистой стали и линзовый.** Линзовые компенсаторы применяют при небольшом рабочем давлении (0,3—0,4 МПа). Их изготавливают из углеродистой стали, они имеют параллельные или расходящиеся стенки (рис. 31.6 и 31.7). В зависимости от степени теплового расширения их можно изготавливать из нескольких элементов, которые крепят друг к другу с помощью сварки.

Обычно компенсатор изготавливают из двух листов толщиной 3—4 мм, скрепляемых путем горячей штамповки. Компенсационная способность одного элемента в зависимости от его размера и исполнения составляет 5—20 мм. Компенсаторы, предназначенные для больших нагрузок, изготавливают из легированной листовой стали. Чтобы уменьшить усилия вдоль оси трубы, компенсаторы всегда монтируют с предварительным напряжением. Трубы следует обязательно оснащать упорами для предотвращения боковых сдвигов.

Компенсаторы с волнистыми листами выполняют из высокопрочной легированной стали. Их компенсационная способность существенно больше, чем у линзовых компенсаторов. Большим преимуществом компенсаторов из волнистой стали является то, что они занимают мало места и не выступают значительно за наружную поверхность трубы, что особенно важно в загруженных трубах инженерных сетях. Недостаток же их в том, что они передают большие осевые нагрузки неподвижным опорам.

Усилие, возникающее в компенсаторе под действием внутреннего избыточного давления и теплового расширения, определяется выражением

$$P = \frac{\pi}{4} d_k^2 p + \frac{(1-e)hL}{n} P_1, \text{ Н}, \quad (31.9)$$

где  $d_k$  — средний диаметр волнистого элемента, см;  $p$  — внутреннее избыточное усилие, кгс/см<sup>2</sup>;  $L$  — удаление неподвижной опоры, м;  $n$  — число волнистых элементов в компенсаторе;  $P_1$  — сила упругости, соответствующая 1 см сдвига, Н/см.

Значения силы упругости  $P_1$  для отдельных типов компенсаторов приведены в каталогах.

**31.2.2. Шарнирный компенсатор с волнистым элементом.** Компенсатор состоит из волнистого элемента или элементов, но его соприкасающиеся плоскости соединяются шарнирной конструкцией. Благодаря этому элементы компенсатора под действием теплового расширения испытывают угловое смещение, т. е. в них возникает изгибающий момент (рис. 31.8). На трубе следует устанавливать три таких компенсатора. На рис. 31.9 изображена Г-образная труба с шарнирными компенсаторами из волнистой стали.

Нагрузка, возникающая под действием теплового расширения в трубе, снабженной шарнирными компенсаторами из волнистых элементов, аналогична нагрузке, которая наблюдается в Г-образных трубах без компенсаторов, только ее формирование определяется смонтированными компенсаторами. На неподвижные опоры воз-

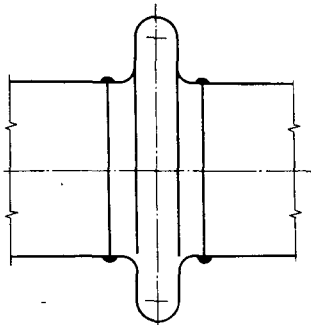


Рис. 31.6. Приваренный к трубе линзовый компенсатор с параллельными стенками

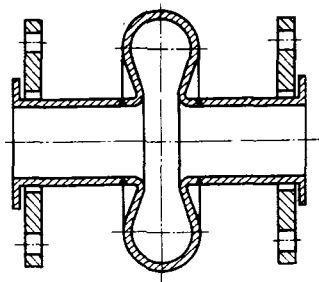


Рис. 31.7. Линзовый компенсатор с расходящимися стенками и скользящими фланцами

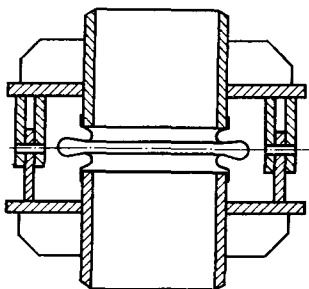


Рис. 31.8. Шарнирный компенсатор с волнистым элементом

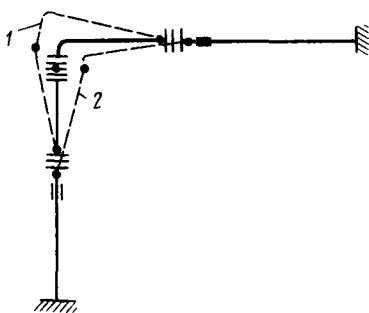
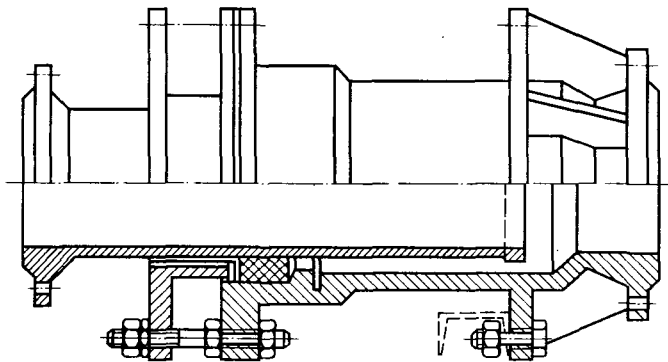


Рис. 31.9. Г-образная труба со встроенными шарнирными компенсаторами из волнистой стали  
1 — рабочее состояние; 2 — предварительно напряженное состояние

действуют лишь силы системы шарнирных компенсаторов и силы трения. Усилие вдоль оси трубы, возникающее от внутреннего давления, воспринимают шарниры, оно не передается на неподвижные опоры [83].

**31.2.3. Трубы с сальниковым компенсатором.** В длинных прямых трубах можно устанавливать сальниковые компенсаторы (рис. 31.10), большое преимущество которых заключается в том, что для их установки нужно мало места. Такие компенсаторы приемлемы для восприятия сравнительно большого теплового расширения. Недостаток их состоит в том, что они требуют тщательного ухода, (через определенные промежутки времени их надо смазывать и заменять уплотнитель). Компенсатор следует располагать в неподвижной опоре или вблизи нее, поскольку он не может воспринимать изгибающую нагрузку. На месте установки должно быть предусмотрено пространство для выполнения текущего ремонта. Монтаж компенсатора требует высокой квалификации, поскольку слишком сильное или одностороннее затягивание сальника чрезвычайно увеличивает силу трения в месте его установки.



При использовании компенсатора с неуравновешенным сальником на неподвижные опоры кроме силы трения действует и направленное вдоль оси трубы усилие от внутреннего давления. Применение же компенсатора с уравновешенным сальником обеспечивает передачу на неподвижные опоры только силы трения, т. е. компенсатор такого типа создает меньшую нагрузку в трубе, но этот компенсатор более сложен, так как для него требуется большее число мест уплотнения [168].

В компенсаторе с неуравновешенным сальником под действием теплового расширения возникает сила

$$P = \frac{\pi}{4} d_k^2 p + \pi d_k b \xi \mu p H \quad (31.10)$$

где  $d_k$  — наружный диаметр движущейся трубы, см;  $b$  — длина уплотнителя, см;  $\xi$  — коэффициент сжатия болтов, равный 2—2,5; у труб диаметром более 500 мм это значение больше;  $\mu$  — коэффициент трения между поверхностями уплотнителя и движущейся трубы, равный 0,1—0,5.

На неподвижные опоры, естественно, кроме силы  $P$ , действуют силы трения, зависящие от веса трубы.

## 32. РЕЗУЛЬТАТЫ НАТУРНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ В ЗДАНИЯХ ПАВИЛЬОННОГО ТИПА С ЛУЧИСТЫМ ОТОПЛЕНИЕМ

Выше в главах 26 и 27 подробно рассматривались основные теоретические принципы, связанные с расчетом лучистого отопления крупных зданий павильонного типа. Теоретические соображения были проверены путем проведения экспериментов на моделях и натуральных исследований. Это было необходимо для сравнения с данными, уже имеющимися в технической литературе (рис. 32.1). Исследования в натуральных условиях проводились на следующих объектах:

четыре помещения сборочных цехов Северной базы ремонта транспортных средств венгерских государственных железных дорог (лучистое отопление с помощью экранов);

помещение канатного цеха кабельного комбината (смешанное отопление);



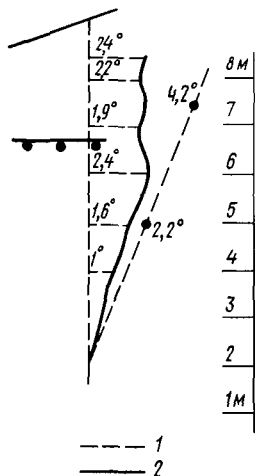


Рис. 32.1. Схема «классического» распределения температуры по вертикали для крупных одноэтажных промышленных зданий  
1 — конвективное отопление; 2 — лучистое отопление

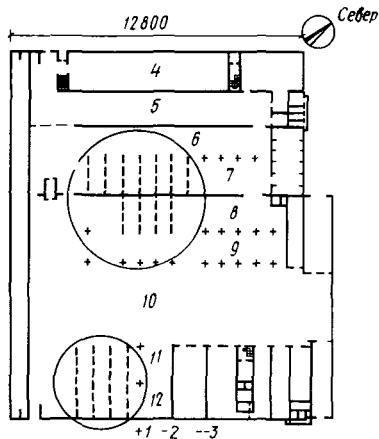


Рис. 32.2. План помещений сборочных цехов Северной базы ремонта транспортных средств венгерских государственных железных дорог

1 — колонны; 2 — стены; 3 — балки перекрытия здания; 4 — инструментальная мастерская; 5 — роторная мастерская; 6 — мастерская по ремонту коробок передач; 7 — моторный цех; 8 — сборочный цех № 4; 9 — сборочный цех № 3; 10 — площадка для перемещения подвижных платформ; 11 — сборочный цех № 2; 12 — сборочный цех № 1

два помещения цехов учебной мастерской Министерства труда в Будапеште (лучистое отопление с помощью экранов);

два помещения цехов вспомогательного производства объединения «Икарус» (воздушное отопление);

помещение моторного цеха металлургического комбината им. В. И. Ленина в г. Диошдьер (отопление инфракрасными излучателями, действующими на природном газе).

## 32.1. Методика и результаты натурных наблюдений на различных объектах

### 32.1.1. Помещения сборочных цехов Северной базы ремонта транспортных средств венгерских государственных железных дорог.

В заблокированном здании имеется девять смежных крупных помещений павильонного типа, отапливаемых экранами. Расположение помещений и их основные размеры приведены на рис. 32. 2.

Замеры осуществлялись в четырех характерных помещениях, отличающихся друг от друга высотой и типом ограждающих конструкций. Выбранные помещения имеют следующие характеристики.

*Сборочный цех № 1:* высота 10 м, продольная наружная стена обращена на восток, общее воздушное пространство с расположенным рядом сборочным цехом № 2.

*Сборочный цех № 2:* высота 10 м, без продольных стен, общее воздушное пространство со сборочным цехом № 1 и проездом для платформ.

*Сборочный цех № 4:* высота 14 м, с одной стороны — общее воздушное пространство со сборочным цехом № 3, высотой также 14 м, с другой стороны имеется продольная стена, обращенная к помещению моторного цеха.

*Моторный цех:* высота 14 м, продольная перегородка обращена к сборочному цеху высотой также 14 м, общее воздушное пространство без перегородки с мастерской по ремонту коробок передач, имеющей высоту 10 м.

Расчетное значение коэффициента теплопередачи перлитобетонного покрытия здания составляет  $1,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Зенитные фонари и боковое остекление однослойные, со стальными рамами. Внутренние тепlopоступления в цеховых помещениях ничтожно малы и составляют 1—2% суммарных тепlopотерь.

Отопительные экраны имеют следующие размеры: ширина 750 мм, длина 2000, 4000, 5000 и 6000 мм, расстояние до резьбы отопительных труб 18 см, теплоизоляция — маты из стекловаты толщиной 3 см, покрытые толем. В южном конце производственных помещений имеется общий коридор высотой 5 м, а также административные помещения. На северной стороне часть пространства занята вспомогательными помещениями, а часть — наружной стеной.

В качестве теплоносителя для системы отопления был выбран насыщенный пар с давлением 0,4 МПа. Согласно первоначальному проекту, этот пар цех должен был получать по линии централизованного теплоснабжения от Кёбаняйской электростанции. В связи с возникновением неожиданных препятствий теплофикация началась позднее, а поскольку котлы цеха не выдерживали больших нагрузок, для обеспечения отопления было принято вынужденное решение, при котором отопительная система в основном работала лишь ночью, по 10—12 ч. Давление пара в период замеров колебалось от 0,22 до 0,25 МПа, т.е. было ниже предполагавшегося при расчете отопительных экранов.

Замеры во всех цеховых помещениях производили с помощью 11 выверенных регистрирующих термогигрографов. Показания приборов во время замеров контролировались с помощью ртутных термометров. Для более тщательного контроля температурных полей, образующихся вокруг отопительных экранов, ночью производили замеры ртутными термометрами.

Расположение отопительных экранов и точек измерения в сборочных цехах №№ 1 и 2 показано на рис. 32.3, в сборочном цехе № 4 и моторном цехе — на рис. 32.4. В моторном цехе дополнительно несколько точек были проконтролированы ночью с 23 до 3 ч с помощью ртутного термометра. Результаты этих измерений приведены на рис. 32.5. На основании результатов измерений были сделаны следующие выводы.

1. Разность температуры в рабочей зоне и в пространстве под покрытием составляет всего 1—3°С, если учитывать и значения,

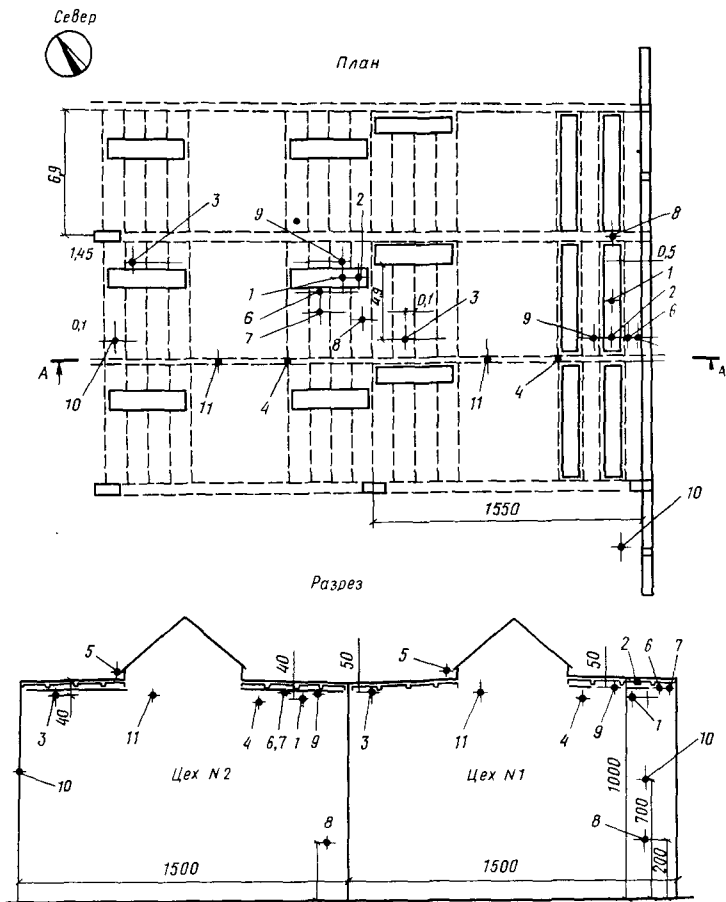


Рис. 32.3. Расположение отопительных экранов и точек измерения в монтажных цехах № 1 и 2

замеренные на высоте 10 м.

2. В рабочей зоне температура воздуха днем не опускается ниже  $15^{\circ}\text{C}$  даже в конце рабочего периода, продолжающегося около 12 ч. Между рабочим периодом и перерывом температура в рабочей зоне колебалась в пределах  $3^{\circ}\text{C}$ . Это доказывает способность полов аккумулировать теплоту, что надо всегда учитывать при лучистом отоплении крупных зданий павильонного типа.

3. Распределение температуры под покрытием здания (естественно, если пренебречь пространством непосредственно вокруг отопительных экранов) в основном равномерное (влияние наружной стены фиксировали датчики, расположенные непосредственно у стены).

4. Работа отопительных экранов влияет на температуру воздуха в большей мере в непосредственной близости от экранов.

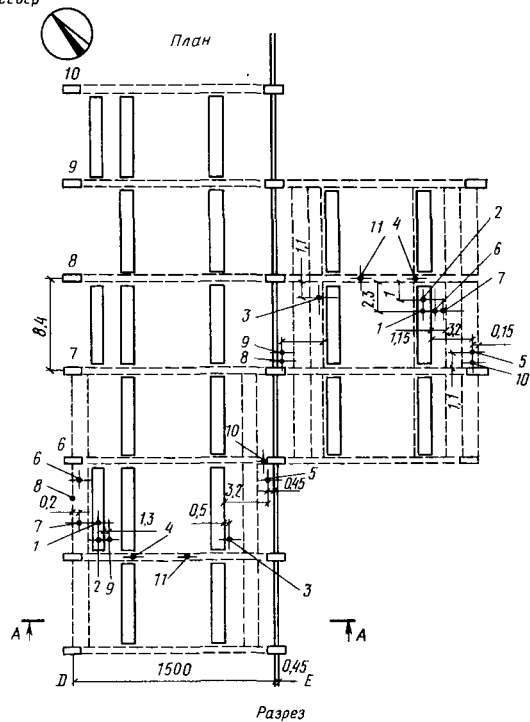
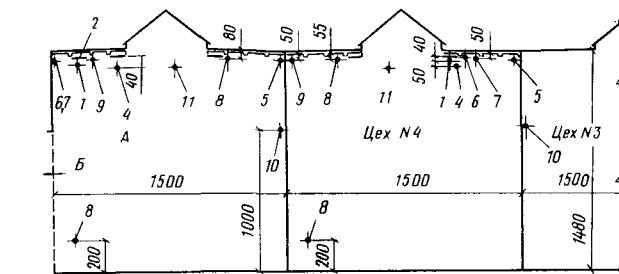


Рис. 32.4. Расположение отопительных экранов и точек измерения в сборочном цехе № 4 и моторном цехе

А — моторный цех; Б — мастерская по ремонту коробок передач



5. Относительная влажность воздуха независимо от наружного влагосодержания сильно изменяется в зависимости от температуры.

Эти выводы подтверждаются данными, полученными в остальных обследуемых зданиях.

Помещение сборочного цеха № 1 — единственное из обследованных, у которого одной из сторон по всей высоте (10 м) является наружная стена. Эта стена заметно влияет на внутреннюю температуру, определяющуюся на расстоянии 0,5 м от наружной стены. Наибольшее влияние на колебания внутренней температуры в этом помещении оказывает наружная температура. Несмотря на это,

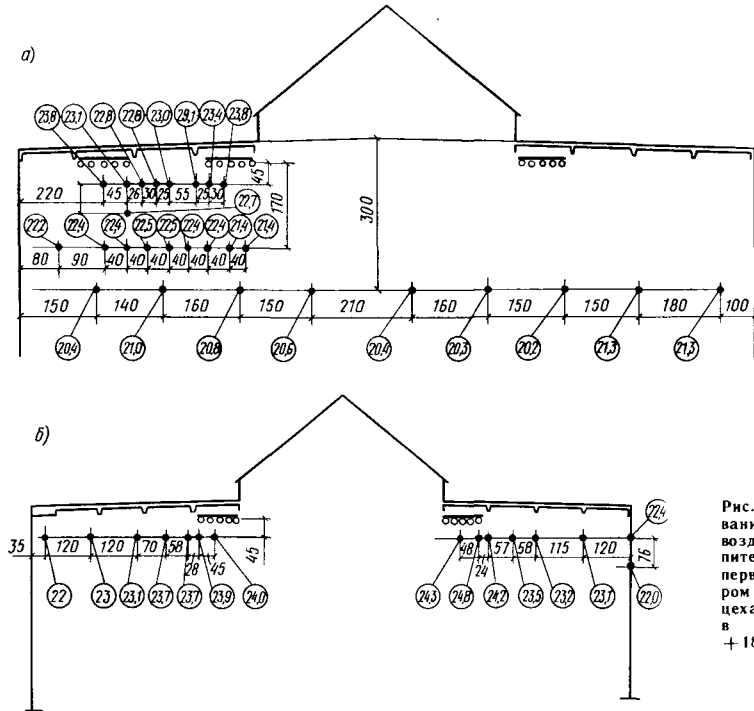


Рис. 32.5. Формирование температуры воздуха вблизи отопительных экранов в первом (а) и втором (б) моторных цехах (температура в рабочей зоне +18°С)

внутренняя температура не опускалась ниже 12°С даже при 16-часовом отключении отопительной системы. Разность между температурой в рабочей зоне и у покрытия высотой 10 м составляла лишь 1—2°С. Данные, замеренные в сборочном цехе № 2, подтверждают высказанные ранее соображения и даже в большей мере доказывают влияние теплоаккумуляции. Ведь у данного помещения практически нет боковой стены, поэтому ее теплоаккумуляция здесь минимальна. В то же время средняя наружная температура составляла от -3 до -4°С, и утренний минимум более чем в течение 6 ч достигал -8°С. По сравнению с этим внутренняя температура за исключением 1—2 ч не опускалась ниже 10°С. Данные, полученные в сборочном цехе № 4, высота которого та же, что и у моторного цеха, также подтверждают сделанные выше выводы.

**32.1.2. Канатный цех кабельного комбината.** План канатного цеха кабельного комбината, а также расположение отопительных приборов и точек измерения даны на рис. 32.6. Помещение имеет смешанное отопление, в среднем пролете — лучистое с помощью отопительных экранов, а в двух боковых — с помощью регистров из гладких труб. Размер отопительных экранов 2800×4600 мм, расстояние до резьбы отопительных труб 300 мм, теплоизоляцией отопительных экранов служит стекловата слоем толщиной 5 см. Теплоносителем для обоих видов отопительных приборов является горячая вода, которую получают в противоточных теплообменниках,

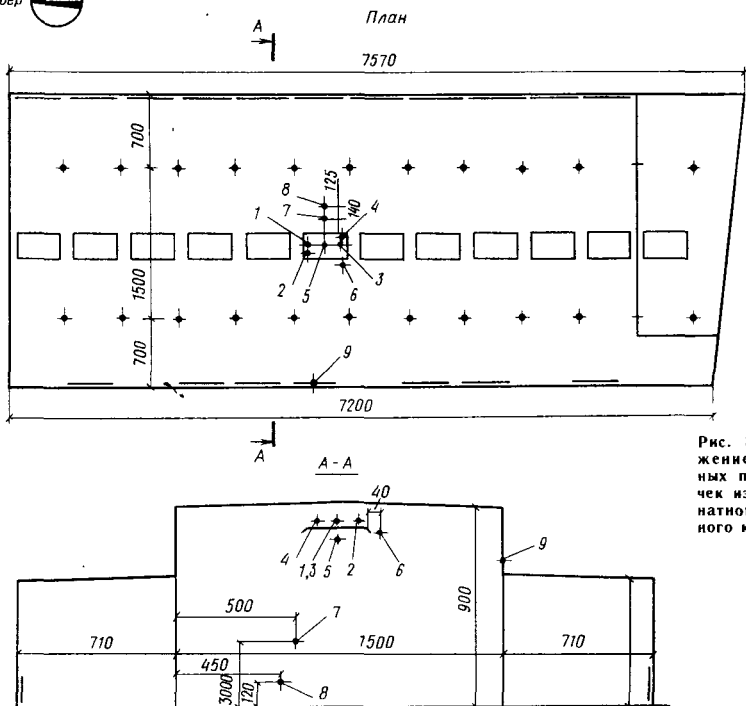


Рис. 32.6. Расположение отопительных приборов и точек измерения в канатном цехе кабельного комбината

подключенных к теплофикационной сети Будапештской ТЭЦ. Режим работы непрерывный. В период работы обеих систем отопления (1—8 февраля) были проведены первые замеры на местах. На точность измерений влияла и теплоотдача время от времени работавших в помещении электродвигателей (6—7 двигателей мощностью по 24—28 кВт). Замеры также производились регистрирующими термогигрографами. За время проведения измерений снижение температуры греющей воды обычно колебалось в пределах 15—18°С.

Из полученных термограмм изменения температуры можно сделать следующие выводы:

а) под действием регистров из гладких труб, находящихся у стены, и в меньшей степени — за счет внутренних теплопоступлений между рабочей зоной и покрытием здания при высоте последнего 9 м возникает температурный перепад 4—5°С.

б) влияние теплоаккумуляции пола не поддается оценке из-за непрерывной работы отопительной системы;

в) вблизи отопительных экранов температура воздуха возрастает в меньшей степени из-за наличия смешанной системы отопления;

г) влияние холодных наружных стен, естественно, сказывается и при использовании смешанной системы отопления.

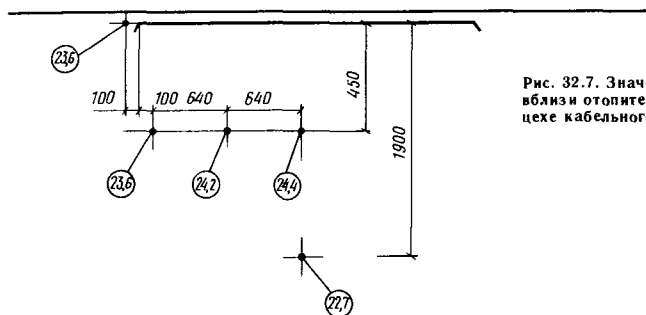
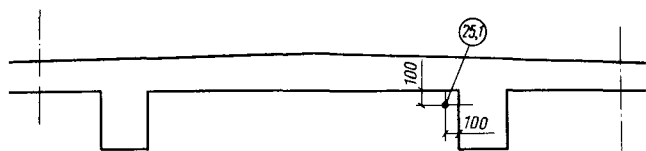
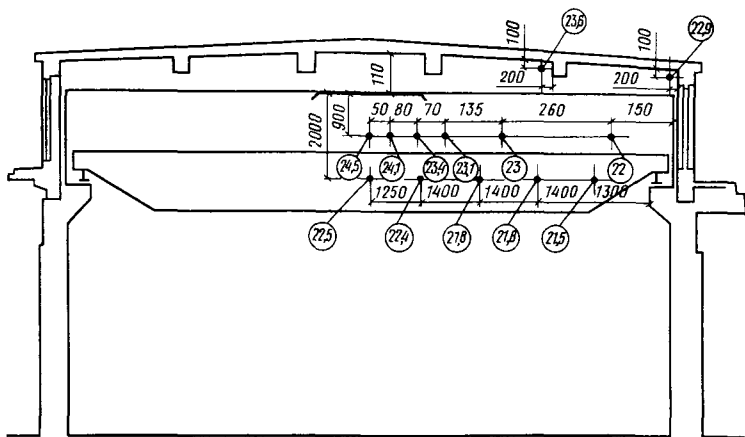


Рис. 32.7. Значения температуры воздуха  
вблизи отопительных экранов в канатном  
цехе кабельного комбината

Для контроля измерений, осуществляемых с помощью приборов, а также для исследования температурных зон, формирующихся около отопительных экранов, позднее были произведены замеры ртутными термометрами. Регистры из гладких труб были отключены в тот день с утра и до окончания измерений (до 17 ч). Работали только отопительные экраны со средней температурой греющей воды около  $63^{\circ}\text{C}$ . За период измерений (от 12 до 17 ч) работали только 1—2 машины, т. е. внутренние теплопоступления были минимальны. Некоторые данные этих измерений приведены на рис. 32.7.

При оценке результатов последних измерений нужно принимать во внимание, что хотя обычное отопление уже 5—6 ч не работало,

на результаты измерений сильно влияла теплоаккумуляция пола и стен.

Измерения показали, что при применении смешанной системы отопления приходится учитывать значительно более высокой температурный градиент и более неравномерное распределение температуры, чем при лучистом отоплении.

**32.1.3. Производственные помещения учебной мастерской Министерства труда в Будапеште.** В здании мастерских, состоящем из нескольких помещений павильонного типа, действует система лучистого отопления экранами, обогреваемыми паром. Замеры производились в помещении сборочного цеха второго курса высотой 7,50 м и в помещении сборочного цеха первого курса высотой 4,75 м (рис. 32.8).

Помещение имеет железобетонное покрытие, расчетный коэффициент теплопередачи которого равен  $1,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Зенитные фонари и боковые окна имеют стальные рамы и однослойное остекление. Внутренние теплопоступления в помещениях ничтожно малы, они составляют 2—3% суммарных теплопотерь. Размер отопительных экранов  $1800 \times 1800 \text{ мм}$ , расстояние до резьбы отопительных труб 200 мм. Для теплоизоляции экранов применяется слой стекловаты толщиной 3 см. Отопление рассчитано на использование пара с давлением 0,02 МПа при 12-часовом периоде непрерывной работы. За время измерений рабочее давление обычно составляло 0,015 МПа, продолжительность непрерывной работы соответствовала расчетной.

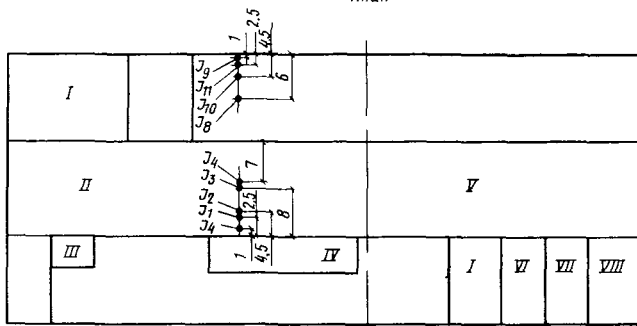
Замеры производились с помощью выверенных термогигрографов. Показания приборов контролировались ртутными термометрами, но температурные поля, формировавшиеся в среде, окружающей отопительные экраны, и температура в помещении ртутными термометрами не контролировались, поскольку при обследовании предыдущих помещений данные двух серий измерений отклонялись друг от друга незначительно. В данных помещениях предполагалось проконтролировать изменение температуры прежде всего в зависимости от высоты. В сборочном цехе второго курса замеры осуществлялись в 11 точках (см. рис.32.8). На основании приведенных измерений можно сделать следующие выводы.

1. Перепад температуры между рабочей зоной и пространством под покрытием здания составлял всего  $1 - 3^\circ\text{C}$ .

2. В рабочей зоне температура воздуха не опускалась ниже  $10^\circ\text{C}$  даже во время перерыва в течение 12 ч, хотя в данном помещении колебания внутренней температуры между периодом работы отопления и периодом его отключения были больше ( $8^\circ\text{C}$ ), чем в помещениях Северной базы ремонта транспортных средств венгерских государственных железных дорог. Это связано, во-первых, с тем, что данное помещение имеет меньший объем (больше удельное охлаждение), во-вторых, в помещениях Северной базы ремонта транспортных средств ночное охлаждение совпадало с периодом работы отопления, во время же перерыва наружная температура поднималась, в то время как в рассматриваемом случае условия были противоположными.







Разрез

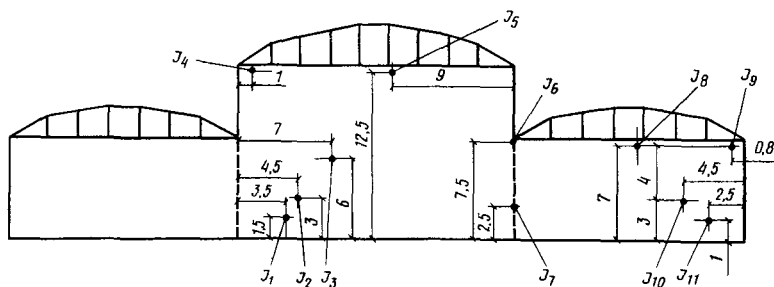


Рис. 32.9. Расположение помещений и точек измерения в помещениях вспомогательного производства объединения «Икарус»

I — склад; II — прессовая мастерская; III — контора; IV — машинное отделение; V — инструментальная мастерская; VI — кладовая для инструментов; VII — модельная; VIII — центр теплоснабжения

40 ч в середине февраля, температура воздуха не опускалась ниже  $7^{\circ}\text{C}$  даже при длительном периоде сравнительно низкой наружной температуры ( $-4^{\circ}\text{C}$ ). Эти выводы доказывают важность учета теплоаккумуляции здания, особенно пола.

В учебном цехе первого курса измерения производились в феврале также в 11 точках (см. рис. 32.8). В основном здесь получены те же результаты, что и в предыдущем случае, однако дополнительно были сделаны следующие выводы.

1. В рабочей зоне температура воздуха во время перерыва в работе в течение 32 ч не опускалась ниже  $9^{\circ}\text{C}$ , несмотря на наличие наружных стен и окон. Таким образом, отклонение по сравнению с температурой воздуха в полностью огражденном помещении учебного цеха второго курса составило лишь  $1^{\circ}\text{C}$ .

2. Влияние наружных стен и окон на температуру сказывается гораздо заметнее, чем, например, зенитных фонарей.

3. Температура воздуха непосредственно над отопительными экранами только на  $4^{\circ}\text{C}$  выше, чем средняя температура воздуха под чердачным пространством.

**32.1.4. Цехи вспомогательного производства завода «Икарус».** Наблюдения производились в последних числах февраля.

Здесь в трех двухпролетных одноэтажных зданиях действует воздушное отопление. Высота среднего здания 15,5 м, двух боковых — 10 м (рис. 32.9).

Конструкция покрытия здания представляет собой плиту из минеральной пемзы толщиной 8 см, изолированной тремя слоями рубероида. Расчетное значение коэффициента теплопередачи 1,4 Вт/(м<sup>2</sup>·К). Внутренние тепlopоступления в помещения минимальны и составляют около 5% всех тепlopотерь. Режим отопления постоянный, в период измерений давление пара было равно 0,03 — 0,04 МПа.

Здесь предполагалось в первую очередь проконтролировать распределение температуры по вертикали. Замеры производились с помощью 11 термогигрографов, применявшихся для предыдущих измерений. Расположение точек измерения показано на рис. 32.9.

По результатам измерений можно сделать следующие выводы.

1. В здании павильонного типа высотой 15 м разность температуры, замерявшейся в рабочей зоне и на высоте 12,5 м, составила 7°С. В более низком здании разность температуры, замерявшейся в рабочей зоне и на высоте 7 м, была равна 5—6°С. Непосредственно под покрытием здания температуру определить не удалось. В более низком здании павильонного типа разность температуры относительно больше вследствие притока равного количества воздуха в оба пространства.

2. Влияние наружной стены в рабочей зоне сказывается сильнее, чем в верхних зонах. Таким образом, данные измерения показали, что при воздушном отоплении в рабочей зоне компенсировать внешние воздействия удастся в наименьшей мере, хотя там это требуется более всего.

3. Значения остальных показателей соответствуют ожидаемым и подтверждают неблагоприятное и неэкономичное распределение температуры при воздушном отоплении.

**32.1.5. Моторный цех металлургического комбината им. В. И. Ленина в г. Диошдьёр.** В моторном цехе диошдьерского металлургического комбината им. В. И. Ленина в феврале производились измерения с помощью ртутных термометров. В помещении цеха на высоте 3 м было установлено 128 инфракрасных излучателей, работающих на природном газе, производительностью 2900 Вт каждый (расположение излучателей показано на рис. 32.10). Продукты сгорания специально не отводятся, а удаляются через вентиляционные отверстия в зенитных фонарях. Цех работает в три смены. Число работающих инфракрасных излучателей можно изменять в зависимости от наружной температуры. Конструкция покрытия здания представляет собой плиты из минеральной пемзы с гидроизоляцией тремя слоями рубероида. Расчетный коэффициент теплопередачи равен 1,2 Вт/(м<sup>2</sup>·К). Боковые окна и зенитные фонари снабжены стальными рамами, остекление в один слой. Во время измерений работало 52 инфракрасных излучателя при рабочем давлении газа 5,50 Па. Средняя наружная температура в период измерений составляла 2,2°С. Внутренние тепlopоступле-

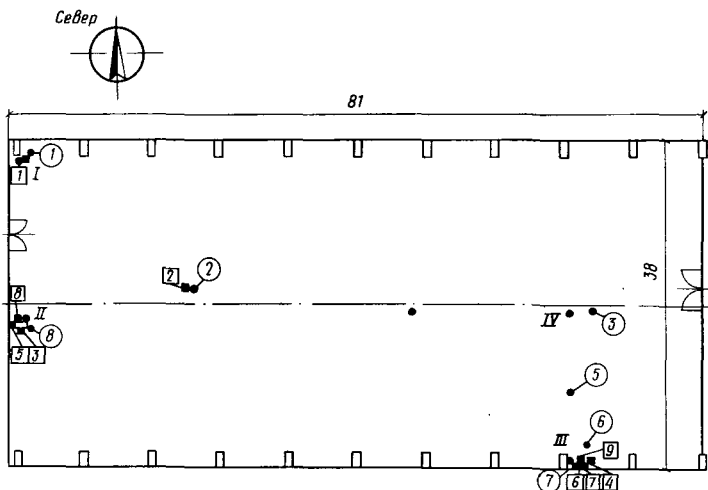


Рис. 32.10. Расположение инфракрасных излучателей (римские цифры) и точек измерения в моторном цехе металлургического комбината им. В. И. Ленина, г. Дношдьёр

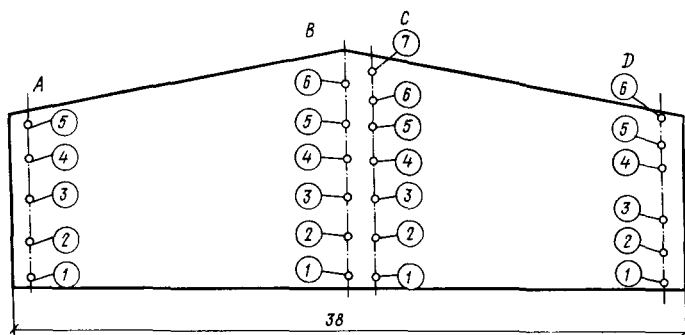
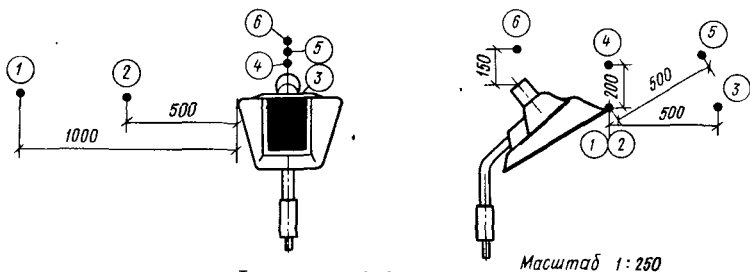


Рис. 32.11. Данные о распределении температуры по вертикали в оснащённом инфракрасным лучистым отоплением моторном цехе металлургического комбината им. В. И. Ленина в г. Дношдьёр

№ точки	A		B	C		D	
	высота, м	°C	°C	высота, м	°C	высота, м	°C
1	На полу	22	18,5	На полу	18,8	На полу	21
2	1,42	20,4	10,7	1,50	19,4	1,42	21,6
3	3,12	22,3	21,1	3,00	22,3	3,18	22
4	5,02	22,8	21,9	5,20	19,4	5,05	22,4
5	6,92	25,7	22,9	6,10	20,3	6,87	23,5
6	7,92	—	23,5	7,90	22,6	8,77	24,2
7	8,92	—	23,9	—	—	—	—



Температура воздуха, °С  
 вокруг излучателя                      над излучателем

1	23,6°
2	24,2°
3	25,2°
4	60,0°
5	24,0°
6	112,0°

На высоте, м	
1,45	35,4°
3,15	20,2°
5,15	25,6°
6,15	26,0°

Рис. 32.12. Показания термометров вблизи газового инфракрасного излучателя (металлургический комбинат им. В. И. Ленина в г. Дношдёр)

ния составляли приблизительно 25% суммы теплотерь. Места измерений и их результаты показаны на рис. 32.10 и 32.11. Замеренные значения соответствуют квазистационарному состоянию в течение примерно 5 ч.

По результатам измерений можно сделать следующие выводы.

1. Разность между температурой, измеряемой в рабочей зоне, и температурой в воздушном пространстве под чердачным помещением в средней части здания (на высоте 8 м) составляла 3—4°С. Таким образом, при экранном отоплении разность температуры больше, а при воздушном — меньше. Это объясняется влиянием остающихся в помещении продуктов сгорания.

2. Температура воздуха выше только в непосредственной близости от инфракрасных излучателей, но эта разница уже ничтожна на уровне 3—4 м над излучателями и приблизительно на 1 м в сторону от них (рис. 32.12).

## 32.2. Результаты непрерывных измерений температуры и их теоретическая оценка

На основании изложенных выше результатов экспериментов была разработана система отопления экранами для цеха ремонта моторов Северной базы ремонта транспортных средств венгерских государственных железных дорог. Здание павильонного типа площадью около 18000 м<sup>2</sup> в средней части имеет высоту 15 м, у боковых пролетов — 10 м, по их оси проходит ряд зенитных фонарей, достигающих до уровня 12,5 м.

По эстетическим соображениям отопительные экраны расположили над плоскостью кромок свисающих ребер, непосредственно под потолком, и поэтому они воспринимают часть боковой

тепловой радиации. Тепловое облучение потолка нельзя назвать равномерным. Несмотря на это, результаты превзошли ожидания. Они подтвердили не только правильность принципа расчета (и тем самым дали экономию более 30% греющей поверхности и связанного с ней расхода труб по сравнению с первоначальным проектом), но и теоретических положений, которые были изложены выше при рассмотрении роли пола. Из-за холодной погоды и возможных перегрузок система отопления работала только ночью, обычно от 20—22 до 6 ч, однако иногда наблюдался перерыв в несколько дней. В период отопления рабочее давление пара всегда было меньше расчетного (0,4 МПа), и применявшийся пар был обычно перегрет, вследствие чего температура стенки трубы при конденсации соответствовала температуре насыщения при данном давлении.

Ниже рассмотрены результаты термографирования в различных точках помещений сборочных цехов № 1, 2, 4 и моторного цеха. Если отопление включали каждую ночь, то в точках под отопительным экраном и над ним температура достигала 22—30°C, в то время как в остальных точках помещения она поднималась до 18—22°C. При этом наружная температура (замерявшаяся в непосредственной близости от здания) часто колебалась около —10°C.

Вообще изменение температуры, определявшейся регистрирующими приборами, расположенными под отопительными экранами и над ними, соответствует отчетливо выраженным периодическим колебаниям, а изменение температуры в точках, находящихся на большом расстоянии от экранов, а также в низких зонах, соответствовало им хотя и с сильным затуханием, но без запаздывания фаз. Следует отметить, что минимумы температуры почти не отличались (не более чем на 1—1,5°C) от минимума температуры верхнего пространства, и только при максимальной температуре приборы показывают объяснимый заметный скачок. В отношении этих приборов следует принимать во внимание, что до прибора, расположенного непосредственно под отопительным экраном, доходит тепловое излучение нижней стороны панели, вследствие чего, естественно, весь прибор и находящийся в нем датчик, чувствительный к температуре, значительно прогревается, в то время как верхний прибор расположен на пути конвективного теплового потока. Диаграммы самописцев, находящихся на расстоянии 0,2—0,4 м от края отопительного экрана, показывают уже значительно меньшую амплитуду, и кривая изменения температуры расположена гораздо ближе к кривым, зафиксированным приборами, находящимися в нижних зонах помещения.

Это вместе с тем указывает на то, что температурные параметры реальных систем отопления зданий, а поэтому и их теплотери находятся ближе к величинам, полученным теоретически, хотя, как было упомянуто, для изолированных экранов (особенно при использовании потолка с хорошей теплоизоляцией) между этими теплотериями до  $\Phi_{s-p}=0,4$  почти нет разницы (5—8%).

Следовательно, за основу вычислений можно принимать теплотери, получаемые расчетом по стандарту, с тем, чтобы при работе

отопления обеспечить результирующую температуру  $t_i = t_R$  (Поэтому необходимо замеры производить с помощью шарового термометра или другого прибора, точно реагирующего на воздействии тепловой радиации).

Особый интерес представляли результаты термографирования за весь период перерыва в отоплении. Отмечено, что в помещении за все время перерыва в отоплении температура почти никогда не опускалась ниже  $10^\circ\text{C}$ . Интересно наблюдать влияние наружной температуры на внутреннюю. Последняя из-за больших поверхностей остекления почти без запаздывания фаз соответствовала температурным изменениям погоды.

Обобщая экспериментальные данные, можно сделать вывод, что результаты в реальных условиях гораздо более приемлемы, чем получаемые на моделях. Это проявляется прежде всего в гораздо более равномерном распределении температуры. Ведь даже термографы, используемые в непосредственной близости от отопительных экранов (за исключением расположенных непосредственно под экраном или над ним), фиксировали температуру, лишь на несколько градусов большую, чем регистрировавшаяся теми приборами, которые находились на уровне 2 или 7 м над полом.

Это явление в большей мере подтверждает предположения о формировании конвективной теплоотдачи в моделях, а также утверждение, что отопительные экраны со сравнительно меньшей поверхностью, но более высокой температурой их поверхности обычно более приемлемы и с точки зрения теплотеря, поскольку они создают почти равномерное распределение температуры.

Все это указывает на то, что в реальных условиях, при использовании изолированных отопительных экранов как распределение температуры воздуха, так и теплотери стоят ближе к идеальному (т. е. создающему равномерное распределение температуры воздуха) лучистому отоплению.

Кроме того, результаты, полученные при обследовании работы реальных систем отопления, в большой мере подтверждают замечания о роли пола, находящегося на грунте (см. гл. 23). Периодические колебания температуры в непосредственной близости от отопительных приборов почти во всем пространстве помещения испытывают сильное затухание, и температуру практически можно считать равномерной (с отклонением  $\pm 1,5^\circ\text{C}$ ).

Важность роли пола, уложенного на грунт, подтверждается также данными, полученными во время перерыва в работе отопления в несколько дней. Это вместе с тем говорит о том, что теплоту, саккумулированную полом, в любом случае следует сохранять, т.е. начинать топить в необходимые сроки, тогда не нужно будет заботиться о восполнении теплоты, уходящей из пола, поскольку при пуске отопительной системы зимой требуется больше времени и значительно больше энергии.

# VI. РАСЧЕТ СИСТЕМ ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ ДЛЯ ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ

## 33. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Принципы расчета теплотерь в системах лучистого отопления для общественных зданий не отличаются от принципов, изложенных в гл. 18. В разделе II уже рассматривались конструкции отопительных приборов и способы их расчета, приемлемые для лучистого отопления общественных зданий, за исключением потолочного отопления типа «Криттал», а также особых решений, применяемых главным образом в общественных зданиях (например, ленточное лучистое отопление). В разделе VI, кроме того, рассматриваются системы лучистого отопления, скомбинированные с вентиляцией. Особое внимание в данном разделе будет уделено оценке теплоощущения, поскольку здесь возникает много новых проблем. Последние две стадии расчета — изменение местоположения отопительного прибора, а также расчет элементов системы — часто не отличаются от описанных выше, но иногда имеют свою специфику.

Основным вопросом при рассмотрении лучистого отопления общественных зданий, так же как и для одноэтажных промышленных зданий, является целесообразность применения лучистого отопления. Ответ же здесь не настолько однозначен, как в отношении зданий павильонного типа, где все определяется экономией энергии (решающим фактором в настоящее время). Возможность применения лучистого отопления в общественных зданиях зависит от следующих факторов: назначения помещения, нормируемых параметров внутреннего микроклимата, а также используемого теплоносителя и его параметров.

В собирательное понятие «общественные здания» входят многие виды зданий, в том числе театральные, административные, ясли, музеи и т. д. Их назначение тесно связано с нормируемыми параметрами, и поэтому в них в ряде случаев нельзя использовать лучистое отопление. Часто этот запрет вызван необходимостью поддерживать на определенном уровне относительную влажность в помещении, когда необходимо применять кондиционирование воздуха. Виды лучистого отопления, приемлемые для общественных зданий, можно разбить на три группы:

системы отопления с использованием змеевиков, расположенных в бетоне, прежде всего потолочные решения типа «Криттал»;

системы отопления, покрывающие всю поверхность потолка, но конструктивно независимые от него, так называемые фальшпотолочные;

индивидуальные отопительные приборы, действие которых основано на лучистой теплоотдаче (например, ленточное отопление).

Естественно, существует возможность классифицировать системы отопления по-другому, исходя, например, из такой особенности общественных зданий, как потребность в вентиляции. Существует множество разновидностей общественных зданий, в которых имеют-



ся отдельные большие помещения, служащие для одновременного пребывания большого числа людей, и в которых можно применять лучистое отопление, но при этом необходима интенсивная вентиляция (например, лекционные залы). В связи с этим различают системы вентиляции, сконструированные независимо от лучистого отопления, и системы с непосредственным использованием лучистых отопительных приборов в вентиляционной системе. На практике более широко распространено первое решение, однако оно здесь не представляет интереса. Системы второго типа можно разбить на две группы:

системы с использованием всей поверхности потолка (либо стены) для лучистого отопления и вентиляции (например, конструкции с алюминиевыми кассетами, скомбинированными с вентиляцией, или устройство, известное под распространенным за рубежом наименованием «Zent-Frenger»);

индивидуальные установки, разработанные как для лучистого отопления, так и для вентиляции (например, лучистые отопительные приборы, скомбинированные с вентиляцией).

Ниже отдельно рассмотрены решения без вентиляции и решения с вентиляцией, поскольку это очень важно для оценки теплоощущения.

#### **34. РАСЧЕТ ПОТОЛОЧНОГО ОТОПЛЕНИЯ СО ЗМЕЕВИКОМ, РАСПОЛОЖЕННЫМ В БЕТОНЕ**

##### **34.1. Расчет, основанный на использовании зависимостей линейной теплопроводности**

В большинстве случаев потолочное лучистое отопление рассчитывают, применяя зависимости линейной теплопроводности. Это связано с тем, что наиболее простым вариантом является размещение змеевиков в бетонном слое допустимой толщины ( $i \leq 0,07—0,08$  м). Ниже излагается поэтапный ход расчетов.

На первом этапе рассчитывают теплопотери помещения. Если брать за основу внутреннюю температуру  $t_i$ , желательную при радиаторном отоплении, то результаты, получающиеся при стандартном способе вычислений, следует уменьшить на 10%. Для здания выше пяти этажей, имеющего общую лестничную клетку, теплопотери одинаковых помещений нужно уменьшать на 1% при увеличении высоты здания на каждый этаж. Опыт, приобретенный за последнее время, свидетельствует о том, что уменьшение может быть и больше 1%. Данное решение можно реализовать в связи с тем, что потолки для лучистого отопления на заводах не изготавливают и змеевики устанавливают в ходе строительных работ. Это позволяет выполнять змеевики различных размеров.

На втором этапе рассчитывают змеевик для выбранного помещения первого этажа. Начинают с первого этажа, потому что не нужно учитывать теплоту, проникающую в эти помещения через пол. Наиболее экономичное решение возможно при условии, что система отопления будет располагаться под всем потолком. В этом случае единица длины трубы обеспечивает максимальную теплоотдачу

(см. зависимость 7. 43). Однако практически все же нельзя считать, что отопительная система располагается под всем потолком, и поэтому теплоотдающая поверхность  $A^* = (0,9-0,95) A$ .

На третьем этапе определяют количество теплоты, отдаваемой единицей поверхности вниз, и среднюю температуру греющей поверхности. Для этого можно использовать диаграмму на рис. 5.1, принимая обозначение  $\vartheta_{Mi}$  (потолок) вместо  $\vartheta_s$ . При этом, используя кривые

$$q_{Mi} = f_1(\vartheta_{Mi}) \text{ и } \alpha_{Mi} = f_2(\vartheta_{Mi}) \quad (34.1)$$

и учитывая, что

$$q_{Mi} = Q/A, \quad (34.2)$$

можно просто найти  $\vartheta_{Mi}$  и соответственно  $\alpha_{Mi}$ .

На четвертом этапе можно беспрепятственно вычислить термические сопротивления  $\delta_v/\lambda_v$  и  $\delta_b/\lambda_b$ , а также коэффициент теплопередачи

$$k'_{Mi} = \frac{1}{1/\alpha_{Mi} + \delta_v/\lambda_v}. \quad (34.3)$$

Необходимо только определить параметр  $\alpha_e$ , входящий в  $k'_{Me}$ . Это можно легко сделать с помощью рис. 5.3, поскольку избыточная температура пола  $\vartheta_e$  может колебаться в пределах  $2-4^\circ \text{C}$ . Здесь вместо индекса, используемого на рис. 5.3, применяется индекс  $e$ , поскольку в данном случае стремятся отапливать прежде всего пространство под потолком. Достаточно точным средним значением является  $\alpha_e = 8,2-8,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , которое впоследствии можно уточнить и при необходимости повторить вычисления. Это требуется очень редко, поскольку в коэффициенте теплопередачи

$$k'_{Me} = \frac{1}{1/\alpha_e + \sum \delta_n/\lambda_n} \quad (34.4)$$

для верхних слоев перекрытия сопротивление теплообмену  $1/\alpha_e$  играет очень малую роль по сравнению с  $\sum (\delta_n/\lambda_n)$ . Теперь на пятом этапе можно легко вычислить

$$m = \sqrt{\frac{k'_{Mi} + k'_{Me}}{i\lambda_b}}.$$

На шестом этапе, используя вычисленные выше значения и преобразуя выражение (7.55), получают формулу

$$\vartheta_w = \vartheta_{Mi} \left[ 1 + \alpha_{Mi} \left( \frac{\delta_b}{\lambda_b} + \frac{\delta_v}{\lambda_v} \right) \right] \frac{ml/2}{\text{th}(ml/2)}, \quad (34.5)$$

на основании которой подбирают расстояние между трубами таким образом, чтобы температура  $\vartheta_w$  была приблизительно равна  $30^\circ \text{C}$ . Для облегчения расчетов построена диаграмма (рис. 34.1), на которой имеются кривые  $\vartheta_w = f(\vartheta_{Mi}; l)$ . При построении принято, что  $\lambda_b = 1,515 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ , толщина слоя  $i = 0,07 \text{ м}$ , толщина бетонного

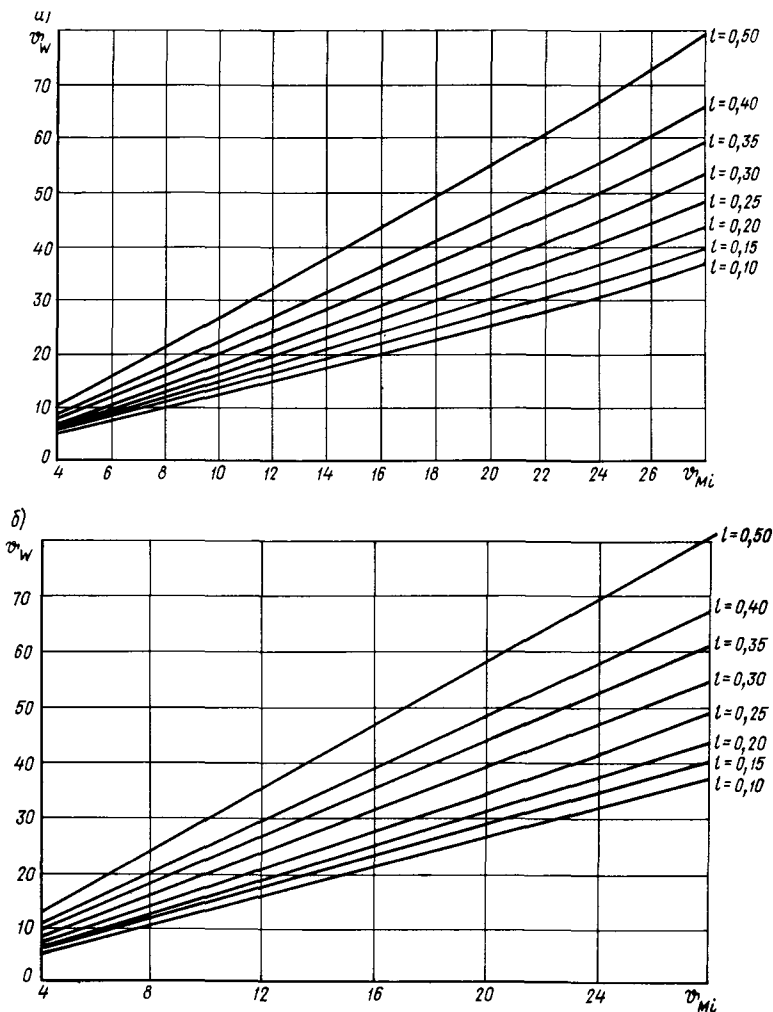


Рис. 34.1. Избыточная температура стенки трубы, расположенной в слое бетона, для различных расстояний  $l$  между трубами  $l$  и избыточной температуры потолка  $\vartheta_{Mi}$   
 а — при  $t_e - t_i = 0$ ; б — при  $t_e - t_i = -35^\circ\text{C}$

слоя под трубой  $0,025$  м, толщина штукатурки  $\delta_v = 0,015$  м и коэффициент теплопередачи вверх  $\alpha'_{Me} = 1,4$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Расстояние между трубами  $l$  составляет  $0,1 - 0,5$  м.

Если перекрытие расположено над помещением верхнего этажа, то расчеты производились при  $\vartheta_e = t_e - t_i = -35^\circ\text{C}$  (рис. 34,1, б) и

$$\alpha^*_{Me} = \alpha'_{Mc} \frac{\vartheta_{Mi} - \vartheta_e}{\vartheta_{Mi}} = \alpha'_{Me} \frac{\vartheta_{Mi} + 35}{\vartheta_{Mi}}. \quad (34.6)$$

Если конструктивные показатели заметно отличаются от приведенных выше значений, то эту диаграмму можно использовать

для предварительной оценки, а точные значения определить расчетом.

На седьмом этапе на основании зависимостей (7.57) и (7.60) можно вычислить количество теплоты, направленной вверх:

$$q_{Me} = \kappa'_{Me} \vartheta_{Mi} = \alpha_{Me} \vartheta'_{Me} = \vartheta_{Mi} \frac{\alpha_{Mi}}{\kappa_{Mi}} \kappa'_{Me} \quad (34.7)$$

При этом

$$\alpha_{Me} = q_{Me} / \vartheta_{Me} \quad (34.8)$$

т. е. можно убедиться в правильности предварительной оценки величины  $\alpha_{Me}$ . На восьмом этапе с помощью рис. 34.1 находят значение  $l$  при  $\vartheta_w \approx 30^\circ \text{C}$ . На девятом этапе определяют необходимую длину трубы по зависимости

$$L = A^* / l \quad (34.9)$$

Площадь поверхности  $A^*$  равна площади, охватываемой змеевиком, плюс сумма площадей дополнительных поверхностей шириной  $l/2$  по сторонам этой площади. Длину соединительных труб в потолке складывают с длиной змеевика.

Вычисление параметров следующего этажа отличается тем, что потолочный отопительный прибор нужно рассчитывать уже только на величину

$$Q_1 - A^* q_{Me0} = Q_1^* \quad (34.10)$$

где  $q_{Me0}$  — теплота, отдаваемая вверх от перекрытия первого этажа<sup>1</sup>.

Поскольку  $q_{Me0} \neq q_{Me1}$ , так как  $Q_0 > Q_1$ , значение  $q_{Me1}$  нужно вычислять вновь. В дальнейшем изменение  $q_{Me}$  уже настолько ничтожно, что значение  $q_{Me1}$  чаще всего можно сохранить равным предыдущему.

Для верхнего этажа надо принимать во внимание следующее. Змеевик обычно охватывает не всю поверхность потолка, поэтому охватываемая часть должна отдавать и ту теплоту, которая передается части потолка, не имеющей змеевика. В этих условиях

$$A^* q_{Mi} = Q^*_{tr} + (A - A^*) q_{Mir} \quad (34.11)$$

где  $Q^*_{tr}$  — теплопотери через охватываемую змеевиком поверхность потолка, Вт;  $q_{Mir}$  — теплопотери через единицу площади поверхности потолка, Вт/м<sup>2</sup>.

Отсюда

$$q_{Mi} = Q^*_{tr} / A^* + (A / A^* - 1) q_{Mir} \quad (34.12)$$

Зная  $q_{Mi}$ , можно провести вычисления, как изложено выше.

При построении расчетной диаграммы примем следующие значения средней избыточной температуры на греющей поверхности:  $\vartheta_{Mi} = 4, 8, 12, 16, 18, 20^\circ \text{C}$  и т. д. На основании этих значений из диаграммы 5.1 можно найти коэффициент  $\kappa_{Mi}$ . При определении конструкции потолка можно вычислить значения  $\vartheta_w$ , поскольку в

<sup>1</sup> В Венгрии, как и в некоторых других странах, первый номер присваивается второму этажу. (Примеч. науч. ред.).

зависимости (34.5) известны все переменные кроме  $l$ . После этого для указанных значений  $\vartheta_{Mi}$  определим  $\vartheta_w$  для различных расстояний между трубами  $l=0,10-0,50$  м и, объединяя значения, найденные для  $l=\text{const}$ , получим диаграмму  $\vartheta_w=f(\vartheta_{Mi}; l)$ , представленную на рис. 34.1.

Ниже будет видно, что диаграммы, построенные до значений  $l=0,30$ , дают почти те же значения, что и диаграммы, вычисляемые по зависимостям, учитывающим двухмерную теплопроводность. При  $l>0,3$  уже заметны отклонения.

**Пример.** В данном примере характер теплопотерь и соответственно теплопотребности  $Q$  определяются соответствующим индексом;  $Q_{lr}$ — величина, получающаяся в результате вычисления теплопотерь; индекс 0 указывает на первый этаж, а римская цифра — на номера последующих этажей (т. е. I—второй этаж, II—третий этаж и т. д.). Индекс  $i$  указывает основное направление теплового потока, т. е. в сторону помещения, которое требуется отапливать, а индекс  $e$  — противоположное направление. Коэффициент теплопроводности нагреваемого слоя бетона  $\lambda_b$ , но температура всегда имеет индекс  $i$ . Например  $q_{eV_{III}}=\vartheta_{MiV_{III}}\alpha'_{MeV_{III}}$  обозначает теплоту, устремляющуюся из перекрытия девятого этажа на десятый этаж.

Штрих всегда указывает на нагреваемый слой (см. рис. 7.5.).

Коэффициент теплообмена  $\alpha$ , применяемый при вычислении теплопередачи, имеет индекс  $i$  на внутренней поверхности и  $e$  — на наружной.

Рассчитаем с помощью диаграммы греющие потолки помещений размером  $4 \times 5 \times 3$  м на первом, втором, десятом и одиннадцатом этажах 11-этажного здания. Ощущаемая внутренняя температура  $t_i=22^\circ\text{C}$ .

Помещения имеют следующие теплопотери, Вт:

$$\begin{aligned} Q_{0lr} &= 1650; & Q_{Itr} &= 1407; & Q_{IItr} &= 1392; \\ Q_{IIItr} &= 1379; & Q_{IVtr} &= 1365; & Q_{Vtr} &= 1351; \\ Q_{VItr} &= 1336; & Q_{VIItr} &= 1323; & Q_{VIIItr} &= 1308; \\ Q_{IXtr} &= 1294; & Q_{Xtr} &= 1280 + 2q_{Mtr} = 1280 + 2 \cdot 37 \cdot 0,675 = 1330. \end{aligned}$$

Коэффициент теплопередачи самого верхнего перекрытия

$$\begin{aligned} \alpha_{M,X} &= \frac{1}{1/\alpha_i + \sum \delta_n/\lambda_n + i/\alpha_e} = \\ &= \frac{1}{\frac{1}{7} + \frac{0,015}{0,8} + \frac{0,07}{1,51} + \frac{0,15}{0,75} + \frac{0,06}{0,06} + \frac{0,03}{1,1} + \frac{1}{20}} = 0,675 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}), \end{aligned}$$

в то время как коэффициент теплопередачи  $\alpha'_{e,X}$  с нагреваемого бетонного слоя вверх

$$\alpha'_{e,X} = \frac{1}{0,15/0,75 + 0,06/0,06 + 0,03/1,1 + 1/20} = 0,784 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

Площадь, которая должна быть охвачена системой отопления, на первом и самом верхнем этажах примем равной  $A^* = 18 \text{ м}^2$ , а на остальных этажах —  $A_{cm}^* = 16 \text{ м}^2$ .

Теплота, которая должна отдаваться с единицы поверхности потолка первого этажа,  $q_{i,0} = 1650/18 = 91,67 \text{ Вт}/\text{м}^2$ .

Этому, согласно рис. 5.1, соответствуют  $\vartheta_{Mi,0} = 14,25^\circ\text{C}$  и  $\alpha_{Mi,0} = 6,37 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ , причем

$$\alpha_{Mi,0} = \frac{1}{1/6,37 + 0,015/0,8} = 5,68 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K});$$

$$\kappa_{Me,0} = \frac{1}{0,15/0,75 + 0,03/1,1 + 0,06/0,30 + 0,03/0,25 + 1/8,2} = 1,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\delta_b/\lambda_b = 0,024/1,51 = 0,0159 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт} \text{ и}$$

$$\delta_v/\lambda_v = 0,015/0,8 = 0,019 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}.$$

Для потолка первого этажа

$$m = \sqrt{5,68 + 1,5/0,07 \cdot 1,51} = \sqrt{68,0} = 8,24 \text{ м}^{-1}.$$

Согласно рис. 34.1, температуре  $\theta_{Mi} = 14,25^\circ \text{C}$  при расстоянии между трубами  $l = 0,35 \text{ м}$  соответствует избыточная температура  $\theta_w = 28,6^\circ \text{C}$ . Тогда  $t_w = 28,6 + 22 = 50,6^\circ \text{C}$ . Длина трубы  $L_0 = A^*/l = 18/0,35 = 51,4 \text{ м}$ . При проверке с помощью вычислений, согласно формуле (34.5), получаем

$$\theta_w = 14,25 [1 + 6,37(0,019 + 0,0159)] \frac{8,24 \cdot 0,35/2}{(8,24 \cdot 0,35)/2} = \frac{14,25 \cdot 1,223}{0,8937} = 1,442 = 28,4^\circ \text{C},$$

что хорошо коррелируется с величинами, получаемыми по диаграмме. Для определения теплопередачи вверх нужно вычислить  $\theta'_{Mi,0}$ , т. е. температуру слоя:

$$\theta'_{Mi,0} = \theta_{Mi,0} (\alpha_1/\kappa'_{Mi}) = 14,25 (6,37/5,68) = 15,96^\circ \text{C}.$$

При этом теплота, отдаваемая в направлении второго этажа,

$$Q_{Me,0} = A^* \kappa'_{Me} \theta'_{Mi,0} = 18 \cdot 1,5 \cdot 15,96 = 430 \text{ Вт}.$$

Следует заметить, что это значение намного больше получаемого при использовании зависимостей двумерной теплопроводности, гораздо лучше описывающих действительное положение. Теплоотдача потолочной системы отопления второго этажа  $Q_{II} = 1407 - 430 = 977 \text{ Вт}$ . Теплота, отдаваемая единицей поверхности вниз, при  $A^* = 16 \text{ м}^2$  равна  $q_{Mi,I} = 977/16 = 61,1 \text{ Вт}/\text{м}^2$ . Этому соответствует  $\theta_{Mi,I} = 10^\circ \text{C}$  и  $\alpha_{Mi,I} = 6,14 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , причем

$$\kappa'_{Mi,I} = \frac{1}{1/6,14 + 0,015/0,08} = 5,47 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\theta'_{Mi,I} = \theta_{Mi,I} \alpha_{Mi,I} / \kappa'_{Mi} = 10 \cdot 6,14 / 5,47 = 11,22^\circ \text{C}$$

и  $\kappa'_{Mi,I} = 1,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Таким образом  $Q_{Me,I} = 16 \cdot 1,5 \cdot 11,22 = 270 \text{ Вт}$ .

Согласно рис. 34.1, даже при расстоянии между трубами змеевика  $l = 0,50 \text{ м}$  была бы необходима температура не выше  $\theta_w = 27,5^\circ \text{C}$ . В соответствии с этим при  $\theta_w = 28,6^\circ \text{C}$  появляется некоторый перегрев. Поскольку для остальных этажей равновесие наступает при расстоянии между трубами  $l = 0,50 \text{ м}$ , оставим это значение. Длина трубы  $L = A^*/l = 16/0,50 = 32 \text{ м}$ . Теплоотдача системы потолочного отопления на третьем этаже

$$Q_{Mi,II} = Q_{II} - Q_{Me,I} = 1392 - 270 = 1122 \text{ Вт}.$$

При этом  $q_{Mi,II} = 1122/16 = 70,2 \text{ Вт}/\text{м}^2$ . Отсюда (см. рис. 5.1)  $\theta_{Mi,II} = 11,30^\circ \text{C}$  и  $\alpha_{Mi,II} = 6,22 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Поэтому

$$\kappa'_{Mi,II} = \frac{1}{1/6,22 + 0,015/0,08} = 5,54 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\theta'_{Mi,II} = \theta_{Mi,II} (\alpha_{Mi,II} / \kappa'_{Mi,II}) = 11,30(6,22/5,54) = 12,7^\circ \text{C}.$$

Таким образом  $Q_{Me,II} = 12,7 \cdot 1,5 \cdot 16 = 305$  Вт.

Согласно рис. 34.1, в данном случае при  $\theta_w = 30^\circ \text{C}$  расстояние между трубами должно быть 0,50 м, а длина трубы  $L = A^*/l = 16/0,50 = 32$  м.

При избыточной температуре  $\theta_w = 30^\circ \text{C}$  и  $l = 0,5$  м теплота, которая может быть отдана 1 м трубы,  $q = q_{Mi} l = 70,2 \cdot 0,5 = 35$  Вт/м.

Поскольку с каждым этажом теплопотребность сокращается на 13—14 Вт, то, если требуется полная точность, на каждом последующем этаже длину монтируемого змеевика можно уменьшить на  $\Delta l = 14/35 = 0,4$  м. При этом уменьшение теплоты, отдаваемой вверх, снижается на величину  $\Delta q_{Me} = l \kappa'_{Me} \theta'_{Mi} = 0,5 \cdot 12,7 \cdot 1,5 = 9,5$  Вт/м, а на каждом этаже — на  $Q_{Me} = 9,5 \cdot 0,4 = 3,8$  Вт.

Тогда

$$\begin{aligned} Q_{Mi,III} &= 1379 - 305 - 3,8 = 1077,8 \text{ Вт } L = 31,6 \text{ м} \\ Q_{Mi,IV} &= 1365 - 305 - 7,6 = 1067,6 \text{ Вт } L = 31,2 \text{ м} \\ Q_{Mi,VI} &= 1336 - 305 - 15,2 = 1046,2 \text{ Вт } L = 30,4 \text{ м} \\ Q_{Mi,VII} &= 1323 - 305 - 19,0 = 1037,0 \text{ Вт } L = 30,0 \text{ м} \\ Q_{Mi,VIII} &= 1308 - 305 - 22,8 = 1025,8 \text{ Вт } L = 29,6 \text{ м} \\ Q_{Mi,IX} &= 1294 - 305 - 26,6 = 1015,6 \text{ Вт } L = 29,2 \text{ м} \\ Q_{Mi,X} &= 1330 - 305 - 30,4 = 1055,4 \text{ Вт } L = 30,2 \text{ м}. \end{aligned}$$

Последний этаж рассчитан отдельно потому, что температурные условия на внутренней поверхности перекрытия как наружной ограждающей конструкции формируются по-иному.

Площадь поверхности, которая должна быть охвачена системой отопления,  $A^* = 18 \text{ м}^2$ , поэтому  $q_{Mi,X} = 1055,4/18 = 58,7$  Вт/м<sup>2</sup>. Этим данным на самом верхнем потолке соответствуют значения (см. рис. 5.1)  $\theta_{Mi,X} = 9,60^\circ \text{C}$  и  $\alpha_{Mi,X} = 6,13$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), а также

$$\kappa'_{Mi,X} = \frac{1}{1/6,13 + 0,015/8} = 5,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)},$$

$$\theta'_{Mi,X} = \theta_{Mi,X} (\alpha_{Mi,X} / \kappa'_{Mi,X}) = 9,6(6,13/5,5) = 10,7^\circ \text{C}.$$

Теплота, передаваемая наружу здания,

$$q_{Me,X} = \kappa'_{Me,X} (\theta_{Mi,X} - \theta_e) = 0,784 (10,7 + 37) = 37,4 \text{ Вт/м}^2;$$

$$Q_{Me,X} = A^* q_{Me,X} = 18 \cdot 37,4 = 676 \text{ Вт}.$$

Согласно рис. 34.1, б, температуре  $\theta_{Mi,X} = 9,6^\circ \text{C}$  при  $l = 0,5$  м на самом верхнем этаже соответствует значение  $\theta_w = 29^\circ \text{C}$ , т. е. интервал 28,6—30<sup>о</sup>С, полученный для остальных этажей, хорошо подходит и здесь.

## 34.2. Расчет, основанный на использовании зависимостей двухмерной теплопроводности

Применяя зависимости двухмерной теплопроводности, обычно можно получить более точные результаты, чем при вычислениях, основанных на линейной теплопроводности. Точность вычислений не зависит от толщины бетонного слоя, поскольку средняя температура устанавливается для плоскости расположения труб (плоскости  $y = 0$ ), а не для всего бетонного слоя. Порядок вычислений в общих чертах мало отличается от порядка, которому следуют, когда за основу берут линейную теплопроводность.

На первом этапе вычисляют теплотопотери  $Q_{tr}$ , как и в п. 34.1.

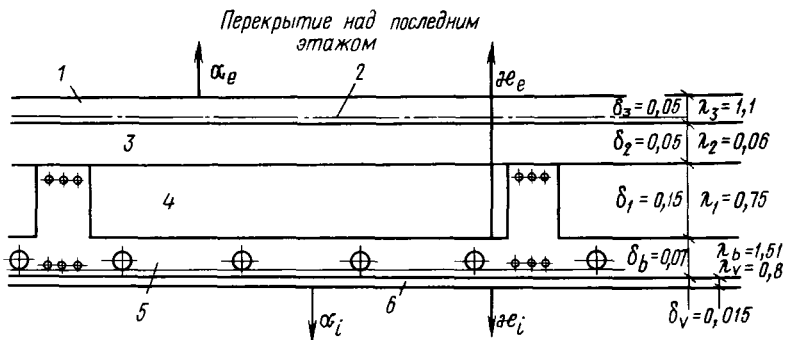


Рис. 34.2. Конструкция греющего потолка (к числовому примеру)

1 — покрытие; 2 — гидроизоляционный слой рубероида; 3 — теплоизоляция; 4 — засыпка; 5 — слой бетона; 6 — штукатурка

Полученные значения уменьшают на 10% и считают исходными теплотерями. Затем, начиная с предпоследнего этажа, увеличивают исходные теплотери на 1% на каждый этаж, учитывая тем самым воздухообмен в лестничной клетке за счет естественного гравитационного давления. Второй этап аналогичен описанному в п. 34.1, т. е. вычисления и здесь начинаются с первого этажа. На третьем этапе устанавливают количество теплоты, которое должно быть отдано через единицу поверхности потолка:

$$q_i = Q_{tr}/A^* \quad (34.13)$$

На основании значения  $q_{tr}$ , получаемого из рис. 5.1, нетрудно определить  $\vartheta_{Mi}$  и  $\alpha_{Mr}$ . Здесь очень важна средняя температура в плоскости симметрии труб:

$$\vartheta_{(y=0)k} = (\alpha_{Mi}/\kappa_i) \vartheta_{Mi} \quad (34.14)$$

где

$$\kappa_i = \frac{1}{h_i/\lambda_b + \delta_v/\lambda_v + 1/\alpha_{Mi}} \quad (34.15)$$

в том случае, если потолок изнутри имеет слой штукатурки толщиной  $\delta_v$ . Для неоштукатуренной стены  $\delta_v/\lambda_v = 0$ .

На четвертом этапе (см. рис. 7.9) определяют необходимые для расчета коэффициенты теплопередачи:

$$\frac{1}{h_e/\lambda_b + \delta_{sz}/\lambda_{sz} + \delta_{bv}/\lambda_{bv} + 1/\alpha_{Me}} \quad (34.16)$$

а также, если  $\vartheta_i \neq \vartheta_e$ ,

$$\kappa_e^* = \kappa_e \frac{\vartheta_{(y=0)k} - \vartheta_c}{\vartheta_{(y=0)k}} \quad (34.17)$$

и соответственно

$$\kappa_e' = \frac{1}{\frac{\delta_{sz}}{\lambda_{sz}} + \frac{\delta_{bv}}{\lambda_{bv}} + \frac{1}{\alpha_{Me}}} \quad (34.18)$$



если  $\vartheta_i \neq \vartheta_e$ , то

$$\kappa^* = \kappa'_e \frac{\vartheta_{he} - \vartheta_e}{\vartheta_{he}}. \quad (34.19)$$

Здесь  $\vartheta_{he}$  можно получить из зависимости, действительной для стационарной теплопроводности в виде

$$\kappa'_e (\vartheta_{he} - \vartheta_e) = \kappa_e (\vartheta_{(y=0)k} - \vartheta_e), \quad (34.20)$$

$$\vartheta_{he} = \vartheta_e + \frac{\kappa_e}{\kappa'_e} (\vartheta_{(y=0)k} - \vartheta_e). \quad (34.21)$$

На пятом этапе можно уже определить избыточную температуру наружной поверхности труб:

$$\vartheta_w = \vartheta_{Mi} \frac{\ln(l/d\pi) - G_2(\pi/l) + S_e + S_i}{-G_2(\pi/l)}. \quad (34.22)$$

Здесь

$$G_2 = -2\lambda_b / (\kappa_e + \kappa_i), \quad (34.23)$$

$$S_e = S_e(\kappa_e h_e / \lambda_b; h_e / l), \quad (34.24)$$

$$S_i = S_i(\kappa_i h_i / \lambda_b; h_i / l). \quad (34.25)$$

Если речь идет о самом верхнем перекрытии, то при  $\vartheta_e \neq \vartheta_i$  вместо  $\kappa_e$  и  $\kappa'_e$  следует подставить  $\kappa_e^*$  и  $\kappa'_e^*$ .

Из зависимостей (34.22), (34.24) и (34.25) видно, что задачу можно решить и при увеличенном в несколько раз расстоянии между трубами  $l$ . Вычисления в этом случае необходимо провести с предполагаемыми значениями  $l$ , обычно составляющими 25—50 см. Значения  $S_e$  и  $S_i$  можно взять из рис. 7.10 и 7.11, задаваясь принятым расстоянием между трубами. На шестом этапе устанавливают длину трубы на основании зависимости

$$L = A^* / l. \quad (34.26)$$

Существенно упрощаются расчеты при использовании заранее построенных номограмм. Их подготовка целесообразна еще и потому, что в настоящее время строят много зданий, в которых используют одинаковые конструктивные решения, и поэтому номограммы могут найти широкое применение. Эти номограммы получают тем же способом, который описан в п. 34.1.

Задаваясь значениями  $\vartheta_{Mi}$  и зная конструктивное устройство, можно вычислить все необходимые данные для построения номограммы. На основании зависимостей (34.22), (34.24) и (34.25) была построена номограмма (рис. 34.3), по которой, зная значение  $\vartheta_{Mb}$  получающееся в соответствии с третьим этапом расчета, для различных расстояний между трубами  $l$  можно определить  $\vartheta_w$ .

Сопоставление рис. 34.1 и 34.3 показывает, что при расстоянии между трубами  $l = 0,10 - 0,30$  м и толщине бетонного слоя 6—7 мм можно применять любой из методов расчета.

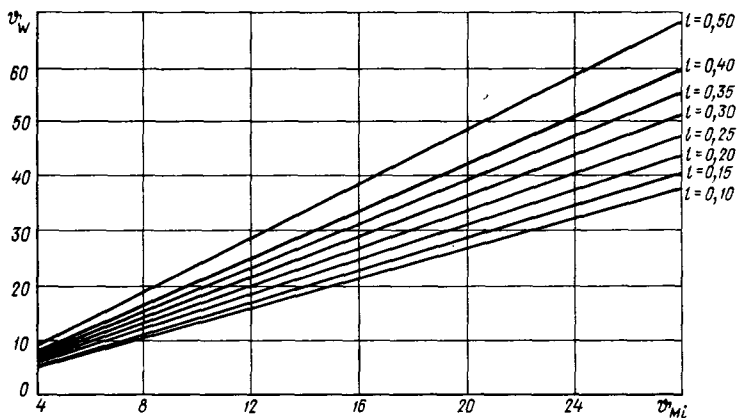


Рис. 34.3. Номограмма для расчета избыточной температуры стенки трубы  $\varphi_w$ , вмонтированной в потолочный отопительный прибор, в зависимости от средней избыточной температуры потолка  $\varphi_{Mi}$  и расстояния между трубами

### 34.3. Расчет индивидуальных отопительных приборов, применяемых в общественных зданиях

Конструкция систем лучистого отопления, приемлемых главным образом для общественных зданий, описана в гл. 6 и 8. Здесь применимы системы как с низкой, так и со средней температурой поверхности. Их расчет можно провести способом, описанным в п. 5.2, поэтому теоретические вопросы расчета здесь не рассматриваются.

Разнообразные типы отопительных приборов выпускаются различными фирмами, и данные об этих установках обычно можно узнать из соответствующих каталогов и проспектов. В качестве примера опишем несколько таких систем, затрагивая некоторые до сих пор не рассматривавшиеся вопросы, связанные с расчетом отопительных приборов (например, влияние коэффициента внутреннего теплообмена на общую теплопроизводительность отопительного прибора).

**34.3.1. Системы кассетного потолочного лучистого отопления.** Системы лучистого отопления, располагаемые в фальшпотолке, применяют прежде всего в тех помещениях общественных зданий, где бывает большое число людей (лекционные залы, тамбуры и т. д.). Такие системы широко применяют как в Венгрии, так и за рубежом. Опишем два решения, разработанных в Венгрии. Первое решение представляет собой систему лучистого потолочного отопления с алюминиевыми кассетами (рис. 34.4). Количество теплоты, отдаваемой подобным отопительным прибором вниз, показано на рис. 34,5, а, а количество теплоты, отдаваемой вверх, — на рис. 34,5, б.

Второе решение — система лучистого потолочного отопления с гипсовыми кассетами, где отопительные трубы располагаются в про-

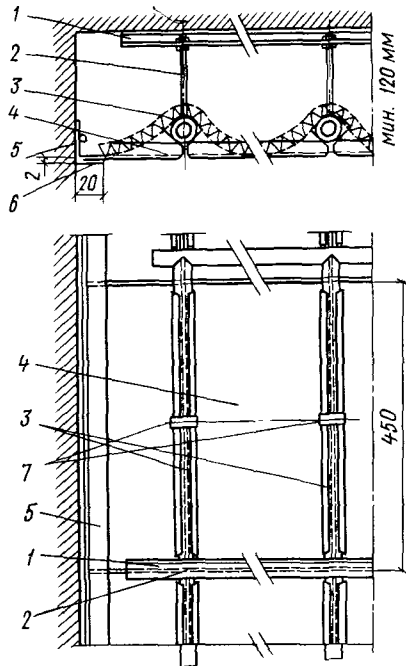


Рис. 34.4. Конструктивные элементы металло-кассетного греющего потолка

1 — несущая конструкция; 2 — регулируемые подвески; 3 — отопительные трубы (в виде регистра или змеевика); 4 — перфорированные алюминиевые кассетные элементы; 5 — краевые планки; 6 — теплоизоляция; 7 — пружинные хомуты для крепления кассет

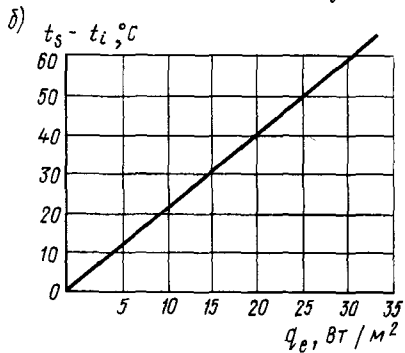
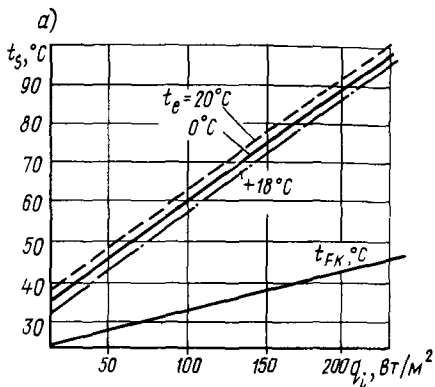


Рис. 34.5. Теплоотдача металлокассетного греющего потолка

а — вниз; б — вверх

странстве над подвесным потолком из перфорированных гипсовых листов размером  $450 \times 450$  мм (рис. 34.6).

Из конструктивного решения ясно видно, что такое устройство может обеспечивать гораздо меньшую удельную теплоотдачу (рис. 34.7).

**34.3.2. Данные о теплопроизводительности ленточных отопительных приборов лучистого отопления.** Ленточные отопительные приборы для лучистого отопления и методы их расчета описаны выше в гл. 9. Данные об их производительности приведены в соответствующих каталогах. Ниже рассматриваются результаты измерений, полученные при использовании ленточного отопительного прибора производства ВНР с прокладкой труб в виде змеевика или регистра. Технические характеристики обследованных отопительных приборов с алюминиевыми вкладышами были следующими:

лучистый отопительный прибор со змеевиком:	
материал змеевика (неокрашенный) . . . . .	сталь
длина отопительного прибора . . . . .	4000 мм
ширина отопительного прибора . . . . .	510 мм
диаметр отопительной трубы . . . . .	1/2"

число рядов труб . . . . .	4
расстояние между трубами . . . . .	170 мм
регистровый отопительный прибор:	
материал регистра . . . . .	сталь
длина регистра . . . . .	4000 мм
ширина регистра . . . . .	510 мм
диаметр отопительной трубы (окрашенной) . . . . .	1/2"
диаметр коллекторных труб (окрашенных) . . . . .	1"
число рядов труб . . . . .	4
расстояние между трубами . . . . .	170 мм
защелкивающийся алюминиевый лист (панель) лучистого отопления (окрашенный с одной стороны):	
длина . . . . .	2000 мм
ширина . . . . .	170 мм
толщина . . . . .	1 мм

Данные о производительности определены для горячей воды (90°C) и перегретой (130°C).

До начала измерений были произведены вычисления для определения изменения температуры в отопительных приборах при различных числах Рейнольдса. На отопительном приборе со змеевиком были выполнены измерения при значениях  $Re$  от 8000 до 20 000. При температуре греющей воды 90°C зафиксировано падение температуры на 3—7°C, а при температуре подаваемого теплоносителя 130°C — на 8—12°C. В приборе с регистром, где замеры производились только при температуре подаваемого теплоносителя 130°C и числе Рейнольдса, соответствующем переходной зоне, перепад температуры составил 10—20°C.

Результаты измерений обобщены на рис. 34.8. Верхняя кривая здесь относится к перегретой, а нижняя — к горячей воде. Следует заметить, что данные о теплопроизводительности приборов со змеевиком и регистром были приблизительно одинаковы, поэтому на рисунке приведено по одной кривой для каждого типа прибора. Однако во время проектирования следует учитывать, что решение со змеевиком может обеспечивать теплоотдачу на 3—6% больше.

Нужно обратить внимание на то, что при малых числах Рейнольдса (3000—4000), т. е. в нижней части переходной зоны, теплоотдача прибора уменьшается. Величина  $Re$  меньше 3000 вообще не допускается. Именно поэтому при использовании конструкции с регистром целесообразно отопительные приборы подсоединять последовательно.

Здесь хотелось бы обратить внимание на один важный факт. В последнее время все чаще применяются отопительные приборы, характерной чертой которых является значительно бóльшая наружная греющая поверхность по сравнению с внутренней. Такими отопительными приборами считаются трубы, снабженные ребрами, и различные тепловые панели, а также отопительные экраны и рассматривавшиеся ленточные отопительные приборы лучистого отопления с алюминиевыми вкладышами. Основным отличием расчета отопительных приборов такого типа по сравнению с расчетом радиаторов является большая зависимость теплоотдачи приборов от коэффициента теплообмена на внутренней поверх-

	34.6
34.7	34.8

Рис. 34.6. Конструктивные элементы гипсокассетного греющего потолка  
 1 — краевые планки; 2 — несущая конструкция для крепления кассеты; 3 — подвески; 4 — регулируемые подвески для труб; 5 — отопительные трубы (в виде регистра или змеевика); 6 — крепежная конструкция кассеты; 7 — гипсовые элементы подвесного потолка

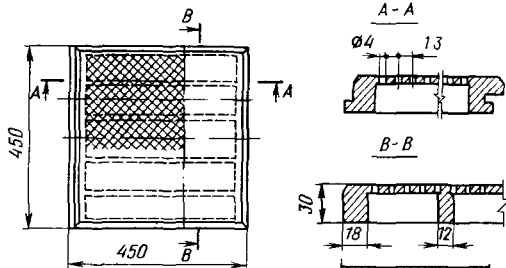


Рис. 34.7. Теплоотдача гипсокассетного греющего потолка вниз

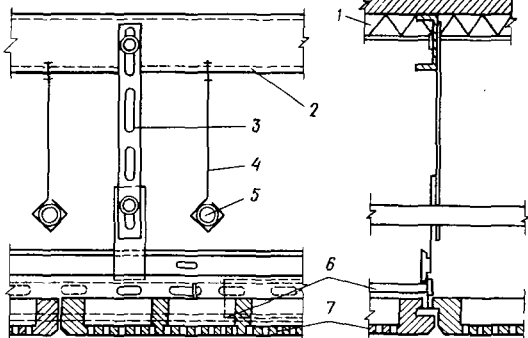
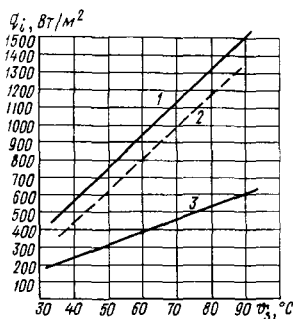
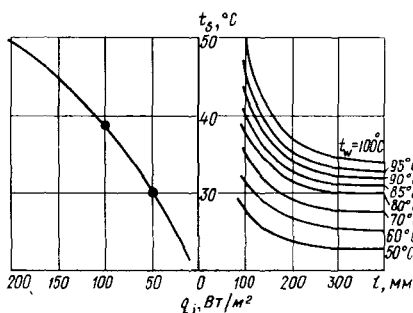


Рис. 34.8. Теплоотдача ленточного излучателя трех типов

1 — горизонтальный, без теплоизоляции; 2 — вертикальный, без теплоизоляции; 3 — горизонтальный, с теплоизоляцией



ности. Однако это обстоятельство, к сожалению, еще мало известно, хотя при его учете можно добиться значительной экономии капитальных затрат.

На теплоотдачу радиаторов можно повлиять только изменением коэффициента теплообмена на наружной поверхности  $\alpha_k$ . Ведь в известной зависимости

$$Q = Fk\Delta t \text{ Вт} \quad (34.27)$$

значение  $k$  определяется по формуле:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_b} + \sum_1^n \left( \frac{\delta}{\lambda} \right) + \frac{1}{\alpha_k}} \quad (34.28)$$

Здесь значение  $\alpha_b$  очень велико и, следовательно, значение  $1/\alpha_b$  очень мало. То же самое можно сказать относительно значения  $\delta/\lambda$ . Поэтому в зависимости (34.28) значениями  $1/\alpha_b$  и  $\delta/\lambda$  можно пренебречь, т. е.  $k \approx \alpha_k$ .

Однако по-иному обстоит дело с теплоотдачей таких отопительных приборов, между площадями внутренней и наружной поверхностей которых имеется значительная разница. Рассмотрим с этой точки зрения трубы, снабженные ребрами.

В стационарном состоянии тепловой поток от теплоносителя к внутренней поверхности трубы может быть вычислен по известной зависимости

$$Q = A_b \alpha_b (t_f - t_b) \text{ Вт}, \quad (34.29)$$

где  $A_b$  — площадь внутренней поверхности трубы,  $\text{м}^2$ ;  $\alpha_b$  — коэффициент теплообмена на внутренней поверхности,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $t_f$  — температура теплоносителя,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_b$  — температура внутренней поверхности трубы,  $^\circ\text{C}$ .

Теплоту, проходящую через стенку трубы, можно вычислить по зависимости

$$Q = A'_k (\lambda/\delta) (t_b - t_k) \text{ Вт}, \quad (34.30)$$

где  $A'_k$  — наружная площадь поверхности трубы без площади поверхности ребер,  $\text{м}^2$ ;  $t_k$  — температура наружной поверхности трубы,  $^\circ\text{C}$ .

Тепловой поток с наружной плоскости трубы в воздух можно рассчитать по зависимости

$$Q = A_k \alpha_k (t_k - t_R) \text{ Вт}, \quad (34.31)$$

где  $A_k$  — полная наружная поверхность трубы с оребрением,  $\text{м}^2$ ;  $\alpha_k$  — коэффициент теплообмена на наружной поверхности трубы,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $t_k$  — средняя температура наружной поверхности,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_R$  — результирующая температура отапливаемого помещения.

Вместо последней зависимости обычно предпочитают использовать выражение

$$Q = A_k \alpha_k \eta_b (t'_k - t_R) \text{ Вт}, \quad (34.32)$$

где  $t'_k$  — действительная температура наружной поверхности,  $^\circ\text{C}$ ,

и

$$\eta_b = (t_k - t_R) / (t'_k - t_R) \quad (34.33)$$

Наиболее общая зависимость, приемлемая для расчетов ребристого прибора, имеет вид

$$Q = A_k k (t_f - t_R), \quad (34.34)$$

где

$$k = \frac{1}{\frac{A_k}{A_b \alpha_b} + \frac{A_k}{a_b (\delta/\lambda)} + \frac{1}{\alpha_k \eta_b}} \quad (34.35)$$

Поскольку обычно  $A_k \approx 10-15 A_b$ , то здесь изменится и оценка величины  $\alpha_b$ . Это можно доказать следующим образом. Если про-

изведение  $\alpha_k \eta_b$  обозначить  $\alpha'_k$ , а отношение  $A_k/A_b = n$ , то

$$k = \frac{1}{n/\alpha_b + n(\delta/\lambda) + 1/\alpha'_k} \quad (34.36)$$

Поскольку значение  $\delta$  обычно равно 0,002, а значение  $\lambda$  колеблется от 50 до 175, отношением  $\delta/\lambda$  можно пренебречь. Тогда

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_b} + \frac{1}{\alpha'_k}} = \frac{\alpha_b \alpha'_k}{n\alpha_k - \alpha_b} \quad (34.37)$$

Из этой зависимости сразу видно, что величина  $\alpha_b$  играет здесь решающую роль. В качестве примера возьмем значения  $\alpha_{b1} = 100$ ,  $\alpha_{b2} = 1000$ ,  $\alpha'_k = 10$ ,  $n = 10$  и рассмотрим влияние изменения  $\alpha_b$  на значения  $k$ :

$$k_1 = \frac{100}{10 \cdot 10 + 100} = 10 = 5,$$

$$k_2 = \frac{1000}{10 \cdot 10 + 1000} = 10 = 9,1.$$

Отсюда видно, что при использовании воды в качестве теплоносителя следует особое внимание обращать на значение  $\alpha_b$ .

Этот вывод распространяется и на трубы с продольными ребрами, и соответственно на отопительные экраны и ленточные отопительные приборы. Теплоотдача листа длиной 1 м и шириной  $l$  равна количеству теплоты, поступающей на поверхность отопительного прибора благодаря теплопередаче через стенку трубы:

$$lq = 1d\pi\alpha(t_f - t_k). \quad (34.38)$$

Здесь

$$\alpha = \frac{1}{1/\alpha_b + \delta/\lambda} \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}. \quad (34.39)$$

Так как значение  $\delta/\lambda$  настолько мало, что им можно пренебречь ( $\alpha \approx \alpha_b$ ), сразу видно, что на величину теплоотдачи в значительной мере влияют условия теплообмена на внутренней поверхности трубы. Поэтому при использовании воды в качестве теплоносителя для обеспечения максимальной теплоотдачи следует внутри труб отопительного прибора по возможности создавать турбулентный поток. Этого можно достигнуть двумя способами: увеличением скорости и соответственно количества проходящей воды и уменьшением поперечного сечения для прохода теплоносителя.

На практике обычно целесообразнее применять первое решение. При этом невозможно поддерживать в пределах одного отопительного прибора обычный перепад температуры 20 °С, в связи с чем отопительные приборы нужно или соединять последовательно (как, например, в однотрубных проточных системах), или проектировать системы, действующие с меньшим значением  $\Delta t$  (последовательное соединение систем отопления и горячего водоснабжения).

### 34.3.3. Устройства, применимые в качестве ленточных отопи-

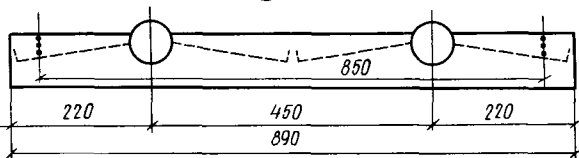
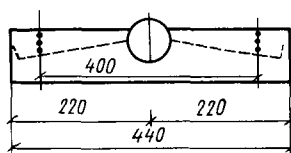
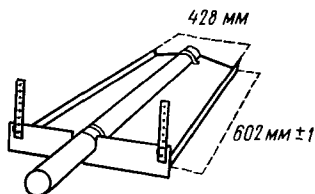
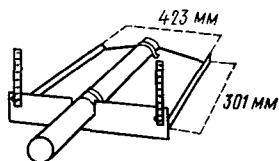
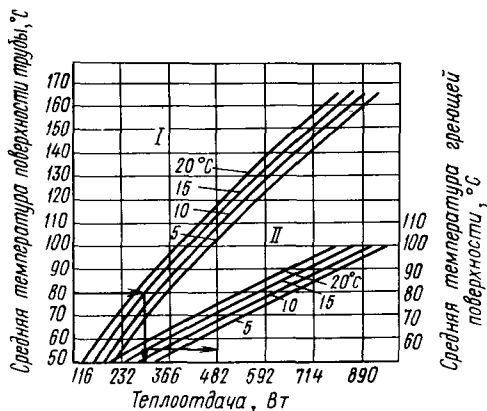


Рис. 34.9. Конструкция ленточного излучателя типа «Enteldele»

Рис. 34.10. Показатели производительности ленточного излучателя типа «Enteldele»

I — полная теплоотдача элемента шириной 1 м при различной температуре воздуха;  
 II — средняя температура греющей поверхности при различной температуре воздуха



тельных приборов в системах лучистого отопления. На рис. 34.9 и 34.10 показан зарубежный прибор типа «Enteldele», основные элементы которого можно использовать в качестве ленточного отопительного прибора.

### 35. ОЦЕНКА ТЕПЛОУЩЕИИ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ В ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЯХ

В общественных зданиях можно использовать лучистые системы отопления различных типов, однако часть этих систем в основном применяют не в общественных зданиях, и оценка теплоущения при их использовании рассмотрена в соответствующих разделах.

В данной главе будет дана оценка теплоущения человека при использовании систем лучистого отопления, не скомбинированных с вентиляцией, которые применяют главным образом в общественных зданиях. При этом надо учесть, что параметры, определяющие теплоущение, при использовании одинаковых систем лучистого отопления различны, например, для административных помещений или для больницы. Однако, говоря о функциональном разграничении, следует отметить, что не для всех помещений имеется достаточно



проверенный метод оценки теплоощущения. И даже если для данного случая такой метод существует, это еще не значит, что он не будет усовершенствован уже в ближайшем будущем.

### 35.1. Оценка теплоощущения при использовании лучистого отопления потолочными панелями

При использовании лучистого отопления потолочными панелями (рис. 35.1) коэффициент облученности для человека может быть вычислен на основании номограмм [69], приведенных в гл. 3 (табл. 35.1 и 35.2) (индекс  $p$  обозначает человека).

Затем, не используя в точности метод Фангера, но следуя ходу его рассуждений на основе теплового баланса тела человека и с учетом данных табл. 35.1, проведем расчет для человека, находящегося в определенной позе. Например, в направлении окон коэффициент облученности  $\varphi=0,085$ . Если температуру поверхности окон принять равной  $14^{\circ}\text{C}$ , а среднюю температуру поверхности тела человека  $27^{\circ}\text{C}$ , то лучистая теплоотдача равна

$$q = C\varphi | (T_p/100)^4 - (T/100)^4 | = 4,5 \cdot 0,085 [ (300/100)^4 - (287/100)^4 ] = 6,8 \text{ Вт/м}^2.$$

В направлении остающейся части западной наружной стены коэффициент облученности  $\varphi=0,07$ . Если задаться температурой внутренней поверхности стены, равной  $17^{\circ}\text{C}$ , то лучистая теплоотдача тела человека в этом направлении

$$q = 4,5 \cdot 0,07 [ (300/100)^4 - (290/100)^4 ] = 4,3 \text{ Вт/м}^2.$$

Если остальные стены считать внутренними и температуру их поверхностей принять равной  $20^{\circ}\text{C}$ , то теплоотдача в этом направлении

$$q = 4,5(1,0 - 0,085 - 0,07) [ (300/100)^4 - (293/100)^4 ] = 27,5 \text{ Вт/м}^2.$$

Таким образом, суммарная лучистая теплоотдача равна  $6,8 + 4,3 + 27,5 = 38,6 \text{ Вт/м}^2$ . Поскольку лучистая теплоотдача тела человека составляет 40—44% его полной теплоотдачи, в данном случае для того, чтобы человек в помещении чувствовал себя комфортно, суммарная теплоотдача должна быть равна 88—93 Вт. Если площадь поверхности тела человека принять равной  $1,6 \text{ м}^2$ , то будет получено значение 62 Вт, что соответствует состоянию покоя, в данном случае, например, административной работе. Это пример того, как можно оценить теплоощущение человека, следуя обратной последовательности расчета.

### 35.2. Оценка теплоощущения при использовании ленточного лучистого отопления в учебных помещениях

Возможность лучистого отопления учебных помещений в Венгрии обсуждается в течение ряда лет. Научно-исследовательский институт строительства и Венгерский институт здравоохранения провели многолетнюю исследовательскую работу в этом направлении. Ниже будут рассмотрены результаты этих исследований.

ТАБЛИЦА 35.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ОБЛУЧЕННОСТИ ДЛЯ ЧЕЛОВЕКА, СИДЯЩЕГО В ОПРЕДЕЛЕННОЙ ПОЗЕ В ПОМЕЩЕНИИ С ПОТОЛОЧНЫМ ЛУЧИСТЫМ ОТОПЛЕНИЕМ

Северная стена	$\Psi_{p-ABCD} = \Psi_{p-A} + \Psi_{p-B} + \Psi_{p-C} + \Psi_{p-D}$ $\Psi_{p-A} \text{ Рис. 3.48 } (b/c; a/c) = (0,40; 1,0) \quad 0,026$ $+ \Psi_{p-B} \text{ Рис. 3.49} \quad (0,40; 3,0) \quad 0,035$ $+ \Psi_{p-C} \text{ Рис. 3.49, } a \quad (1,3; 1,0) \quad 0,043$ $+ \Psi_{p-D} \text{ Рис. 3.49, } a \quad (1,3; 3,0) \quad 0,063 \quad 0,167$
Восточная стена	$\Psi_{p-ABCD} = \Psi_{p-A} + \Psi_{p-B} + \Psi_{p-C} + \Psi_{p-D}$ $\Psi_{p-A} \text{ Рис. 3.49, } б \text{ } (b/c; a/c) = (0,13; 0,33) \quad 0,003$ $+ \Psi_{p-B} \text{ Рис. 3.49, } б \quad (0,44; 0,44) \quad 0,015$ $+ \Psi_{p-C} \text{ Рис. 3.49, } в \quad (0,13; 0,44) \quad 0,005$ $+ \Psi_{p-D} \text{ Рис. 3.49, } в \quad (0,44; 0,33) \quad 0,010 \quad 0,033$
Южная стена	$\Psi_{p-ABCD} = \Psi_{p-A} + \Psi_{p-B} + \Psi_{p-C} + \Psi_{p-D}$ $\Psi_{p-A} \text{ Рис. 3.48 } (b/c; a/c) = (1,0; 0,75) \quad 0,044$ $+ \Psi_{p-B} \text{ Рис. 3.48} \quad (1,0; 2,3) \quad 0,069$ $+ \Psi_{p-C} \text{ Рис. 3.49, } a \quad (0,30; 0,75) \quad 0,015$ $+ \Psi_{p-D} \text{ Рис. 3.49, } a \quad (0,30; 2,3) \quad 0,024 \quad 0,152$
Западная стена: окно	$\Psi_{p-BE} = \Psi_{p-B} + \Psi_{p-E}$ $\Psi_{p-B} \text{ Рис. 3.49, } б \text{ } (b/c; a/c) = (1,1; 1,1) \quad 0,050$ $\Psi_{p-E} \text{ Рис. 3.49, } в \quad (1,1; 1,1) \quad 0,035 \quad 0,070$
остаток стены	$\Psi_{p-ACDF} = \Psi_{p-A} + \Psi_{p-C} + \Psi_{p-D} + \Psi_{p-F} = \Psi_{p-A} + \Psi_{p-BC} -$ $- \Psi_{p-B} + \Psi_{p-D} + \Psi_{p-EF} - \Psi_{p-E} = \Psi_{p-A} + \Psi_{p-BC} +$ $+ \Psi_{p-D} + \Psi_{p-EF} - \Psi_{p-BE}$ $\Psi_{p-A} \text{ Рис. 3.49, } б \text{ } (b/c; a/c) = (0,40; 1,0) \quad 0,024$ $+ \Psi_{p-BC} \text{ Рис. 3.49, } б \quad (1,3; 1,3) \quad 0,060$ $+ \Psi_{p-D} \text{ Рис. 3.49, } в \quad (0,40; 1,3) \quad 0,025$ $+ \Psi_{p-EF} \text{ Рис. 3.49, } в \quad (1,3; 1,0) \quad 0,046$ $- \Psi_{p-BE} \text{ Рис. 3.49} \quad 0,085 \quad 0,070$
Пол	$\Psi_{p-ABCD} = \Psi_{p-A} + \Psi_{p-B} + \Psi_{p-C} + \Psi_{p-D}$ $\Psi_{p-A} \text{ Рис. 3.49, } з \text{ } (b/c; a/c) = (2,5; 2,5) \quad 0,089$ $+ \Psi_{p-B} \text{ Рис. 3.49, } з \quad (2,5; 7,5) \quad 0,100$ $+ \Psi_{p-C} \text{ Рис. 3.49, } д \quad (3,3; 2,5) \quad 0,070$ $+ \Psi_{p-D} \text{ Рис. 3.49, } д \quad (3,3; 7,5) \quad 0,084 \quad 0,343$
Потолок: тепловая панель	$\Psi_{p-ABDE} = \Psi_{p-A} + \Psi_{p-B} + \Psi_{p-D} + \Psi_{p-E}$ $\Psi_{p-A} \text{ Рис. 3.49, } з \text{ } (b/c; a/c) = (1,0; 0,75) \quad 0,035$ $+ \Psi_{p-B} \text{ Рис. 3.49, } з \quad (1,0; 0,75) \quad 0,035$ $+ \Psi_{p-D} \text{ Рис. 3.49, } д \quad (0,75; 0,75) \quad 0,021$ $+ \Psi_{p-E} \text{ Рис. 3.49, } д \quad (0,75; 0,75) \quad 0,021 \quad 0,112$
остаток	$\Psi_{p-CF} = \Psi_{p-C} + \Psi_{p-F} =$ $= \Psi_{p-BC} - \Psi_{p-B} + \Psi_{p-EF} - \Psi_{p-E}$ $\Psi_{p-BC} \text{ Рис. 3.49, } з \text{ } (b/c; a/c) = (1,0; 2,3) \quad 0,057$ $- \Psi_{p-B} \text{ Рис. 3.49, } з \quad (1,0; 0,75) \quad 0,035$ $+ \Psi_{p-EF} \text{ Рис. 3.49, } д \quad (0,75; 2,3) \quad 0,037$ $- \Psi_{p-E} \text{ Рис. 3.49, } д \quad (0,75; 0,75) \quad 0,021 \quad 0,038$
	$\Psi_{p} - \text{ все поверхности} \quad 1,000$

ТАБЛИЦА 35.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ОБЛУЧЕНИЯ ДЛЯ ЧЕЛОВЕКА, СИДЯЩЕГО В НЕОПРЕДЕЛЕННОЙ ПОЗЕ В ПОМЕЩЕНИИ С ПОТОЛОЧНЫМ ЛУЧИСТЫМ ОТОПЛЕНИЕМ

Северная стена	$\varphi_{p-ABCD} = \varphi_{p-A} + \varphi_{p-B} + \varphi_{p-C} + \varphi_{p-D}$ $\varphi_{p-A} \quad (b/c; a/c) = (0,40; 1,0) \quad 0,024$ $+ \varphi_{p-B} \text{ Рис. 3.50, } a \quad (0,40; 3,0) \quad 0,033$ $+ \varphi_{p-C} \quad (1,3; 1,0) \quad 0,50$ $+ \varphi_{p-D} \quad (1,3; 3,0) \quad 0,072 \quad 0,179$
Восточная стена	$\varphi_{p-ABCD} = \varphi_{p-A} + \varphi_{p-B} + \varphi_{p-C} + \varphi_{p-D}$ $\varphi_{p-A} \quad (b/c; a/c) = (0,13; 0,33) \quad 0,004$ $+ \varphi_{p-B} \text{ Рис. 3.50, } a \quad (0,44; 0,44) \quad 0,015$ $+ \varphi_{p-C} \quad (0,13; 0,44) \quad 0,005$ $+ \varphi_{p-D} \quad (0,44; 0,33) \quad 0,011 \quad 0,035$
Южная стена	$\varphi_{p-ABCD} = \varphi_{p-A} + \varphi_{p-B} + \varphi_{p-C} + \varphi_{p-D}$ $\varphi_{p-A} \quad (b/c; a/c) = (1,0; 0,75) \quad 0,037$ $+ \varphi_{p-B} \text{ Рис. 3.50, } a \quad (1,0; 2,3) \quad 0,060$ $+ \varphi_{p-C} \quad (0,30; 0,75) \quad 0,015$ $+ \varphi_{p-D} \quad (0,30; 2,3) \quad 0,024 \quad 0,136$
Западная стена: окно	$\varphi_{p-BE} = \varphi_{p-B} + \varphi_{p-E}$ $\varphi_{p-B} \text{ Рис. 3.55, } a \quad (b/c; a/c) = (1,1; 1,1) \quad 0,049$ $+ \varphi_{p-E} \quad (1,1; 0,73) \quad 0,038 \quad 0,087$
остаток стены	$\varphi_{p-ACDF} = \varphi_{p-A} + \varphi_{p-C} + \varphi_{p-D} + \varphi_{p-F} = \varphi_{p-A} + \varphi_{p-BC} -$ $- \varphi_{p-B} + \varphi_{p-D} + \varphi_{p-EF} - \varphi_{p-E} = \varphi_{p-A} + \varphi_{p-BC} + \varphi_{p-D} +$ $+ \varphi_{p-EF} - \varphi_{p-BE}$ $\varphi_{p-A} \quad (b/c; a/c) = (0,40; 1,0) \quad 0,024$ $+ \varphi_{p-BC} \quad (1,3; 1,3) \quad 0,057$ $+ \varphi_{p-D} \text{ Рис. 3.50, } a \quad (0,40; 1,3) \quad 0,026$ $+ \varphi_{p-EF} \quad (1,3; 1,0) \quad 0,050$ $- \varphi_{p-BE} \quad 0,087 \quad 0,070$
Пол	$\varphi_{p-ABCD} = \varphi_{p-A} + \varphi_{p-B} + \varphi_{p-C} + \varphi_{p-D}$ $\varphi_{p-A} \quad (b/c; a/c) = (2,5; 2,5) \quad 0,078$ $+ \varphi_{p-B} \text{ Рис. 3.50, } б \quad (2,5; 7,5) \quad 0,090$ $+ \varphi_{p-C} \quad (3,3; 2,5) \quad 0,082$ $+ \varphi_{p-D} \quad (3,3; 7,5) \quad 0,095 \quad 0,345$
Потолок: тепловая панель	$\varphi_{p-ABDE} = \varphi_{p-A} + \varphi_{p-B} + \varphi_{p-D} + \varphi_{p-E}$ $\varphi_{p-A} \quad (b/c; a/c) = (1,0; 0,75) \quad 0,030$ $+ \varphi_{p-B} \quad (1,0; 0,75) \quad 0,030$ $+ \varphi_{p-D} \text{ Рис. 3.50, } б \quad (0,75; 0,75) \quad 0,025$ $+ \varphi_{p-E} \quad (0,75; 0,75) \quad 0,025 \quad 0,110$
остаток	$\varphi_{p-CF} = \varphi_{p-C} + \varphi_{p-F} = \varphi_{p-BC} - \varphi_{p-B} + \varphi_{p-EF} - \varphi_{p-E}$ $\varphi_{p-BC} \quad (b/c; a/c) \quad (1,00; 2,3) \quad 0,051$ $- \varphi_{p-B} \text{ Рис. 3.50, } б \quad (1,00; 0,75) \quad 0,030$ $+ \varphi_{p-EF} \quad (0,75; 2,3) \quad 0,042$
	$- \varphi_{p-E} \quad (0,75; 0,75) \quad 0,025 \quad 0,033$
	$\varphi_{p} - \text{ все поверхности} \quad 1,000$



исследований, поэтому к работе был привлечен отдел охраны здоровья детей и молодежи Венгерского института здравоохранения. В ходе исследований была разработана следующая общая программа.

1. В экспериментальных учебных помещениях отдела охраны здоровья детей и молодежи Научно-исследовательский институт строительства должен разместить экспериментальную установку ленточного отопления, действующую независимо от ранее смонтированной радиаторной системы. Экспериментальная установка должна быть устроена таким образом, чтобы можно было изменять температуру поверхности и коэффициент облученности.

2. Продолжающиеся один месяц теплотехнические и физиологические исследования проводятся с 12 школьниками, имеющими нормальную нагрузку в группе продленного дня, при работе радиаторного отопления.

3. Теплотехнические и физиологические исследования проводятся с детьми, указанными в п. 2, но при использовании лучистого отопления.

4. Проверка норм, установленных на основании результатов экспериментальных измерений, производится в течение всего отопительного периода путем замеров на местах в одном-двух классных помещениях начальной или средней школы.

**35.2.2. Описание экспериментов.** Исследования проводились с 12 тринадцатилетними школьниками в экспериментальном классном помещении отдела охраны здоровья детей и молодежи Венгерского института здравоохранения. Эксперименты проводились с 14 до 16 ч 30 мин. Ученики в течение 10—15 мин после пребывания адаптировались к температурным условиям, а затем в течение 2 ч готовили уроки к следующему дню. Вначале они выполняли письменные задания, после чего заучивали материал по учебникам. По истечении 1 ч работы объявляли перерыв, во время которого помещение проветривали, а учащиеся выходили на открытый воздух. В этих условиях можно было достаточно точно воспроизвести ситуацию, складывающуюся в период учебы в школе, когда ученики фактически не занимаются непрерывной умственной работой более 45—50 мин, а во время 10-минутных перемен классные помещения проветривают. Физиологические исследования и теплотехнические измерения производились до начала учебы, а также по окончании двухчасовой умственной нагрузки. При радиаторном отоплении замеры были произведены 37 раз, а при лучистом отоплении — 77 раз. При радиаторном отоплении были измерены 23 теплотехнические характеристики, а при лучистом отоплении — 32. При физиологических обследованиях фиксировалось по 13 характеристик в каждом случае для радиаторного и для лучистого отопления. Таким образом, за весь период измерений всего было получено 2300 теплотехнических и 17 800 физиологических характеристик.

Классное помещение отдела охраны здоровья детей и молодежи Венгерского института здравоохранения, выбранное для экспери-

ментов, имеет в плане размер  $6,36 \times 4,5$  м и высоту 3 м. Наружная стена классного помещения длиной 6,36 м имеет два окна с двойным остеклением. Остальные ограждающие конструкции, а также пол и перекрытие граничат с отапливаемыми административными помещениями или внутренними коридорами. Отопление помещения обеспечивается водяной насосной системой с температурой воды  $90^{\circ}\text{C}$  (температура обратной воды  $70^{\circ}\text{C}$ ), имеющей под окнами два 13-секционных чугунных радиатора высотой 600 мм. При проектировании классного помещения теплототери были приняты равными 3140 Вт.

Проветривание классного помещения на переменах, как и в подавляющем большинстве школ, обеспечивается открыванием окон. Для исходных измерений использовали существующую радиаторную отопительную установку. При устройстве экспериментального лучистого отопления было проверено, какие параметры могут изменяться в данных условиях. Установлено, что к таким параметрам относятся температура поверхности отопительного экрана, коэффициент облученности и температура воздуха в помещении. Для контроля изменения этих параметров была изготовлена специальная экспериментальная отопительная установка. Поскольку температуру греющей поверхности нельзя было произвольно регулировать ни непосредственно отопительными экранами, действующими на горячей воде и подключенными к имевшейся ранее системе отопления с насосной циркуляцией, ни путем смешивания, была смонтирована система электрического лучистого отопления. Отопительные экраны разместили попарно над двумя рядами парт в классном помещении (рис. 35.2).

Высоту подвески отопительных экранов варьировали с помощью полисапта. Изменять коэффициент облученности можно было как регулированием высоты подвески отопительных экранов, так и сдвигом в сторону парт, расположенных под сравнительно узкими (шириной 40 см) экранами. Коэффициент облученности в каждом случае и для каждого ученика был определен графическим способом. В ходе теплотехнических измерений фиксировались следующие характеристики: температура наружного и внутреннего воздуха, температура поверхности ограждающих конструкций, результирующая температура, относительная влажность, кататермометрические величины (температура по сухому, влажному, посеребренному термометру). При проведении физиологических обследований определяли следующие характеристики: скорость реакции, изменение электрического сопротивления кожи, активное сопротивление капилляров, частоту пульса, кровяное давление, температуру кожи.

Количество лучистой теплоты, достигавшей голов детей в ходе исследований, указано в табл. 35.3. Эти значения получены в зависимости от температуры поверхности отопительного экрана и коэффициента облученности. Была поставлена цель — выяснить, как изменяются показатели, определяющие самочувствие, в пределах, допустимых согласно данным других авторов, а также при отклонениях

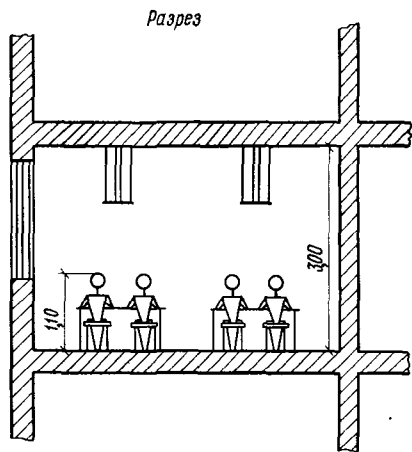
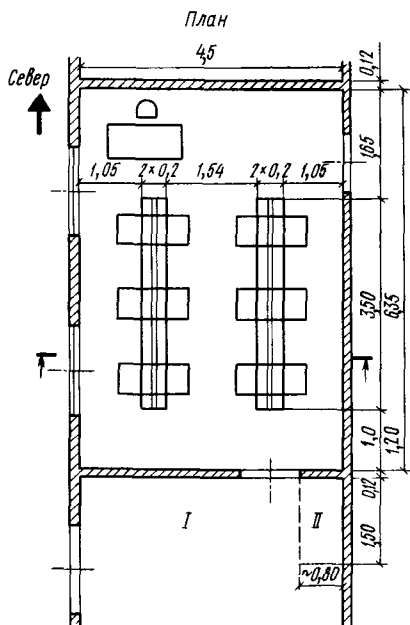


Рис. 35.2. Экспериментальная классная комната с ленточным лучистым отоплением

I — помещение для приборов; II — место регулирующего устройства

ТАБЛИЦА 35.3. КОЛИЧЕСТВО ИЗЛУЧАЕМОЙ ТЕПЛОТЫ, ДОСТИГАЮЩЕЙ 1 см<sup>2</sup> ПОВЕРХНОСТИ ГОЛОВЫ

Температура поверхности отопительного экрана, °С	Теплопоступления, Вт/м <sup>2</sup> , при коэффициенте облученности			
	0,194	0,303	0,410	0,51
34,6	1,2	2,0	2,7	3,4
37,5	4,7	7,5	10,2	12,6
41,0	9,0	14,0	10,2	24,0
46,0	15,4	24,0	33,0	41,5
51,0	22,0	35,0	47,0	59,0
57,0	30,0	48,0	66,0	82,0
62,0	39,0	61,0	81,0	100,0
71,0	53,0	83,0	112	138
100,0	108	168	230	280

от них. Полученные показатели значения разбили на три группы. В I группу входят теплопоступления, не превышающие 35 Вт/м<sup>2</sup>, во II группу — составляющие 35—70 Вт/м<sup>2</sup>, а более высокие теплопоступления отнесены к III группе.

**35.2.3. Показатели теплоощущения, полученные при проведении экспериментов на моделях.** На основании обработки результатов данных исследований было установлено следующее. Измерения показывают, что интенсивность достигающей головы тепловой радиации, считающаяся верхним пределом, по данным Братке [53], Коллмара и Лизе [98], а также Горомосова [78], может быть превышена (рис. 35.3). На рис. 35.3 приведена также температура

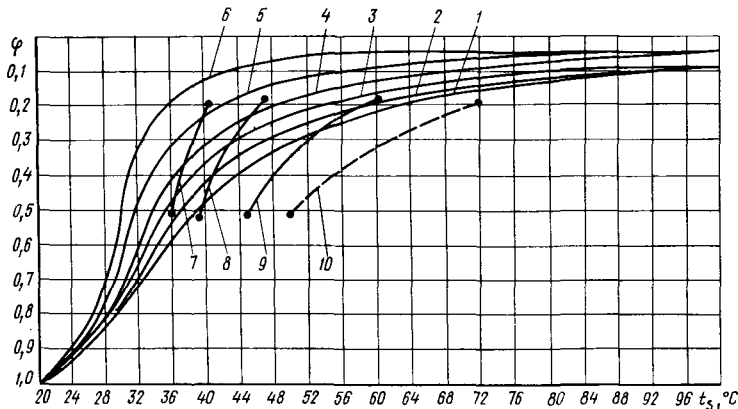


Рис. 35.3. Сопоставление допустимой температуры поверхности ленточного лучистого отопительного прибора, установленного в учебных помещениях, с данными других авторов

1—6 — кривые В по Кренко при температуре воздуха  $t_i$ , равной соответственно 18, 20, 22, 24, 26 и 28°С; 7 — по Коллмару и Лизе; 8 — по Горомосову; 9 — по Брадке; 10 — данные Научно-исследовательского института строительства и Венгерского института здравоохранения

поверхности лучистого отопительного прибора, допустимая, по данным Кренко, при различных коэффициентах облученности. Эти значения относятся к постоянной температуре воздуха 18°С, которая максимально могла быть обеспечена в экспериментальных условиях в классных помещениях. На практике за один урок, несмотря на проветривание, температура воздуха в помещении поднимается на 2—3°С (иногда и выше), поскольку дети выделяют теплоту. В ходе исследований начальная температура воздуха в помещении в различные дни колебалась от 21 до 23°С, а повышение температуры составляло в среднем 1,5°С.

При центральном радиаторном отоплении, согласно предписаниям, начальная расчетная температура в классном помещении была 20°С. При лучистом отоплении нормами предусматривается температура на 2°С ниже. В соответствии с этим начальная температура воздуха должна быть 18°С, и при среднем повышении на 1,5°С (максимум 3,0°С) она может, согласно ожиданиям, повыситься до 19,5°С (максимум до 21,0°С). Такие температурные условия обеспечивают показатели, благоприятные с точки зрения теплоощущения учеников. Принимая все это во внимание, при оптимальном значении теплопоступления на 1 см<sup>2</sup> головы ученика 35 Вт/м<sup>2</sup>, авторы считали еще приемлемым теплопоступление, не превышающее 56 Вт/м<sup>2</sup>.

С учетом указанных данных была построена кривая 10 на рис. 35.3. Следует заметить, что при использовании широкого отопительного экрана, покрывающего весь потолок или его большую часть, смещение испытуемого не влияет на теплопоступление, достигающее до него путем излучения. Если потолочный лучистый отопительный прибор размещают в виде ленты, то аналогичные условия можно обнаружить лишь у тех испытуемых, которые сидят неподвижно под центром отопительного экрана. Если дети немного



изменяют позу и заметно двигаются, то количество доходящей до них излучаемой теплоты в значительной степени изменяется, в большинстве случаев уменьшается. Поэтому в школах представляется более целесообразным вместо полностью потолочного использовать ленточное отопление, причем с таким расположением приборов, чтобы рабочие места учеников не находились непосредственно под экраном. Оптимальным можно считать контурное отопление, смонтированное на периферийной части потолка, поскольку, согласно действующим предписаниям, между партами, а также между столами и стенами нужно обеспечивать расстояние минимум 60 см. При этом до голов учеников, сидящих на наиболее неблагоприятном месте, доходило бы тепловое излучение с той же интенсивностью, как и непосредственно под установкой.

Относительно влияния лучистого отопления на умственную деятельность на основании результатов исследований нельзя было дать однозначный ответ. Из результатов физиологических измерений (изменения электрического сопротивления кожи и активного сопротивления капилляров) можно было сделать вывод, что достигающее головы тепловое излучение, по интенсивности не превышающее  $35 \text{ Вт/м}^2$ , не влияет на производительность умственного труда. Однако исследование скорости реакции противоречит этому, что подтверждает необходимость проведения дальнейших исследований.

**35.2.4. Контрольные замеры на реальных объектах.** Исследования проводились в седьмом классе средней школы в Будапеште, имеющей 16 классных помещений и построенной по типовому проекту. Эксперименты велись в двух направлениях:

проверка результатов исследований теплоощущения, проводившихся в лабораторных условиях;

выяснение теплотехнических вопросов проектирования систем ленточного лучистого отопления.

При выборе объекта и в ходе натурных исследований нужно было соблюдать следующие условия.

Радиаторное отопление должно быть отрегулировано таким образом, чтобы средняя температура воздуха в помещении составляла  $18\text{--}22^\circ\text{C}$ . Колебания температуры воздуха во время учебных занятий не должны превышать  $2\text{--}3^\circ\text{C}$ .

При использовании лучистого отопления измерения нужно проводить в трех областях, изменяя количество лучистой энергии, достигающей головы: комфортная область, до головы доходит  $14\text{--}35 \text{ Вт/м}^2$  лучистой теплоты; допустимая область, до головы доходит  $35\text{--}56 \text{ Вт/м}^2$  лучистой теплоты; дискомфортная область, до головы доходит  $56\text{--}105 \text{ Вт/м}^2$  лучистой теплоты.

При лучистом отоплении средняя температура воздуха не должна превышать  $18\text{--}20^\circ\text{C}$ , а ее колебания во время занятий —  $2\text{--}3^\circ\text{C}$ . Порядок размещения испытуемых должен быть таким, чтобы благоприятные и неблагоприятные факторы можно было исследовать с одними и теми же испытуемыми. При подборе

экспериментального классного помещения принималось во внимание также следующее:

здание начальной школы должно быть возведено по типовому проекту;

это здание должно иметь радиаторную систему отопления;

должна быть возможность устроить экспериментальную лучистую ленточную или плинтусную систему отопления;

при использовании в качестве теплоносителя воды с исходной температурой  $90^{\circ}\text{C}$  и температурой обратной воды  $70^{\circ}\text{C}$  должен иметься и теплоноситель с более высокими значениями параметров;

должна быть предусмотрена возможность регулировки лучистой системы отопления, причем снаружи, чтобы это вмешательство не препятствовало учебе;

седьмой класс должен быть обычным, состоящим не менее чем из 25 учеников, из которых можно было бы подобрать группу испытуемых смешанного (с точки зрения пола и успеваемости) состава из 14—16 человек;

за время занятий должна быть возможность произвести измерения три раза: в начале, во время и по окончании занятий.

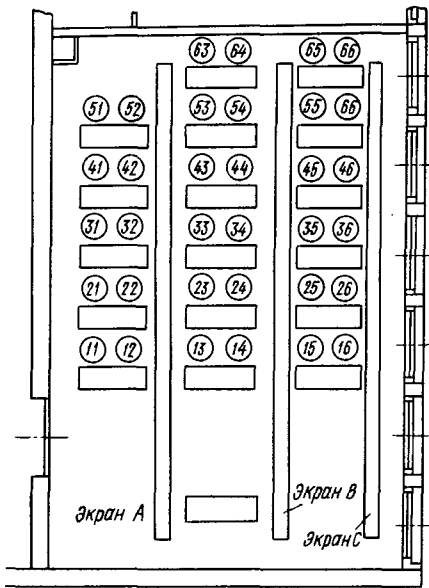
С учетом всех перечисленных факторов при содействии отдела народного образования Одиннадцатого района Будапешта была выбрана начальная школа в жилом массиве Келенфёльд, построенная летом 1968 г. на проспекте Биксади. Возведенная по типовому проекту двухэтажная школа имеет 16 классных комнат. В качестве экспериментального мы выбрали угловое помещение на первом этаже (рис. 35.4). Расчетные теплотери помещения составляют 7500 Вт. За одной из его внутренних стен находится коридор, а за другой — подсобное помещение. Пол паркетный.

В помещении имеются три отопительных прибора ленточной системы отопления, размером в плане  $24 \times 800$  см каждый. Лучистые отопительные приборы подсоединены таким образом, чтобы ими можно было управлять либо на подающей, либо на обратной магистрали и, кроме того, регулировать их схему соединения (последовательно или параллельно). Все регулирующие измерительные приборы были смонтированы в смежном подсобном помещении на стене, общей с классным помещением, поэтому регулировку можно было производить и во время учебных занятий, а теплоотдача этих приборов не влияла на тепловой баланс обследованного помещения.

Радиаторы в классном помещении оставались на первоначальных местах, но при работе лучистого отопления их отключали и подающие стояки изолировали полиуретаном, так что их теплоотдача (около 1510 Вт) также не влияла на тепловой баланс помещения.

Размеры ленточных отопительных приборов путем предварительных вычислений были подобраны такими, чтобы трех приборов при последовательном их соединении и работе на обратной воде было достаточно для отопления помещения, а при использовании горячей воды было достаточно двух отопительных экранов, соеди-

Рис. 35.4. План экспериментальной классной комнаты школы с ленточным отоплением



ненных параллельно. В ходе исследований фиксировались те же физиологические и теплотехнические характеристики, что и в ходе предыдущих экспериментов.

**35.2.5. Результаты натурных исследований теплоощущения.** Исследования показали, что с точки зрения умственной трудоспособности учащихся данное решение отопления можно считать приемлемым до некоторого предельного количества излучаемой теплоты, отнесенной к площади головы учащегося. Были выявлены два предела:

предел приятного самочувствия, который может быть обеспечен при поступлении лучистой теплоты в количестве  $35 \text{ Вт/м}^2$ ;

предел еще допустимого количества поступающей лучистой теплоты, составляющий  $45 \text{ Вт/м}^2$ . В школе с группами продленного дня этот параметр имеет несколько иное значение, поскольку здесь дети находятся больше времени.

На рис. 35.5 кривая *A* относится к теплоступлению  $35 \text{ Вт/м}^2$ , а кривая *B* — к теплоступлению  $45 \text{ Вт/м}^2$ . Кривая *A* в области, обследованной Кренко ( $60^\circ\text{C}$ ,  $\varphi=0,14$ ), допускает температуру поверхности отопительного прибора более высокую, чем кривая *A*, обеспечивающая, по Кренко, приятное самочувствие.

Кривая *B* также допускает более высокую величину в области до  $60^\circ\text{C}$ , чем кривая *B* Кренко, и даже до  $70^\circ\text{C}$  и  $\varphi=0,17$  дает значения температуры поверхности более высокие, чем согласно диаграмме, выведенной теоретически и служащей для продолжения кривой *B* Кренко (от точки *M*). Однако вверх от этой величины кривая проходит вместе с кривой Мачкаши. Таким образом, эксперименты показали, что количество доходящей до головы лучистой теплоты, равное  $56 \text{ Вт/м}^2$ , недопустимо. Однако следует обратить внимание на то, что при соответствующем устройстве ленточного отопления в классных помещениях обычно получают значения, меньшие  $35 \text{ Вт/м}^2$ , и что коэффициент облученности следует всегда определять по отношению к ученику, сидящему в наиболее неблагоприятном месте — под центром того или иного ленточного отопительного прибора. Остальные ученики находятся на более благоприятных местах, и коэффициент облученности, а соответственно и доходящее до них количество излучаемой теплоты

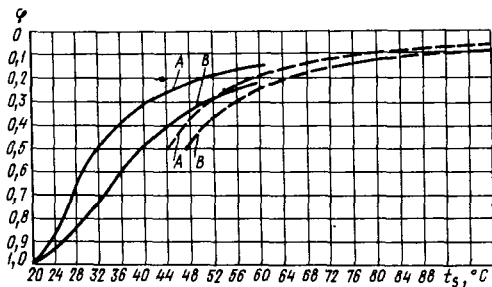


Рис. 35.5. Допустимые значения температуры поверхности ленточной системы отопления в классном помещении (сплошные линии — кривые Кренко; штриховые линии — кривые, полученные Научно-исследовательским институтом строительства)

существенно меньше. Потолочное ленточное лучистое отопление выгоднее с точки зрения теплоощущения, чем лучистые приборы, покрывающие большую часть потолка или весь потолок, поскольку при таком решении отопления сравнительно незначительное перемещение учеников в большой мере изменяет количество доходящей до них лучистой теплоты. Поэтому и расчеты, выполненные для ученика, сидящего в наиболее неблагоприятном месте, из-за частых перемещений учащихся действительны лишь для очень небольшого периода занятий.

Кроме того, количество лучистой теплоты, доходящей до ученика, сидящего в наиболее неблагоприятном месте, достигает предельного значения только при температуре наружного воздуха  $-15^{\circ}\text{C}$  и ниже. В Венгрии обычно бывает не более 2—3 таких дней за отопительный сезон.

Результаты измерений свидетельствуют, что до пределов, указанных в диаграмме, лучистое отопление не оказывает вредного влияния на умственную деятельность учащихся. Естественно, пределы излучаемого количества теплоты действительны только в том случае, если обеспечиваются прочие комфортные условия (температура воздуха, относительная влажность). Следующим важным результатом серии исследований, имеющим отношение к теплоощущению, но в конечном итоге заслуживающим внимания и с экономической точки зрения, было подтверждение возможности применения неутепленного или частично утепленного пола.

Применение неутепленного пола заслуживает внимания не только с точки зрения гигиены, но и по соображениям экономичности. Общеизвестно, что на используемом в настоящее время паркете очень трудно (а на переменах вообще невозможно) производить уборку и из трещин нельзя удалить пыль. Применение пола, приемлемого для мытья, позволило бы решить данную проблему и сократить капитальные затраты. Поэтому в экспериментальном классном помещении на время отопительного сезона был уложен неутепленный настил. Первоначально в классном помещении конструкция пола состояла из паркета, наклеенного битумом на бетонную подушку толщиной 4 см. Для экспериментов паркет был снят и вместо него уложено покрытие типа «Noverox» (еще слой бетона толщиной 4 см и один слой мастики «Noverox» толщиной 1—2 мм). Такой пол можно считать неутепленным, поскольку тепловая активность  $b$  обычных бетонов составляет 20—25.

Теплотехнические и физиологические исследования в данном случае были разбиты на две группы: испытания при непрерывной работе системы отопления и испытания при периодической работе системы отопления.

Методы исследований были аналогичны описанным выше. Отличие состояло в том, что фиксировалось гораздо больше теплотехнических характеристик (57), прежде всего температура поверхности пола. В процессе физиологических обследований замеряли в первую очередь температуру кожи для изучения влияния неутепленного пола. В ходе этих исследований ученики носили легкую летнюю обувь (ученикам разрешалось входить в классное помещение только после смены обуви). На основе результатов теплотехнических и физиологических замеров можно было сделать вывод, что как при непрерывном, так и при периодическом режиме работы ленточного лучистого отопления можно применять неутепленный и, естественно, частично утепленный пол. Для пребывающих в помещении допустимо и ношение легкой летней обуви.

Приведем несколько выводов, важных с теплотехнической точки зрения. Нужно обратить внимание на то, что замеры производились в классных помещениях, расположенных на первом не полуподвальном этаже, т. е. в наиболее неблагоприятном месте. В классных помещениях, находящихся на полуподвальном этаже или над отапливаемым помещением, условия были гораздо благоприятнее.

1. При непрерывном отоплении значения температуры пола в отдельных точках изменяются достаточно равномерно. Ожидаемое снижение температуры у наружной стены с окнами очень хорошо компенсируется используемым здесь ленточным отопительным прибором, поэтому температура полосы пола была в некоторой мере даже выше (на  $0,1-1^{\circ}\text{C}$ ), чем температура пола у стены, обращенной к коридору. Холоднее всего пол был около наружной стены за кафедрой, но и здесь температура существенно превышала допустимый минимум. Это доказывает, что и для двух или даже нескольких наружных стен можно применять ленточное или плинтусное отопление.

2. При периодическом отоплении температура пола за отдельные промежутки времени измерений была даже более равномерной, чем при непрерывном режиме. Это объясняется тем, что при периодическом отоплении работают два ленточных прибора, поэтому разница между значениями, замеряемыми около окна и у стены, отделяющей класс от коридора, меньше. В отношении температуры, замерявшейся у наружной стены за кафедрой, справедливы те же утверждения, что и для непрерывного отопления (см. п. 1).

3. При периодическом отоплении возникает разница между измеряемыми величинами утром и до полудня ( $2-3^{\circ}\text{C}$ ). Этого можно было ожидать, поскольку при периодическом режиме систему отопления включали только в 7 ч и помещение не отапливалось с 15 ч 30 мин предыдущего дня. До утра температура пола обычно опускалась только до  $17-19^{\circ}\text{C}$ , что гораздо выше допустимого минимума. Однако следует принимать во внимание, что в школах с периодическим отоплением топить начинают не за полчаса до на-

чала учебы, как в ходе данных экспериментов (начало работы отопления в 7 ч, начало замеров с 7.30), а не менее чем за полтора-два часа. За это время температура пола всегда достигает 19—20°C.

4. Сопоставляя средние значения температуры неутепленного пола со значениями, замерявшимися на паркетном полу, установили, что разница здесь минимальна, за время работы отопления она составляет 0,5—1,0°C. Большие отклонения получают лишь при утренних замерах при периодическом режиме, но и здесь справедливы замечания, приведенные в п. 3.

### **35.3. Оценка теплоощущения при использовании лучистого отопления в больничных палатах**

В Научно-исследовательском институте строительства, также при участии Венгерского института здравоохранения, проводились исследования, основной целью которых было выяснение следующих вопросов:

а) насколько приемлемы для больничных палат с лучистым отоплением известные экспериментальные данные, касающиеся обеспечения приятного теплоощущения, особенно в странах с более континентальным климатом, при зимней расчетной температуре от минус 15 до минус 20°C;

б) подходят ли данные для оценки теплоощущения, разработанные для людей, работающих в нормальной одежде или отдыхающих обнаженными, для наполовину укрытых одеялом лежащих больных в палатах с лучистым отоплением.

Замеры производились в трех действующих больницах (аналогично экспериментам, описанным в п. 35.2) путем сопоставления условий в палатах с лучистым и радиаторным отоплением. Методика измерений в основном была аналогична методике, использованной при проведении исследований в школе.

Физиологические измерения дали очень много интересных промежуточных результатов (изменение температуры кожи, скорости реакции и т. д. при лучистом и радиаторном отоплении), на основании которых были получены следующие данные.

1. Установлены нижние и верхние пределы комфортной зоны в больничных палатах.

*Нижние пределы при лучистом отоплении:*

температура воздуха: 21,5—22,0°C;

результатирующая температура: 23,0—23,5°C.

*Нижние пределы при радиаторном отоплении:*

температура воздуха: 24,0—25,0°C;

результатирующая температура: 23,4—24,0°C.

*Верхние пределы при лучистом отоплении:*

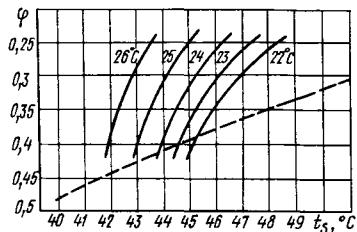
температура воздуха: 24,5—25,0°C;

результатирующая температура: 26,0—26,5°C.

*Верхние пределы при радиаторном отоплении:*

температура воздуха: 27,0—28,0°C;

Рис. 35.6. Допустимая температура поверхности отопительных приборов в больничных палатах с потолочным отоплением (штриховая линия — кривая В диаграммы Кренко)



результатирующая температура: 26,5—27,0°C.

2. Результаты измерений показали, что для выражения приятного теплоощущения можно кроме температуры кожи использовать, например, разность между температурой лба и носа, а также словесное выражение субъективного теплоощущения. На основании результатов исследований была построена диаграмма для расчета лучистого отопления больничных палат (рис. 35.6). Эта диаграмма действительна в интервале температуры внутреннего воздуха 22—26°C и коэффициентов облученности (голова больного на потолок)  $\varphi = 0,24—0,42$ , а использовать ее можно так же, как и диаграмму Кренко. Диаграмма включает и кривую В Кренко, которая относится к температуре воздуха 18°C.

Из рис. 35.6 можно сделать вывод, что кривая Кренко дает очень низкую допустимую температуру потолка. В нашем случае уже при температуре 22°C и  $\varphi = 0,38$  допустимая температура поверхности выше.

### 35.4. Оценка теплоощущения при использовании напольного отопления

В течение десятилетий эта оценка ограничивалась заданием допустимой максимальной температуры пола, которую обосновывали тем, что при более высокой температуре при длительном пребывании в обуви (в административных помещениях, общественных учреждениях) возможны потливость и опухание ног.

В начале 1970-х годов на передний план вышел новый, более обоснованный метод оценки, при разработке которого прежде всего опирались на работы Барча [44, 45]. Этот метод, применяемый с учетом теплопоглощения полов, собственно говоря, является уже результатом исследований, связанных с фиксацией теплоощущения. Измерения проводили с помощью так называемой искусственной ноги, изображенной на рис. 35.7. В ходе исследований определяли температуру подошвы и пола, а также интенсивность теплового потока.

Изменения температуры подошвы при температуре воздуха 20°C и температуре пола 17°C за период 5 мин показаны на рис. 35.8. Из рисунка видно, что чем больше продолжительность теплопоглощения материала, из которого изготовлен пол, тем благоприятнее температура подошвы и, соответственно, теплоощущение. Иначе говоря, если коэффициент тепловой активности пола мал, то

температура подошвы независимо от изменения температуры пола почти не изменяется, а при большом значении этого коэффициента изменяется значительно (рис. 35.9).

На основании экспериментов, проведенных с многослойными полами, было установлено, что малая толщина верхнего слоя и его температура лишь в начальный момент играют определенную роль, позднее следует учитывать особенности слоя, расположенного под ним.

Классификация полов по осязанию, т. е. разделение их на «холодные» и «теплые», обусловлена приведенными выше соображениями, касающимися теплоощущения. Люди чувствуют, что пол «холодный», когда в момент прикосновения ступни к полу или в первые 5 мин он отбирает гораздо больше теплоты, чем в том случае, когда ступня поднята в воздух. Согласно исследованиям, люди могут выдерживать воздействие пола с коэффициентом тепловой активности  $b=11,6$ , в то время как теплопотери ступни, поднятой в воздух, равны  $172 \text{ Вт/м}^2$ . При этом для «теплого» пола  $b < 10$  и при начальной разности температуры  $15^\circ\text{C}$  после 5-минутного контакта обнаженной ступни с полом теплопоглощение последнего составляет максимум  $172 \text{ Вт/м}^2$ . Данные о теплопоглощении различных видов полов приведены на рис. 35.10.

Разработка новейших методов расчета в этой области связана с именем Б. В. Олесена [40], который исследовал изменение допустимой температуры пола в зависимости от числа людей, не удовлетворенных тепловой окружающей средой (именно полом), и сопоставил эти данные с западногерманскими стандартами, выработанными на основе характеристик, полученных с помощью искусственной ноги.

На рис. 35.11 показана зависимость числа не удовлетворенных теплоощущением людей, стоящих в течение 1 и 10 мин на бетонном (а) и деревянном (б) полу в зависимости от температуры пола. Можно сопоставить эти данные со значениями, указанными в западногерманском стандарте DIN 52614 и представленными на рис. 35.12. Оптимальное значение, относящееся к продолжительности 1 мин, соответствует 2% неудовлетворенных, а предел—10%. Для 10-минутного периода оптимальное значение составляет 11%, а предельное—15% неудовлетворенных.

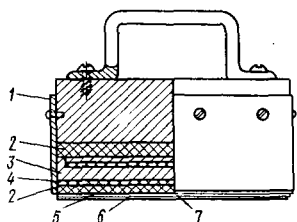
Рекомендуемые пределы температуры для полов различного типа приведены в табл. 35.4, где даны оптимальные значения температуры, а также имеются данные, взятые из западногерманского стандарта. Приведенные в таблице значения применимы, например, для оценки теплоощущения при использовании напольного отопления в жилых и ванных комнатах, плавательных бассейнах и т. д.

Для оценки теплоощущения обутой ноги Олесен разработал таблицу и схему на основании своих результатов, а также исследований Невинса [134], Шюле и Монро [157], Каммерера [57], Вяняннена и Вейялайнена [175]. Результаты этого обобщения для обутой ноги, стоящих на полу в течение 3 ч, представлены на рис. 35.13. Люди, выполнявшие днем сидячую работу, считали



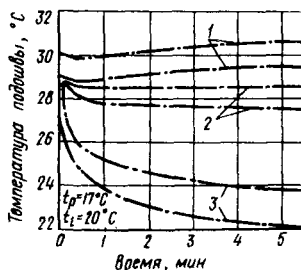
**ТАБЛИЦА 35.4. КОМФОРТНАЯ ТЕМПЕРАТУРА ПОВЕРХНОСТИ ПОЛА ДЛЯ ПОЛОВ РАЗЛИЧНОГО ТИПА**

Тип пола (на бетонной подушке)	Теплопотери подошвы ноги согласно стандарту ФРГ DIN 52614, кДж/м <sup>2</sup> , для человека, стоящего на полу в течение		Оптимальная температура пола, °С, для человека, стоящего на полу в течение		Рекомендуемая температура пола (показатель неудовлетворенности менее 15%), °С
	1 мин	10 мин	1 мин	10 мин	
Деревянный пол для экспериментальных целей	38	134	26,5	25,5	23—28
Бетонный пол для экспериментальных целей	50	293	28,5	27	26—28,5
Ковровый пол	17	75	19	24	20—28
Ковровый настил марки «Wilson»	20	91	21	24,5	21—28
Ковер из сизаля	24	123	23	25	22,5—28
Слой пробки шириной 5 мм	26	145	24	26	23—28
Пол из древесины хвойных пород	29	124	25	25	22,5—28
Дубовый пол	36	182	26	26	24,5—28
Слой винилоасбеста	80	485	30	28,5	27,5—29
Ковровый настил из полнвинилхлорида (2 мм)	60	365	29	27,5	26,5—28,5
Твердый линолеум толщиной 2,5 мм поверх древесины	46	176	28	26	24—28
Твердый линолеум толщиной 2,5 мм поверх бетона	45	296	28	27	26—28,5
Окрашенный бетонный пол	77	487	30	28,5	27,5—29
Мрамор	75	511	30	29	28—29,5
Бетонная плита, покрытая сталью	63	475	29	28,5	27,5—29
Бетонная плита, покрытая древесиной	60	419	29	28	27—29



**Рис. 35.7.** Искусственная нога для моделирования теплоотдачи ноги человека в исследованиях Барча

1 — изоляционный кожух; 2 — изоляционный лист; 3 — греющий лист; 4 — терморезистор; 5 — медный лист; 6 — резиновый лист; 7 — термоэлемент



**Рис. 35.8.** Изменение температуры подошвы на полах различного типа в зависимости от продолжительности теплового воздействия (по данным Барча)

1 — пробка; 2 — древесина; 3 — бетон

приемлемым значение, на 1°С более высокое, чем данное на диаграмме, а выполнявшие работу стоя — на 1°С более низкое. Данные этих исследований также представлены в табл. 35.4. Согласно

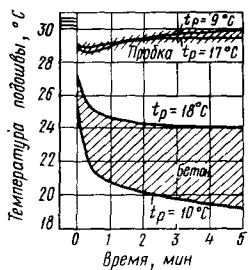


Рис. 35.9. Зависимость температуры подошвы от продолжительности теплового воздействия при различной температуре поверхности пола

Рис. 35.11. Зависимость между температурой пола и числом не удовлетворенных теплоощущением людей, стоящих босиком на полу, % (по данным Барча)

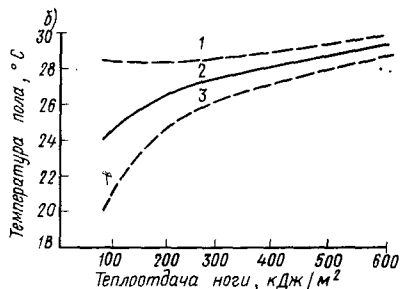
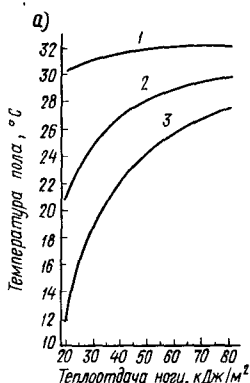
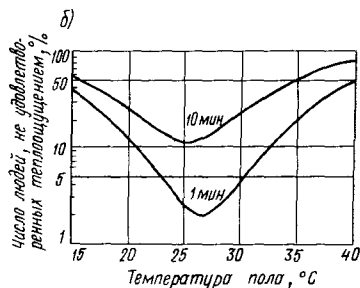
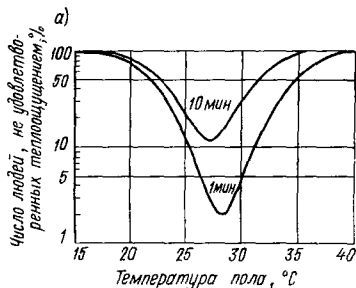
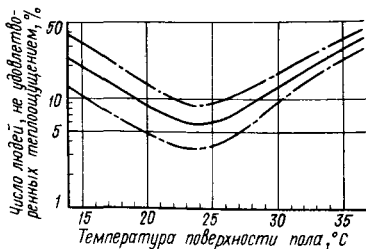


Рис. 35.12. Допустимая температура поверхности пола для стоящих босиком людей (по стандарту ФРГ DIN 52614) а и б — при продолжительности испытания соответственно 1 и 10 мин; 1 — верхний предел; 2 — оптимальное значение; 3 — нижний предел

сведениям других авторов, коэффициенты тепловой активности нагреваемого пола следует принимать равными 7—10, что, по мнению Олесена, соответствует температуре поверхности пола, на 2—10°C более высокой, чем температура окружающей среды.

Рис. 35.13. Зависимость между температурой пола и числом не удовлетворенных теплоощущением у обутых людей, стоящих и находящихся в состоянии покоя в течение 3 ч, % (по данным Олесена)



На основании диаграмм комфорта, например, при административной работе в одежде, соответствующей 1 кло, оптимальная температура окружающей среды получается равной 22°C, а температура пола в этом случае составляет 30°C.

### 36. ЛУЧИСТЫЕ ОТОПИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ, СКОМБИНИРОВАННЫЕ С СИСТЕМОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

Как уже отмечалось, в общественных зданиях часто возникает потребность в довольно интенсивной искусственной вентиляции. Здесь может быть два решения: самостоятельная система отопления и система вентиляции и комбинация этих систем в общей конструкции.

Классическим примером применения комбинированных систем является воздушное отопление, но довольно часто, в том числе и в Венгрии, используют иные конструктивные решения. Характерной чертой их является то, что они размещаются главным образом под плоскостью потолка и либо покрывают весь потолок (подвесной потолок), либо представляют собой индивидуальные конструкции. Одна из них показана на рис. 36.1. Это комбинация отопительного экрана с системой вентиляции, применение такой конструкции оправдано как в общественных, так и в промышленных зданиях. При ее описании (см. гл. 8) были приведены номограммы и численные результаты экспериментальных исследований, проведенных Научно-исследовательским институтом строительства. Теперь уточним принципиальные основы расчета.

Теоретически, а также с точки зрения техники вычислений решение данной задачи не связано с какими-либо трудностями. Можно без особых сложностей использовать зависимости, применяемые для расчета ленточного отопления и отопительных экранов, разработка которых связана с именем д-ра Золтана Мольнара. В соответствии с этим избыточную температуру, возникающую на стенке наружной трубы и относящуюся к какой-либо заранее принятой средней избыточной температуре отопительного экрана  $\vartheta_s$ , можно вычислить, используя зависимость

$$\frac{\vartheta_w}{\vartheta_s} = \frac{A \left( l' + \frac{d\pi}{2} \right)}{l' + \left( \frac{d\pi}{2} \right) A}, \quad (36.1)$$

где  $A$  — постоянная величина;

$$A = \frac{ml'}{2} \left[ \frac{1}{\text{th}(ml'/2)} + \frac{m}{n \text{th}(m\delta/2)} \right] \quad (36.2)$$

По сравнению с предыдущими случаями разница заключается в том, что здесь стремятся увеличить теплоотдачу верхней стороны отопительного экрана и тем самым обеспечить нагрев воздушного потока, направляемого над неизолированной верхней стороной, поэтому здесь важно оценить коэффициент теплообмена  $\alpha_e$ , больший, чем  $\alpha_i$ .

При определении  $\alpha_e$  трудность состоит в том, что металлические стенки воздуховода прогреваются и выделяют в окружающую среду большое количество теплоты. В действительности как в пространстве под отопительным экраном, так и в пространстве вокруг стенок воздуховода в стационарном состоянии образуется тепловое равновесие, согласно которому сумма количеств теплоты, отдаваемой всем ограждающим конструкциям излучением и конвекцией, равна теплотерям через ограждающие конструкции. Приближенно можно записать, что

$$Q_{Si} = A_S \alpha_{si} (t_S - t_{si}) + A_S \alpha_{ci} (t_S - t_i), \quad (36.3)$$

$$Q_{Se} = A_S \alpha_{se} (t_S - t_{s \text{ sat}}) + A_S \alpha_{ce} (t_S - t_{i \text{ sat}}), \quad (36.4)$$

где

$$A_S \alpha_{ce} (t_S - t_{i \text{ sat}}) = V c_p \Delta t_{st}. \quad (36.5)$$

Здесь  $t_{s \text{ sat}}$  — температура обращенных к экрану поверхностей воздуховода, °C;  $t_{i \text{ sat}}$  — температура воздуха в воздуховоде, °C.

После экспериментального определения этих величин можно установить численные значения  $\alpha_e$  и вычислить  $\vartheta_w$ .

Результаты экспериментов по определению теплоотдачи отопительного экрана вниз и вверх при различных скоростях воздушного потока в воздуховоде, проведенных при одинаковой  $\vartheta_s$ , представлены в табл. 36.1.

ТАБЛИЦА 36.1. ТЕПЛОТДАЧА ОТОПИТЕЛЬНОГО ЭКРАНА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ СКОРОСТИ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА

Скорость воздушного потока, м/с	Суммарная теплоотдача, Вт	Количество теплоты, Вт, приходящееся на	
		отопление	нагревание воздуха
0	2700	2700	—
1	6000	1915	4085
2	9000	1720	1720

Окончательного варианта конструкции, которую изготавливали бы серийно, пока еще нет. Когда же этот вопрос решится, то для новой конструкции необходимо будет точно задавать показатели теплопроизводительности изделия в зависимости от его размеров, скорости воздушного потока и температуры теплоносителя.

При использовании прибора, покрывающего всю поверхность потолка, с подачей вентиляционного воздуха через большое число отверстий, расчет греющей поверхности следует производить анало-

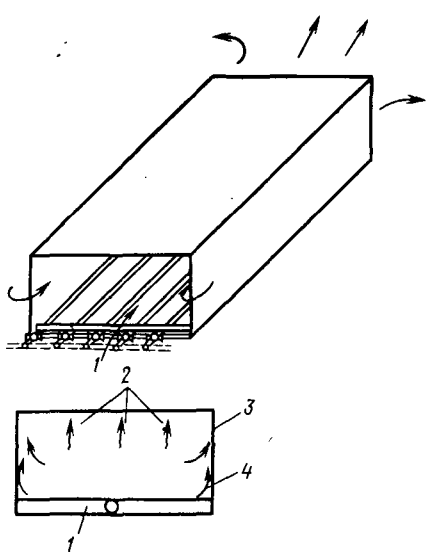


Рис. 36.1. Принципиальная схема системы лучистого отопления, скомбинированной с вентиляцией  
1 — отопительный экран; 2 — излучение; 3 — воздуховод из листового металла; 4 — теплопроводность

Рис. 37.2. Ощущение сквозняка в области шеи (а) и щиколотки (б) в зависимости от подвижности воздуха и разности температуры воздуха в помещении и приточного воздуха (по данным «IHVE Guide»)

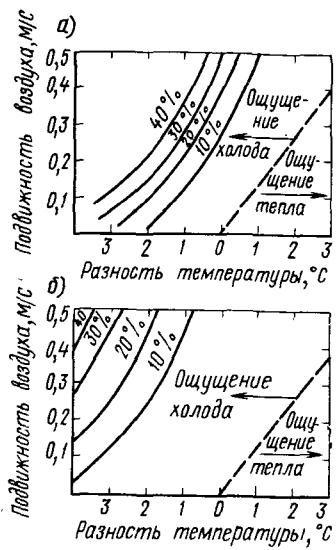
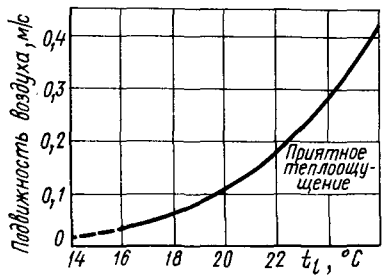


Рис. 37.1. Зависимость допустимой подвижности воздуха от температуры окружающей среды (по данным Рейндерса)



гичным образом. Скорость подаваемого воздуха и его нагрев здесь не рассматриваются, однако их легко можно вычислить, зная параметры теплоотдачи отопительного прибора и воздуха. Затруднение может быть вызвано тем, что для расчета нужно знать также температуру и теплоотдачу нижней поверхности потолка, которые также следует определять путем измерений; для некоторых зарубежных конструкций необходимые данные можно найти в соответствующих проспектах.

### 37. ОЦЕНКА ТЕПЛООЩУЩЕНИЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ СИСТЕМ ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ, СКОМБИНИРОВАННЫХ С ВЕНТИЛЯЦИЕЙ

Это, пожалуй, наименее выясненная область оценки теплоощущения при использовании лучистого отопления. Для проверки влияния вентиляции (а значит, тепловых потоков с различной скоростью и температурой) было проведено много экспериментов,

результаты которых широко применяются при расчете этих систем. Для случая же, который здесь требуется рассмотреть (сравнительно большое количество лучистой теплоты и сравнительно большая скорость воздушного потока), в специальной литературе имеется очень мало конкретных, надежных данных.

Принимая все это во внимание, в ходе оценки теплоощущения при использовании систем лучистого отопления, скомбинированных с вентиляцией, рекомендуется использовать основные принципы, изложенные в гл. 35, т. е., зная метаболический уровень деятельности человека, проверить соотношение лучистой и конвективной теплоотдачи. Ниже приведены номограммы, с помощью которых можно оценить теплоощущение, формирующееся под влиянием воздушного потока без учета влияния работы лучистого отопления.

На номограмме Рейндерса (рис. 37.1) указаны скорости воздушного потока, допустимые с точки зрения теплоощущения, в зависимости от температуры окружающей среды. Можно предполагать, что если вместо температуры окружающей среды принимать во внимание среднюю радиационную температуру, то можно допускать более высокие значения скорости воздушного потока.

На рис. 37.2, взятом из журнала «INVE Guide» (1970), приведены расчетные данные, касающиеся ощущения сквозняка в области шеи (а) и в области шиколотки (б), в зависимости от скорости воздушного потока и перепада между температурой в помещении и приточного воздуха. Приведенные на кривых значения в процентах соответствуют числу людей, жалующихся на ощущение сквозняка.

Для облегчения вычислений можно пользоваться табл. 37.1, где указаны коэффициенты теплообмена на поверхности одежды при обдувании воздухом.

ТАБЛИЦА 37.1. КОЭФФИЦИЕНТЫ ТЕПЛООБМЕНА МЕЖДУ ОДЕЖДОЙ И ВОЗДУХОМ

Помещение	Коэффициент теплообмена, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
Закрытое помещение небольших размеров без сквозняка	3,5
Закрытое помещение больших размеров, есть воздушный поток со скоростью до 0,5 м/с	4,7
Помещение с часто расположенными оконными или дверными проемами, частое ощущение сквозняка, скорость воздушного потока до 1 м/с	5,8
Помещение с постоянно открытыми окнами, ощущение сквозняка, скорость воздушного потока до 1,5 м/с	7,0
Открытое помещение с ограждающими конструкциями, лишь частично защищенными со стороны господствующего ветра	8,2
Открытая территория, средняя скорость ветра до 3 м/с	11,6

## **VII. РАСЧЕТ СИСТЕМ ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ ДЛЯ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ**

### **38. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ РАСЧЕТА**

Расчет отопления жилых зданий состоит из пяти этапов, описанных в разделе IV, однако здесь они имеют ряд особенностей.

1. Теплотери в основном вычисляются способом, аналогичным изложенному в гл. 18. Несколько по-иному выполняют расчет только при конструировании системы отопления в наружной стеновой панели, что используется прежде всего в жилых зданиях. Этот вопрос рассматривается особо в гл. 39.

2. Теплотехнический расчет лучистых отопительных приборов и выбор места их размещения в основном производят так же, как указано в гл. 19.

3. Ряд возникающих при этом специфических проблем рассматривается в гл. 40. Принципы контроля теплоощущения требуют более подробного изложения (см. гл. 41).

4. Изменения, которые требуется внести в устройство отопительных приборов, не отличаются от указанных в гл. 20.

5. Расчет элементов отопительной системы, размещаемых в наружной стеновой панели, представляет собой новую проблему и до сих пор еще не рассматривался<sup>1</sup>.

При лучистом отоплении жилых зданий чаще всего используют два варианта: потолочное отопление и отопление в наружной стеновой панели. Методы расчета потолочных лучистых отопительных приборов аналогичны методам, описанным для общественных зданий. Здесь применимы как закономерности линейной теплопроводности, теоретические основы которой изложены в п. 7.1, а конкретное применение — в гл. 18, так и закономерности двухмерной теплопроводности, теоретические основы которой рассмотрены в п. 7.2, а практическое применение — в гл. 35.

Выше были приведены числовые примеры, поэтому здесь вопросы теплотехнического расчета потолочного отопления рассматриваться не будут.

### **39. РАСЧЕТ ТЕПЛОПОТРЕБНОСТИ ПОМЕЩЕНИЙ ПРИ ИХ ОТОПЛЕНИИ С ПОМОЩЬЮ НАРУЖНОЙ СТЕНОВОЙ ПАНЕЛИ**

#### **39.1. Расчет теплотерь**

**39.1.1. Влияние поверхности, целиком покрытой конструкцией отопительного прибора, на формирование теплотерь помещения.** Рассмотрим трансмиссионные теплотери, возникающие в каком-либо помещении, имеющем одну наружную стену с окнами:

$$Q = A_F q_{l,r,F} + A_{AbI} q_{l,r,AbI} \text{ Вт,} \quad (39.1)$$

где  $A_{AbI}$  — площадь окна.

<sup>1</sup> В СССР эти вопросы рассмотрены в работах А. А. Сандера, В. П. Туркина и др. (Примеч. науч. ред.)

Обычно нельзя охватить змеевиком всю наружную стену (например, узкую часть под окном, нижние и верхние углы). Площадь поверхности  $A^*$  той части стены, которая снабжена змеевиком, должна отдавать следующее количество теплоты:

$$A^*q_1 = A_{Abi}q_{tr,Abi}(A_F - A^*)q_{tr,F} \quad (39.2)$$

откуда количество теплоты, которое должна выделять единица поверхности греющей стены, равно

$$q_1 = \frac{A_{Abi}q_{tr,Abi} + A_Fq_{tr,F}}{A^*} q_{tr,F} \text{ Вт / м}^2. \quad (39.3)$$

Если бы можно было сделать всю поверхность греющей, то в результате равенства  $A^* = A_F$  получилось бы, что

$$q_1 = Q_{Abi}/A_F \text{ Вт/м}^2. \quad (39.4)$$

На рис. 39.1 приведен поперечный разрез греющей панели и указаны требуемые для расчетов данные.

**39.1.2. Расчет трансмиссионных теплопотерь через ограждающую стену и окно.** Порядок расчета основного количества пропускаемой теплоты известен. Уточнения требуют вычисления добавочных теплопотерь.

**39.1.3. Учет влияния ветра.** Данные, необходимые для расчета объема воздуха  $V$ , инфильтрующегося в здание под действием ветрового давления, отчасти имеются в стандартах ГДР и ФРГ, а в упрощенном виде — в венгерской специальной литературе [112, 114]. Теплота, обеспечивающая нагрев этого воздуха, определяется зависимостью

$$Q = Vc_p(t_i - t_a). \quad (39.5)$$

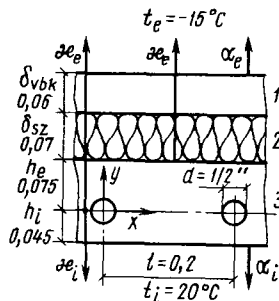
**39.1.4. Добавка в зависимости от ориентации здания.** Эту добавку следует принимать при определении полной теплопотребности здания и расчете основных магистралей для подачи теплоносителя. Новейшие исследования показывают, что ранее учет влияния ориентации производился без должной дифференциации. В настоящее время рекомендуются следующие добавки в зависимости от ориентации, %:

Юг	Юго-запад	Запад	Северо-запад	Север	Северо-восток	Восток	Юго-восток
-10	-10	-5	0	+5	0	-5	-10

**39.1.5. Применение угловых добавок.** Поскольку вторая наружная стена угловой комнаты нагревается до внутренней температуры, для угловых комнат промежуточных этажей нет необходимости применять так называемую угловую добавку или добавку на теплоощущение. Она требуется для самого верхнего и первого этажей потому, что за время пика подачи горячей воды можно ожидать большого изменения внутренней температуры. Величину добавки назначают с таким расчетом, чтобы из-за большей амплитуды колебаний внутренней температуры во время максимального по-



Рис. 39.1. Разрез греющей наружной стеновой панели  
 1 — наружный слой железобетона; 2 — полимерный материал «хунгароцелл»; 3 — внутренний слой железобетона



требления горячей воды температура на этих этажах не была ниже, чем на промежуточных. Для этого вполне достаточно 3—4%.

**39.1.6. Учет влияния воздухообмена в лестничной клетке.** Если лестничная клетка занимает всю высоту здания, в ней возникает специфичный воздухообмен. Помещения на нижних этажах находятся в гораздо менее благоприятных условиях, чем на верхних. На нижних этажах в квартиры поступает в основном наружный воздух, в то время как в квартиры на верхних этажах главным образом проникает подогретый воздух из лестничной клетки. Практика показывает, что перепад температуры между верхними и нижними квартирами составляет 2—4°C. В связи с этим теплотери помещений первого этажа принимают при расчете равными теплотерям самого верхнего этажа (поскольку их панели равны), а для исключения влияния лестничной клетки учитывают однопроцентную добавку на каждый этаж, считая сверху вниз. При этом следует сделать так, чтобы панели междуэтажных перекрытий были равными.

**39.1.7. Учет теплотребности для нагрева воды в системе горячего водоснабжения.** Устройство системы отопления в наружных панелях рекомендуется применять только для обогрева крупнопанельных зданий, подключенных к центральной системе теплоснабжения. В этом случае для определения количества подаваемой теплоты не нужно учитывать так называемую добавку на прогрев. И все же следует считаться с определенными колебаниями в подаче теплоты, вызванными тем, что сеть центрального теплоснабжения обеспечивает подачу теплоты не только для отопления, но и для горячего водоснабжения. В этих условиях нецелесообразно и неэкономично рассчитывать сеть централизованного теплоснабжения исходя из суммы максимальных значений теплотребности горячего водоснабжения и отопления. Достаточно, если теплотребность отопительной установки будут увеличивать только на среднее значение суточной теплотребности для горячего водоснабжения.

В таком случае снижение внутренней температуры за период максимального расхода горячей воды с очень хорошим приближением описывается зависимостью

$$t_i - t_a = (t_{i0} - t_a) e^{-\frac{\tau_0}{T} \theta}, \quad (39.6)$$

где  $t_i$  — изменяющаяся внутренняя температура, °C;  $t_a$  — наружная температура, °C;  $t_{i0}$  — внутренняя температура до максимального расхода на горячее водоснабжение;

$t_0 = 2-3$  ч — продолжительность максимального расхода на горячее водоснабжение;  $T = 40-50$  ч — постоянная времени здания;  $\varepsilon \approx 0,2-0,3$  — число, показывающее, какова доля теплотребности на горячее водоснабжение.

Отсюда видно, что роль бака-аккумулятора горячей воды, применяемого до сих пор, с успехом играет теплота, накапливаемая в зданиях, поскольку снижение внутренней температуры за время максимального расхода горячей воды почти никогда не достигает  $1^\circ\text{C}$ .

**39.1.8. Заключительные замечания.** При размещении системы отопления в наружной стеновой панели теплотребность помещения меньше, чем при использовании других способов отопления, поскольку, во-первых, в данном случае нужно подать лишь такое количество теплоты, которое теряется через окно и наружную сравнительно малую поверхность, не охваченную системой отопления, во-вторых, в отличие от других систем отопления использование обогреваемой наружной стеновой панели значительно увеличивает постоянную времени здания, и поэтому внутренняя температура не зависит ни от колебаний наружной температуры, ни от колебаний в подаче теплоты.

## 39.2. Формирование теплотребности

**39.2.1. Идеальные теплотери.** В качестве объекта исследований был выбран тип помещений, встречающийся чаще всего, т. е. помещение с одной наружной стеной, расположенное на каком-либо промежуточном этаже. В наружной стене, естественно, имеется окно. Теплотери здесь вычисляются исходя из того, что кроме наружной температуры, считающейся заданной, существует еще какая-то температура, характерная для помещения. При этом для ограждающих конструкций и воздуха помещения можно записать уравнения теплового баланса. Пусть будет задана ощущаемая температура

$$t_e = 0,46t_i + 0,54t_s. \quad (39.7)$$

Здесь радиационную температуру, отнесенную к человеку, находящемуся в помещении, можно вычислить на основании уравнения

$$t_s = \left( \sum \varphi_{E-N} T_N^4 \right)^{1/4} - 273, \quad (39.8)$$

где  $\varphi_{E-N}$  — коэффициент облученности человека, находящегося в какой-либо указанной точке помещения, отнесенный к отдельным ограждающим конструкциям (см. рис. 3.43).

Уравнения теплового баланса (при условии, что помещение имеет одну наружную стену с окном и что температура в смежных помещениях равна температуре рассматриваемого помещения) выглядят следующим образом:

для наружной стены

$$Q_{KF-BF} + Q_{KF-l} + Q_{KF-a} = 0, \quad (39.9)$$

для окна на улицу

$$Q_{AbI-BF} + Q_{AbI-l} + Q_{AbI-a} = 0, \quad (39.10)$$

для воздуха

$$Q_{l-KF} + Q_{l-AbI} + Q_{l-BF} = 0. \quad (39.11)$$

При этом ощущаемая температура

$$t_e = 0,46t_l + 0,54 \left[ (\varphi_{E-KF} T_{KF}^4 + \varphi_{E-BF} T_{BF}^4 + \varphi_{E-AbI} T_{AbI}^4)^{1/4} - 273 \right]. \quad (39.12)$$

Данная система уравнений действительна при следующих условиях: температура воздуха во всех точках пространства помещения одинакова; внутренние ограждающие конструкции помещения везде имеют одинаковую температуру.

**39.2.2. Тепловой баланс, теплопотери и теплопотребность помещений, отапливаемых наружными стеновыми панелями.** Система уравнений формально аналогична системе уравнений, составленной для идеального отопления. Разница имеется в первом уравнении, так как количество теплоты, отдаваемой внутренней поверхностью наружной стены поверхности внутренней стены путем излучения и воздуху путем конвекции, равно количеству теплоты, которое отдается окну внутренними стенами путем излучения, а воздухом — путем конвекции. Иными словами, из помещения удаляется только та теплота, которая с внутренней плоскости окна поступает в наружную окружающую среду. Для ощущаемой температуры полностью действительно уравнение (39.12), которое показывает влияние более высокой температуры  $t_{KF}$  на присутствующих в помещении людей. Теплопотери помещения составляют

$$Q_F = A_{AbI} \kappa_{AbI-a} (t_{AbI} - t_a). \quad (39.13)$$

Температура окна здесь ниже, чем при идеальном отоплении. Это означает, что теплопотери помещения, отапливаемого какой-либо другой установкой, выше, чем теплопотери при использовании системы отопления в наружной стеновой панели. Для устройства такой отопительной установки требуется наименьшее число элементов, причем эти элементы расположены в бетоне и поэтому их теплоотдача значительно больше, чем у элементов, смонтированных отдельно.

#### 40. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ, УСТРАИВАЕМОЙ В НАРУЖНЫХ СТЕНОВЫХ ПАНЕЛЯХ

Как уже было упомянуто, при рассмотрении расчета потолочного отопления (см. гл. 34 и 35) при применении зависимостей двухмерной теплопроводности можно получить более точные результаты, чем при проведении вычислений на основе линейной теплопроводности. Точность вычислений не зависит от толщины бетонного слоя, поскольку среднюю температуру надо определять для плоскости оси змеевика (плоскости  $y=0$ ), а не для всего слоя бетона. В соответствии с этим системы отопления в наружных стеновых панелях всегда следует рассчитывать на основании принципа двухмерной теплопроводности, принимая во внимание, что данная конструкция легче и проще с теплотехнической точки зрения, чем потолок.

По сути дела, нет разницы между расчетом змеевика для наружной стеновой панели и для потолочного отопления, однако

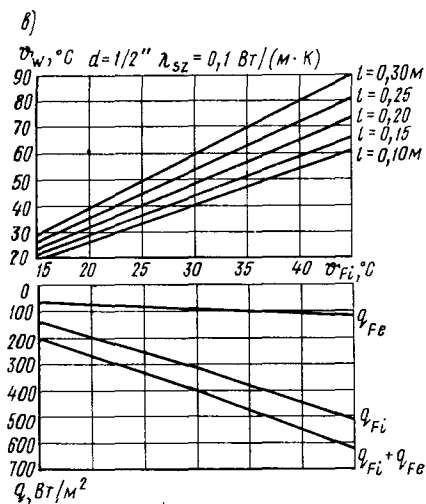
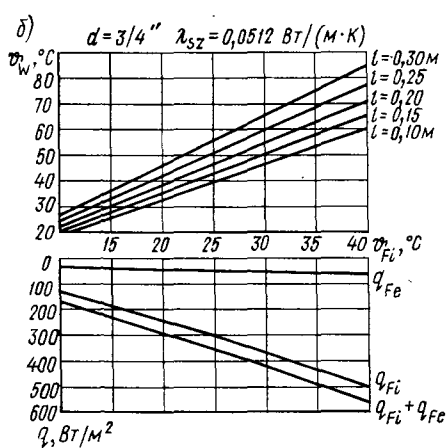
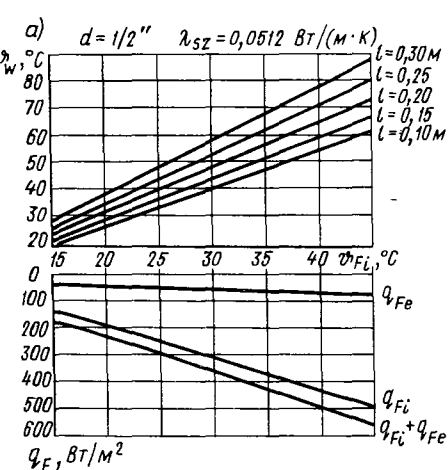


Рис. 40.1. Номограмма для расчета системы отопления с греющей наружной стеновой панелью (толщина теплоизоляции  $\delta_{sz} = 0,07 \text{ м}$ )

в отношении рассматриваемых здесь конструкций необходимо принимать во внимание следующие условия:

змеевики должны соединяться друг с другом, как радиаторы в однотрубной проточной системе отопления, т. е. с коэффициентом затекания  $\alpha = 1$ ;

по соображениям технологии изготовления следует стремиться использовать как можно меньшее число типов панелей, поэтому панели промежуточных этажей должны быть одинаковыми, хотя с учетом теплоотдачи число витков змеевика в направлении верхнего этажа должно уменьшаться. По той же причине расположение труб змеевика в одинаковых по размерам панелях на первом и самом верхнем этажах должно быть также одинаковым.

На рис. 40.1 приведены сводные графики, в верхней части которых даны кривые

$$\vartheta_w = f(\vartheta_{Fi}; l), \quad (40.1)$$

поскольку на начальной стадии расчетов всегда задана средняя температура греющей поверхности  $\vartheta_{Fi}$ . В нижней части рисунка приведены удельные количества теплоты,  $q_{Fi}$  и  $q_{Fe}$ , которые поступают внутрь и наружу.

Из графиков видно, что диаметр трубы змеевика лишь в небольшой мере влияет на теплоотдачу, а качество теплоизоляции почти не сказывается на количестве теплоты, отдаваемой внутрь. Исходя из рис. 40.1 после вычисления  $\vartheta_{Fi}$  можно приступить к первой стадии проектирования — вычислить полную длину змеевика, который должен быть смонтирован в панели помещения на среднем этаже, взятого за основу. Далее необходимо установить длину змеевика на подающей и обратной ветвях таким образом, чтобы были выполнены сформулированные выше условия. Для этого целесообразно построить кривые

$$q_{i,cs} = f(\vartheta_w; l) \quad (40.2)$$

в большем масштабе, поскольку на этой стадии вычислений наряду с расстоянием между витками  $l$  важную роль играет температура стенки трубы  $\vartheta_w$ . На рис. 40.2 указаны количества теплоты, передаваемой отапливаемому помещению  $l$  м труб диаметрами  $1/2$  и  $3/4$  дюйма при различных значениях  $\vartheta_w$  и  $l$ . Согласно рисунку, кривые  $q_{i,cs}$  в рассматриваемом интервале  $\vartheta_w$  почти полностью могут быть заменены прямой, что значительно облегчает вычисления.

Вычисления начинают с расчета змеевика панели, расположенной в центре здания (например, на пятом этаже десяти- или одиннадцатипэтажного здания). Это необходимо потому, что теплопотребность уменьшается с каждым этажом из-за эффекта, создаваемого воздухообменом в лестничной клетке, соответственно с каждым этажом изменяется и значение  $\vartheta_w$ . При этом для этажей, расположенных выше, мы получим все уменьшающуюся среднюю температуру стенки трубы, а для этажей, расположенных ниже, — все возрастающую. Исключение составляет средняя температура воды в змеевиках первого этажа — она должна быть такой же, как температура на самом верхнем этаже. Изменяющуюся среднюю температуру змеевика можно определить путем соответствующего подбора длин змеевиков, присоединенных к подающей и обратной линиям.

Площадь поверхности  $A^*$ , которая должна быть охвачена змеевиком, нужно подобрать таким образом, чтобы в ее пределах помещались трубы вычисленной длины при стандартном расстоянии между трубами  $l$ . Поэтому естественно, что площадь поверхности  $A^*$  меньше, чем площадь свободной поверхности наружной стены. Следовательно, поверхность площадью  $A^*$  должна передавать и то количество теплоты, которое удаляется из помещения через неохваченную поверхность. Таким образом, теплота, передаваемая

греющей поверхностью площадью  $A^*$  в помещение, равна

$$Q_{tr}^* = Q_{tr} - A^* q_{F, tr} \quad \text{Вт}, \quad (40.3)$$

где  $Q_{tr}$  — трансмиссионные теплопотери помещения, Вт;  $q_{F, tr}$  — теплопотери через часть стены, не охваченную змеевиком, Вт/м<sup>2</sup>.

При этом из зависимости

$$q_{Fi} = Q_{tr}^* / A^* = (Q_{tr} - A^* q_{F, tr}) / A^* = (Q_{tr} / A^*) - q_{F, tr}, \quad (40.4)$$

определяющей количество теплоты, передаваемой через единицу поверхности  $A^*$  в помещение, на основании рис. 6.4 можно сразу определить среднюю избыточную температуру стены  $\vartheta_{Fi}$ . По рис. 40.1 подбирают расстояние между трубами змеевика таким образом, чтобы средняя избыточная температура стенки трубы  $\vartheta_w$  соответствовала принятому значению. Это всегда можно осуществить путем незначительной коррекции  $A^*$ . Зная теплопотери промежуточных этажей  $Q_{tr}^*$ , а также постоянную площадь поверхности  $A^*$ , отдающую теплоту, можно определить общую длину трубы змеевика  $L$  по известной зависимости  $L = A^* / l$ , а теплоту, отдаваемую поэтажно 1 м трубы — по зависимости

$$q_{i, cs} = Q_{tr}^* / L. \quad (40.5)$$

Эта длина трубы сохраняется для всех промежуточных этажей. Исходя из рис. 40.2, зная  $l$ , можно построить кривую  $q_{i, cs} = f(\vartheta_w; l)$  для выбранного расстояния между трубами (рис. 40.3). На этом же рисунке имеется кривая  $\vartheta_{wk} = f(q_{i, cs}; \vartheta_w)$ , построенная по средней температуре стенки трубы на остальных этажах (штрихпунктирная линия). Зная значение  $Q_{tr}^*$ , которое следует поэтажно изменять, а также известную длину трубы  $L$  и расстояние между витками  $l$ , по рис. 34.1 можно определить  $q_{i, cs}$ , а по рис. 40.2 — соответствующую температуру  $\vartheta_w$ . Поскольку  $q_{i, cs} = f(\vartheta_w; l)$ , эту зависимость с очень хорошим приближением можно изобразить прямыми линиями. Значение  $Q_{tr}^*$  с каждым этажом уменьшается пропорционально числу этажей, поэтому кривая  $\vartheta_{wk}$  также может быть заменена прямой линией.

Поэтажную среднюю температуру представим на уровне трети высоты этажа, поскольку основная часть змеевиков расположена в стене под окном.

Для самого верхнего и самого нижнего этажей примем ту температуру, которая получается при пересечении линии  $\vartheta_{wk}$  с уровнем пола верхнего этажа (на рисунке эта температура равна 52,6°C). Это значение будем считать действительным и для первого этажа. Далее примем во внимание, что на самом верхнем этаже следует обособленно смонтировать трубу длиной 3—3,5 м, соединяющую подающую и обратную магистрали. Ее теплоотдачу

$$Q_{cz} = l_{os} q_{cs}, \quad (40.6)$$

где  $l_{os}$  — длина соединительной трубы, м,

вычтем из теплоотдачи панели самого верхнего этажа. Исходя из той же величины теплопотребности, рассчитывают змеевик панели

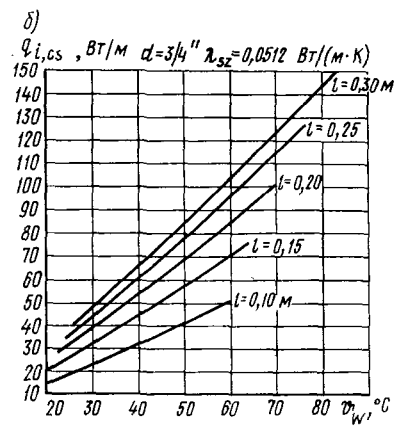
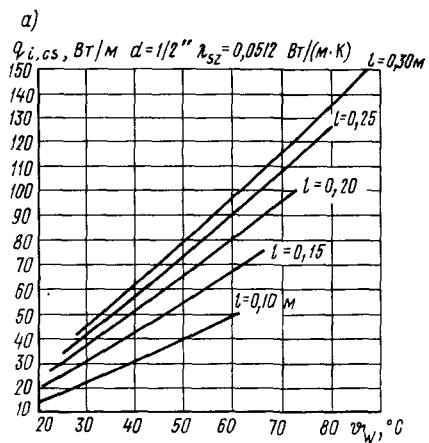


Рис. 40.2. Теплопоступление внутрь от трубы, расположенной в стеновой панели

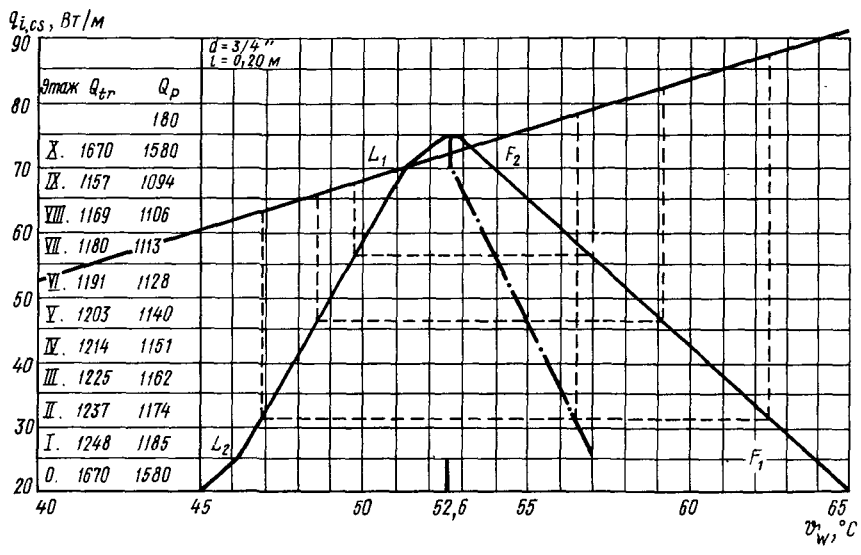


Рис. 40.3. Номограмма для расчета змеевиков в греющей стеновой панели

первого этажа. При этом (если первый этаж обозначить индексом 0)

$$Q_{Fi,X} = Q_{Fi,0}, \quad (40.7)$$

т. е. панели первого и самого верхнего, в данном случае одиннадцатого, этажа проектируются на равную теплоотдачу. Полное падение температуры теплоносителя в панелях первого и одиннадцатого этажей

$$\Delta t_0 = \Delta t_X = Q_{Fi,X}^* / mc. \quad (40.8)$$

Количество циркулирующей (без учета бесполезных теплопотерь панелей) воды  $m$  выражается зависимостью

$$m = \frac{\sum Q_{Fi,n}^*}{\Delta t c} = \frac{\sum Q_{Fi,n}^*}{(t_{we} - t_{wv}) c}, \quad (40.9)$$

где  $t_{we}$  — температура теплоносителя в подающей магистрали;  $t_{wv}$  — то же, в обратной магистрали.

Далее необходимо разделить общий температурный перепад на две части для подающей и обратной ветвей:

$$\Delta t_0 = \Delta t_x = \Delta t_{f,0} + \Delta t_{l,0} = \Delta t_{f,x} + \Delta t_{l,x}, \quad (40.10)$$

где индекс  $f$  означает подающую ветвь;  $l$  — обратную.

Для простоты выбирают равное падение температуры

$$\Delta t_{f,0} = \Delta t_{f,x} = \Delta t_0/2 = \Delta t_x/2 \quad (40.11)$$

как для первого, так и для одиннадцатого этажа. При этом длина змеевиков на первом и одиннадцатом этажах на основании известной средней температуры  $\vartheta_{w,0} = \vartheta_{w,x}$  составляет

$$L_x = L_0 = \frac{Q_x^*}{q_{i,cs,x}} = \frac{Q_0^*}{q_{i,sc,0}} \quad (40.12)$$

Затем можно вычертить для этих двух уровней линию падения температуры как в подающей, так и в обратной ветви (см. на рис. 40.3 линию температуры на подающей и обратной ветвях на одиннадцатом и первом этажах). Определение теплоотдачи змеевиков проводится после выявления двух значений, относящихся к трети высоты линий на графике

$$L_{f,0} q_{f,0} + L_{l,0} q_{l,0} = Q_0^*, \quad (40.13)$$

причем

$$L_{f,0} + L_{l,0} = L_0, \quad (40.14)$$

где

$$L_{f,0} = \frac{Q_0^* - L_0 q_{l,0}}{q_{f,0} - q_{l,0}} \quad (40.15)$$

и

$$L_{f,x} = \frac{Q_x^* - L_0 q_{l,x}}{q_{f,x} - q_{l,x}}. \quad (40.16)$$

После того, как получены одинаковая средняя температура стенки трубы на первом и самом верхнем этажах и одинаковые снижения температуры  $\Delta t_{f,x} = \Delta t_{f,0}$  и тем самым одинаковая теплоотдача

$$Q = mc(\Delta t_f + \Delta t_l) \quad (40.17)$$

(хотя у подающей и обратной ветвей вообще температура не одинакова), можно выполнить ту же задачу и для промежуточных этажей. В подающем и обратном теплопроводах для двух уровней (пол второго и пол одиннадцатого этажей) температура  $\vartheta_w$  уже известна (см. рис. 40.3), и вдоль змеевика температура и тепловыделение



$q_{i,cs}$  практически изменяются почти линейно. Поэтому, объединяя точки, обозначающие уже известные пары температуры подающего и обратного теплопроводов, получим изменение температуры теплоносителя в подающем и обратном змеевиках для промежуточных этажей.

Общую длину змеевиков вычислили на основании теплопотерь на промежуточном этаже (на рис. 40.3 — на пятом) и температуры  $\vartheta_w$ :

$$L_V = Q_V^* / q_{i,cs,X} \quad (40.18)$$

Для подающего и обратного теплопроводов длины труб по аналогии с зависимостями 40.14 и 40.15 определяются уравнениями

$$L_{f,V} + L_{i,X} = L_V; \quad (40.19)$$

$$L_{f,V} = \frac{Q_X - L_V q_{i,V}}{q_{f,V} - q_{i,V}} \quad (40.20)$$

Для какого бы этажа мы ни производили аналогичным образом вычисления, мы всегда получим эту величину. Змеевики также отдают теплоту наружу. Удельную величину бесполезных теплопотерь можно определить по рис. 40.1, зная  $\vartheta_w$  и  $l$  (или  $\vartheta_{Fi}$ ). Суммарное значение бесполезных теплопотерь определяется по формуле

$$\sum Q_{Fen} = \sum A_n q_{en} = Q_{Fen} \quad (40.21)$$

Полную массу циркулирующей воды при этом можно вычислить по уравнению

$$m = \frac{\sum_n Q_{Fin} + \sum_n Q_{Fen}}{c \Delta t} \quad (40.22)$$

**Пример.** Расчет системы отопления, размещаемой в наружных стеновых панелях.

Внутренний размер наружной панели:  $4,5 \times 2,5$  м; размер окна:  $2,80 \times 1,50$  м. Высота стены под окном составляет 0,8 м. Над окном проходит полоса панели высотой 0,2 м, а справа и слева от него — шириной по 0,85 м. Расчетные теплопотери первого, промежуточного и последнего (X) этажей без учета воздухообмена в лестничной клетке, Вт:  $Q_{tr,0} = 1514$ ;  $Q_{tr,em} = 1145$ ;  $Q_{tr,X} = 1762$ .

С учетом добавок теплопотери складываются следующим образом (см. рис. 40.3), Вт:

$$Q_{tr,0} = 1,1 \cdot 1514 = 1670;$$

$$Q_{tr,1} = 1,09 \cdot 1145 = 1247;$$

$$Q_{tr,II} = 1,08 \cdot 1145 = 1236;$$

$$Q_{tr,III} = 1,07 \cdot 1145 = 1215;$$

$$Q_{tr,IV} = 1,06 \cdot 1145 = 1214;$$

$$Q_{tr,V} = 1,05 \cdot 1145 = 1203;$$

$$Q_{tr,VI} = 1,04 \cdot 1145 = 1191;$$

$$Q_{tr,VII} = 1,03 \cdot 1145 = 1180;$$

$$Q_{tr,VIII} = 1,02 \cdot 1145 = 1169;$$

$$Q_{tr,IX} = 1,01 \cdot 1145 = 1157;$$

$$Q_{tr,X} = 1,00 \cdot 1670 = 1670 + \text{теплоотдача соединительной трубы.}$$

Из-за тождественности панелей первого и одиннадцатого этажей теплоотдача

вмонтированных змеевиков в обоих случаях составляет 1670 Вт.

Расчет начнем с греющей панели шестого этажа. Примем среднюю избыточную температуру  $\vartheta_{wV} = 55^\circ\text{C}$ , при которой  $t_{wV} = 75^\circ\text{C}$ .

Из выражения (40.4) получаем

$$A^* = Q_{tr,V} / (q_{Fi} + q_{F,ir}).$$

Согласно рис. 40.1, в при  $\vartheta_w = 55^\circ\text{C}$  и  $l = 0,20$  м,  $\vartheta_{Fi} = 35^\circ\text{C}$  и  $q_{Fi} = 380$  Вт/м<sup>2</sup>.

При этом, если учитывать, что коэффициент теплопередачи выбранной панели  $k = 0,61$ , а потому  $q_{F,ir} = 0,61 \cdot 35 = 21,3$  Вт/м<sup>2</sup>, получаем

$$A^* = 1203 / (380 + 21,3) = 3,0 \text{ м}^2.$$

Тогда теплота, которая должна быть отдана в помещение, равна:

$$Q_{\check{V}}^* = Q_{tr,V} - A^* q_{F,ir} = 1203 - 3 \cdot 21,3 = 1140 \text{ Вт}.$$

На рис. 40.3 дано количество теплоты  $Q_p$ , требуемое на промежуточных этажах, за вычетом величины  $A^* q_{F,ir} = 3 \cdot 21,3 = 63$  Вт. Длина труб  $L = A^* / l = 3 / 0,20 = 15$  м. Это значение можно проверить, используя рис. 40.2. Ведь при избыточной температуре стенки трубы  $\vartheta_w = 55^\circ\text{C}$  при расстоянии между трубами  $l = 0,2$  м  $q_{i,cs} = 76$  Вт/м. При этом длина трубы  $L = 0^* / q_{i,cs} = 1140 / 76 = 15$  м.

Поскольку на каждом этаже имеется 15 м труб, десятому этажу соответствуют значения  $q_{i,cs,IX} = 1185 / 15 = 79$  Вт/м и  $\vartheta_w = 57^\circ\text{C}$ . Поэтому, как видно и из числовых данных, средняя температура находится на одной прямой, которая для 10-го этажа обеспечивает  $\vartheta_w = 52,6^\circ\text{C}$ . Для первого и одиннадцатого этажей будет принято именно это значение. Ведь только от распределения змеевиков зависит, где будет расположена средняя температура между  $\vartheta_{we}$  и  $\vartheta_{wV}$ .

Для первого и одиннадцатого этажей (см. рис. 40.1, в)  $\vartheta_{Fi} = 33^\circ\text{C}$ ;  $q_{Fi} = 350$  Вт/м<sup>2</sup>, и поэтому

$$A_{\check{X}}^* = A^* = q_{\check{X}}^* / (q_{Fi,X} + q_{ir}) = 1670 / (350 + 31) = 4,37 \text{ м}^2.$$

При этом соответствующая длина трубы  $L = A_{\check{X}}^* / l = 4,37 / 0,2 = 21,85$  м, а уточненное значение теплотребности  $Q^* = Q_{tr} - A_{\check{X}}^* q_{ir} = 1670 - 90 = 1580$  Вт.

Сопоставляя полученные значения с рис. 40.2, б, можно обнаружить, что температуре  $\vartheta_w = 52,6^\circ\text{C}$  соответствует  $q_{i,cs} = 72,2$  Вт/м, тогда теплоотдача панели составит  $Q^* = L q_{i,cs} = 21,85 \cdot 72,2 = 1580$  Вт. Затем вычислим распределение длины труб змеевиков в подающем и обратном теплопроводах. Производя вычисления согласно зависимости (40.20) для шестого этажа, а для остальных проверяя, получим

$$L_{f,V} = \frac{Q^* - L_V q_{l,V}}{q_{f,V} - q_{l,V}} = \frac{1140 - 15,66}{82,5 - 66} = \frac{150}{16,5} = 9,18 \text{ м}$$

и

$$L_{l,V} = 15 - 9,18 = 5,92 \text{ м}.$$

Проверка:

$$L_{f,V} q_{f,V,cs} + L_{l,V} q_{l,V,cs} = 9,0 \cdot 82,5 + 5,92 \cdot 66 = 750 + 390 = 1140 \text{ Вт}.$$

Аналогичную проверку сделаем для третьего и восьмого этажей. На третьем этаже

$$q_{f,III,cs} = 87,6 \text{ Вт/м}; \quad L_{f,III} q_{f,III,cs} = 9,08 \cdot 87,6 = 795 \text{ Вт};$$

$$q_{l,III,cs} = 63,2 \text{ Вт/м}; \quad L_{l,III} q_{l,III,cs} = 5,92 \cdot 63,2 = \frac{374 \text{ Вт}}{1169 \text{ Вт}};$$

на восьмом этаже

$$Q_{\check{V}III}^* = 1118 \text{ Вт}.$$

Как видно, при вычисленной длине змеевика для каждого этажа получается такое значение теплоотдачи, которое в сумме равно теплотребности, получа-

емой при вычислении трансмиссионных теплопотерь с учетом вышеуказанных добавок.

Наконец, необходимо вычислить распределение длины змеевиков в подающем и обратном теплопроводах для первого и одиннадцатого этажей:

$$L_{f,0} = \frac{Q_0^* - L_0 q_{l,0}}{q_{f,0} - q_{l,0}} = \frac{1580 - 21,85 \cdot 60,75}{91 - 60,75} = 8,36 \text{ м};$$

$$L_{l,0} = L_0 - L_{f,0} = 21,85 - 8,36 = 13,49 \text{ м}.$$

То же самое значение получается, если вести расчет для одиннадцатого этажа:

$$L_{f,X} = \frac{Q_X^* - L_0 q_{l,X}}{q_{f,X} - q_{l,X}} = \frac{1580 - 21,85 \cdot 71}{74,25 - 71} = 8,38 \text{ м}.$$

При рассмотрении условий на одиннадцатом этаже к количеству теплоты, выделяемой панелью, следует также прибавить теплоотдачу смонтированных отдельно соединительных труб длиной 3 м, имеющих избыточную температуру  $\vartheta_w = 52,6^\circ\text{C}$ :

$$Q_{\text{отс}} = A_{cs} k_{cs} \vartheta_w = L_{cs} A_{cs} k_{cs} \vartheta_w = 3 \cdot 0,085 \cdot 13 \cdot 52,6 = 174 \text{ Вт}.$$

Таким образом, на одиннадцатом этаже полная теплоотдача составляет  $Q_{X,0}^* = 1580 + 174 = 1754 \text{ Вт}$ .

Для определения массы циркулирующей воды надо вычислить количество теплоты, отдаваемой панелями наружу. Эту величину при числе промежуточных этажей  $n$  можно установить по зависимости

$$n q_{e,em} A^* + q_o (A_x^* + A_x^*) = Q_{Fe},$$

где  $q_{e,em}$  — направленная наружу теплоотдача панели на промежуточном этаже, соответствующая средней избыточной температуре  $\vartheta_{w,em}$ , Вт;  $q_o = q_x$  — направленная наружу теплоотдача панели, соответствующая средней температуре стенки трубы на первом и одиннадцатом этажах, Вт.

В данном случае температуре  $\vartheta_{w,em} = 55^\circ\text{C}$ , согласно выражению (7.92), соответствует на промежуточных этажах  $q_{e,em} = 55 \text{ Вт/м}^2$ , на первом и одиннадцатом этажах —  $q_o = q_x = 51 \text{ Вт/м}^2$ .

При этом

$$Q_{Fe} = 9 \cdot 3 \cdot 55 + 2 \cdot 4,37 \cdot 51 = 1485 + 446 = 1931 \text{ Вт}.$$

Тогда полное количество теплоты, обеспечиваемое циркулирующей водой:

$$Q_0 = Q + Q_{Fe} + Q_{\text{отс}} = 13597 + 1931 + 174 = 15702 \text{ Вт}.$$

Для сравнения необходимо отметить, что при радиаторном отоплении, создающем такое же теплоощущение, минимальный теоретический расход теплоты  $1,1 Q_{tr} = 1,1 \cdot 14152 = 15567 \text{ Вт}$ , без учета того, что при радиаторном отоплении менее равномерное распределение температуры создает дополнительную добавку. Полное количество циркулирующей воды

$$m_{\text{н}} = Q_0 / (\Delta t_w c) = 15702 / (20 \cdot 1,163) = 676 \text{ кг/ч}.$$

В ходе рассуждений под  $\vartheta_w$  всегда понималась температура стенки трубы. Это теоретически правильно еще и потому, что согласно методу Ридберга — Хубера, температура стенки трубы и теплоносителя предполагается равной.

Если теплоносителем является вода или насыщенный пар, то в действительности эти два значения температуры очень близки друг к другу. Но если в качестве теплоносителя используется, например, масло, то, особенно при малом числе Рейнольдса, появляется уже заметная разница между температурой стенки и температурой теплоносителя.

## 41.1. Общие положения

Повсеместно распространено мнение, что для жилых зданий оценка теплоощущения, хотя она считается более важной, зависит от сравнительно меньшего числа факторов. Справедливо ли такое утверждение? Чтобы ответить на этот вопрос, необходимо перечислить факторы, которые сильнее всего влияют на теплоощущение: температура воздуха, средняя радиационная температура окружающих поверхностей, подвижность воздуха, относительная влажность воздуха, теплопродукция тела человека, особенности одежды.

Влияние подвижности воздуха, неблагоприятной с физиологической точки зрения, при нормальных условиях в квартире обычно не сказывается. Вентиляционные решения, применяемые в жилых зданиях, будь то естественная или принудительная вентиляция, обеспечивают минимальную скорость воздушных потоков в помещении. В настоящее время в Венгрии вентиляционные устройства существуют только на кухне, в ванной комнате, туалете, т. е. в помещениях, которые играют второстепенную роль (за исключением, пожалуй, кухни), поскольку в них люди находятся меньше. В жилых комнатах сравнительно неблагоприятное явление сквозняка может возникать в двух случаях: при проветривании, что представляет собой временное явление, и при низком качестве конструкций заполнения оконных и дверных проемов, что является конструктивным дефектом. Оба случая при оценке теплоощущения не следуют, да и невозможно принимать во внимание, поскольку они не относятся к эксплуатационному, нормальному состоянию.

Таким образом, с точки зрения оценки теплоощущения в жилых помещениях влиянием подвижности воздуха можно пренебречь. Аналогичным образом сравнительно легко можно решить вопрос об относительной влажности (точнее говоря, о влиянии парциального давления водяных паров, присутствующих в воздухе), хотя отнюдь не так однозначно, как в отношении подвижности воздуха.

В Венгрии вследствие континентального климата колебания относительной влажности значительны. По венгерским техническим условиям расчетные значения для зимнего периода соответствуют 70%, а для летнего — 40%. Однако известно, что относительная влажность в большой мере может изменяться, особенно летом, под влиянием дождей. Поддержание предписываемых значений практически осуществимо только с помощью кондиционера, что при теперешних экономических условиях вряд ли можно представить в жилых зданиях (за исключением индивидуальных домов на одну семью). Поэтому следует принять к сведению, что регулировать относительную влажность невозможно (влияние, оказываемое кухней и ванной комнатой, может быть компенсировано соответствующей планировкой), а для оценки теплоощущения надо учитывать значения, указанные в упомянутых предписаниях. Однако нужно

отметить два момента. Несомненно, что неблагоприятное воздействие относительной влажности на теплоощущение сказывается обычно только летом, при высокой температуре воздуха. Кроме того, люди привыкают к колебаниям относительной влажности и редко жалуются именно на это как на фактор, неблагоприятно действующий на теплоощущение.

Теплопродукция тела человека в условиях жилища колеблется в сравнительно узких пределах. Согласно считающейся новейшей таблице Фангера (см. табл. 12.1), ее значения изменяются обычно от 41 до 70 Вт/м<sup>2</sup>, и при выполнении домашних работ удельная теплоотдача составляет только 94—116 Вт/м<sup>2</sup>. Исключением являются тяжелые домашние работы — стирка и уборка, при выполнении которых удельная теплоотдача составляет 116—210 Вт/м<sup>2</sup>. Однако такие работы выполняются лишь периодически, в течение короткого отрезка времени, и при этом (например, при уборке — из-за открытых окон) возникают параметры микроклимата, не характерные для помещений, т. е. те, которые не следует учитывать при расчете.

Оставшиеся три фактора — температуру воздуха, среднюю радиационную температуру ограждающих конструкций и изоляционную способность одежды нужно обязательно принимать во внимание и учитывать, что они тесно связаны друг с другом. Общеизвестно, что теплоизоляционная способность наружных ограждающих конструкций жилых зданий из элементов заводского изготовления сравнительно невелика, поэтому температура внутренней поверхности наружных стен ниже значения, оптимального с точки зрения комфорта, что во многих случаях ведет к жалобам на теплоощущение, даже при температуре внутреннего воздуха выше расчетных 20°С.

До определенной степени это можно компенсировать с помощью одежды. Домашней одежды, изоляционная способность которой соответствует значению 0,6 кло, указываемому обычно в специальной литературе, в таких случаях будет недостаточно. Указанные явления в некоторой мере имеют индивидуальный характер и связаны главным образом с крупнопанельными жилыми зданиями. Они зависят скорее не от лучистого отопления, а от асимметричности тепловой радиации. Поскольку эти явления лучше всего компенсировать с помощью лучистого отопления, целесообразно рассмотреть данный вопрос. На рис. 41.1 приведено сопоставление различных видов отопления, в том числе и лучистого, из которого можно сделать вывод, что наиболее равномерное распределение воздуха по вертикали обеспечивает лучистое отопление.

Необходимо отметить, что благоприятное распределение температуры при использовании тепловых экранов имеет место только при идеальных условиях, а напольное отопление в квартирах не применяют.

В конце 1950-х годов на передний план вышло потолочное лучистое отопление. Его использование было целесообразно прежде всего для крупнопанельных зданий (например, отопление системой «Криттал»). Однако практика показала, что необходимо при-

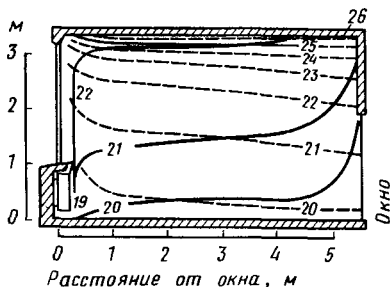
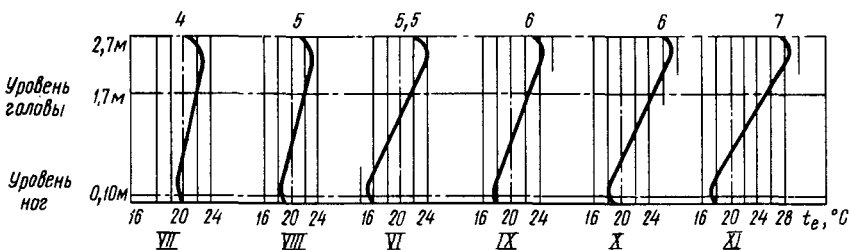
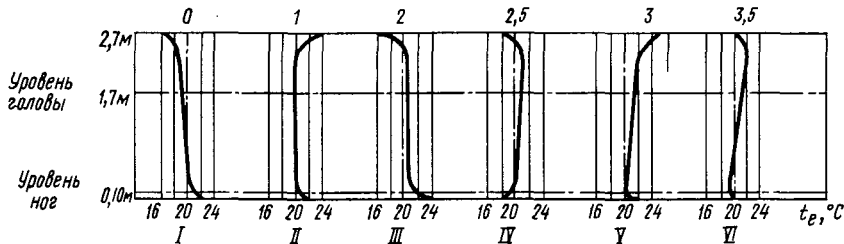


Рис. 41.1. Распределение температуры по вертикали в жилых помещениях при различных решениях системы отопления (по данным Коллмара)

I — идеальное решение; II — отопительный экран; III — напольное отопление; IV — плитусное отопление; V — потолочное отопление; VI — радиаторное отопление; VII — конвекторное отопление; VIII — керамическая печь; IX — печь; X — система «Домотерм»; XI — высокая подвижность воздуха

Рис. 41.2. Распределение температуры воздуха при радиаторном и лучистом потолочном отоплении (по данным Венцеля и Мюллера)

менять очень много (25—30) видов панелей. Это оттеснило данный метод на задний план. Кроме того, как видно из данных Венцеля и Мюллера, не слишком благоприятным было и распределение температуры по вертикали (рис. 41.2), что в какой-то степени компенсировалось хорошим распределением температуры по горизонтали.

К сожалению, в специальной литературе отсутствуют данные, касающиеся размещения систем отопления в наружных стеновых панелях, в то время как такое решение, по нашему мнению, может обеспечить благоприятное распределение температуры<sup>1</sup>.

## 41.2. Оценка теплоощущения в жилых помещениях

Методика оценки теплоощущения при использовании лучистого отопления в жилых помещениях, а также его проверка практически те же, что и для общественных зданий (см. гл. 35). Однако

<sup>1</sup> В СССР этот вопрос подробно освещен в работах В. П. Туркина. (Примеч. науч. ред.)

на теплоощущение пребывающих в помещении людей наряду с температурой воздуха и теплоизоляционной способностью одежды в большой степени влияет средняя радиационная температура ограждающих конструкций. На основе этих параметров, точнее, сравнительно узких интервалов их значений можно было бы применять диаграммы комфорта, если бы была поставлена цель определить комфортные значения. В Венгрии же по соображениям экономии энергии, как уже отмечалось, расчет приходится производить с учетом значений, еще допустимых с точки зрения теплоощущения.

**41.2.1 Оценка теплоощущения в жилых помещениях на основании диаграмм комфорта.** Диаграммы комфорта применяют сравнительно широко. Но они не всегда дают точные значения, часто приходится прибегать к интерполяции. Поскольку диаграммы комфорта разработаны на основании комфортных уравнений, для получения точных значений необходимо решить последние. В данном случае целесообразно использовать ЭВМ, поскольку необходима многократная итерация. Для доказательства приведем простой пример.

Следует определить точную температуру воздуха при внутренней теплогенерации  $70 \text{ Вт/м}^2$ . Поскольку диаграммы комфорта разработаны только для значений  $M/A_{Du}=58$  и  $116 \text{ Вт/м}^2$ , нужно решить комфортное уравнение. Сначала вычисляют значение температуры поверхности одежды при различной фиктивной температуре воздуха по формуле

$$\begin{aligned}
 t_{cl} = & 35,7 - 0,032 \frac{M}{A_{Du}} (1 - \eta) - 0,18 I_{cl} \left\{ \frac{M}{A_{Du}} (1 - \eta) - \right. \\
 & - 0,35 \left[ 43 - 0,061 \frac{M}{A_{Du}} (1 - \eta) p_l \right] - 0,42 \left[ \frac{M}{A_{Du}} (1 - \eta) - 50 \right] - \\
 & \left. - 0,0023 \frac{M}{A_{Du}} (44 - p_l) - 0,014 \frac{M}{A_{Du}} (34 - t_l) \right\} \text{°C.} \quad (41.1)
 \end{aligned}$$

Далее определяют коэффициент конвективного теплообмена  $\alpha_c$  из уравнений (14.19) и (14.21), используя фиктивную температуру  $t_l$  и расчетную  $t_{cl}$ . Затем найденные значения подставляют в уравнение (15.18), из которого находят выражение для  $t_l$  и таким образом получают значение температуры воздуха. Однако, поскольку разница между значениями  $t_l$ , принятыми при вычислении по уравнению (41.1) и получаемыми в результате решения уравнения (15.20), велика, вычисления нужно повторить. Итерацию необходимо осуществлять до тех пор, пока эти два значения не будут приблизительно равны, что при вычислениях вручную означает выполнение огромного объема работы.

Общеизвестно, что жалобы на теплоощущение в жилых помещениях в подавляющем большинстве случаев бывают тогда, когда температура поверхности какой-либо наружной или внутренней ограждающей конструкции чрезмерно низкая и не компенсируется установкой или размещением соответствующего отопительного прибора.

Наряду с тем, что холодная поверхность стены уменьшает среднюю радиационную температуру, она неблагоприятно влияет и на теплоощущение вследствие уже рассмотренного асимметричного теплового излучения (см. разделы III и IV).

Чтобы показать, каким образом можно допустить ошибку при проектировании отопления для жилых помещений, в результате которой появляется неблагоприятное теплоощущение, рассмотрим два примера при температуре наружного воздуха  $0^{\circ}\text{C}$ , характерной для переходного периода года.

Если имеется большое окно с двумя слоями остекления и под ним не установлен отопительный прибор, то температура внутренней поверхности окна даже при коэффициенте теплопередачи  $3,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  и температуре воздуха  $20^{\circ}\text{C}$  составит  $11,3^{\circ}\text{C}$ . Эту низкую температуру поверхности невозможно компенсировать должным образом даже температурой воздуха  $24^{\circ}\text{C}$ , поскольку и тогда на внутренней поверхности температура будет  $13,6^{\circ}\text{C}$ , что неблагоприятно отражается на теплоощущении.

Другой пример. Если теплоизоляция ограждающей конструкции по какой-либо причине не соответствует требованиям и ее коэффициент теплопередачи увеличивается до  $1,96 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , то температура ее внутренней поверхности при температуре внутреннего воздуха  $20^{\circ}\text{C}$  опускается до  $15^{\circ}\text{C}$  (значение температуры внутренней поверхности стены может быть сравнительно точно определено и с помощью рис. 41.3). Учитывая сказанное выше, при проведении расчета нужно принимать во внимание следующее.

1. Под действием теплого воздуха, идущего вверх от отопительного прибора, окно нагревается, хотя и неравномерно (температура снижается по мере увеличения расстояния от отопительного прибора). В случае конвективного потока, формирующегося под действием отопительного прибора, значение коэффициента теплообмена на внутренней поверхности окна больше, чем указывается в технической литературе значение  $8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Целесообразно при расчете принимать значение  $9\text{—}10,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

2. Балконную дверь можно учитывать как обычное окно, температура поверхности которого изменяется отопительным прибором в большинстве случаев лишь в очень малой степени.

3. Часть стены под окном, не охваченную отопительным прибором, можно принимать в расчет как обычную стену.

4. Площадь поверхности отопительного прибора следует определять по средней расчетной температуре.

Поскольку доля отдельных поверхностей в ряде случаев может быть различной, можно принимать во внимание следующие средние величины. При расчетной температуре наружного воздуха  $-15^{\circ}\text{C}$  средняя температура поверхности указанной выше комбинации окно—отопительный прибор—наружная стена составляет  $12\text{—}14^{\circ}\text{C}$ , при наружной же температуре  $0^{\circ}\text{C}$  она соответствует  $16\text{—}17^{\circ}\text{C}$ . Приведенные данные еще раз подтверждают, что на теплоощущение пребывающих в помещении людей такое решение,



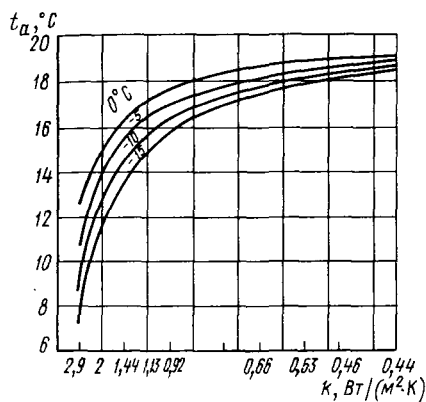


Рис. 41.3. Температура внутренней поверхности стены в зависимости от ее коэффициента теплопередачи

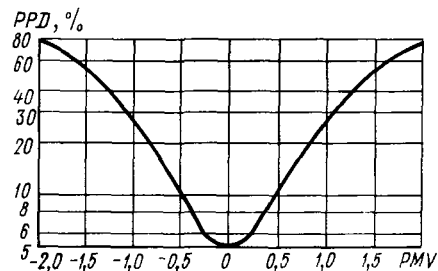


Рис. 41.4. Предполагаемое число людей, не удовлетворенных тепловым микроклиматом (PPD), % в зависимости от величины PMV (по данным Фангера)

при котором система отопления не совмещена с наружной стеновой панелью, влияет неблагоприятно.

**41.2.2. Расчет допустимых с точки зрения теплоощущения параметров, обеспечивающих ощущение приятной прохлады.** Существуют два метода расчета параметров, допустимых с точки зрения теплоощущения: на основании результатов измерений и на основании величин PMV Фангера. Первый метод рассматривается в п. 41.3. В отношении величин PMV необходимо более подробное объяснение.

На основании результатов измерений, произведенных в Венгрии и за рубежом, можно предполагать, что зимой допустимые пределы (т. е. показатели, соответствующие субъективному ощущению приятной прохлады) достижимы при факторе неудовлетворенности (PPD), составляющем 15—20%. Это практически означает, что величина PMV располагается в интервале между значениями  $-0,67$  и  $-0,82$  (рис. 41.4). Принимая за среднюю величину  $-0,75$ , из следующего уравнения можно вычислить температуру воздуха или среднюю радиационную температуру как допустимый предел:

$$\begin{aligned}
 \text{PMV} = & 0,352 e^{-0,042 (M/A_{Du})} + \\
 & + 0,032 \left\{ \frac{M}{A_{Du}} (1 - \eta) - 0,35 \left[ 43 - 0,061 \frac{M}{A_{Du}} (1 - \eta) - p_l \right] - 0,42 \frac{M}{A_{Du}} (1 - \eta) - \right. \\
 & \left. - 50 - 0,0023 \frac{M}{A_{Du}} (44 - p_l) - 0,0014 \frac{M}{A_{Du}} (34 - t_l) \right\} - \\
 & - 3,4 \cdot 10^{-8} f_{cl} \left[ (t_{cl} + 273)^4 - (t_{ks} + 273)^4 \right] - f_{cl} \alpha_c (t_{cl} - t_l). \quad (41.2)
 \end{aligned}$$

### 41.3. Условия, формирующие теплоощущение в крупнопанельных жилых зданиях

Рассмотрим особый случай расчета жилых помещений на теплоощущение. Соответствующие эксперименты были проведены в лаборатории микроклимата Научно-исследовательского института строительства. Методика такого рода лабораторных исследований

при определении параметров лучистого и конвективного отопления примерно одинакова.

В данном случае речь идет об определении оптимальных и допустимых значений температуры воздуха и средней радиационной температуры в жилой комнате с одной наружной стеной, расположенной на промежуточном этаже крупнопанельного здания. Коэффициент теплопередачи наружной стены равен  $0,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , для окна он составляет  $4,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  (первый вариант).

Целью данной серии экспериментов является исследование микроклимата, формирующегося при наружной температуре  $-5^\circ\text{C}$  в жилой комнате с размером в плане  $5 \times 3 \text{ м}$  и высотой  $2,8 \text{ м}$  при указанных выше теплофизических свойствах наружных ограждений, а также определение физиологических показателей, теплоощущения и субъективных реакций у людей, находящихся в помещении. При этом были поставлены четыре серии опытов:

- а) определение температуры воздуха, соответствующей оптимальному (приятному) теплоощущению испытуемых;
- б) исследование формирования теплоощущения у испытуемых при температуре внутреннего воздуха  $20^\circ\text{C}$ ;
- в) исследование формирования теплоощущения у испытуемых при температуре внутреннего воздуха  $18^\circ\text{C}$ ;
- г) исследование формирования теплоощущения у испытуемых при температуре  $20^\circ\text{C}$ , но при условии применения ограждающих конструкций с лучшей теплоизоляцией (соответственно  $0,7$  и  $3,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  (второй вариант).

В ходе исследований были зафиксированы данные о 22 испытуемых, из них одна группа включала 12 человек старше 60 лет, а вторая — 10 человек в возрасте от 20 до 24 лет (половина — женщины, половина — мужчины).

Пожилые люди жили в доме на одну семью с периодическим отоплением и обычно сами отапливали свои помещения, молодые же люди жили в общежитиях с постоянным отоплением, где отапливались все помещения (даже коридоры). Температуру внутренней поверхности наружной стены и окна, соответствующую указанным выше температуре наружного и внутреннего воздуха и первому варианту теплоизоляции стен и окон, можно определить из рис. 41.5. Относительная влажность за время испытаний составляла 50%.

В течение нескольких месяцев была проведена серия измерений, включающая в себя теплотехнические, физиологические и психологические исследования. Ниже приведены те результаты исследований, которые интересны с точки зрения использования энергии, а также связаны с лучистым отоплением. Эти результаты представлены в табл. 41.1, которая содержит данные о температуре воздуха в комнате (в центре комнаты на высоте  $1,5 \text{ м}$ ), средней температуре поверхности окна, температуре сферы Вернона, замеренной в центре комнаты на высоте  $1,5 \text{ м}$  и на расстоянии  $0,5 \text{ м}$  от окна. Перечисленные данные, представляющие собой средние значения, относятся к трем категориям теплоощущения: ощущению хо-

ТАБЛИЦА 41.1. ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРИ РАЗЛИЧНОМ ТЕПЛОУЩЕНИИ

Место измерения	Серия испытаний			
	а	б	в	г
<i>Ощущение холода</i>				
Воздух	22,68/13	20,03/21	18,11/27	20,05/11
Окно	11,73	10,34	9,43	13,24
По Вернону, в центре	23,33	20,4	18,44	20,45
По Вернону, у окна	16,12	13,92	12,76	14,05
<i>Ощущение приятной прохлады</i>				
Воздух	23,18/31	20,14/45	18,29/36	20,13/23
Окно	12,84	10,47	9,31	13,63
По Вернону, в центре	23,63	20,47	18,77	20,44
По Вернону, у окна	16,28	14,02	13,15	14,11
<i>Приятное теплоощущение</i>				
Воздух	23,72/64	20,16/59	18,34/30	20,25/44
Окно	12,86	11,06	9,30	14,43
По Вернону, в центре	24,08	20,43	18,69	20,40
По Вернону, у окна	16,62	14,10	13,33	14,31

Примечание. Цифры под чертой означают число измерений.

лода (2 мнения), ощущению приятной прохлады (3 мнения) и приятному теплоощущению (4 мнения). Следующая необходимая для анализа характеристика — теплоизоляционная способность одежды (табл. 41.2).

Наконец, еще одним важным параметром является средняя радиационная температура, которая в указанных выше четырех сериях испытаний (а, б, в и г) соответственно составляет 22,8; 19,4; 17,3 и 20,1°С.

Обобщение результатов исследований дало следующее процентное распределение в четырех рассматриваемых случаях, соответствующее отдельным мнениям о теплоощущении:

	а	б	в	г
Прохладно (2) . . . . .	12	17	29	14
Приятная прохлада (3) . . . . .	29	36	38	29
Приятно (4) . . . . .	59	47	33	57

Если принять во внимание, что с точки зрения экономии энергии важным является предположение о приемлемости ощущения приятной прохлады, а число личных оценок состояния как прохладного может достигать 20% (в нашем случае это соответствует значению PMV около -0,75), то приемлемым можно считать только вариант «в». Отсюда можно сделать следующие выводы.

1. В оптимальном случае (вариант а) приятное теплоощущение было обеспечено у 59% обследовавшихся при температуре

ТАБЛИЦА 41.2. ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННАЯ СПОСОБНОСТЬ ОДЕЖДЫ ИСПЫТУЕМЫХ, КЛО

Испытуемые	Серия испытаний	Женщины	Мужчины	В среднем	Суммарная средняя величина
Молодые люди	а	0,62	0,72	0,67	0,95
	б	0,92	0,76	0,84	
	в	1,48	1,50	1,50	
	г	0,88	0,72	0,8	
Пожилые люди	а	0,6	0,76	0,68	1,45
	б	0,88	0,92	0,9	
	в	1,4	1,5	1,45	
	г	0,8	0,76	0,78	
В среднем	а	0,76	0,74	—	—
	б	0,9	0,84	—	
	в	1,4	1,5	—	
	г	0,84	0,74	—	
Суммарная средняя величина	—	0,98	0,95	—	—

воздуха  $23,7^{\circ}\text{C}$  и средней радиационной температуре  $22,08^{\circ}\text{C}$ , а также одежде, соответствующей  $0,75$  кло.

2. Варианты б и г, относящиеся к температуре воздуха  $20^{\circ}\text{C}$ , практически должны отражать благоприятное воздействие стены с лучшей теплоизоляцией. Согласно полученным данным, при худшей теплоизоляции влияние средней радиационной температуры  $19,4^{\circ}\text{C}$  ощущалось при использовании одежды, соответствующей  $0,88$  кло, а при лучшей теплоизоляции влияние температуры  $t_{ks}=20,1^{\circ}\text{C}$  ощущалось в случае использования одежды, соответствующей  $0,81$  кло. При худшей теплоизоляции доля оценок теплоощущения как приятного снижалась на  $10\%$  прежде всего в пользу ощущения приятной прохлады, но и доля людей, считающих помещение холодным, возрастала на  $3\%$ .

3. Влиянием температуры воздуха  $18^{\circ}\text{C}$  и средней радиационной температуры  $17,3^{\circ}\text{C}$  нельзя пренебрегать даже при одежде, соответствующей приблизительно  $1,5$  кло, ведь доля считающих помещение холодным составляет  $29\%$ , а доля считающих тепловые условия приятными снижалась на  $33\%$ . При этом нужно принять во внимание, что испытуемые в течение дня смотрели телевизор, читали, вязали, слушали радио, что характерно для состояния покоя, т. е. соответствует случаю с выделением метаболической теплоты от  $58$  до  $70$  Вт/м<sup>2</sup>.

Все сказанное подтверждает, что при отоплении жилых помещений теплоощущение людей решающим образом зависит от качества наружных ограждающих конструкций и температуры их поверхности, а также, что при использовании лучистого отопления их неблагоприятные воздействия могут быть успешно компенсированы.

#### 41.4. Возможности компенсации влияния холодных стен

В жилых помещениях для компенсации воздействия холодных наружных стен с помощью лучистого отопления существует множество способов: отопление в наружных стеновых панелях, ленточное лучистое отопление, потолочное отопление системой «Криттал» и т. д. Применение этих систем отчасти описано выше, а отчасти будет рассмотрено далее. Здесь мы приведем лишь один пример, почерпнутый из практики, который показывает, какие неблагоприятные параметры могут быть получены при асимметричном тепловом излучении, возникающем в зданиях, собранных из современных крупнопанельных конструкций.

Для вычислений были приняты значения коэффициента теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К), которые можно считать вполне реальными, поскольку в прошлом было возведено немало таких зданий: 1,05 для наружной стены, 5,3 для окна и 5,3 для стены с окном. Если при этом принять во внимание расчетную температуру наружного воздуха —15°С и коэффициент теплообмена на внутренней поверхности 7,9 Вт/(м<sup>2</sup>·К), то температура этой поверхности, определяемая по зависимости

$$t_{bf} = t_i - (k/\alpha_b)(t_i - t_a), \quad (41.3)$$

получится равной 15,5°С, а температура внутренней поверхности окна и стены с окном будет составлять —2,2°С. Однако приведенную здесь температуру для окна и стены с окном нельзя принимать в расчет, поскольку отопительный прибор, размещенный под окном, до определенной степени повышает эти значения. Учитывая данные, приведенные в п. 41.2, среднюю температуру для окна приняли равной 12°С, а температуру внутренней поверхности стены с окном, где отопительный прибор его непосредственно не заслоняет, с грубым приближением установили равной 15,5°С.

Среднюю радиационную температуру рассчитывали в соответствии с рис. 41,6, принимая во внимание следующие параметры:  $A_1$  и  $A_4 = 9,2$  м<sup>2</sup>;  $A_2$  и  $A_3 = 13,6$  м<sup>2</sup>;  $A_5$  и  $A_6 = 18,6$  м<sup>2</sup>.

Таким образом, 45% поверхности  $A_1$  включает остекление площадью 4,1 м<sup>2</sup>, а 55% — наружную стену площадью 5,1 м<sup>2</sup>. При вычислениях температуру всех остальных внутренних перегородок приняли равной температуре внутреннего воздуха, т. е. 20°С. Средняя радиационная температура

$$t_{ks} = \frac{A_a t_a + A_{kf} t_{bf} + \sum A_{bf} t}{A_a + A_{kf} + \sum A_{bf}} = \frac{4,1 \cdot 12 + 5,1 \cdot 15,5 + 73,6 \cdot 20}{4,1 + 5,1 + 73,6} = 19,2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Вычисляя среднюю радиационную температуру и для остальных помещений, получили следующие данные: для комнаты с лоджией и одной наружной стеной эта температура составляет 19,0°С, для угловой комнаты на промежуточном этаже, где из двух наружных стен только одна имеет окно, она равна 18,6°С, а в угловой комнате на самом верхнем этаже, где из двух наруж-

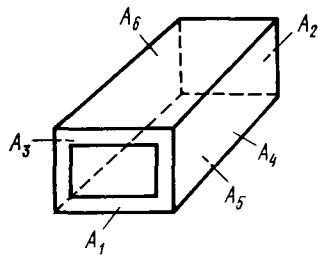
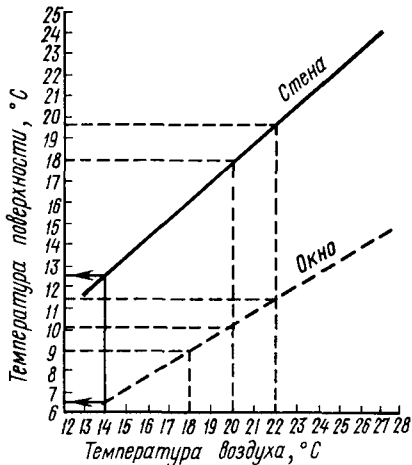


Рис. 41.6. Обозначения ограждающих конструкций рассчитываемого жилого помещения

Рис. 41.5. Зависимость температуры поверхности окна и наружной стены, наблюдавшаяся в ходе экспериментов, от температуры воздуха в помещении

ных стен одна имеет окно, средняя радиационная температура составляет  $17,6^{\circ}\text{C}$ . Эти данные говорят сами за себя и лишний раз доказывают необходимость компенсации влияния холодных поверхностей, поскольку применение конвективного отопительного прибора не всегда позволяет решить эту проблему, особенно для угловых комнат.

#### 41.5. Оценка теплоощущения при использовании системы отопления, расположенной в наружной стеновой панели

Преимущества такой системы отопления с точки зрения теплоощущения рассматривались уже и раньше. Теперь используем другой подход к оценке теплоощущения, при котором в конечном итоге определяют необходимую теплоизоляционную способность одежды и на основе ее делают выводы о необходимой или комфортной температуре воздуха. Тепловой баланс тела человека в упрощенном виде можно записать следующим образом:

$$Q_E = Q_{E,l} + Q_{E,s} + Q_{E,par} + Q_{E,lg}, \quad (41.4)$$

где индексы означают следующее: *par* — испарение; *lg* — дыхание.

С помощью отопительной установки теплопоступление, описанное первыми двумя членами уравнения, нужно поддерживать в таких пределах, при которых средняя температура поверхности нормально одетого человека будет соответствовать  $25,6 - 26^{\circ}\text{C}$ . Здесь, естественно, следует указать на роль одежды, которая в конечном итоге является теплоизоляционным покрытием тела человека. Надо стремиться к тому, чтобы температура  $t_E$  частей тела, покрытых одеждой, соответствовала приятному теплоощущению. При этом условии для ощущаемой в помещении температуры  $t_e$  можно записать зависимость

$$t_e = t_i = t_E - \frac{0,75(Q_{E,l} + Q_{E,s})}{A_E \Lambda_r}, \quad (41.5)$$

где  $A_E$  — средняя площадь поверхности тела человека;  $\Lambda_r$  — коэффициент теплопередачи одежды, защищающей тело человека.

Коэффициент 0,75 имеет тот смысл, что 25% теплоотдачи человека идет от непокрытых частей его тела (голова, кисти рук). По этой зависимости можно определить коэффициент теплопередачи  $\Lambda_r$ , относящийся к различной ощущаемой температуре  $t_i$ . Из уравнения (41.5) ощущаемая человеком температура может быть выражена зависимостью

$$t_e = 0,46t_i + 0,54t_s, \quad (41.6)$$

Коэффициент теплопередачи одежды, вычисляемый по зависимости (41.5) и необходимый для обеспечения приятного теплоощущения при ощущаемой температуре  $t_e = 20^\circ\text{C}$ , составляет

$$\Lambda_r = \frac{0,75(Q_{E,s} + Q_{E,i})}{A_E(t_E - t_e)} = 4,42 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (41.7)$$

Вычисления показывают, что ощущаемая температура  $t_e = 20^\circ\text{C}$  для отопления в наружной стеновой панели имеет место при очень благоприятной температуре воздуха  $t_i = 20^\circ\text{C}$  и радиационной температуре  $t_s = 20^\circ\text{C}$  [165].

Что же касается коэффициента теплопередачи  $\Lambda_r = 4,42 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , то при вычислении его по формуле (14.14) он соответствует значению 1,25 кло, которое чересчур велико. Именно поэтому теоретические рассуждения необходимо проверять путем натуральных исследований.

## 42. КОНСТРУКТИВНОЕ УСТРОЙСТВО СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ, РАСПОЛОЖЕННОЙ В НАРУЖНОЙ СТЕНОВОЙ ПАНЕЛИ

Для размещения труб системы отопления в наружной стеновой панели существует много способов. На рис. 42.1 показаны два вида устройств, применяемых в Венгрии, с указанием основных размеров (см. также рис. 6.11). Недостаток устройства системы отопления в потолке или наружной стене состоит в том, что это затрудняет технологию монтажа панели. Ниже даются краткие сведения об изготовлении панелей и их монтаже.

При подготовке форм для изготовления панелей нужно учитывать, где располагается слой бетона для размещения отопительных труб — в нижней части формы или в верхней.

В стеновой панели отопительная труба всегда располагается в бетонном слое, обращенном к помещению, по возможности вблизи плоскости внутренней стены, с учетом покрывающего бетонного слоя толщиной минимум 3 см. Применяют и такое решение, при котором отопительная труба расположена в центре тонкой однослойной перегородки и служит для дополнительного обогрева обоих помещений.

В том случае, когда наружный бетонный слой панели при изготовлении расположен сверху, отопительную трубу и отводы от нее целесообразно крепить к днищу формы, а в некоторых случаях — к боковым частям опалубки. Если же наружный слой при изготовлении расположен внизу, фиксацию отопительной трубы можно

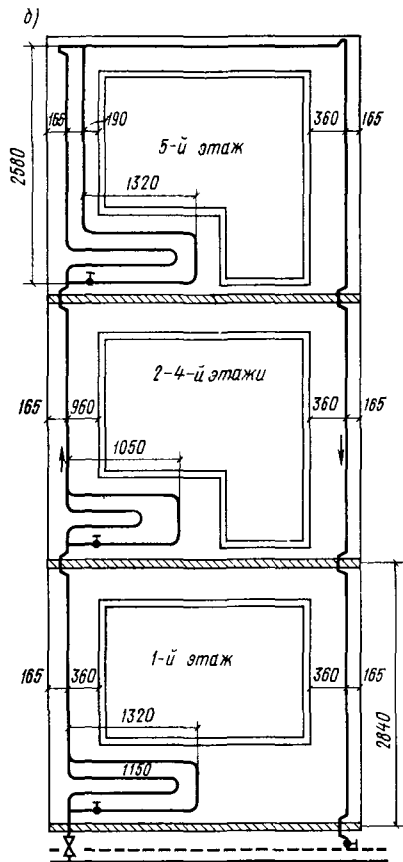
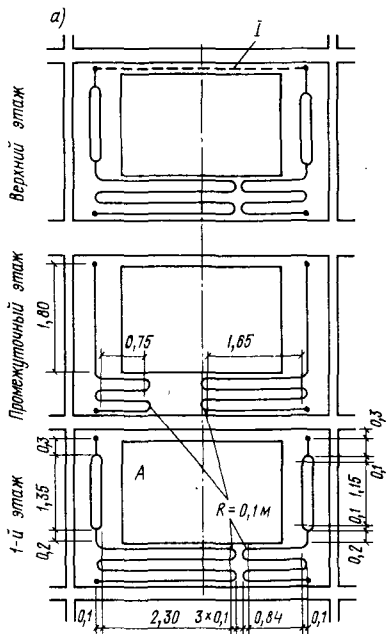


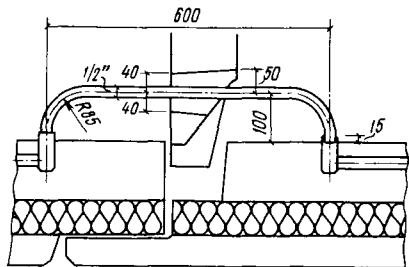
Рис. 42.1. Отопительные змеевики, расположенные в наружной стеновой панели  
 а — двустороннее решение; б — одностороннее решение; 1 — соединительная труба

обеспечить с помощью прокладок, установленных на теплоизоляционную плиту, а для предупреждения всплывания во время вибрации трубы следует прикрепить к арматуре наружного бетонного слоя перевязочной проволокой. Выводы отопительных труб во всех случаях целесообразно крепить к боковым частям опалубки таким образом, чтобы плоскость наружного примыкания оставалась параллельной плоскости бетона внутри него, обеспечивая возможность механизированного заглаживания бетона.

Для проектирования вкладышей форм, необходимых для отопительных труб и выводов, нужны рабочие проекты панелей, проекты стального каркаса панелей и рабочие проекты отопительных труб. Надо также знать технологию изготовления стеновой панели и последовательность рабочих операций. Четыре точки примыкания отопительной трубы на поддоне формы должны по проекту предусматриваться на одних и тех же местах, с коническим вкладышем, фиксирующим место трубы, с точностью до  $\pm 1$  мм и максимальными допусками, учитывая возможность легкой распалубки затвердевшей панели. Закладными деталями формы являются



Рис. 42.2. Соединение змеевиков системы отопления в наружных стеновых панелях



крепежные элементы из стали или пластмассы, крепление которых к форме целесообразно выполнять с помощью болтов. В других средствах для крепления отопительных труб в ходе изготовления панели нет необходимости.

При применении отопительных панелей технологическая последовательность их сборки не изменяется: снятие с подъемного крана, подпорка элементов, нивелирование, сварка стальных соединительных элементов, снятие подпорных стержней, изготовление опалубки для узловых соединений, их бетонирование. Только после выполнения этих работ можно производить соединение отопительных труб. Последнее осуществляют с помощью соответствующих соединительных элементов, подготовленных в ходе изготовления труб (рис. 42.2). После бетонирования узловых соединений производят соединение труб с помощью электрической сварки с использованием показанных на рисунке соединительных элементов.

Применение электросварки в крупнопанельных зданиях возможно, поскольку место выполнения работ подготовлено для сварки стальных соединительных элементов конструкций. Не исключено, что работы по соединению труб путем сварки, продолжающиеся не более 4 мин на каждой панели, сможет выполнять вместе с работами по сварке стальных соединительных элементов конструкций один и тот же сварщик. Соединение труб наряду с ручной электродной сваркой можно осуществлять и с помощью автомата для сварки труб, что существенно сократит время выполнения работ.

## VIII. РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ

### 43. ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОАККУМУЛИРУЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ЗДАНИЙ

При использовании лучистого отопления решающую роль играет теплоаккумулирующая способность зданий, особенно пола. В гл. 23 этот вопрос рассмотрен подробно. Установлено, что в зданиях павильонного типа теплоту, накапливающуюся в полу, следует сохранять и использовать в соответствующее время. При постоянном отоплении теплоступление в пол постоянно уменьшается, и при стационарных условиях достаточно ограничиваться

только восполнением теплоты, теряемой через края пола. При периодическом отоплении нужно принимать во внимание ночной сток теплоты, поступившей внутрь днем, вследствие чего уменьшается охлаждение здания и сокращается количество теплоты, необходимой для его прогрева. Здесь нужно уточнить некоторые основные зависимости, связанные с теплоаккумулирующей способностью ограждающих конструкций и здания в целом, поскольку ниже это понятие будет упоминаться неоднократно.

Под теплоаккумулирующей способностью здесь понимается соотношение между количеством теплоты, накапливающейся в ограждении, и трансмиссионными тепловыми потерями через него. Это отношение измеряется в единицах времени и часто называется «постоянной времени» ограждения:

$$T = Q_w / Q_{tr}. \quad (43.1)$$

Это соответствует тому условному промежутку времени, за который накопленная теплота теряется ограждением. Количество теплоты, накопленной в стене, может быть определено по зависимости

$$Q_w = sc\gamma k(t_i - t_a)(s/2\lambda + 1/\alpha_k) \text{ Вт}, \quad (43.2)$$

где  $s$  — толщина стены, м;  $c$  — удельная теплоемкость стены, кДж/(кг·К);  $k$  — коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\gamma$  — объемная масса материала стены, кг/м<sup>3</sup>;  $t_i$  — температура внутреннего воздуха, °С;  $t_a$  — температура наружного воздуха, °С;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности стены, Вт/(м·К);  $\alpha_k$  — коэффициент теплообмена на наружной поверхности стен, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Постоянную времени ограждения в том случае, если поток теплоты идет изнутри наружу, можно вычислить по зависимости

$$T = sc\gamma (s/2\lambda + 1/\alpha_k), \quad (43.3)$$

а если поток идет извне внутрь, то по формуле

$$T = sc\gamma (s/2\lambda + 1/\alpha_b). \quad (43.4)$$

Таким образом, видно, что  $T$  зависит исключительно от теплотехнических свойств материалов ограждающих конструкций и не зависит от температурных условий.

Для определения теплоаккумулирующей способности всего здания или помещения надо вначале вычислить трансмиссионные тепловые потери через отдельные ограждения по зависимости

$$Q_{tr} = \sum_{i=0}^1 A_i k_i (t_i - t_a) \text{ Вт}, \quad (43.5)$$

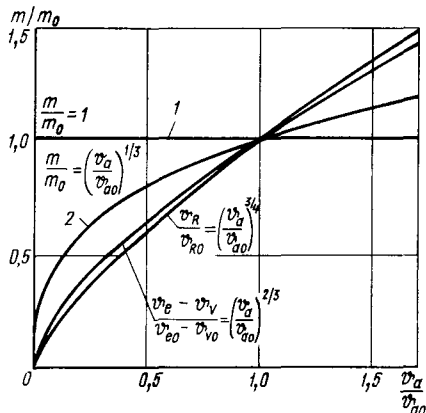
а затем количество теплоты, накопленное в отдельных ограждениях, по уравнению

$$Q_w = \sum_{i=0}^1 A_{ki} T_i k_i (t_i - t_a) \text{ Вт}. \quad (43.6)$$

Отношение этих двух величин определит постоянную времени  $T$ .

Рис. 44.1. Кривые регулирования для водяного отопления в зависимости от  $\vartheta_a/\vartheta_{a0}$

1 — отопление с искусственной циркуляцией;  
2 — отопление с естественной циркуляцией



Известно, что в настоящее время для оценки теплоустойчивости строительных конструкций применяют более современные понятия (затухание, температурный модуль и т. д.). Эти понятия сейчас общеизвестны, поэтому они не будут здесь рассматриваться.

#### 44. РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Ниже рассмотрено, как для соблюдения постоянной внутренней температуры при изменении температуры наружного воздуха должны изменяться средняя температура отопительного прибора и температура теплоносителя на входе и выходе из прибора, а также его расход. Физические свойства теплоносителя будем считать постоянными.

Для простоты зависимости здесь рассматриваются в безразмерном виде, а температура дана в виде избыточной температуры по отношению к внутренней температуре  $t_i$ . В соответствии с этим наружная избыточная температура  $\vartheta_a = t_a - t_i$ , избыточная температура теплоносителя на входе  $\vartheta_e = t_e - t_i$ , средняя  $\vartheta_R = t_R - t_i$ , а на выходе  $\vartheta_v = t_v - t_i$ .

Основное расчетное состояние обозначим индексом 0, т. е. будем применять символы  $\vartheta_{e0}$ ,  $\vartheta_{R0}$ ,  $\vartheta_{v0}$  и т. д.

В соответствии со сказанным выше найдем зависимости:

$$\vartheta_R/\vartheta_{R0} = f_1(\vartheta_a/\vartheta_{a0}); \quad (44.1)$$

$$(\vartheta_e - \vartheta_v) / (\vartheta_{e0} - \vartheta_{v0}) = f_2(\vartheta_a/\vartheta_{a0}); \quad (44.2)$$

$$m/m_0 = f_3(\vartheta_a/\vartheta_{a0}) \quad (44.3)$$

(рис. 44.1).

Рассмотрим два вида регулирования отопительных установок: регулирование температуры и расхода теплоносителя. В первом случае для поддержания на требуемом уровне внутренней температуры изменяется температура подаваемой в прибор воды, что автоматически влечет за собой установление остальных температурных параметров отопительного прибора, а при естественной циркуля-

ции — и расхода теплоносителя. Во втором случае в котле поддерживается постоянная температура и соответственно в системе — постоянная температура подаваемой воды, а соответствующим изменением расхода циркулирующей воды устанавливается температура обратной воды и соответственно средняя температура отопительного прибора. Первый метод более распространен, но в некоторых случаях целесообразно применение второго метода.

#### 44.1. Регулирование температуры

Тепловой баланс действующей установки описывают следующие уравнения:

$$Q = Ak(t_1 - t_a) = -Ak\vartheta_a; \quad (44.4)$$

$$Q = A_R k_R (t_R - t_1) = A_R k_R \vartheta_R; \quad (44.5)$$

$$Q = mc(t_e - t_v) = mc(\vartheta_e - \vartheta_v). \quad (44.6)$$

Для получения уравнения (44.1) рассмотрим зависимости (44.4) и (44.5) вначале для наружной избыточной температуры  $\vartheta_a$ , а затем для  $\vartheta_{a0}$ :

$$Q = -Ak\vartheta_a = A_R k_R \vartheta_R$$

и

$$Q_0 = -Ak\vartheta_{a0} = A_R k_{R0} \vartheta_{R0}.$$

Отношение между ними

$$\vartheta_a / \vartheta_{a0} = (k_R / k_{R0}) (\vartheta_R / \vartheta_{R0}) \quad (44.7)$$

и

$$k_R / k_{R0} = (\vartheta_R / \vartheta_{R0})^{1/n}, \quad (44.8)$$

где для радиатора  $n=3$ , для трубы  $n=4$ , для конвекторов  $n=2,2-4$ .

Подставляя эти величины в выражение (44.7), получаем:

$$\vartheta_a / \vartheta_{a0} = (\vartheta_R / \vartheta_{R0})^{1/n} (\vartheta_R / \vartheta_{R0}) = (\vartheta_R / \vartheta_{R0})^{1/n}$$

Отсюда

$$\vartheta_R / \vartheta_{R0} = (\vartheta_a / \vartheta_{a0})^{n/(n+1)} \quad (44.9)$$

Для радиаторов и аналогичных отопительных приборов

$$\vartheta_R / \vartheta_{R0} = (\vartheta_a / \vartheta_{a0})^{3/4}, \quad (44.10)$$

для трубчатых отопительных приборов

$$\vartheta_R / \vartheta_{R0} = (\vartheta_a / \vartheta_{a0})^{4/5}, \quad (44.11)$$

а для конвекторов следует подставлять значение  $n$ , указываемое фирмой-изготовителем. Зависимость, разумеется, действительна как для отопления с естественной циркуляцией, так и для системы с искусственной циркуляцией с помощью насоса.

При естественной циркуляции для температуры на входе и выходе отопительного прибора

$$mC(\vartheta_e - \vartheta_v) = -Ak\vartheta_a;$$

$$m_0C(\vartheta_{e0} - \vartheta_{v0}) = -Ak\vartheta_{a0}; \quad (44.12)$$

$$(m/m_0)(\vartheta_e - \vartheta_v)/(\vartheta_{e0} - \vartheta_{v0}) = \vartheta_a/\vartheta_{a0}.$$

Отношение между  $m$  и  $m_0$  определяется известной зависимостью

$$\frac{m}{m_0} = \left( \frac{\vartheta_e - \vartheta_v}{\vartheta_{e0} - \vartheta_{v0}} \right)^{1/2}. \quad (44.13)$$

Подставляя это в уравнение (44.12), получаем:

$$\left( \frac{\vartheta_e - \vartheta_v}{\vartheta_{e0} - \vartheta_{v0}} \right)^{1/2} \frac{\vartheta_e - \vartheta_v}{\vartheta_{e0} - \vartheta_{v0}} = \left( \frac{\vartheta_e - \vartheta_v}{\vartheta_{e0} - \vartheta_{v0}} \right)^{3/2} = \frac{\vartheta_a}{\vartheta_{a0}}. \quad (44.14)$$

откуда

$$(\vartheta_e - \vartheta_v)/(\vartheta_{e0} - \vartheta_{v0}) = (\vartheta_a/\vartheta_{a0})^{2/3}. \quad (44.15)$$

В дальнейшем для вычисления средних величин  $\vartheta_R$  можно принимать во внимание зависимости

$$\vartheta_R = (\vartheta_e + \vartheta_v)/2; \quad (44.16a)$$

$$\vartheta_R = \sqrt{\vartheta_e + \vartheta_v}; \quad (44.16b)$$

$$\vartheta_R = \frac{\vartheta_e - \vartheta_v}{\ln(\vartheta_e/\vartheta_v)}, \quad (44.16b)$$

которые определяют соответственно среднюю арифметическую, геометрическую и логарифмическую величины.

Средние величины, соответствующие выражению (44.16a), можно применять прежде всего для отопления с искусственной циркуляцией, а для отопления с естественной циркуляцией из-за существенного изменения расхода теплоносителя они применимы лишь в ограниченном температурном интервале. В дальнейшем будут использоваться обозначения

$$\vartheta_e - \vartheta_v = \Delta\vartheta$$

или

$$\vartheta_e = \vartheta_R + \Delta\vartheta/2 \quad (44.17a)$$

и

$$\vartheta_v = \vartheta_R - \Delta\vartheta/2. \quad (44.17b)$$

Приведенные зависимости могут быть использованы и при регулировании отопления с естественной циркуляцией.

Рассматривая расход теплоносителя, необходимо исходить из зависимостей (44.4) и (44.6). Согласно им:

$$mC(\vartheta_e - \vartheta_v)/m_0C(\vartheta_{e0} - \vartheta_{v0}) = \vartheta_R/\vartheta_{a0}. \quad (44.18)$$

Учитывая, что

$$(\vartheta_e - \vartheta_v) / (\vartheta_{e0} - \vartheta_{v0}) = (\vartheta_a / \vartheta_{a0})^{2/3} \quad (44.19)$$

и произведя подстановку, получаем

$$(m/m_0) (\vartheta_a / \vartheta_{a0})^{2/3} = \vartheta_a / \vartheta_{a0}.$$

Отсюда

$$m/m_0 = (\vartheta_a / \vartheta_{a0})^{1/3}. \quad (44.20)$$

При отоплении с искусственной циркуляцией  $m = m_0$ , поэтому

$$(\vartheta_e - \vartheta_v) / (\vartheta_{e0} - \vartheta_{v0}) = \vartheta_a / \vartheta_{a0}. \quad (44.21)$$

Используя среднюю арифметическую температуру, можно найти зависимость для температурного регулирования водяного отопления с искусственной циркуляцией [118, 119]:

$$\vartheta_e = \frac{\vartheta_{e0} + \vartheta_{v0}}{2} \left( \frac{\vartheta_a}{\vartheta_{a0}} \right)^{3/4} + \frac{\vartheta_{e0} - \vartheta_{v0}}{2} \frac{\vartheta_a}{\vartheta_{a0}}. \quad (44.22)$$

Если среднюю температуру отопительного прибора заменить средней логарифмической величиной, то

$$\vartheta_e = \frac{(\vartheta_{e0} - \vartheta_{v0}) \frac{\vartheta_a}{\vartheta_{e0}}}{1 - \frac{1}{\frac{\vartheta_{e0}}{\vartheta_{v0}} \left( \frac{\vartheta_a}{\vartheta_{a0}} \right)^{1/4}}}. \quad (44.23)$$

Применяя указанные зависимости для какого-либо конкретного случая при определенных начальных параметрах, для отопления с естественной циркуляцией получают (рис. 44.2)

$$\vartheta_{e0} = 70; \vartheta_{v0} = 50; \vartheta_i = 0; \vartheta_{a0} = -40^\circ\text{C};$$

$$\vartheta_R = \vartheta_{R0} (\vartheta_a / \vartheta_{a0})^{3/4} = 60 (\vartheta_a / -40)^{3/4};$$

$$\vartheta_e - \vartheta_v = (\vartheta_{e0} - \vartheta_{v0}) / (\vartheta_a / \vartheta_{a0})^{2/3} = 20 (\vartheta_a / -40)^{2/3};$$

$$m/m_0 = (\vartheta_a / -40)^{1/3}.$$

При отоплении с искусственной циркуляцией кривая  $\vartheta_R$  остается без изменений; кривые  $\vartheta_e$  и  $\vartheta_v$  испытывают некоторые изменения, поскольку разность  $\vartheta_e - \vartheta_v$  вследствие постоянства  $m$  меньше, а кривая  $m/m_0$  становится прямой линией.

Из рис. 44.2 не только видны характерные особенности системы отопления, но с его помощью можно установить, какие последствия может иметь перегрев, т. е. увеличение внутренней температуры  $t_i$ , и как он изменяет разность  $t_R - t_i$ . С этой целью диаграмма на рис. 44.2 дополнена линией  $t_a = t_a$ , перенесенной на рис. 44.3. Здесь же дана произвольная кривая  $t'_{Rv}$  в соответствии с которой (вместо  $t_R$ ) будет регулироваться система отопления. Ордината  $A - A$  показывает разность температуры  $t_{RA} - (-t_a)$ , т. е. разность между средней температурой радиатора и наружной температурой при расчетной внутренней температуре  $t_i$ . Если вместо  $t_{RA}$  отапливать помещение при средней температуре  $t'_{RA}$ , то разность температуры

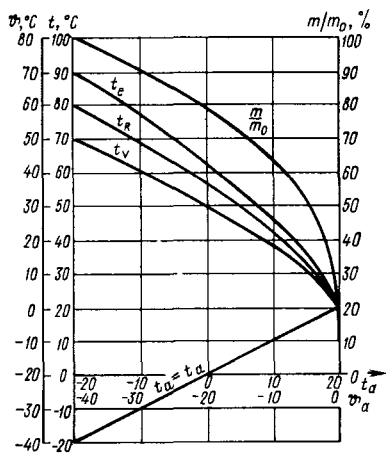
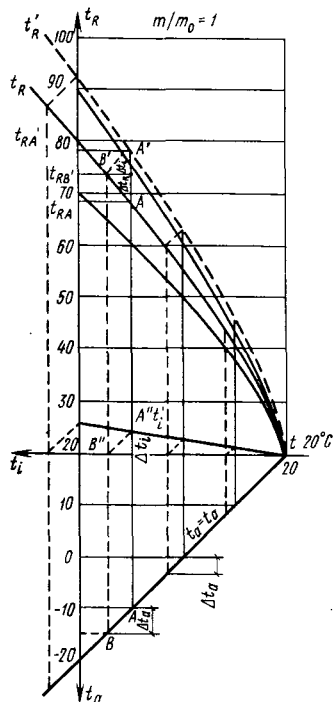


Рис. 44.2. Зависимость температурных параметров отопительного прибора и соотношения расхода теплоносителя от наружной температуры в системе отопления с естественной циркуляцией

Рис. 44.3. Влияние повышенной средней температуры отопительного прибора на температуру в помещении



между точками  $A'$  и  $A$  будет равна разности между  $B'$  и  $B$ , поскольку  $A'-B'$  равно  $A-B$ . Таким образом, при отоплении наружной температурой считают не  $t_{aA'}$ , а  $t_{aB}$ , т. е. исходят из условия, будто существует наружная температура, меньшая на  $\Delta t_a$ . Разность между средней температурой воды для отопления и внутренней температурой  $t_{B'} - t_{B''} = t_{A'} - t_{A''}$ . Повышение средней температуры греющей воды, т. е.  $t_{A'} - t_A = \Delta t_{A'A}$  делится на две части. С одной стороны, внутренняя температура поднимается на величину

$$\Delta t_i = (t'_{A'} - t'_B) = (t''_{A'} - t_i), \quad (44.24)$$

с другой стороны, разность между температурой отопительного прибора и температурой внутри помещения возрастает с  $(t_{A'} - t_i)$  до  $(t_{B'} - t_i)$ , и поэтому прирост составит

$$\Delta t_R = t_{B'} - t_A = \Delta t_{B'A}. \quad (44.25)$$

Полный прирост температуры греющей воды

$$\Delta t_{A'A} = \Delta t_{A'B'} + \Delta t_{B'A}, \quad (44.26)$$

где

$$\Delta t_{A'B'} = \Delta t_i \quad (44.27)$$

— прирост внутренней температуры, а

$$\Delta t_{B'A} = \Delta t_R \quad (44.28)$$

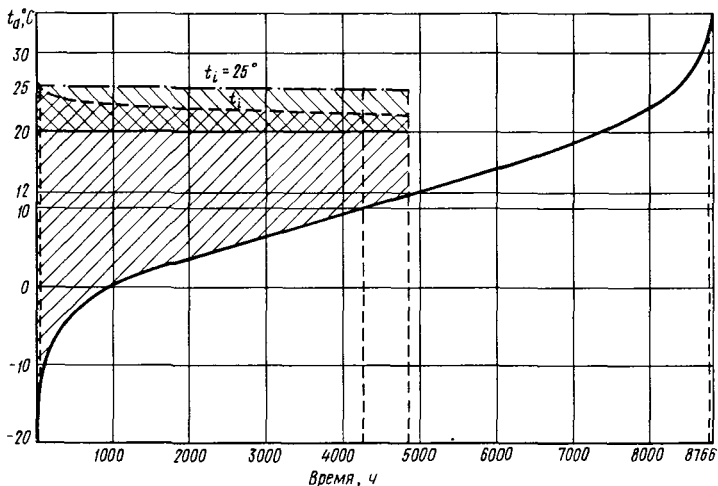


Рис. 44.4. Зависимость повышенной температуры помещения от повторяемости наружной температуры

— прирост средней температуры подаваемой в прибор воды. Таким образом, средняя избыточная температура отопительного прибора возрастает не на  $\Delta t_{A'A}$ , а только на  $\Delta t_{B'A}$  по сравнению с возросшей температурой помещения.

На основании зависимостей (44.24) — (44.28) на рис. 44.3 была построена линия возросшей внутренней температуры. Полученную таким образом линию нанесли на диаграмму повторяемости наружной температуры (рис. 44.4). Отсюда видно, что внутренняя температура  $t_i$ , возникающая под влиянием пропорционально повышающейся средней температуры отопительного прибора, не повышается в той же пропорции. Увеличение расхода теплоты на рисунке соответствует области, покрытой двойной штриховкой. С точки зрения расхода топлива гораздо хуже, если в течение всего отопительного периода будет поддерживаться постоянно большая, чем предусмотрено, внутренняя температура, т. е. если средняя температура отопительного прибора будет вычисляться по отношению не к  $t_i$ , а к  $t_i + \Delta t_i$ .

#### 44.2. Регулирование путем изменения расхода теплоносителя

При данном способе регулирования на постоянном уровне поддерживают температуру подаваемого в прибор теплоносителя. Обычно это максимальная величина, взятая за основу расчета.

Работу всей системы отопления редко регулируют изменением расхода теплоносителя. Это делается в основном для каких-то подсистем или при использовании в качестве теплоносителя масла, например, при применении смесительных установок, при регулировании работы теплообменников большой производительности и, наконец, при регулировании отдельных отопительных



Рис. 44.5. Кривые регулирования при постоянной температуре теплоносителя и изменении его расхода

приборов. Таким образом, исходное условие здесь  $t_e = \text{const}$  и, соответственно,  $\vartheta_e = \text{const}$ .

Поскольку безразлично, каким способом установлена необходимая средняя температура теплообменника, то и при этом способе регулирования действительны зависимости (44.9) и для радиаторного отопления — (44.10). Однако в этом случае среднюю температуру теплоносителя и разность между температурой в теплообменнике и температурой среды, воспринимающей теплоту, нельзя выразить средним арифметическим и, соответственно, простой разностью.

В соответствии с этим

$$\vartheta_{R0} = \frac{\vartheta_e - \vartheta_{v0}}{\ln(\vartheta_e / \vartheta_{v0})}, \quad (44.29)$$

$$\vartheta_R = \frac{\vartheta_e - \vartheta_v}{\ln(\vartheta_e / \vartheta_v)} \quad (44.30)$$

и поэтому

$$\frac{\vartheta_e - \vartheta_v}{\ln(\vartheta_e / \vartheta_v)} \frac{\ln(\vartheta_e / \vartheta_{v0})}{\vartheta_e - \vartheta_{v0}} = \left(\frac{\vartheta_a}{\vartheta_{a0}}\right)^{3/4} \quad (44.31)$$

Данное уравнение в отношении  $\vartheta_v$  трансцендентно. Поскольку известна область значений  $\vartheta_v$  ( $\vartheta_v = 70-20^\circ\text{C}$ ), целесообразно использовать следующую форму этой зависимости:

$$\frac{\vartheta_a}{\vartheta_{a0}} = \left( \frac{\vartheta_e - \vartheta_v}{\ln(\vartheta_e / \vartheta_v)} \frac{1}{\vartheta_{R0}} \right)^{4/3} \quad (44.32)$$

Здесь для значений  $\vartheta_v$ , расположенных в данной области, очень просто вычислить  $\vartheta_a$ : можно построить график зависимости  $\vartheta_v = f(\vartheta_a)$  (рис. 44.5). Для определения количественного отношения  $m/m_0$  исходили из уравнения (44.12).

Согласно выражению (44.9):

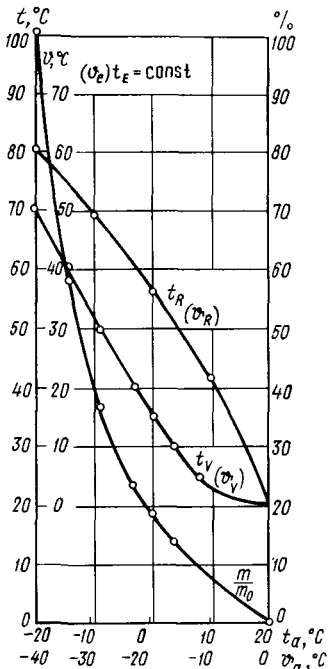
$$\vartheta_a / \vartheta_{a0} = (\vartheta_R / \vartheta_{R0})^{4/3}$$

и поэтому

$$\frac{m}{m_0} = \left( \frac{\vartheta_R}{\vartheta_{R0}} \right)^{4/3} \frac{\vartheta_e - \vartheta_{v0}}{\vartheta_e - \vartheta_v}$$

Подставляя значения  $\vartheta_R$  и  $\vartheta_{R0}$ , получаем:

$$\frac{m}{m_0} = \frac{\vartheta_e - \vartheta_{v0}}{\vartheta_e - \vartheta_v} \left( \frac{\vartheta_e - \vartheta_v}{\ln(\vartheta_e / \vartheta_v)} \frac{\ln(\vartheta_e / \vartheta_{v0})}{\vartheta_e - \vartheta_{v0}} \right)^{4/3}$$



$$\frac{m}{m_0} = \left( \frac{\vartheta_e - \vartheta_v}{\vartheta_e - \vartheta_{v0}} \right)^{1/3} \left( \frac{\ln(\vartheta_e / \vartheta_{v0})}{\ln(\vartheta_e / \vartheta_v)} \right)^{4/3} \quad (44.33)$$

Путем подстановки значений единственной неизвестной  $\vartheta_v$  из области, ограничиваемой  $t_e - t_i$  и  $t_e - t_{v0}$ , получаем кривую  $m/m_0$ . Согласно этой кривой, для сравнительно небольшого уменьшения теплопоступления следует значительно увеличить давление. На это нужно обращать особое внимание, например, при регулировании работы отопительных приборов. Обычно применяемое небольшое повышение циркуляционного давления в большинстве случаев неэффективно (см. рис. 44.5). Выведенная зависимость действительна для отопления как с принудительной, так и с естественной циркуляцией.

## 45. РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

### 45.1. Общие положения

Рассмотрим теоретические основы и возможности регулирования систем парового отопления, беря за основу работы д-ра Роберта Кишша и д-ра Золтана Мольнара [94]. При использовании установок, в которых в качестве теплоносителя применяют пар, регулирование теплоотдачи можно осуществлять путем изменения расхода пара  $m$ , температуры пара  $t_g$ , скрытой теплоты парообразования  $r$ , а при использовании теплообменника — изменением его теплоотдающей поверхности  $A_f$ , коэффициента теплопередачи  $k_f$  и коэффициента теплообмена  $\alpha_k$ .

При паровом отоплении регулирование также можно проводить путем изменения температуры (изменение  $t_g$  и  $r$ ) и расхода (изменение давления насыщенного или перегретого пара). В этом случае два способа регулирования отличаются друг от друга не так четко, поскольку путем изменения давления насыщенного пара можно достигнуть смешанного, качественного и количественного регулирования.

Чисто температурное регулирование может быть обеспечено только при использовании пара с постоянным давлением, но переменной температурой, т. е. перегретого, а чисто количественное регулирование должно достигаться с помощью насыщенного пара с постоянной температурой при изменении давления, что неосуществимо.

Поскольку применения перегретого пара в отопительных установках стараются избегать, чаще всего используется только количественное регулирование. Однако случай, когда сравнительно небольшое изменение давления приводит к значительному изменению температуры ( $p$ — $t$ -диаграмма для насыщенного пара на рис. 45.1), считается температурным регулированием. К таким системам относится вакуум-паровая система, которая, однако, для лучистого отопления используется очень редко.

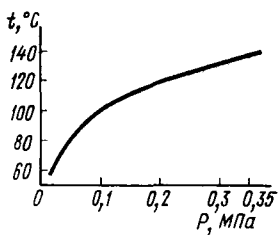


Рис. 45.1.  $p - t$ -диаграмма насыщенного пара

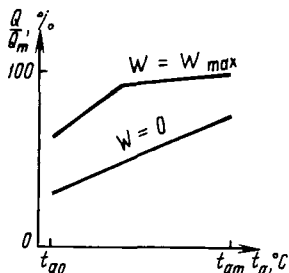


Рис. 45.2. Зависимость теплопотребности помещения от скорости ветра и наружной температуры

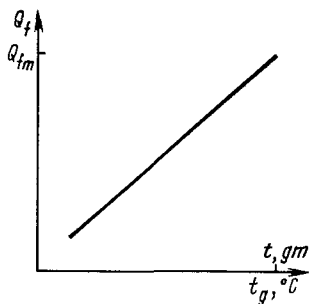


Рис. 45.3. Зависимость производительности отопительного прибора от температуры пара

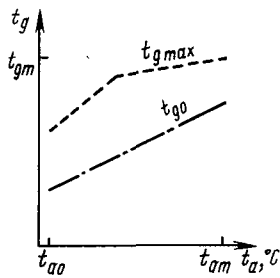


Рис. 45.4. Теплопотребность и теплоотдача отопительного прибора в зависимости от температуры пара

## 45.2. Качественное регулирование

Для применения этого вида регулирования следует установить, каким образом надо изменять температуру теплоносителя в зависимости от наружной температуры, т. е. зависимость  $t_g = f(t_a)$ .

Вначале рассмотрим более простой случай — регулирование температуры помещения, т. е. местное регулирование. Исходными данными здесь являются расчетные теплопотери помещения  $Q_m$  или мощность теплообменника, определяемые известными зависимостями

$$Q_m = (1 + \Sigma z) \Sigma A_{hi} k_{hi} (t_i - t_a) \text{ Вт} \quad (45.1)$$

и

$$Q_m = A_{fm} k_{fm} (t_{gm} - t_i) \text{ Вт}, \quad (45.2)$$

а также максимальная температура теплоносителя  $t_{gm}$  и необходимые размеры теплообменника  $A_{fm}$ .

Оценивая изменение теплопотерь, можно принять во внимание, что какой-либо температуре  $t_a$  в зависимости от ориентации здания соответствуют минимальная и максимальная скорости ветра  $w$ , в

результате чего добавка на действие ветра и коэффициент теплопередачи имеют нижний и верхний пределы. Поэтому отношение

$$Q/Q_m = f(t_a; \omega) \quad (45.3)$$

в соответствии с рис. 45.2 имеет два значения.

Теплоотдачу выбранного отопительного прибора

$$Q_f = A_{fm} k_f (t_g - t_i) = f(t_g) \text{ Вт} \quad (45.4)$$

(рис. 45.3) обычно можно определить по данным каталога изделий. Теплотребность и теплоотдачу отопительного прибора можно определить по рис. 45.4.

Если одна установка отапливает несколько помещений и состоит из отопительных приборов, различных по конструкции и поэтому имеющих различную теплоотдачу, то режим центрального регулирования определяется наиболее неблагоприятными условиями, а для остальных помещений необходимо дополнительное местное регулирование, скорее всего количественное.

Часто бывает, что при учете теплопотерь учитывают только влияние  $t_a$ , при этом из отношения

$$\frac{Q}{Q_m} \approx \frac{t_i - t_a}{t_i - t_{am}} = \frac{k_f (t_g - t_i)}{k_{fm} - (t_{fm} - t_i)} \quad (45.5)$$

сравнительно просто можно определить желаемую зависимость  $t_g = f(t_a)$ .

### 45.3. Количественное регулирование

Для его применения первостепенной задачей является определение зависимости  $m = f(t_a)$ . Изменение расхода пара обычно оценивают с помощью отношения

$$m/m_m = (t_i - t_a)/(t_i - t_{am}). \quad (45.6)$$

Известно пять вариантов регулирования: периодический режим работы, устройство нескольких линий подачи теплоты, изменение рабочего давления, регулирование изменением скорости воздуха у прибора, смешанное количественное регулирование. Подробно эти варианты здесь не рассматриваются, однако необходимо сказать о том, что в промышленных установках может применяться и смешанное регулирование (качественно-количественное), когда давление насыщенного пара находится в нужных пределах, а также имеется оборудование, постоянно потребляющее энергию пара (например, технологическое), на которое не будет влиять изменение теплотребности системы отопления.

## 46. РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ, В КОТОРЫХ В КАЧЕСТВЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ ИСПОЛЬЗУЕТСЯ МАСЛО

Физические свойства масла в зависимости от температуры изменяются в гораздо большей степени, чем свойства воды. Это, естественно, в определенной мере влияет на способы регулирования. Если масло используется в технологических целях, то обычно возникает необходимость в поддержании постоянной температуры, и необходимость регулирования возникает только при пуске. Если масло использовать и для отопления, то требуется постоянное регулирование. Обычно можно регулировать либо изменением температуры масла, либо изменением его расхода.

### 46.1. Температурное регулирование

Выше уже рассматривалось, как определить изменение температуры при использовании воды в качестве теплоносителя. Однако следует упомянуть о том, что здесь нужно считать одинаковыми температуру поверхности отопительного прибора и температуру теплоносителя.

Теплоотдача отопительных приборов зависит от избыточной температуры их поверхности  $Q_{rk}$  и не зависит от качества теплоносителя. Изменение средней температуры прибора в зависимости от избыточной наружной температуры  $\vartheta_a$  может быть выражено уравнением

$$\frac{\vartheta_{rk}}{\vartheta_{rk0}} = \left( \frac{\vartheta_a}{\vartheta_{a0}} \right)^{1/(1+n)}, \quad (46.1)$$

Значение коэффициента  $n$  здесь равно 0,25.

При масляном отоплении и наружной избыточной температуре  $\vartheta_a = -40^\circ\text{C}$ , поддерживая на поверхности отопительного прибора избыточную температуру

$$\vartheta_{F_i} = t_{F_i} - t_i = 230^\circ\text{C}, \quad (46.2)$$

можно обнаружить изменение избыточной температуры на поверхности, показанное на рис. 46.1.

В общем случае (как в отопительных приборах с одинаковыми внутренней и наружной поверхностями, так и в приборах с наружной поверхностью, гораздо большей, чем внутренней) для теплоносителя можно записать

$$t_f - t_i = \vartheta_f = \frac{t_F - t_i}{\eta_B} + nq \left( \frac{\delta_v}{\lambda_v} + \frac{1}{\alpha_b} \right). \quad (46.3)$$

Если для простоты взять отопительный прибор с гладкой поверхностью, т. е.

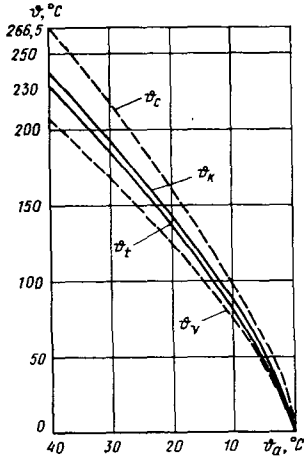
$$n = A_F/A_b \approx 1, \quad (46.4)$$

то степень влияния ребер  $\eta_B = 1$ .

Тогда

$$t_f - t_i = \vartheta_f = t_F - t_i + q(\delta_v/\lambda_v + 1/\alpha_b). \quad (46.5)$$

Рис. 46.1. Кривые качественного регулирования при отоплении, когда в качестве теплоносителя используется масло



Расчеты показывают, что при использовании отопительного прибора в виде радиатора, действующего на горячей воде, где  $q=465 \text{ Вт/м}^2$  и  $\alpha_b=1163 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ , избыточная температура теплоносителя  $\vartheta_j$  отличается на  $0,4^\circ\text{C}$  от  $\vartheta_F=t_F-t_i$ . В этом случае средняя температура радиатора может быть принята равной температуре проходящего в нем теплоносителя. Совсем иное положение при использовании масла. Здесь, например, при разности температур  $\vartheta_F=t_F-t_i=230^\circ\text{C}$   $q=2500 \text{ Вт/м}^2$ ; а  $\alpha_b$  составляет лишь приблизительно треть значения, действительного для воды. Если коэффициент  $\alpha_b$  известен, то

$$\vartheta_j = t_f - t_i \approx t_f - t_i + q(1/\alpha_b) \quad (46.6)$$

(членом  $\delta_v/\lambda_v$  можно пренебречь). Если средняя избыточная температура наружной поверхности  $\vartheta_{Fk_0}=t_{Fk_0}-t_i=230^\circ\text{C}$ , то и при  $\alpha_b=465 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$  для наружной избыточной температуры  $\vartheta_a=-40^\circ\text{C}$  средняя избыточная температура теплоносителя

$$\vartheta_{jk_0} = \vartheta_{Fk_0} + q_0 \frac{1}{\alpha_0} = 230 + \frac{2500}{400} = 236,5. \quad (46.7)$$

На основании зависимости (46.1) можно записать

$$\vartheta_{Fk}/\vartheta_{Fk_0} = (\vartheta_a/\vartheta_{a0})^{1/n+1} \quad (46.8)$$

и построить кривые

$$\vartheta_{jk} = f_1(\vartheta_a) \quad (46.9)$$

(см. табл. 46.1 и рис. 46.1).

Здесь сразу следует заметить, что при наружной температуре  $12^\circ\text{C}$  средняя избыточная температура масла составляет  $\vartheta_{jk}=72^\circ\text{C}$ , а температура  $t_{jk}=92^\circ\text{C}$ . Согласно таблицам, расход масла при средней температуре  $250-1000^\circ\text{C}$  практически не изменяется. Это облегчает расчет температуры подаваемого в прибор и уходящего из прибора масла, так как здесь действительно уравнение

$$\frac{mc(\vartheta_e - \vartheta_v)}{m_0 c_0 (\vartheta_{e0} - \vartheta_{v0})} = \frac{\vartheta_a}{\vartheta_{a0}}, \quad (46.10)$$

откуда при  $m = m_0$

$$\vartheta_e - \vartheta_v = \frac{c_0}{c} \frac{\vartheta_a}{\vartheta_{a0}} (\vartheta_{e0} - \vartheta_{v0}). \quad (46.11)$$

На основании этой зависимости были вычислены две последние строки табл. 46.1, а также построены на рис. 46.1 кривые изменения температуры подаваемого ( $t_e$ ) и уходящего из прибора ( $t_v$ ) масла.

ТАБЛИЦА 46.1. ПАРАМЕТРЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ЭКРАНОВ, В КОТОРЫХ В КАЧЕСТВЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ ИСПОЛЬЗУЕТСЯ МАСЛО

$t_a, ^\circ\text{C}$	-20	-15	-10	-5	0	5	10	20
$\vartheta_n, ^\circ\text{C}$	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	0
$\vartheta_a/\vartheta_{a0}$	1	0,875	0,75	0,625	0,5	0,375	0,25	0
$(\vartheta_a/\vartheta_{a0})^{0,75}$	1	0,907	0,805	0,703	0,595	0,478	0,754	0
$\vartheta_{Fk}, ^\circ\text{C}$	236,5	214	190	166,5	141	113	84	0
$t_{jk}, ^\circ\text{C}$	256,5	234	210	186,5	161	133	104	20
$c, \text{Вт} \cdot \text{ч}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	0,783	0,75	0,734	0,712	0,684	0,655	0,624	0,535
$c_0/c$	1	1,045	1,076	1,131	1,179	1,231	1,293	1,492
$\vartheta_e - \vartheta_v, ^\circ\text{C}$	60	54,7	48,5	42,5	35,1	27,7	19,4	0
$\vartheta_e, ^\circ\text{C}$	266,5	240,85	214,25	187,75	158,53	126,85	93,7	0
$t_e, ^\circ\text{C}$	286,5	260,85	234,25	207,75	178,55	146,85	113,73	0
$\vartheta_v, ^\circ\text{C}$	206,5	187,15	165,75	145,25	123,45	99,15	74,3	0
$t_v, ^\circ\text{C}$	226,5	207,15	185,75	165,25	143,45	119,15	94,3	20

Все это говорит о том, что при данных температурных соотношениях величины, вычисляемые с учетом  $m = \text{const}$ , практически верно отражают действительное положение, т. е. для отопительной установки, работающей на масле в качестве теплоносителя, можно осуществлять температурное регулирование.

## 46.2. Количественное регулирование

В этом случае следует исходить из того, что зависимость средней температуры отопительного прибора от наружной температуры такая же, как при температурном регулировании. Надо также принимать во внимание, что о количественном регулировании может идти речь обычно лишь при использовании довольно крупных установок (теплообменников воздушного отопления).

Среднюю температуру поверхности можно вычислить так же, как при температурном регулировании, т. е. пользуясь зависимостью (46.8). Однако в данном случае

$$\vartheta_{Fk} = \frac{\vartheta_{e0} - \vartheta_v}{\ln(\vartheta_{a0} / \vartheta_v)} \quad (46.12)$$

и поэтому

$$\frac{\vartheta_{e0} - \vartheta_v}{\ln(\vartheta_{e0} / \vartheta_v)} \frac{\ln(\vartheta_{e0} / \vartheta_{v0})}{\vartheta_{e0} - \vartheta_{v0}} = \left( \frac{\vartheta_a}{\vartheta_{a0}} \right)^{1/(1+n)} \quad (46.13)$$

Производя подстановку различных значений  $\vartheta_v$ , получаем кривые рис. 46.2. Значение коэффициента  $n$  для отопительных приборов воздушного отопления равно 0,2.

Расход жидкости по отношению к  $m_0$  при  $\vartheta_{a0} = -40^\circ\text{C}$  определяется из зависимости

$$\frac{mc}{m_0} = \frac{c_0}{c} \left( \frac{\vartheta_{e0} - \vartheta_v}{\vartheta_{e0} - \vartheta_{v0}} \right)^n \left( \frac{\ln(\vartheta_{e0} / \vartheta_{v0})}{\ln(\vartheta_{e0} / \vartheta_v)} \right)^{1+n} \quad (46.14)$$

и соответственно

$$\frac{m}{m_0} = \frac{c_0}{c} \left( \frac{\vartheta_{e0} - \vartheta_v}{\vartheta_{e0} - \vartheta_{v0}} \right)^n \left( \frac{\ln(\vartheta_{e0} / \vartheta_{v0})}{\ln(\vartheta_{e0} / \vartheta_v)} \right)^{1+n} \quad (46.15)$$

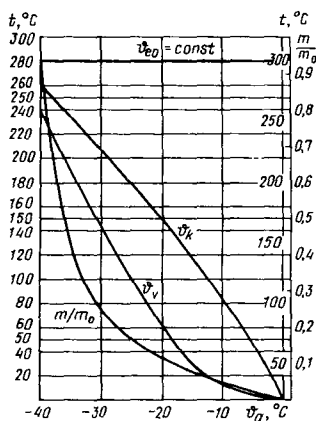


Рис. 46.2. Кривые количественного регулирования при отоплении, когда в качестве теплоносителя используется масло

Применению количественного регулирования препятствует то, что масляные котлы чувствительны к большим перепадам температуры. В этом случае можно использовать подмешивание масла из обратной магистрали непосредственно в местах присоединения котла. Степень этого подмешивания следует регулировать таким образом, чтобы температура масла, возвращающегося в котел, была допустимой. Кривые изменения температуры и расхода теплоносителя, соответствующие количественному регулированию, показаны на рис. 46.2.

Гибкость регулирования индивидуальных отопительных приборов обеспечивается тем, что при наружной температуре  $t_a = 10-12^\circ\text{C}$  характеристики проходящего теплоносителя существенно изменяются, а расход и температура теплоносителя уменьшаются. Эти изменения происходят скачкообразно, вследствие чего может наблюдаться слишком частое вмешательство регулирующих органов, поэтому такое регулирование надо применять там, где установка не служит технологическим целям. К данной установке или группе установок монтируют обводную линию, а количественное регули-



рование обеспечивается трехходовым клапаном. В остальных частях установки используется температурное регулирование путем подмешивания.

Обобщая, можно сделать вывод, что установки, действующие на масле в качестве теплоносителя, можно регулировать, используя модификации решений, применяемых для водяного отопления.

## IX. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ВОПРОСЫ ПРИМЕНЕНИЯ ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ

### 47. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Более широкому использованию лучистого отопления до сих пор препятствовали два основных фактора: неразработанность методов расчета и более высокие по сравнению с другими способами отопления капитальные затраты. Эти недостатки в течение длительного времени невозможно было компенсировать экономией энергии, требующейся для эксплуатации, хотя, согласно прежним предписаниям, при расчете лучистого отопления априорно допускались значения температуры воздуха на 2°C ниже, чем при использовании других систем. В Венгрии при средней зимней наружной температуре 0°C для жилых и общественных зданий за отопительный период это привело бы к экономии энергии на 10%, а для промышленных зданий — на 12—15%. Однако поскольку за последнее время многие неясные вопросы расчета решены и все большее значение приобретает необходимость экономии энергии, применение данного способа отопления становится практически целесообразным. В одноэтажных промышленных зданиях это осуществится уже в ближайшем будущем, поскольку в «Плане мероприятий правительственной программы экономии энергии» дается четкая установка относительно направления развития систем отопления и их автоматизации до 1990 г.:

«На многих предприятиях, главным образом в одноэтажных сборочных цехах большого строительного объема, отопление несовременно, а его эксплуатация неэкономична. Поэтому в упомянутых цехах, где имеются условия для газоснабжения, для отопления можно применять так называемое местное лучистое отопление, что даст хороший экономический эффект.

Там, где это обосновано технико-экономическими расчетами, целесообразно переходить с имеющегося парового на водяное отопление.

Обследования показывают, что среди видов систем отопления промышленных зданий лишь небольшая доля приходится на лучистое отопление. Распределение по видам систем здесь следующее, %:

печное отопление . . . . .	7,1
радиаторное водяное отопление . . . . .	16,2
радиаторное паровое отопление . . . . .	34,8

отопление воздушными агрегатами . . . . .	36,8
лучистое паровое отопление . . . . .	1,9
инфракрасное газовое отопление . . . . .	1,5
прочие виды отопления . . . . .	1,7

Для сокращения расхода энергии следует обеспечить соответствующее регулирование отопления.

Необходимо уменьшить расход топлива, ожидаемого к 1990 гг., учитывая, что к этому времени уже 50% теплопотребности будет обеспечиваться за счет лучистого отопления, а 50% — за счет конвективного отопления, но в последнем случае при оснащении систем отопления автоматикой, что обеспечивает соответствующую экономию, вследствие чего расход топлива уменьшается на 20%.

Другой источник экономии энергии — применение лучистого отопления, которое будет более экономно удовлетворять потребность в теплоте для рабочих мест при использовании почти на 25% меньшего количества теплоносителя.»

В отношении прочих видов зданий (общественных и жилых) подобных рекомендаций пока еще не имеется. Однако можно надеяться, что соответствующие организации примут к сведению приведенные здесь данные и, с учетом современных энергетических проблем, сумеют должным образом оценить лучистое отопление.

Существуют и другие, еще не решенные задачи, связанные с данным видом отопления, рассмотрение которых обусловлено именно ожидаемыми преимуществами:

а) вопросы оценки теплоощущения человека, определяющие возможности применения лучистого отопления, как было выше неоднократно упомянуто, выяснены не полностью. Эта неясность с энергетической точки зрения имеет негативный характер, так как в применяемых нормах даются «осторожные» величины, путем уточнения которых можно вскрыть дальнейшие энергетические резервы;

б) в области теплотехнического расчета достигнуты такие новые, теоретически обоснованные результаты (здесь имеются в виду здания павильонного типа с большой потребностью в вентиляции), которые, хотя и требуют некоторой практической проверки, но также таят в себе огромные возможности в отношении экономии энергии.

## 48. СРАВНЕНИЕ РАЗЛИЧНЫХ СИСТЕМ ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ КАПИТАЛЬНЫХ ЗАТРАТ

### 48.1. Одноэтажные промышленные здания

**48.1.1. Общая оценка.** По заказу Венгерского комитета технического развития в 1978 г. было проведено исследование на тему «Определение экономически оптимальной системы отопления и вентиляции одноэтажных промышленных зданий с целью сокращения расхода энергии». Часть этого исследования распространялась и на формирование капитальных затрат. Хотя числовые данные изменились с тех пор, полученные соотношения следует

считать действительными и в настоящее время. Исследование ограничивалось системами отопления и вентиляции, характерными для одноэтажных промышленных зданий с централизованным распределением энергии, где обеспечивался 1,5—2,5-кратный воздухообмен, минимально необходимый для рабочей зоны. При воздушном отоплении воздухообмен, естественно, может быть и во много раз больше, что зависит от уровня необходимой теплоподачи. Анализ отдельных систем отопления и вентиляции позволил сделать следующие заключения.

*Вентиляция, скомбинированная с индивидуальными приборами воздушного отопления.* Особого рода отопительный прибор — тепловентилятор — обеспечивает отопление помещения и снабжение его свежим воздухом без использования сети воздуховодов. Теплопотери компенсируются группой отопительных приборов, работающих в режиме рециркуляции, а приборы, подающие подогретый свежий воздух, расположены у наружных ограждающих стен. Сбалансированную вентиляционную систему дополняют крышные вытяжные вентиляторы. Расходы на устройство системы отопления и вентиляции с помощью тепловентиляторов для одноэтажного промышленного здания общей площадью 28 000 м<sup>2</sup>, отнесенные ко всему количеству, составляют 0,58—0,63 форинт/Вт (при использовании пара в качестве теплоносителя).

*Центральная система вентиляции и воздушного отопления со встроенными воздуховодами.* Подготовка воздуха осуществляется в центральном машинном зале; указанный выше воздухообмен обеспечивается в режиме с преобладающей подачей свежего воздуха и дополнительной вытяжкой с помощью крышных вентиляторов. Использование воздуховодов из листовой стали вне машинного зала сравнительно невелико, подача и распределение воздуха осуществляются главным образом с помощью конструкций несущих колонн и балок покрытия. Определить долю расходов на специальные элементы строительных конструкций, используемых для вентиляции, не удалось. Однако данная система и без этого приемлема для проведения исследования, поскольку применение регулируемой централизованной системы вентиляции и воздушного отопления с малым числом воздуховодов является целесообразным. (За рубежом часто применяют размещаемое в центральном ядре здания устройство для обработки воздуха, оснащенное форсунками и дополненное крышными вытяжными устройствами). Удельные затраты данного решения при его использовании в одноэтажных промышленных зданиях площадью застройки 153 000 м<sup>2</sup> составляют 0,9—1,2 форинт/Вт.

*Центральная система вентиляции и воздушного отопления с сетью воздуховодов.* Построение системы аналогично предшествующему решению, но распределение воздуха осуществляется через традиционную сеть воздуховодов из жести. Количество свежего воздуха то же, что и в предыдущем случае, но количество циркулирующего воздуха больше, так как установка частично работает в режиме рециркуляции. Удельные затраты для одно-

этажного промышленного здания площадью застройки 8000 м<sup>2</sup> в зависимости от сложности сети воздуховодов составили 1,8—3,1 фортинт/Вт.

*Лучистое отопление.* Система состоит из отопительных экранов типа «USE-P» (выпускаемых объединением по производству инженерного оборудования зданий «Фютёбер»), подсоединенных к тепловому пункту, где в качестве теплоносителя используется пар. Подачу воздуха обеспечивает самостоятельная вентиляционная система с подогревом воздуха, аналогичная одному из приведенных выше решений. Здесь удельные затраты на систему отопления для одноэтажного промышленного здания с площадью застройки 62 000 м<sup>2</sup> составили от 2,3 до 3,9 фортинт/Вт.

Обобщая рассмотренные системы и принимая средние значения для облегчения сопоставления, получим следующие удельные затраты, фортинт/Вт:

воздушное отопление тепловентиляторами . . .	0,68
центральное воздушное отопление . . . . .	1,16
центральное воздушное отопление с сетью воздуховодов . . . . .	2,4
лучистое отопление (без вентиляции) . . . . .	2,75

#### 48.1.2. Расход металла при использовании отопительных экранов.

Рассмотрим два вопроса, важные с точки зрения формирования капитальных затрат и касающиеся использования отопительных экранов:

а) можно ли применять вместо стальных листов другие листовые материалы, например, алюминий?

б) обеспечивает ли толщина листов 1 мм наибольшую экономичность конструкции?

Первый вопрос может быть решен с помощью зависимостей

$$A = \frac{\vartheta_w}{\vartheta'_s} = \frac{ml'}{2} \left[ \frac{1}{\text{th}(ml'/2)} + \frac{m}{n \text{th}(n\delta/2)} \right], \quad (48.1)$$

где  $\vartheta_w$  — средняя избыточная температура стенки трубы;  $\vartheta'_s$  — средняя избыточная температура экрана, и

$$\frac{\vartheta_w}{\vartheta'_s} = \frac{A [l' + d\pi/2]}{l' + Ad\pi/2}, \quad (48.2)$$

$$q = (\alpha_i + \alpha_e) \vartheta_s. \quad (48.3)$$

Результат использования этих зависимостей для листовой стали и пяти труб показан на рис. 48.1 и 48.2. Произведены также вычисления при использовании алюминиевых листов толщиной 1 мм.

У отопительных экранов, выполненных из двух различных материалов, различаются только коэффициенты

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_i + \alpha_e}{i\lambda_i}} \quad \text{и} \quad n = \sqrt{\lambda_g / i\lambda_i}, \quad (48.4)$$

а при одинаковой толщине  $i$  — коэффициенты теплопроводности листа. Суммарный коэффициент теплообмена  $\alpha_i = \alpha_{is} + \alpha_{ic}$ . Его можно

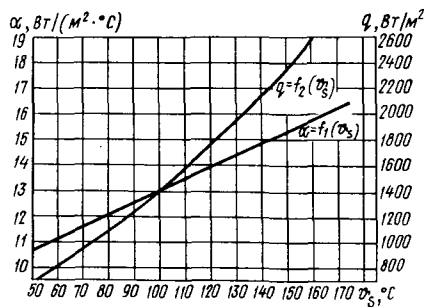


Рис. 48.1. Зависимость удельной теплоотдачи и коэффициента теплообмена от средней температуры отопительного экрана

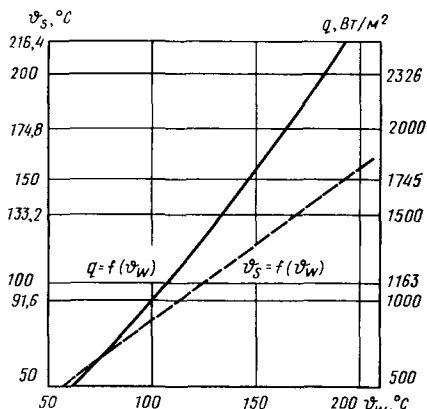
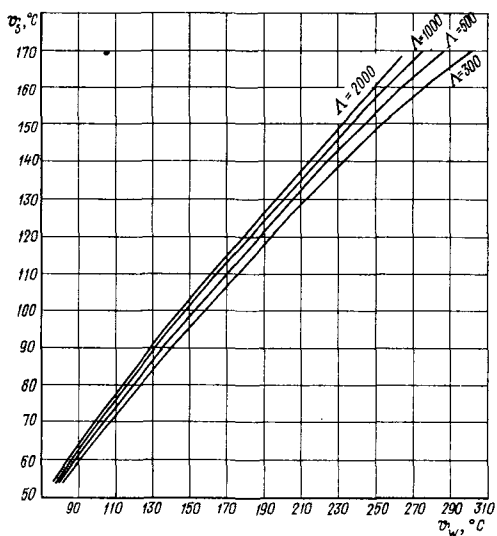


Рис. 48.2. Номограмма для определения значений  $\lambda$  в зависимости от  $\theta_s$  и  $\theta_w$

Рис. 48.3. Теплоотдача лучистого отопительного экрана из алюминия



принимать с тем же значением, что и для стали, только для алюминиевых листов, анодированных тщательным образом или окрашенных в одинаковый цвет эмалью. Значение  $\lambda$  для стальных листов, определенное путем вычислений, составляет 58 Вт/(м·К), а для алюминиевых — 220 Вт/(м·К) (рис. 48.3).

Из рис. 48.3 видно, что при использовании алюминиевых листов для отопительных экранов со средней избыточной температурой  $\theta_s = 80^\circ\text{C}$  достаточно избыточной температуры стенки трубы  $\theta_w = 97^\circ\text{C}$ , а при использовании стальных листов —  $120^\circ\text{C}$ . При  $\theta_s = 100^\circ\text{C}$  это значение для алюминиевых листов составляет  $124^\circ\text{C}$ , а для стальных листов  $152^\circ\text{C}$ .

Если при водяном отоплении такое сопоставление произвести при избыточной температуре  $\theta_s = 120^\circ\text{C}$ , которую практически еще можно допустить, то для стальных листов получается избыточная

температура  $\vartheta_s = 80^\circ\text{C}$  и теплоотдача  $q = 1360 \text{ Вт/м}^2$ . При использовании воды более высокая температура не допускается и поэтому для таких вариантов сопоставление произвести невозможно.

При использовании в качестве теплоносителя насыщенного пара с избыточной температурой  $160^\circ\text{C}$  средняя избыточная температура алюминиевого отопительного экрана  $\vartheta_s = 127^\circ\text{C}$ , а теплоотдача  $q = 1980 \text{ Вт/м}^2$ ; при использовании стальных листов  $\vartheta_s = 104^\circ\text{C}$  и  $q = 1430 \text{ Вт/м}^2$ .

Для определения экономичности отопительных экранов, выполненных из двух рассматриваемых материалов, целесообразно теплопроизводительность, приходящуюся на  $1 \text{ м}^2$  греющей поверхности, отнести к стоимости изготовления  $1 \text{ м}^2$  отопительного экрана.

Чтобы ответить на второй вопрос, т. е. установить оптимальную толщину листа, рассмотрим среднюю температуру полосы листа и ее теплоотдачу. Из зависимости (48.1) получаем

$$\vartheta'_s = \frac{\vartheta_w}{\frac{ml}{\text{th}(ml'/2)} + \frac{m\delta}{2n \text{th}(n\delta/2)}} \quad (48.5)$$

Теплоотдача полосы листа шириной  $l$  после упрощения

$$q = \frac{2\vartheta_w i \lambda_i \sqrt{\alpha_i + \kappa_e}}{\frac{\sqrt{i\lambda}}{\text{th}(ml'/2)} + \frac{\sqrt{\alpha_i + \kappa_e}}{n \text{th}(n\delta/2)}} \quad (48.6)$$

Из этой зависимости видно, что с увеличением толщины листа возрастает и его теплоотдача. Толщина  $i$  фигурирует в знаменателе, но ее влияние гораздо меньше, поскольку в одном из членов она встречается как подкоренное выражение, а в другом входит в аргумент зависимости  $\text{th}$ . Упрощая, можно с хорошим приближением записать

$$q = 2\varepsilon\vartheta_w = \sqrt{(\alpha_i + \kappa_e) i \lambda_i} \text{th} \frac{ml'}{2}, \quad (48.7)$$

где  $\varepsilon$  хотя и является функцией  $i$ , но на практике ее значения находятся между 0,9 и 0,8. Количество теплоты, которое может быть получено из  $1 \text{ кг}$  массы смонтированного листа, выражается зависимостью

$$q_{kg} = \frac{2\varepsilon\vartheta_w \sqrt{(\alpha_i + \kappa_e) i \lambda_i} \text{th} \frac{l'}{2} \sqrt{\frac{\alpha_i + \kappa_e}{i\lambda}}}{l'ip} \quad (48.8)$$

Также можно записать, что

$$q_{kg} = \frac{2\varepsilon\vartheta_w \sqrt{(\alpha_i + \kappa_e) \lambda}}{i} \text{th} \frac{l'}{2} \sqrt{\frac{\alpha_i + \kappa_e}{i\lambda}} \quad (48.9)$$

Это указывает на то, что толщину листа  $i$  увеличивать нецелесообразно.

## 48.2. Жилые и общественные здания

В жилых и общественных зданиях применяется множество разнообразных систем лучистого отопления, описанных ранее в разделах VI—VII. Капитальные затраты на них за последние годы не анализировались. Однако ранее (в 1972 г.) было проведено обследование различных решений отопления жилых зданий с точки зрения их экономичности.

Исследования проводили на модульных жилых комнатах, основные размеры которых и значения коэффициентов облученности на поверхность макушки головы сидящего человека приведены в табл. 48.1. В табл. 48.2 для рядового жилого помещения с учетом действующих нормативных показателей теплоощущения, отнесенных к поверхности макушки головы, приведены температура потолка  $t_M$ , разность между температурой потолка и температурой воздуха в помещении  $t_M - t_i$ , коэффициент теплообмена на поверхности потолка  $\alpha_M$  и удельная теплоотдача потолка  $q_M$ . Условия теплообмена в угловой жилой комнате приведены в табл. 48.3.

ТАБЛИЦА 48.1. ХАРАКТЕРИСТИКИ МОДУЛЬНОЙ ЖИЛОЙ КОМНАТЫ И ПОТОЛОЧНОГО ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ

Размеры помещения, м			$h'$ , м	Соотношения размеров помещения и греющей поверхности		$\Psi_{k0-\Delta t}$	$\Psi_{k0-N}$
$a$	$b$	$h$		$a'/h'$	$b'/h'$		
3,6	5,0	2,7	1,55	1,97	2,74	0,612	0,388
3,6	4,0	2,7	1,55	2,97	2,19	0,56	0,44
3,0	5,5	2,55	1,40	1,82	3,34	0,640	0,38
3,0	4,30	2,55	1,40	1,82	2,61	0,58	0,42

Примечание. Уровень головы сидящего человека предполагался на расстоянии 1,15 м от пола, поэтому  $h' = h - 1,15$  м.

ТАБЛИЦА 48.2. УСЛОВИЯ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ПОТОЛОЧНОМ ЛУЧИСТОМ ОТОПЛЕНИИ МОДУЛЬНОЙ РЯДОВОЙ ЖИЛОЙ КОМНАТЫ

$t_M$ , °C	$t_M - t_i$ , °C	$\alpha_M$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	$q_M$ , Вт/м <sup>2</sup>
34,8	16,8	6,44	108
35,3	17,3	6,52	112
34,1	16,1	6,42	104
35,0	17,0	6,50	110

ТАБЛИЦА 48.3. УСЛОВИЯ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ПОТОЛОЧНОМ ЛУЧИСТОМ ОТОПЛЕНИИ МОДУЛЬНОЙ УГЛОВОЙ ЖИЛОЙ КОМНАТЫ (С ВЫСОКОЙ СТЕПЕНЬЮ ОСТЕКЛЕНИЯ)

$t_M$ , °C	$t_M - t_i$ , °C	$\alpha_M$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	$q_M$ , Вт/м <sup>2</sup>
35	17	6,50	110
36,6	18,6	6,57	122
35	17	6,50	110
36,2	18,2	6,53	119

**48.2.1. Сплошное потолочное отопление.** В таблицах 48.2 и 48.3 указаны количества теплоты  $q_M$ , которые отдает единица

теплоотдающей поверхности потолка. Поскольку по условиям технологии монтажа размеры греющей поверхности

$$a'b' = 0,85a \cdot 0,85b = 0,7225ab \quad (48.10a)$$

составляют 72,25% всей поверхности, полная теплоотдача

$$a'b'q_M = 0,7225q_M ab. \quad (48.10b)$$

Количество теплоты  $q_M$  через характеристики потолка и избыточную температуру стенки трубы  $\vartheta_w$  можно выразить зависимостью

$$q_M = \vartheta_w (\alpha_M + \kappa_c) = \frac{2\vartheta_w}{l \left[ 1 + (\delta_{b'}/\lambda_b + \delta_v/\lambda_v) \alpha_M \right]} = \sqrt{(\alpha_M + \kappa_c) i \lambda_b} \operatorname{th} \frac{ml}{2}. \quad (48.)$$

Обозначения показаны на рис. 48.4.

Коэффициент теплопроводности бетонного слоя  $\lambda_b$  при расчете показателя

$$m = \sqrt{(\alpha_M + \kappa_c) / i \lambda_b} \quad (48.12)$$

был принят с учетом наличия арматуры равным 1,45 Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Поскольку в таблицах 48.2 и 48.3 приведена средняя допустимая избыточная температура потолка, значения теплотехнических коэффициентов можно установить заранее. Количество теплоты, отдаваемой 1 м трубы, определяется по зависимости

$$q_{cs} = l q_M. \quad (48.13)$$

В результате проведения расчета установлено, что для рядовых жилых помещений при коэффициенте теплопередачи стены  $k \leq \leq 1,4$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) при любой практически возможной поверхности окна система отопления, охватывающая весь потолок, может быть смонтирована при расстоянии между трубами  $l = 0,4$  м. Средняя температура стенки трубы (близкая или равная средней температуре теплоносителя) составляет  $t_w = \vartheta_w + t_i = 37 + 18 = 55^\circ\text{C}$ , что допустимо.

Согласно зависимостям (48.12) и (48.13), энергия на 1 м трубы составляет  $q_{cs} = 47,5$  Вт/м, что очень хорошо соответствует средним значениям, которые можно вычислить, зная значение теплоотдачи  $q_M$ , приведенное в таблицах 48.2 и 48.3.

Длина трубы, соответствующая 1 м<sup>2</sup> площади помещения, равна  $L = q_{tr}/q_{cs}$ . Удельные трансмиссионные теплотопери определяются выражением

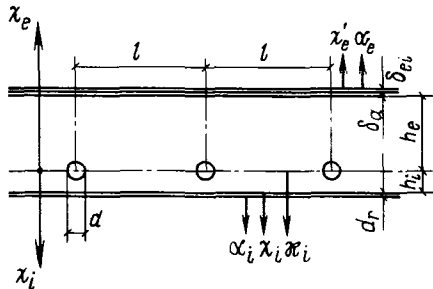
$$q_{tr} = \frac{h}{b} k_F \left[ 1 + x \left( \frac{k_{Abi}}{k_F} - 1 \right) (t_i - t_a) (1 + z) \right]. \quad (48.14)$$

Например, для стены размером 2,6·5,0·2,7 м с коэффициентом теплопередачи  $k_F = 1,4$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) и степенью остекления  $x = 0,627$   $q_{tr} = 79,8$  Вт/м<sup>2</sup> и  $L = 79,8/47,5 = 1,675$  м/м<sup>2</sup>.

При пересчете не на полную поверхность, а на поверхность, охваченную отопительным змеевиком,  $L = 1,675/0,7225 = 2,33$  м/м<sup>2</sup>. Согласно же известной зависимости,  $L = q_M/l = 110/0,4 = 2,76$  м/м<sup>2</sup>.



Рис. 48.4. Обозначения, применяемые при расчете сплошной системы потолочного отопления



Таким образом, для рядового помещения теплоотдача от 1 м трубы должна составлять  $q_{cs} = 47,5 - 48,8$  Вт/м. Практически это значение можно принимать во внимание и для угловых комнат, с той существенной разницей, что в них желаемое соотношение между площадями окна и других наружных ограждений  $x = 0,5$  можно обеспечить только при  $k_F = 0,7 - 0,8$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Это указывает на то, что возможность использования лучистого отопления, охватывающего весь потолок, в угловых комнатах ограничена из-за больших теплопотерь.

Масса применяемых полудюймовых газовых труб  $G_{cs}$  составляет 1,29 кг/м. При этом тепловая напряженность металла системы

$$q_{vas} = q_{cs} / G_{cs} = 47,5 \approx 48,8 / 1,29 = 36,8 \approx 38,0 \text{ Вт/кг.} \quad (48.15)$$

Масса 1 м<sup>2</sup> применяемых в настоящее время радиаторов из стальных листов составляет 10 кг/м<sup>2</sup>. При возможных в данном случае размерах и средней температуре поверхности 80°C они отдают теплоту в количестве 490 Вт/м<sup>2</sup>. Поскольку теплопотери при радиаторном отоплении минимум на 10% больше, чем при лучистом, то если теплопотребность для лучистого отопления равна  $Q_s$ , то при радиаторном отоплении нужно подавать теплоту в количестве 1,1  $Q_s$ . Тогда с 1 м<sup>2</sup> поверхности радиатора можно компенсировать теплопотребность, составляющую  $490 / 1,1 = 445$  Вт/м<sup>2</sup>. А теплоотдача, отнесенная к 1 кг отопительных приборов, при использовании радиаторов будет составлять  $q_{vas \text{ rad}} = 445 / 10 = 44,5$  Вт/кг. Это все же лучше, чем использование труб, расположенных в бетонном слое потолка. Система лучистого отопления, расположенная в бетонном слое, несомненно, имеет свои преимущества, и важным среди них следует считать то, что отопительная установка помещения монтируется одновременно с перекрытием и имеет с ней одинаковый срок службы. Недостатком является сложность регулирования. Об экономичности таких систем будет сказано ниже.

Согласно табл. 48.3, для углового помещения количество теплоты, отдаваемой с 1 м<sup>2</sup> поверхности, при условии хорошего теплоощущения не превышает 122 Вт/м<sup>2</sup>. Это означает, что змеевик можно монтировать при расстоянии между трубами  $l = 0,4$  м, только избыточную температуру  $\vartheta_w$  следует повысить на 1°C, т. е. до 38°C и соответственно  $t_w$  до 56°C. При этом 1 м трубы диаметром

$1/2$  дюйма будет в среднем отдавать теплоту в количестве  $q_{cs} = 50,6$  Вт/м, что при использовании стальных труб соответствует тепловой напряженности металла  $q_{vas} = 50,6/1,29 = 39,4$  Вт/кг.

Интересна ситуация на самом верхнем этаже. Здесь для помещения не нужно больше теплоты, но требуется обеспечить гораздо больший расход теплоносителя из-за бесполезной теплоотдачи в направлении наружного пространства. Охлаждающее влияние наружного пространства будем принимать во внимание путем соответствующего увеличения коэффициента  $\kappa_e$ , который можно вычислить с помощью зависимости

$$\kappa_e(\vartheta_M \vartheta_a) = \kappa_e^* \vartheta_s, \quad (48.16)$$

где  $\vartheta_a$  — избыточная температура внешней окружающей среды по сравнению с температурой в помещении.

Зависимость (48.11) при подстановке  $\delta_b/\lambda_b + \delta_v/\lambda_v = 0,036$  приобретает следующий вид:

$$q_{M\bar{v}} = \vartheta_M (\alpha_M + \kappa_e^*) = \sqrt{\frac{2\vartheta_w}{l|1+0,036\vartheta_{\bar{v}}|}} (\alpha_M + \kappa_e^*) i\lambda_b \operatorname{th} \frac{ml}{2}$$

и

$$m = \sqrt{(\alpha_M + \kappa_e^*)/\lambda_b}. \quad (48.17)$$

Следует учесть, что  $q_M$  в данном случае нужно уменьшить на то количество теплоты, которое поступает в самую верхнюю комнату через пол, т. е. на  $q_{Me} = \kappa_e \vartheta_M = 0,93 \cdot 17 = 15,8$  Вт/м<sup>2</sup>. Здесь  $\vartheta_M$  — средняя избыточная температура бетонного слоя перекрытия, находящегося под рассматриваемым помещением. При этом в помещении с наиболее неблагоприятным соотношением размеров (см. табл. 48.3) с потолка следует подавать теплоту в количестве  $q_{Mi} = q_{M\bar{v}} - q_{Me} = 122 - 15,8 = 106,2$  Вт/м<sup>2</sup>. Значение  $\vartheta_w$  то же, что и прежде, т. е. 38°C, поэтому полезная теплота, отдаваемая для отопления помещения, выражается зависимостью

$$q_{Mi} = \frac{2\vartheta_w}{l(1+0,036\alpha_{a,M})} \sqrt{(\alpha_M + \kappa_e^*)} i\lambda_b \frac{\alpha_M}{\alpha_M + \kappa_e^*} \operatorname{th} \frac{ml}{2}. \quad (48.18.)$$

В рассматриваемом случае  $q_{Mi} = 133 \cdot 56 / (5,6 + 1,54) = 106,2$  Вт/м<sup>2</sup>.

Вычисления показывают, что и в данном случае можно обойтись расстоянием между трубами  $l = 0,4$ , но поверхность, которая должна быть охвачена греющими элементами, теперь составляет 75% всей поверхности потолка. Полезная энергия, которая может быть получена от 1 м трубы,  $q_{csi} = 106,2 \cdot 0,4 = 42,6$  Вт/м<sup>2</sup>, а количество полезной теплоты, приходящейся на 1 кг,  $q_{vas} = 42,6/1,29 = 32,1$  Вт/кг. Полное количество теплоты, отдаваемой теплоносителем,  $q_{cs} = 133 \cdot 0,4 = 52,6$  Вт/м.

Расчетное количество теплоты, отдаваемое с 1 м<sup>2</sup> поверхности пола или потолка,  $q_M = 0,75 q_{M\bar{v}} = 98,8$  Вт/м<sup>2</sup>. При радиаторном отоплении  $q_{rad} = 97,4$  Вт/м<sup>2</sup>.

Сюда уже, естественно, включена и добавка, равная 10%. Таким образом, на самом верхнем этаже применение радиаторного отоп-

ления имеет преимущество. Поэтому в многоэтажных зданиях экономия энергии колеблется в пределах 9—11%. Отсюда можно сделать вывод, что система потолочного отопления, расположенная в бетоне, не конкурентоспособна по сравнению с радиаторным отоплением, но с точки зрения потребности в тепловой энергии обладает существенным преимуществом. Ее долговечность по сравнению с системой из стальных радиаторов гораздо больше. Змеевики, выпущенные в Венгрии за последние 40 лет, не приходилось нигде заменять из-за повреждения труб, при условии, что там не применяли воду, которая не была соответствующим образом обработана.

При использовании венгерских чугунных радиаторов из-за большой массы последних ( $30 \text{ кг/м}^2$ ) теплонапряженность металла чрезвычайно мала:  $q_{\text{вас}} = 445/30 = 14,8 \text{ Вт/кг}$ , а долговечность больше, чем у здания.

Капитальные затраты на потолочное лучистое отопление с малой тепловой энергией значительно больше, чем на систему лучистого отопления, расположенную в слое бетона. При полном охвате потолка и здесь нельзя допустить большую удельную теплоотдачу, чем указано в таблицах 48.2 и 48.3, т. е.  $104—122 \text{ Вт/м}^2$ . Однако при этом кассетами следует снабдить не только 72,25% всей поверхности потолка, но и остающуюся часть оборудовать по крайней мере аналогичной системой. Потребность в энергии здесь такая же, что и при классическом решении лучистого отопления. Расход металла обуславливает еще меньшую конкурентоспособность, чем в предыдущем случае.

**48.2.2. Ленточное потолочное отопление.** Соотношение между поверхностями окна и других наружных ограждений  $x$  в рассматриваемом случае для угловых жилых комнат промежуточного и верхнего этажей здания приведено в табл. 48.4.

ТАБЛИЦА 48.4. ДОПУСТИМЫЕ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ УГЛОВОЙ КОМНАТЫ ПРИ ПОТОЛОЧНОМ ЛУЧИСТОМ ОТОПЛЕНИИ

Этаж	$q_{\text{м}}, \text{ Вт/м}^2$	$t_{\text{м}} - t_{\text{в}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$x$ при $k_F, \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$				
			0,7	0,93	1,16	1,3	1,62
Промежуточный	574	59,5	1	0,8	0,795	0,64	0,466
Верхний	574	59,5	0,88	0,7	0,49	0,245	0

Как видно из таблицы, при использовании ленточного потолочного отопления для угловых комнат на промежуточном этаже площадь поверхности окна и соответственно ее отношение к площади наружных стен практически имеют предел только в том случае, когда коэффициент теплопередачи стены больше  $1,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$ .

Если помещение расположено на самом верхнем этаже, в расчет следует принимать также теплоту, проходящую через не охваченную системой отопления часть потолка. Тогда, согласно табл. 48.4, при коэффициенте теплопередачи стен  $k_F = 0,93 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$  соотношение

между поверхностями окна и стен ( $x=0,7$ ) можно подбирать почти произвольно, а если  $k_F$  больше 1,16, то в соответствии с существующей практикой строительства его невозможно подобрать даже при ленточном отоплении.

Таким образом, в тех случаях, когда коэффициент теплопередачи наружных стен и потолка меньше  $0,93 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , ленточное потолочное отопление обеспечивает хорошее теплоощущение при соотношении между площадью окна и других наружных ограждений не более 0,7.

Для помещений, приведенных в табл. 48.4, необходима теплоотдача отопительной поверхности  $q_M=574 \text{ Вт}/\text{м}^2$ . Это количество теплоты, отдаваемое отопительными приборами ленточного типа, обеспечивает хорошее теплоощущение. В данном случае избыточная температура  $t_M - t_i = \vartheta_M = 59,5^\circ\text{C}$ . На основании данных д-ра Золтана Мольнара температуру теплоносителя для таких приборов теплоносителя можно вычислять по формуле

$$\frac{\vartheta_w}{\vartheta_M} = \frac{ml}{2} \left( \frac{1}{\text{th}(ml'/2)} + \frac{m}{n \text{th}(n\delta/2)} \right), \quad (48.19)$$

где  $l'$  — расстояние между трубами, м;  $\delta$  — ширина охвата трубы плитой, м;

$$n = \sqrt{(\Lambda_g + \kappa'_e) / i \lambda_i},$$

где  $\Lambda_g$  — эквивалентный коэффициент теплопередачи между трубой и плитой,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $\kappa'_e$  — коэффициент теплопередачи с плиты в расположенное над ней помещение,  $0,63 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $\lambda_i$  — коэффициент теплопроводности материала плиты,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Согласно табл. 48.4, избыточная температура греющей полосы шириной  $l'$   $\vartheta_M = 59,5^\circ\text{C}$ , а для всего отопительного экрана она выражается зависимостью

$$\vartheta_M = \frac{l' \vartheta'_M + (d\pi/2) \vartheta_w}{l' + d\pi/2} \quad (48.20)$$

Если желательно найти непосредственную зависимость между  $\vartheta_w$  и  $\vartheta_M$ , то ее можно выразить в виде

$$\frac{\vartheta_w}{\vartheta_M} = \frac{A(l' + d\pi/2)}{l' + (d\pi/2)A}. \quad (48.21)$$

Здесь

$$A = \frac{ml'}{2} \left[ \frac{1}{\text{th}(ml'/2)} + \frac{m}{n \text{th}(n\delta/2)} \right] \quad (48.22)$$

Поскольку средняя температура отопительного экрана известна заранее, коэффициенты теплообмена можно найти без итерации. Температура  $\vartheta_M = 59,5^\circ\text{C}$  соответствует  $\alpha_M = 9,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Если коэффициент теплопередачи потолка  $\kappa_e = 0,6$ , то вследствие теплоизоляционного влияния расположенной над ним воздушной прослойки  $\kappa'_e = 0,63 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . При этом получают следующие численные данные:

$$m = \sqrt{\frac{9,7 + 0,63}{0,0011 \cdot 58}} = 13,3, \quad n = \sqrt{\frac{580 + 0,63}{0,0011 \cdot 58}} = 100,$$

$$\frac{ml'}{2} = \frac{13,3 \cdot 0,22}{2} = 1,465, \quad \text{th} \frac{ml'}{2} = 0,8986,$$

откуда  $A = 1,83$ ;

$$\frac{\vartheta_w}{\vartheta_M} = \frac{1,83 (0,22 + 0,0335)}{0,22 + 0,0335 \cdot 1,83} = 1,625,$$

$$\vartheta_w = 1,625 \cdot 59,5 = 96,8, \quad t_w = 96,8 + 18 = 114,8^\circ\text{C}.$$

Максимально необходимая температура подаваемой воды для такой системы,  $115^\circ\text{C}$ , при ее подключении к центральному отоплению может быть легко получена путем подмешивания.

Расход металла при теплоотдаче  $574 \text{ Вт/м}^2$  (четыре трубы диаметром по  $1/2$  дюйма и длиной по 1 м, а также плита площадью  $1 \text{ м}^2$ ) составляет  $4 \cdot 1,29 + 7,8 = 12,96 \text{ кг/м}^2$ , а тепловая напряженность металла  $q_{vas} = 574/12,96 = 44,3 \text{ Вт/кг}$ . Это намного превышает значения, получавшиеся в рассматривавшихся ранее случаях. Кроме того, при использовании отопительной установки теплотребность помещения меньше на 10%. Долговечность такой системы по сравнению с системой отопления со стальными радиаторами больше по крайней мере в три раза.

**48.2.3. Напольное отопление.** При применении этого способа отопления следует учитывать, что над самым верхним рядом комнат (особенно в угловой комнате) потолок, в том числе на тех участках, где расположены отдельные отопительные приборы, устраивают таким образом, чтобы его температура была равна результирующей температуре помещения, т. е. чтобы из помещения через потолок теплота не уходила.

В помещении с соотношением размеров  $a:b:h$  коэффициент, выражающий степень остекления помещения, должен быть в пределах, определяемых зависимостью

$$x = \frac{0,9q_p}{(t_i - t_a)(1 + z_p)(h/b)k_F} - \left(1 + \frac{b}{a}\right) \quad (48.23)$$

$$k_{Abl} / k_F - 1$$

Кроме того, средняя температура пола не должна превышать  $26^\circ\text{C}$  даже в самое холодное время, т. е. его избыточная температура может быть максимум  $\vartheta_p = 8^\circ\text{C}$ . Коэффициенты теплообмена и количества отдаваемой теплоты в зависимости от  $\vartheta_p$  приведены на рис. 48.5.

Значения  $x$  для коэффициента теплопередачи окна  $k_{\text{пл}} = 4,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ , действительного для окон с двойным остеклением, и для  $k_{Abl} = 2,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ , действительного для окон с тройным остеклением, приведены в табл. 48.5.

Из таблицы можно сделать вывод, что напольное отопление можно применять в жилых и общественных зданиях только для помещений с соответствующими соотношениями размеров (т. е. по возможности с малым отношением  $h/b$ ) при  $k_F \leq 0,8$  и окнах с тройным остеклением (по крайней мере в угловых комнатах). Этот

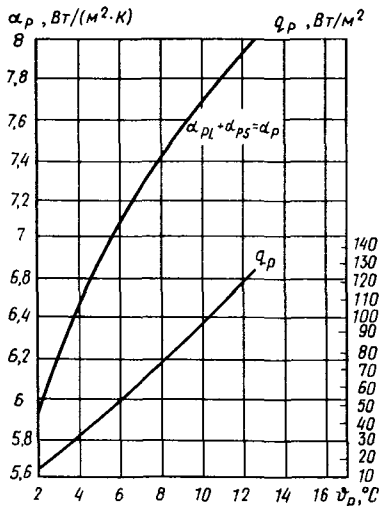


Рис. 48.5. Зависимость коэффициента теплообмена и удельной теплоотдачи напольной системы отопления от избыточной температуры поверхности пола

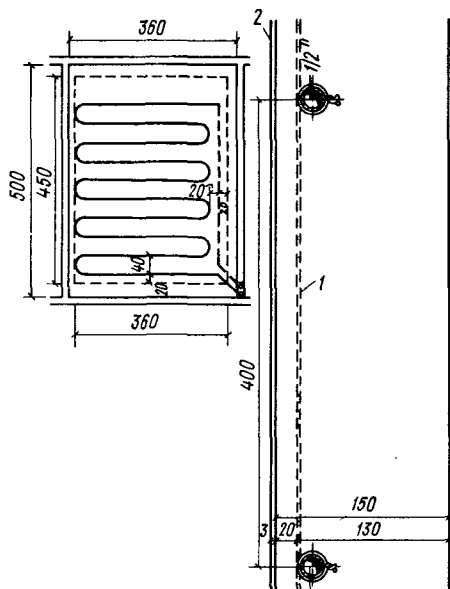


Рис. 48.6. Напольное отопление со встроенным змеевиком

1 — сетка из проволоки диаметром 1 мм; 2 — ковровый настил пола

ТАБЛИЦА 48.5. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЖИЛОГО ПОМЕЩЕНИЯ С НАПОЛЬНЫМ ОТОПЛЕНИЕМ

$K_{Авп},$ Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	$0,9q_p,$ Вт/м <sup>2</sup>	$t_p - t,$ °С	$h/b$	$b/a$	$x$ при $k_F, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}),$		
					0,7	0,93	1,16
4,1 2,7	68	8	0,54	1,39	0,446 0,767	0,306 0,55	0,136 0,262
4,1 2,7	68	8	0,675	1,11	0,316 0,54	0,184 0,33	—
4,1 2,7	68	8	0,464	1,63	0,51 0,87	0,34 0,61	0,14 0,27
4,1 2,7	68	8	0,593	1,43	0,333 0,61	0,205 0,367	— —

вывод подтверждается данными, полученными на практике в Швеции.

На экономичность в значительной степени влияет необходимость обеспечения низкой избыточной температуры поверхности пола ( $\vartheta_p = 8^\circ\text{C}$ , т. е.  $t_p$  может быть равна  $26^\circ\text{C}$ ). Пример конструкции напольного отопления показан на рис. 48.6. Средняя избыточная температура поверхности пола выражается зависимостью

$$\vartheta_p = \vartheta_w \frac{1}{1 + \alpha_p \sum (\delta_n / \lambda_n)} \frac{\text{th}(ml/2)}{ml/2} \quad (48.24)$$

Отсюда избыточная температура наружной стенки трубы

$$\vartheta_w = \vartheta_p \left( 1 + \alpha_p \sum \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right) \frac{ml/2}{\text{th}(ml/2)}. \quad (48.25)$$

Слои толщиной  $\delta_n$  над трубой состоят в основном из бетона и какого-либо материала для покрытия пола, например, линолеума. Термическое сопротивление этих слоев  $\delta/\lambda = 0,07 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$ .

С учетом  $\alpha_p = 9,48 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  и в соответствии с выражением (48.15) температура наружной поверхности стенки трубы  $\vartheta_w = 21^\circ\text{C}$  и  $t_w = 18 + 21 = 39^\circ\text{C}$ . В точке поверхности пола, расположенной непосредственно над трубой, температура  $\vartheta_{l,0} = 14^\circ\text{C}$ .

В середине между трубами при  $l = 0,3 \text{ м}$  на поверхности пола температура

$$\vartheta_{l,p} = \vartheta_{l,0} / \text{ch}(ml/2) = 14,0 / 2,66 = 5,29^\circ\text{C}.$$

Допускать  $l > 0,3 \text{ м}$  нецелесообразно, поскольку на полу распределение температуры происходит еще более неблагоприятно. Аналогичным образом можно показать, что распределение температуры не улучшается, если над трубами проложить полосу теплоизоляционного материала. Расход труб в пересчете на  $1 \text{ м}$  можно вычислить по формуле

$$l q_p = l \vartheta_p^* (\kappa_p^* + \kappa_e). \quad (48.26)$$

Средняя температура бетонного слоя  $\vartheta_p^*$  определяется из средней температуры  $\vartheta_p$  поверхности пола:

$$\vartheta_p^* \kappa_p = \vartheta_p \alpha_p. \quad (48.27)$$

Тогда

$$\kappa_p = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_p} + \sum \frac{\delta_n}{\lambda_n}} = \frac{1}{\frac{1}{9,43} + \frac{0,04}{1,16} + \frac{0,0032}{0,0185}} = 5,47,$$

$$\vartheta_p^* = \vartheta_p (9,48 / 5,47) = 11,9^\circ\text{C},$$

$$q_{cs} = l q_p = 0,3 \cdot 13,9(5,47 + 0,8) = 26,2 \text{ Вт}/\text{м},$$

$$q_{vas} = 26,2 / 1,29 = 20,3 \text{ Вт}/\text{кг}.$$

Если принять  $l = 0,4 \text{ м}$ , то теплонапряженность  $q_{vas} < 20,3 \text{ Вт}/\text{кг}$ , но распределение температуры будет еще более неблагоприятным.

Теплоотдача змеевиков, вмонтированных в бетон, может быть существенно повышена при использовании нижней и верхней плоскостей потолка. Учитывая, что температура пола ограничена, примем  $\vartheta_p = 6^\circ\text{C}$  или  $t_p = 24^\circ\text{C}$ , тогда  $\alpha_p = 9,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Теплоотдача вверх  $q_{pe} = \vartheta_p \alpha_p = 6 \cdot 9,1 = 55 \text{ Вт}/\text{м}^2$ . Расстояния плоскости оси трубы от верхней и нижней поверхностей бетонного слоя соответственно равны  $h_e = 0,10 \text{ м}$  и  $h_i = 0,04 \text{ м}$ .

Коэффициент теплопередачи от плоскости симметрии оси трубы, вычисляемый в направлении пространства над полом,  $\kappa_{e0} =$

$= 4,87 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , а  $\alpha_{\text{в}}^{\text{в}} \text{ верхнего уровня бетонного слоя} - \alpha_p = 6,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . На верхней плоскости бетонного слоя средняя температура  $\vartheta_p = 9^\circ\text{C}$ , а на поверхности в середине между трубами  $\vartheta_o = 11,25^\circ\text{C}$ . Коэффициент теплопередачи от плоскости симметрии оси трубы вниз  $\alpha_{io} = 4,85 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , а от нижней плоскости бетонного слоя  $\alpha_i = 5,58$ .

Отдаваемая теплота  $q_i = \alpha_{io} \vartheta_o = \alpha'_M \vartheta'_M = 55 \text{ Вт}/\text{м}^2$ , откуда  $\vartheta'_M = 55/5,58 = 9,8^\circ\text{C}$ .

$$q_o = q_M + q_p = 55 + 55 = 110 \text{ Вт}/\text{м}^2. \quad (48.28)$$

Температуру теплоносителя, согласно методу Ридберга—Хубера, можно определить по формуле

$$\frac{\vartheta_o}{\vartheta_w} = \frac{-\pi(G_2/l)}{\ln(l/d\pi) - \pi(G_2/l) + S_i + S_e}. \quad (48.29)$$

Здесь

$$G_2 = \frac{-2\lambda_b}{\alpha_{io} + \alpha_{eo}} = \frac{-2 \cdot 1,45}{4,87 + 4,87} = -0,3$$

Если расстояние между витками  $l = 0,3; 0,4; 0,5$  и  $0,6$  м, то избыточная температура наружной поверхности стенки трубы  $\vartheta_w = 17,5; 21,8; 26,5; 30,5^\circ\text{C}$  и соответственно температура стенки трубы  $t_w = 35,5; 39,8; 44,5; 49,5^\circ\text{C}$ . Расход, приходящийся на единицу длины трубы, соответственно равен  $q_{cs} = 32,8; 43,8; 55; 65,3 \text{ Вт}/\text{м}$ . Тепловая напряженность металла  $q_{vas} = 25,4; 34; 42,4; 50,9 \text{ Вт}/\text{кг}$ .

Таким образом, при использовании данного решения можно существенно увеличить степень использования металла. Кроме того, распределение температуры здесь также более равномерное. Избыточная температура пола над трубой не достигает  $17^\circ\text{C}$  (температура поверхности пола  $35^\circ\text{C}$ ). Однако это повторяется только через каждые  $0,6$  м расстояния между трубами. А минимальная избыточная температура достигает примерно  $1^\circ\text{C}$ .

**48.2.4. Система отопления, расположенная в наружной стеновой панели.** Рассматриваемая конструкция стеновой панели показана на рис. 48.7. Значение неполного коэффициента теплопередачи наружной стены при бетонном слое толщиной  $0,06$  м

$$\alpha_e = \frac{1}{0,10/0,046 + 0,06/1,45 + 1/29} = 0,45.$$

При вычислении допустимого соотношения между площадью окна и других наружных ограждений следует учитывать, что в угловой комнате среднюю температуру поверхности наружной произвольно ориентированной стены, перпендикулярной фасаду, необходимо повысить до  $19-20^\circ\text{C}$ , чтобы через нее из помещения не удалялась теплота в наружное пространство. Согласно вычислениям, при максимальной избыточной температуре внутренней поверхности наружной стены  $t_{kf} - t_i = 40^\circ\text{C}$  с  $1 \text{ м}^2$  поверхности панели должна



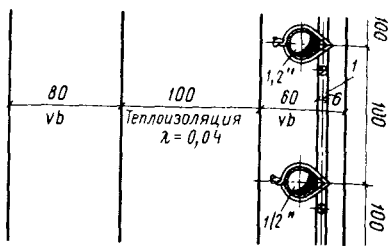
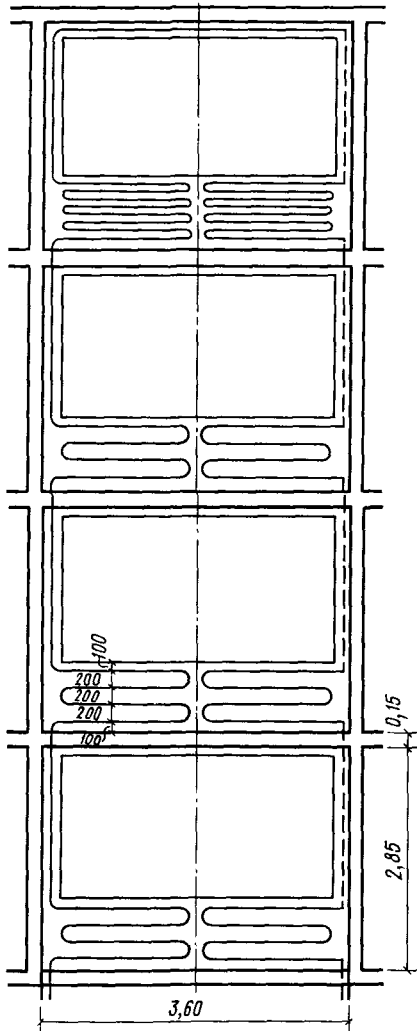


Рис. 48.7. Паряетная система отопления со встроенным змеевиком  
 1 — сетка из проволоки диаметром 6 мм с ячейками 100×100 мм

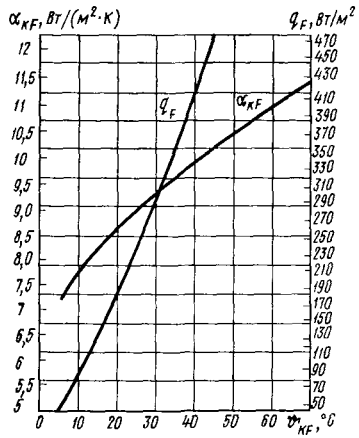


Рис. 48.8. Коэффициент теплообмена и удельная теплоотдача системы отопления в наружной стеновой панели

поступать тепловая энергия (рис. 48.8)  $q_{KF} = \alpha_{KF}(t_{KF} - t_i) = 10,8 \cdot 40 = 432 \text{ Вт}/\text{м}^2$ .

Значения  $x$  для рассматриваемых помещений, расположенных на верхнем этаже здания, приведены в табл. 48.6. При вычислениях принимали коэффициент теплопередачи потолка  $k_M \leq 1,16 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , поскольку теплоизоляция с более высоким значением  $k_M$  не применяется.

Интересно, что при отоплении с помощью наружной стеновой панели обычные соотношения между поверхностями окна и наружных ограждающих конструкций могут быть обеспечены и на самом верхнем этаже. Естественно, необходимость в принятой при расчете

ТАБЛИЦА 48.6. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЖИЛОГО ПОМЕЩЕНИЯ С СИСТЕМОЙ ОТОПЛЕНИЯ, РАСПОЛОЖЕННОЙ В НАРУЖНОЙ СТЕНОВОЙ ПАНЕЛИ

$q_{kF}, 2$ Вт/м <sup>2</sup>	$t_{kF}-t_i,$ °C	$b/h$	$x$ при $k_M, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$		
			0,7	0,93	1,16
436	40	1,85	0,645	0,616	0,586
436	40	1,48	0,66	0,636	0,615
436	40	2,16	0,63	0,595	0,562
436	40	1,69	0,652	0,63	0,602

разности  $t_{kF}-t_i=40^\circ\text{C}$  возникает лишь в самых редких случаях. С уменьшением значения  $x$  избыточная температура стены, естественно, уменьшается.

В табл. 48.6 средняя температура поверхности стены соответствует  $\vartheta_{kF}=40^\circ\text{C}$ , а теплоотдача панели  $q_{kF}=436 \text{ Вт}/\text{м}^2$ . Условный коэффициент теплопередачи

$$\kappa'_e = \kappa_e(\vartheta_e/\vartheta_{kF}) = 0,45(73/40) = 0,82 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

Это означает, что из стены удаляется лишь столько теплоты, сколько из такого помещения, где коэффициент теплопередачи наружной стены составляет

$$k = \kappa_e \vartheta_e / \vartheta_a = 0,345 \cdot 73 / 18 + 15 = 0,99 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

Температура стенки трубы  $\vartheta_w$  определялась по зависимости, аналогичной (48.25), при  $\alpha_{kF}=10,9$  (см. рис. 48.8) и

$$m = \sqrt{(\alpha_{kF} + \kappa'_e) / i \lambda_b} = (10,9 + 0,82) / 0,06 \cdot 1,45 = 11,6.$$

Если расстояние между трубами принять  $l=0,15; 0,20; 0,25; 0,30$  м, то избыточная температура наружной поверхности стенки трубы и соответственно температура трубы имеют следующие значения:  $\vartheta_w=58,8; 66,7; 77,4; 87,2^\circ\text{C}$ ;  $t_w=76,8; 84,7; 95,4; 105,2^\circ\text{C}$ .

Степень эффективного использования труб соответственно составляет  $q_{cs}=65,4; 87,3; 100,82; 113,1 \text{ Вт}/\text{м}$ , а в пересчете на массу труб  $q_{vas}=49,8; 67,8; 84,2; 100,2 \text{ Вт}/\text{кг}$ .

По практическим и технологическим соображениям выберем  $l=0,20$  м. Количество теплоты на единицу поверхности, которое должно быть подано к змеевику, составляет  $q_{F\bar{0}} = \vartheta_{kF}(\alpha_{kF} + \kappa'_e) = 40(10,9 + 0,82) = 467 \text{ Вт}/\text{м}^2$ .

Количество теплоты, затрачиваемое на отопление помещения,  $q_{kF}=436 \text{ Вт}/\text{м}^2$ , отсюда показатель эффективности системы отопления  $q_{kF}/q_{F\bar{0}}=436/467=0,93$ .

Теплопотери помещения, отапливаемого таким способом, снижаются не менее чем на 10%, а в данном случае даже больше. Таким образом, расход теплоты здесь по крайней мере на 10% меньше, чем при радиаторном отоплении и коэффициенте теплопередачи стены, равном  $0,99 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ . Однако необходимо, чтобы панели насколько возможно были одинаковыми, т. е. фасад не должен иметь балконные двери и окна различных размеров.

Сопоставление различных систем лучистого отопления дано в табл. 48.7. Из таблицы видно, что когда трубы замоноличены

ТАБЛИЦА 48.7. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ И ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАЗЛИЧНЫХ СИСТЕМ ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ

№ п.п.	Устройство системы отопления	Температура поверхности, °С	Температура теплоносителя, °С	Расстояние между трубами, м	Теплоотдача, Вт			Экономия энергии, %	Соотношение площади окна и других наружных ограждающих конструкций	Коэффициент теплопередачи наружной стены, Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	Регулирование теплоотдачи	
					на 1 м <sup>2</sup>	на единицу длины трубы	на 1 кг металла					
1	Расположенная в слое бетона система потолочного отопления в рядовом помещении	34,0 35,0	55,0	0,4	104	113	47,5 49,0	37,0 37,6	10	0,62 1,00	1,6	Сложное
2	То же, в угловом помещении	35,0 36,6	56,0	0,4	111—119		50,4	37,6 39,0	10	0,43 0,90		»
3	Ленточное потолочное отопление	77,5	114,8	0,22	574		143	446	10	0,5	1,16	Простое
4	То же, окно с двойным остеклением	26,0	38,0	0,3 (0,4)	75—78		26,0	20,2	10	0,333 0,51	0,7	Среднее
5	Ленточное потолочное отопление, окно с тройным остеклением	26,0	38,0	0,3 (0,4)	75—78		26,0	20,2	10	0,33 0,61	0,93	
6	Напольное отопление с двусторонней теплоотдачей	27,8	49,5	0,6	55—100 94		65,6	50,8	10			Сложное
7	Система отопления, расположенная в наружной стеновой панели	58,0	105,2	0,20	435		87,0	67,8	0		0,93	Среднее

Примечание. Приведенные в таблице системы отопления с точки зрения предпочтительности технологии монтажа располагаются в следующем порядке: 7, 4 и 5, 6, 3, 1 и 2.

в бетонный слой потолка, температура поверхности, а значит, температура теплоносителя не могут быть высокими. Теплопоступление, отнесенное к единице длины трубы, а также к единице их массы, также невелико; во втором случае оно не достигает даже показателя, характерного для стальных радиаторов.

Несмотря на все это, такую систему отопления нельзя считать неприемлемой даже тогда, когда из-за значительной тепловой инерции возникают трудности с регулированием. В зданиях лечебного назначения (больницы, санатории и т. д.) при использовании комбинации с приточной вентустановкой или кондиционером она представляет собой оптимальное решение, обеспечивающее необходимый комфорт.

Наименее экономичным способом лучистого отопления является напольное. И все же оно имеет свою область применения. Для помещений, где постоянно пребывают люди, оно действительно не годится, но, например, в выставочных залах, музеях и особенно

в банях, плавательных бассейнах и т. п. его можно с успехом использовать, поскольку в этих случаях не нужно строго соблюдать температуру пола.

Значительно повышается экономичность такой системы отопления за счет использования теплоотдачи с двух сторон перекрытия. Здесь надо стремиться прежде всего к уменьшению, насколько возможно, распространения звука через потолок и через пол. Это решение нуждается в исследовании и с точки зрения индустриализации таких систем.

Новаторским является применение змеевиков, вмонтированных в бетон наружных стен. Это решение — самое многообещающее в отношении как расхода материалов, так и возможности заводского изготовления и сокращения до минимума работ на строительной площадке. С точки зрения использования металла представляются выгодными различные виды ленточного потолочного отопления. Они относятся к категории лучистого отопления с малой тепловой инерцией. В Западной Европе эту систему изготавливают и применяют для полного охвата потолка, что приводит к увеличению эксплуатационных расходов.

Потребность в металле и соответственно трубах для различных систем можно вычислить, зная зависимость, определяющую теплоотдачу 1 м трубы при лучистом отоплении:

$$q_{cs} = 2\theta_{to} - \frac{\Delta t_h}{2} \sqrt{\kappa_i + \kappa_e i \lambda} \frac{ml}{2}, \quad (48.30)$$

где  $\theta_{to}$  — максимальная температура поверхности в плоскости расположения трубы;  $\Delta t_h$  — сумма температуры верхней и нижней зоны помещения.

Для труб, вмонтированных в потолок, можно вывести следующую простую и дающую очень хорошее приближение зависимость суммарных расходов в год:

$$K_{s,e'vi} = \frac{Q_h s}{q_{cs} n} = \frac{Q_h s}{(43,5 - 0,62\Delta t_h)^n}, \quad (48.31)$$

а для системы отопления в наружной стеновой панели:

$$K_{s,e'vi} = \frac{Q_h s}{(82 - 0,69\Delta t_h)^n}. \quad (48.32)$$

В качестве сопоставления приведем ту же зависимость для радиаторного отопления:

$$k_{R,e'vi} = \frac{Q_h r}{1,74 (75 - \Delta t_h / 2)^{4/3}}. \quad (48.33)$$

Здесь  $s$  — суммарная стоимость, отнесенная к 1 м монтируемых труб, форинт/м;  $r$  — суммарные расходы на единицу поверхности монтируемого радиатора, форинт/м<sup>2</sup>;  $n$  — ожидаемый срок эксплуатации, год.

Из приведенных зависимостей видно, что годовая доля расходов на лучистое отопление меньше, чем на отопительные установки, оснащенные стальными радиаторами. Это определяется прежде всего

сроком службы  $n$ , который для стальных труб, замоноличенных в бетон или используемых в отопительных экранах, по крайней мере в два раза больше.

#### 49. ТЕПЛОЗАТРАТЫ НА ОТОПЛЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЮ ЗДАНИЙ ПАВИЛЬОННОГО ТИПА

В крупных одноэтажных промышленных зданиях имеются большие возможности экономии тепловой энергии в зависимости от того, в какой мере удастся повысить коэффициент облученности отопительных экранов на пол (рис. 49.1), причем рис. 49.1, *а* относится к зданию с хорошей теплоизоляцией, а рис. 49.1, *б* — к зданию со слабой теплоизоляцией. Если принять во внимание, что основное количество теплоты, расходуемой при радиаторном отоплении, приблизительно на 8—10% больше, чем теплотери без добавок, служащие основой сопоставления, то теплотери, вычисляемые по действующему стандарту, для одноэтажного промышленного здания с хорошей теплоизоляцией можно снизить на 15%, а для здания со слабой теплоизоляцией — на 20%.

В ходе практических расчетов теплотери, вычисленные по стандарту, уменьшаются путем умножения на коэффициент  $\epsilon$ , определяемый по рис. 49.1. Одноэтажное промышленное здание в целом можно считать строением со слабой теплоизоляцией и поэтому коэффициент уменьшения  $\epsilon$ , являющийся функцией величины  $\Phi_{M-P}$  обычно равен 0,8, иными словами, вычисленные теплотери сокращаются на 20%. Это объясняется тем, что при отоплении экранами наибольшая часть выделяемой теплоты поступает непосредственно в рабочую зону.

Вопросы, связанные с расходом энергии в одноэтажных промышленных зданиях при различных способах отопления и вентиляции, изучал д-р Дьёрдь Макара. Рассмотрим полученные им результаты.

При использовании лучистого отопления потребляемая тепловая энергия уменьшается по сравнению с применением воздушного отопления вследствие более низкой температуры воздуха, которую следует обеспечивать в рабочей зоне, а потому и во всем здании, и меньшей степени расслоения температуры по вертикали. Экономия тепловой энергии здесь достигается благодаря тому, что между внутренней частью здания и наружным пространством при лучистом отоплении возникает меньший перепад температуры.

Согласно литературным данным, применение лучистого отопления при соответствующей эксплуатации приводит к экономии энергии, поэтому системы лучистого отопления можно проектировать на меньшую теплопроизводительность, чем воздушное или конвективное отопление. Соответственно целью исследований было определить экономию теплоты, которую можно принимать во внимание при расчете лучистого отопления, чтобы эту экономию учитывать в расчетах капитальных затрат на отопительные установки и теплоснабжение.

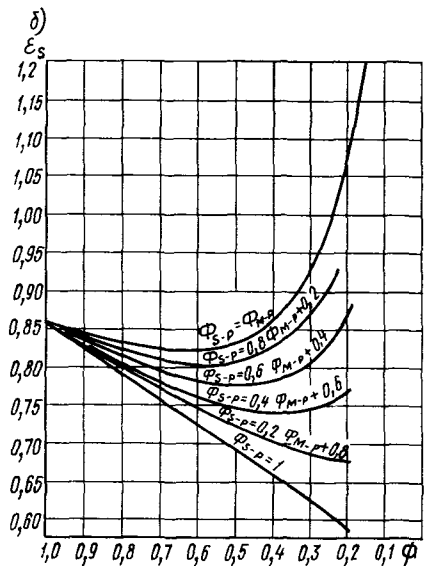
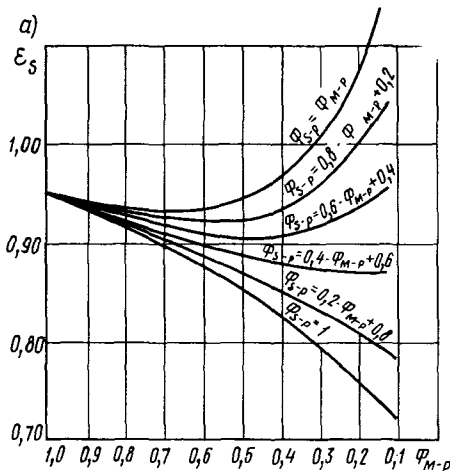


Рис. 49.1. Соотношение теплотерь хорошо изолированного (а) и слабо изолированного (б) одноэтажного промышленного здания с отопительными экранами идеальной системы отопления

В материалах теоретических и экономических исследований, проводившихся в одноэтажных промышленных зданиях, обычно сообщается о полученной экономии потребляемой тепловой мощности, равной около 20% (15—30%). Это относится к производительности системы отопления, соответствующей расчетной наружной температуре. Однако интерес представляет не это значение, определенное для экстремальных погодных условий, а экономия энергии при средних погодных условиях, фактически существующих в отопительный период. В специальной литературе раньше было очень мало данных по этому вопросу, а те сведения, которые приводились, обычно относились к расчетным условиям. В последнее время появились некоторые новые данные. Например, имеется сообщение, что запатентованная в Великобритании система лучистого отопления, в которой используют в качестве теплоносителя воздух, может за год в зависимости от погодных условий обеспечивать экономию энергии 25—50%. Это говорит о том, что необходимо произвести дальнейшие исследования в данном направлении. Однако можно провести ориентировочный экономический расчет с помощью выполнения простых вычислений. Последние были проведены для средней наружной температуры отопительного периода  $t_{a,a't}$ , что дает хорошее приближение к среднегодовым значениям. При характерных для Венгрии погодных условиях  $t_{a,a't} = +1^\circ\text{C}$ .

Исследования проводились для условного одноэтажного промышленного здания переменной высоты с площадью в плане  $2500 \text{ м}^2$ .

Наружные ограждения здания имели следующие коэффициенты теплопередачи и площади:

	$k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$A, \text{м}^2$	$kA, \text{Вт}/^\circ\text{C}$
пол . . . . .	0,11	2500	2505
стена . . . . .	4,1	250	1025
потолок . . . . .	2,3	2500	5750

При наружной температуре  $t_{a,af}=1^\circ\text{C}$  с помощью воздушного и лучистого отопления необходимо поддерживать в рабочей зоне результирующую температуру  $t_i=16^\circ\text{C}$ .

Теплопотребность зданий рассчитывалась с учетом того, что для результирующей температуры при воздушном отоплении принимали температуру воздуха вблизи плоскости пола (на высоте 0,1 м) на  $1^\circ\text{C}$  выше, т. е.  $17^\circ\text{C}$ , а при лучистом отоплении температуру на  $1^\circ$  ниже. При лучистом отоплении градиент температуры воздуха по высоте был принят равным  $0,25^\circ\text{C}/\text{м}$ , а при воздушном отоплении — на  $1^\circ\text{C}/\text{м}$  выше, т. е.  $1,25^\circ\text{C}/\text{м}$ . Возникающее при этом распределение температуры в одноэтажных промышленных зданиях высотой 4, 8 и 12 м показано на рис. 49.2, а и б.

В другом случае используют такие же температурные градиенты, только при той же результирующей температуре при воздушном отоплении вблизи плоскости пола принимают температуру воздуха  $18^\circ\text{C}$ , а при лучистом отоплении —  $14^\circ\text{C}$  (рис. 49.2, в и г).

В результате расчета получены приведенные ниже данные об экономии энергии, достижимой при непрерывном режиме работы лучистого отопления, по сравнению с воздушным отоплением. В первом случае:

при высоте 4 м . . . . .	25,7%
» » 8 м . . . . .	29,4 »
» » 12 » . . . . .	36,5 »

Во втором случае, также при непрерывном режиме:

при высоте 4м . . . . .	34%
» » 8 » . . . . .	40 »
» » 12 » . . . . .	44,2 »

Таким образом, эксплуатационные расходы, если брать за основу годовые расходы на отопление в размере 1 форинт/Вт, в первом случае колеблются от 0,30 до 0,40 форинт/Вт, а во втором — от 0,38 до 0,49 форинт/Вт в зависимости от высоты помещения.

Здания павильонного типа обычно используются не постоянно, а периодически, поэтому желательно учесть и экономию энергии, достижимую при периодическом отоплении. Расход энергии при периодическом отоплении зависит в первую очередь от теплоаккумулирующей способности ограждающих конструкций и их коэффициента теплопередачи, а также от распределения температуры воздуха. Здесь возникают два основных вопроса: экономия энергии, достижимая при таком режиме, и изменение внутренней температуры в течение суток.

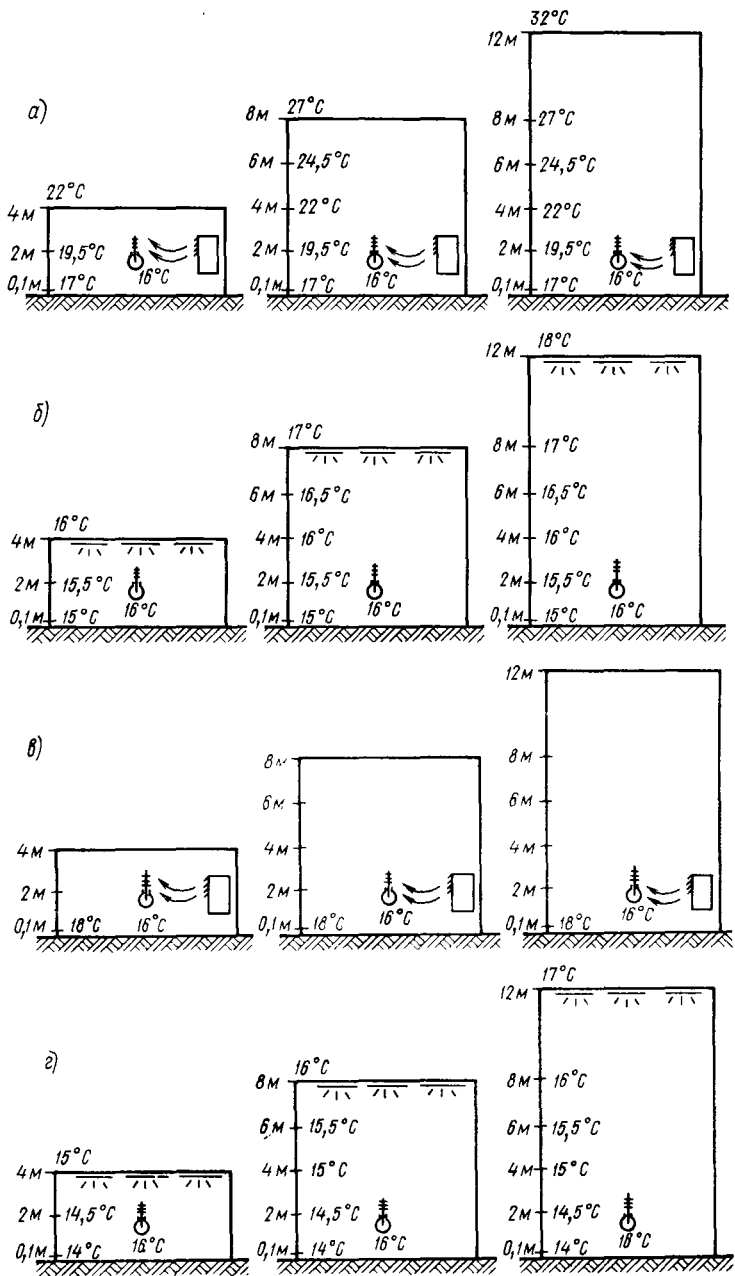


Рис. 49.2. Распределение температуры по высоте одноэтажного промышленного здания а и в — при воздушном или конвективном отоплении; б и г — при лучистом отоплении



При периодическом отоплении за период работы системы в здании следует подать как количество теплоты, которое компенсирует теплопотери за время работы, так и количество теплоты, которое восполняет теплоту, удаляющуюся из здания во время перерыва в работе системы отопления. Если теплоаккумулирующая способность здания мала, то оно быстро охлаждается, вследствие чего теплопотери за время перерыва будут невелики. Однако при этом наблюдаются значительные колебания внутренней температуры в течение суток. Если теплоаккумулирующая способность здания велика, то его охлаждение за время перерыва в работе системы отопления меньше, теплопотери более теплого здания за время перерыва больше, а колебание внутренней температуры в течение суток происходит с меньшей амплитудой.

У зданий павильонного типа теплоаккумулирующую способность можно разбить на три составляющие: теплоаккумулирующая способность пола, теплоаккумулирующая способность стен и перекрытий и теплоаккумулирующая способность воздуха.

Теплоаккумулирующая способность пола значительна, при этом охлаждение за время перерыва ограничено. Теплоаккумулирующая способность конструкций стен и перекрытий зависит прежде всего от высоты помещения. Охлаждение этих конструкций происходит гораздо интенсивнее, чем охлаждение пола. Роль высоты имеет определяющее значение не только потому, что от нее зависит соотношение между площадями пола и поверхностей стен и перекрытий, но и потому, что от распределения температуры по вертикали, изменяющегося в зависимости от высоты, зависит уровень температуры, до которого нужно прогревать конструкции стен и перекрытий.

Перепад между температурой ограждающих конструкций и температурой внутреннего воздуха меньше при лучистом отоплении и больше при конвективном или воздушном, поэтому количество теплоты, накапливающейся в ограждающих конструкциях зданий павильонного типа с лучистым отоплением, при той же температуре внутреннего воздуха больше, чем при воздушном отоплении таких зданий. Однако в последнем случае при одинаковой результирующей температуре, заданной для рабочей зоны, средняя внутренняя температура выше, чем при лучистом отоплении.

Расчетная экономия энергии для зданий с лучистым отоплением при односменной эксплуатации в двух рассмотренных выше случаях составила:

в первом случае

при высоте 4 м . . . . .	42,7%
» » 8 » . . . . .	31 »
» » 12 » . . . . .	21 »

во втором случае

при высоте 4 м . . . . .	49,3%
» » 8 » . . . . .	41,3 »
» » 12 » . . . . .	33 »

Как видно, в здании павильонного типа небольшой высоты (4 м) при периодическом отоплении (во втором случае) получается максимальная экономия энергии 49,3%, т. е. округленно 50%. Минимальная экономия — 21% получается в первом случае, для здания высотой 12 м. В большинстве рассмотренных случаев экономия энергии составляет 30—40%, поэтому в дальнейшем с достаточной точностью можно принимать, что для данного вида отопления экономия энергии составляет 35%.

При периодическом отоплении зданий павильонного типа заслуживает внимания учет теплоаккумулирующей способности воздуха. Недостатком конвективного и воздушного отопления по сравнению с лучистым является то, что в первом случае, с одной стороны, воздух надо нагревать до более высокой температуры, а с другой стороны удовлетворительные комфортные условия можно обеспечить только после полного прогрева внутреннего воздуха.

Рассмотрим вопросы, связанные с экономией энергии, которую потребляет система вентиляции. Экономия энергии, расходуемой на вентиляционные процессы, при лучистом отоплении зданий павильонного типа объясняется тем, что в этом случае удаляемый вентиляционный воздух имеет более низкую температуру, чем при конвективном или воздушном отоплении. Годовая экономия энергии при этом

$$Q_{\dot{a}t} = cL_{\dot{a}t}\Delta t_{\dot{a}t}, \text{ кДж}, \quad (49.1)$$

где  $L_{\dot{a}t}$  — количество вентиляционного воздуха, удаляемого из здания за отопительный период;  $\Delta t_{\dot{a}t}$  — средняя за отопительный период разность температуры удаляемого воздуха при использовании воздушного или конвективного и лучистого отопления.

Количество воздуха, удаляющегося из здания системой механической вентиляции в течение отопительного периода, зависит от объема помещения  $V$ , кратности воздухообмена  $n$  и годовой продолжительности работы системы  $\tau$ , т. е.

$$L_{\dot{a}t} = Vn\tau. \quad (49.2)$$

При делении обеих частей уравнения (49.1) на теплопотери здания получается зависимость

$$\frac{Q_{\dot{a}t}}{Q_{tr}} = \frac{c\tau n \Delta t_{\dot{a}t}}{Q_{tr}} = \frac{n\tau}{Q_{tr}/V} c\Delta t_{\dot{a}t}. \quad (49.3)$$

**Пример.** Пусть кратность воздухообмена  $n=4$ , продолжительность работы системы за год  $\tau = (200 \text{ сут} \times 8 \text{ ч/сут}) = 1600 \text{ ч}$ ,  $Q_{tr}/V = 17,5 \text{ Вт/м}^3$  и средняя разность температуры  $\Delta t_{\dot{a}t} = 8^\circ\text{C}$ . После подстановки получаем  $Q_{\dot{a}t}/Q_{tr} = 983$ , после умножения на стоимость тепловой энергии 464 форинт/Вт имеем 0,46 форинт/(год·Вт).

При двухсенной работе применение лучистого отопления в данном случае может обеспечить вдвое, а при трехсенной — втрое большую экономию тепловой энергии, т. е. на нужды вентиляции в год экономится 1,03 форинта на каждый 1 Вт теплотребности на отопление. Сюда еще следует добавить и экономию теплоты системой лучистого отопления.

Зависимость, определяющая экономию энергии, которую потребляет система вентиляции, для реальных условий показана на рис. 49.3, из которого видно, что при меньшей удельной тепло-

потребности и большей кратности воздухообмена степень экономии быстро увеличивается.

Чем лучше теплоизоляция здания, т. е. чем меньше его удельные теплопотери, чем больше кратность воздухообмена, чем выше здание и чем дольше оно используется в течение суток, тем экономичнее применение лучистого отопления по сравнению с использованием тепловоздушных агрегатов. Достижимая при этом годовая экономия энергии, потребляемой системой вентиляции, может составлять 3,5 форинт / (год · Вт), вследствие чего капитальные затраты на лучистое отопление, совмещаемое с вентиляцией, могут окупиться за один год. В том случае, когда годовой расход вентиляционного воздуха мал, экономия может достигнуть 0,12—0,24 форинт / (год · Вт). Другие возможности применения комбинации лучистого отопления и вентиляции описаны в работах д-ра Дьёрдя Макара. Он предлагает решение, при котором используется непосредственная вентиляция холодным воздухом для зданий павильонного типа с лучистым отоплением, имеющих большую высоту и большой строительный объем. Его теоретические соображения вкратце можно свести к следующему.

Обеспечение низкой подвижности приточного вентиляционного воздуха, более холодного, чем в рабочей зоне, в настоящее время возможно с помощью различных воздухораспределителей.

Из-за охлаждающего влияния вентиляционного воздуха, подаваемого зимой под потолок высоких зданий павильонного типа, температурное расслоение воздуха по высоте сокращается. При комбинации вентиляции с лучистым отоплением в пространстве под потолком может быть даже холоднее, чем в рабочей зоне, поэтому экономия энергии для отопления может быть еще выше.

При согласованном автоматизированном регулировании лучистое отопление в переходный период может компенсировать теплопотребность для нагревания вентиляционного воздуха, поэтому в течение отопительного периода температура удаляемого вентиляционного воздуха может быть в течение длительного времени ниже.

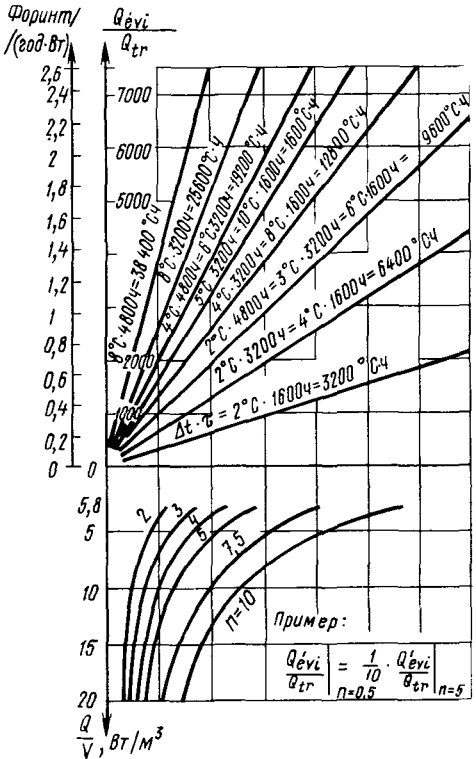


Рис. 49.3. Номограмма для определения экономии энергии, потребляемой системой вентиляции, при использовании лучистого отопления в зданиях павильонного типа

$Q_{ст}$  — теплопотери за год

Подача холодного воздуха и вытяжка из нижней зоны улучшают общий воздухообмен в помещении и обеспечивают хорошее проветривание рабочей зоны. Для одинакового воздухообмена в рабочей зоне по сравнению с изотермической вентиляцией (подачей теплого воздуха) требуется меньшее количество свежего воздуха и, следовательно, обеспечивается экономия энергии.

Общая экономия энергии может быть еще увеличена, если воздух удалять через теплоутилизатор и использовать его для теплозащиты здания, например, в качестве воздушной завесы у входа в здание.

На краю рабочей зоны, вблизи оконных проемов с плохой теплоизоляцией, из-за низкой температуры их поверхности и асимметричной тепловой радиации часто возникают области дискомфорта. При традиционном размещении конвективных отопительных приборов вдоль плинтусов это можно компенсировать лишь ценой перерасхода энергии. Данную проблему можно решить с помощью лучистых плинтусных отопительных приборов, регулируемых индивидуально.

Принимая во внимание ожидаемую экономию энергии, было бы целесообразно проверить эти теоретические соображения на практике.

## 50. СИСТЕМА «РАДИСЕКВЕНТ»

Дьёрдь Макара, занимаясь вопросами вентиляции зданий павильонного типа с лучистым отоплением, разработал систему «Радисеквент» [120]. Она представляет собой остроумное решение вентиляции холодным воздухом, скомбинированной с лучистым отоплением, обеспечивающее экономию энергии. Суть этого решения в следующем.

При подборе температуры приточного воздуха  $t_o$  наиболее приемлемым представляется такое решение, когда воздух подают подогретым до результирующей температуры  $t_R$  в рабочей зоне, поскольку при этом возникает элементарная, легко регулируемая квазиизотермическая вентиляция. Место ввода и подачи свежего воздуха можно выбрать с учетом традиционных решений, применяемых в вентиляционной технике.

Способ регулирования системы весьма простой (рис. 50.1): теплоподача лучистого отопления  $Q_{rad}$  изменяется регулятором  $R_{rad}$  по температуре в здании  $t_R$ , а теплопроизводительность  $Q_{vent}$  на подогрев воздуха — регулятором  $R_{vent}$  по температуре приточного воздуха  $t_o$ . Такое решение ниже будет называться лучистым отоплением с изотермической вентиляцией, а проще — изотермической системой.

Когда лучистое отопление полностью выключено регулятором, так как, например, внутренние теплопоступления компенсируют теплотребность не только для отопления, но и для подогрева свежего воздуха, целесообразно, чтобы регулятор температуры  $R_{rad}$  уменьшал и теплопроизводительность  $Q_{vent}$  (это действие на рис. 50.1 не показано).

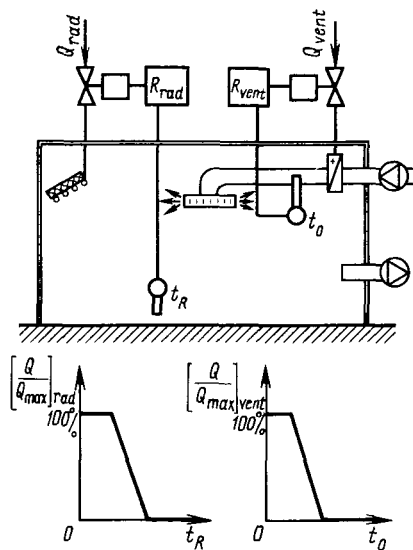


Рис. 50.1. Схема регулирования изотермической системы (по данным Макары)

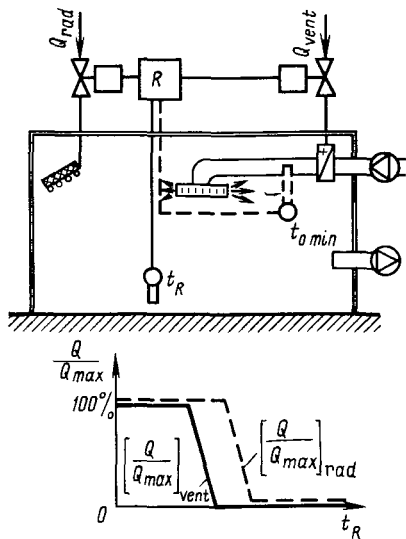


Рис. 50.2. Схема регулирования системы «Ради-сквент» (по данным Макары)

Другая, менее приемлемая, но заслуживающая внимания возможность существует, когда при уменьшении теплотребности для отопления вначале лучистое отопление работает с неизменной производительностью  $Q_{rad} = \text{const}$  и при этом уменьшается производительность  $Q_{vent}$  (рис. 50.2). Это означает, что воздух подается при температуре, которая ниже температуры в помещении ( $t_o < t_i$ ), и подогревается до внутренней температуры  $t_i$  за счет избытка теплопроизводительности лучистого отопления и, возможно, за счет внутренних теплопоступлений.

Уменьшение теплоподдачи лучистого отопления  $Q_{rad}$  осуществляется только при условии, что температура приточного воздуха  $t_o$  достигла минимальной температуры  $t_{o,min}$ , вызывающей ощущение сквозняка, или температуры наружного воздуха  $t_a$ .

Рассмотрим такие виды системы «Радисеквент», где вентиляционный воздух подается в пространство под потолком и удаляется снизу, из рабочей зоны, а лучистый поток направляется сверху, в рабочую зону. Ниже сопоставляются условия, формирующиеся в помещении, при использовании такой системы лучистого отопления, скомбинированной с воздушным отоплением и с изотермической вентиляцией. При этом в формировании температуры поверхностей ограждающих конструкций и лучистых отопительных приборов, а также температурных полей воздуха и внутренних воздушных потоков имеется существенная разница, и поэтому для обеспечения одних и тех же комфортных требований требуется различный расход энергии. Формирование температурных условий показано на рис. 50.3.

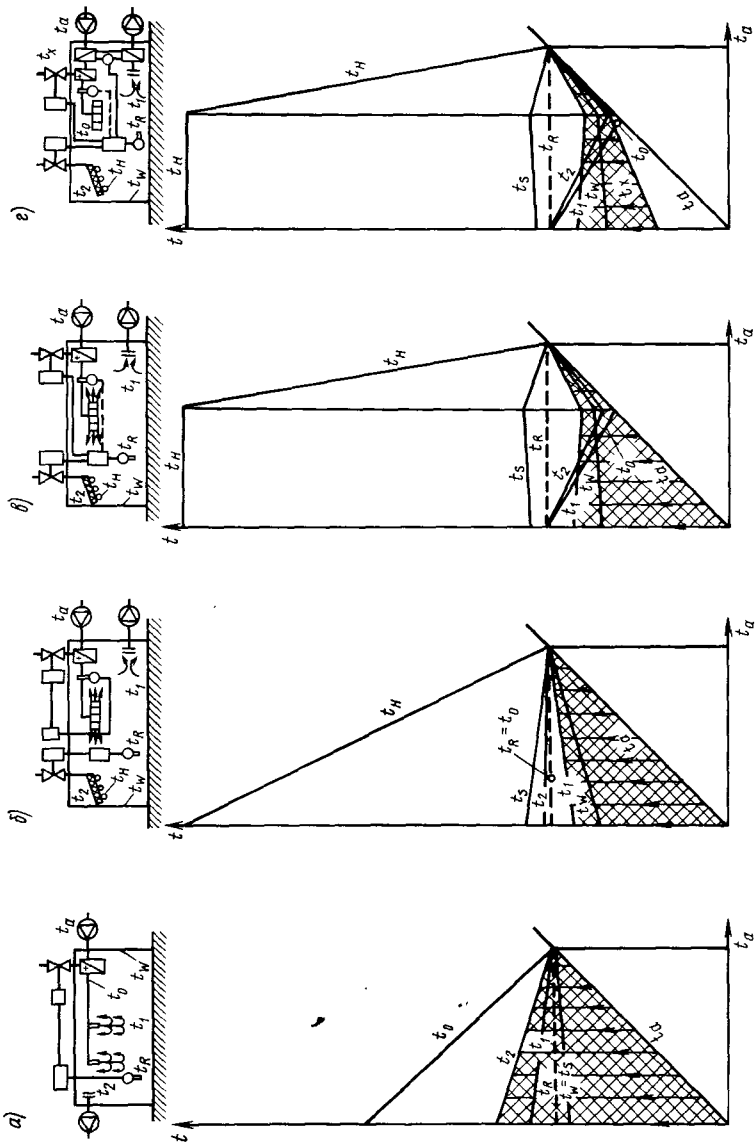


Рис. 50.3. Формирование температурных условий (по данным Макары)  
 а — при воздушном отоплении, скombинированном с вентиляцией; б — при использовании изотермической системы; в — при использовании системы «Радисеквент»; г — при использовании системы «Радисеквент», снабженной теплоутилизатором

Для простоты будем считать здания павильонного типа лишенными технологических источников теплоты, а также примем, что формирование внутренних условий в стационарных режимах является линейной функцией разности внутренней результирующей температуры  $t_R$  и средней наружной температуры  $t_a$ .

Пренебрежем в первом приближении изменениями подвижности воздуха в рабочей зоне и их влиянием на теплоощущение. Предположим в качестве условия одинакового теплоощущения, что результирующая температура формируется из результирующей радиационной температуры внутренних поверхностей  $t_s$  и температуры воздуха в рабочей зоне  $t_l$  согласно зависимости  $t_R = 0,55t_s + 0,45t_l$ .

В здании павильонного типа с воздушным отоплением, скомбинированным с вентиляцией (см. рис. 50.3, а), результирующая радиационная температура  $t_s$  равна результирующей температуре внутренних поверхностей ограждающих конструкций  $t_w$ , которая при хорошо отрегулированном воздушном отоплении имеет тенденцию к повышению в зависимости от повышающейся наружной температуры  $t_a$ . В рабочей зоне должна формироваться еще более высокая температура воздуха  $t_l$  (выше, чем результирующая температура, которую требуется поддерживать на постоянном уровне). Из-за расслоения внутренней температуры в данном случае воздух, удаляющийся из пространства под потолком, имеет еще более высокую температуру  $t_2$ .

Таким образом, заштрихованная на рис. 50.3, а разность между температурой удаляемого воздуха  $t_2$  и температурой наружного воздуха  $t_a$  пропорциональна теплопроизводительности  $Q_{vent}$ , необходимой для подогрева постоянного количества вентиляционного воздуха.

При лучистом отоплении, скомбинированном с вентиляцией (см. рис. 50.3, б и в), результирующую радиационную температуру  $t_s$ , более высокую, чем результирующая температура стены  $t_w$ , создает температура поверхности лучистых отопительных приборов  $t_H$ , и температура  $t_s$  на рисунке должна находиться выше кривой результирующей температуры  $t_R$ . Линия температуры воздуха в рабочей зоне (и в то же время вытяжного воздуха)  $t_l$  расположена под линией результирующей температуры  $t_R$ . Заштрихованная область, обозначающая разность температуры, пропорциональную теплопотребности на нагревание вентиляционного воздуха, показывает преимущество рассматриваемой системы по сравнению с предыдущей.

Наиболее заметная разница между схемами регулирования двух упомянутых систем отопления и вентиляции связана с условиями формирования тепловой радиации в здании павильонного типа. С повышением средней наружной температуры  $t_a$  внутренняя температура поверхностей ограждающих конструкций  $t_w$  поднимается в каждом из этих двух случаев. Однако температура  $t_H$  поверхности лучистых отопительных приборов в изотермической системе снижается, а в системе «Радисеквент» вначале остается неизменной, а затем также интенсивно снижается, но остается выше, чем

в изотермической системе. Аналогично изменяется и результирующая радиационная температура  $t_s$ .

Из всего сказанного вытекает, что для обеспечения одинакового теплоощущения с помощью системы «Радисеквент», имеющей в режиме неполной нагрузки всегда более высокую результирующую радиационную температуру  $t_s$ , в рабочей зоне следует поддерживать более низкую температуру воздуха. В соответствии с этим и на подогрев вентиляционного воздуха, удаляющегося при более низкой температуре, надо тратить меньше тепловой энергии. Кроме того, при лучистом отоплении меньше и трансмиссионные теплопотери. Существенные расхождения имеются и между условиями формирования воздушных потоков, образующихся в здании, и распределением температуры воздуха.

В изотермической системе на формирование воздушных потоков и температуры влияют только условия подачи воздуха. В системе же «Радисеквент» важны кроме этого и аэродинамические условия, определяющие перемещение воздушных потоков за счет гравитационных сил и возникающие вследствие наличия сильно нагретых и охлажденных поверхностей и воздушных потоков.

Холодный воздух, подаваемый в пространство под потолком, постоянно охлаждает его. Это охлаждение уменьшает расслоение внутренней температуры по вертикали, и даже в случае достаточно интенсивного воздухообмена может опрокинуть обычный процесс расслоения температуры в помещении по вертикали, т. е. под потолком воздух может быть холоднее, чем в рабочей зоне (см. рис. 50.3, в). Это состояние возникает в результате постоянного движения вверх воздуха, нагревающегося на облучаемой плоскости пола, и сверху вниз — смешанного воздуха, охлажденного свежим приточным воздухом. Воздушный поток, направленный сверху вниз, усиливается и тем, что вытяжка устроена на уровне рабочей зоны.

Естественно, в том случае, когда количество приточного воздуха приблизительно равно количеству инфильтрующегося в помещение воздуха или меньше его, может случиться так, что охлаждающего воздействия холодного воздуха, подаваемого в пространство под потолком, будет недостаточно для изменения направления внутренних воздушных потоков, и приточный воздух будет уходить наружу через верхние щели и проемы. При этом более приемлемым представляется подавать приточный воздух не в верхнюю, а в нижнюю зону помещения и там же устраивать вытяжку.

Теплота удаляемого из помещения воздуха, естественно, может быть утилизирована с помощью промежуточного воздухо-воздушного теплообменника экономичных размеров. Охлажденный в утилизаторе воздух можно выпускать под окном, т. е. использовать для улучшения теплозащиты здания (рис. 50.3, г).

Приведенные соображения требуется еще проверить на практике, однако уже сейчас можно утверждать, что верхняя подача значительного количества холодного воздуха уменьшает расслоение внутренней температуры и улучшает вентиляцию в рабочей зоне.



Уменьшение же расслоения температуры по вертикали приводит к экономии энергии. Необходима также проверка данного решения с точки зрения теплоощущения.

## 51. СОПОСТАВЛЕНИЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ, РАСПОЛОЖЕННОЙ В НАРУЖНОЙ СТЕНОВОЙ ПАНЕЛИ, С ДРУГИМИ СИСТЕМАМИ ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

### 51.1. Потребность в металле

Теплоподача без учета добавок в любой традиционной системе отопления определяется зависимостью

$$Q_o = A_F k_F (t_l - t_a) + A_{Ab1} k_{Ab1} (t_l - t_a) \text{ Вт.} \quad (51.1)$$

В случае же размещения системы отопления в наружной стеновой панели

$$Q_{o,p} = A_{Ab1} k_{Ab1} (t_l - t_a) \text{ Вт.} \quad (51.2)$$

Отношение этих величин следует брать за основу при расчете

$$\frac{Q_{o,p}}{Q_o} = \frac{1}{1 + A_F k_F / A_{Ab1} k_{Ab1}} < 1. \quad (51.3)$$

Если при традиционной системе отопления отопительные приборы, трубы и т. д. монтируют обособленно, т. е. они отдают свою теплоту окружающей их среде, то при панельном отоплении теплообменники располагаются в бетоне. Количество теплоты, которое может быть отдано 1 м<sup>2</sup> поверхности трубы, при традиционном отоплении составляет

$$q = k(t_{rk} - t_i) \text{ Вт/м}^2, \quad (51.4)$$

а при панельном отоплении

$$q_p = \frac{2 \frac{\alpha_i}{\alpha_i + \alpha_e} y (t_{rk} - t_i) \sqrt{(\alpha_i + \alpha_e) i \lambda_b y \text{ th } \frac{ml}{2}}}{A_{cs}} \text{ Вт/м}^2. \quad (51.5)$$

Принимая во внимание наиболее вероятный порядок величин, входящих в формулы (51.4) и (51.5), получаем  $q = 13(80 - 20) = 780 \text{ Вт/м}^2$ , в то время как

$$q_p = (10/13) \cdot 60 \frac{\sqrt{13 \cdot 1,5 \cdot 0,08}}{0,0335} \cdot 0,9 \cdot 0,85 = 1155 \text{ Вт/м}^2.$$

В соответствии с этим, если в обоих случаях требуется устроить систему отопления из труб диаметром 1/2 дюйма, то при отоплении, расположенном в стеновых панелях, потребность в металле для труб меньше пропорционально величине

$$\sigma = \frac{1}{1 + A_F k_F / A_{Ab1} k_{Ab1}} = \frac{780}{1240}.$$

Если отношение  $A_F / A_{Ab1}$  принять равным 1,2 и  $A_F k_F / A_{Ab1} k_{Ab1} = 1,2 \cdot 0,8 / 2,7 = 0,355$ , то  $\sigma = (1/1,355) \cdot (780/1240) = 0,465$ , т. е. при

использовании в качестве отопительного прибора стеновой панели требовалось бы только около 46,5% того расхода металла, которое было бы необходимым при использовании обособленно монтируемых отопительных труб диаметром  $1/2$  дюйма.

## 51.2. Продолжительность монтажа систем отопления

Достоинством панельного отопления является сокращение сроков монтажа систем на строительной площадке. На четыре сварных соединения, согласно советским нормам, полагается по 1 мин, т. е. всего 4 мин, а при радиаторном отоплении нужно учитывать еще продолжительность установки опор для радиаторов и скоб для радиаторов и труб, а также монтажа двух стояков длиной по 3 м и двух подводок к радиаторам длиной по 1 м. При радиаторном отоплении к перечисленным рабочим операциям следует добавить еще демонтаж, окраску и монтаж радиаторов вновь после первого наполнения и пробной топки, а также пуск воды. Повторный монтаж связан и с заменой уплотнения для клапана под накидной гайкой.

Затраты труда на заводское изготовление можно сопоставлять только при условии, что в расчет принимается заводское изготовление не только змеевиков, но и радиаторов. Затратами времени при заводском изготовлении целесообразно считать только то дополнительное рабочее время, которое требуется для установки готового змеевика в панель.

При сопоставлении нельзя не учитывать ограниченный срок службы радиаторов (25—30 лет), в то время как долговечность змеевиков, вмонтированных в бетон (особенно если принять во внимание, что в их замене в принципе нет необходимости), почти неограничена.

## 51.3. Работа насоса

Рабочие характеристики насоса при радиаторном отоплении более благоприятны, чем при панельном. При рассмотрении только одного стояка затрачиваемая мощность

$$N_f = V_f \Delta p_f / \eta_{sz} \text{ Вт} \quad (51.6)$$

в том и другом случае имеет разницу, которой можно пренебречь при определении потребности в энергии. Однако в действительности насос следует рассчитывать на подачу всей циркулирующей воды  $V_{\sigma}$  и потери давления не только в стояках  $\Delta p_f$ , но и в подводящих магистралях  $\Delta p_a$ .

Тогда потребная мощность

$$N_{sz} = \frac{V_{\sigma} (\Delta p_a + \Delta p_{f,rad})}{\eta_{sz}} \text{ Вт.} \quad (51.7)$$

Отношение величин  $N_{sz}$  при панельном и радиаторном отоплении

$$\psi = \frac{\Delta p_a + \Delta p_i}{\Delta p_a + \Delta p_{i,rad}} \quad (51.8)$$

Если обеспечивать наиболее экономичное давление, создаваемое насосом, и если здание имеет большой объем, то значение  $\psi$  должно быть скорее ниже, чем выше 2. Чем больше падение давления  $\Delta p_a$  в подводящей сети, тем меньше отношение  $\psi$ . Таким образом, целесообразно обеспечивать отопление нескольких зданий из единого центра.

## 52. ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧНОСТИ ИНФРАКРАСНОГО ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ

Как было показано в гл. 49, для крупных одноэтажных промышленных зданий существует возможность значительной экономии энергии в зависимости от того, в какой мере удастся повысить коэффициенты облученности отопительных экранов на пол (см. рис. 49.1). Там же были приведены данные об экономии энергии при использовании отопительных экранов.

При применении газовых излучателей, если продукты сгорания удаляются только путем естественной вентиляции, из-за большей теплопотребности для вентиляции речь может идти только о сокращении теплопотерь по сравнению с теплопотерями при идеальном отоплении с учетом добавок (рис. 52.1). По сравнению с использованием воздушного отопления благодаря применению отопительных экранов можно достигнуть экономии 20—25% в зависимости от того, большую или малую теплопроводность имеет теплоизоляция, применяемая для ограждающих конструкций зданий. Этот способ отопления используют либо в крупных производственных цехах, либо, реже, в крупных залах. Теплоизоляция там обычно незначительная, и поэтому для обеспечения необходимого теплоступления с помощью излучателей достаточно теплоты, соответствующей 70—80% теплопотерь, рассчитываемых согласно стандарту (см. рис. 52.1), если излучатели удастся расположить так, чтобы значительная часть их излучения достигала рабочей зоны. При обычных размерах помещений во внимание можно принимать величину  $\Phi_{S-P} = 0,4\Phi_{M-P} + 0,6 - 0,5\Phi_{M-P} + 0,3$ , при которой, распределяя излучатели, можно принимать в расчет 75% трансмиссионных теплопотерь, вычисляемых в соответствии с нормами. Это относится к случаям, когда продукты сгорания или не образуются (электрические излучатели), или их отводят по закрытым каналам.

При использовании инфракрасного излучателя, действующего на газе, продукты сгорания отводят по отдельной сети каналов только в исключительных случаях, поэтому обычно они смешиваются с воздухом помещения, что требует усиленной вентиляции помещения. Кратность воздухообмена определяется степенью концентрации углекислого газа в удаляемом воздухе. Надо принимать во внимание, что распределение концентрации по вертикали в воздухе (так же, как и распределение температуры) происходит неравномерно.

В уходящем воздухе допустима концентрация углекислого газа 0,004—0,005 м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>. При меньшей предельно допустимой концентрации потребность в теплоте для вентиляции может быть настолько значительной, что отопление газовым излучателем становится экономичным только в том случае, если вентиляция в здании обязательна и по другим соображениям. При указанной концентрации углекислого газа теплотребность для вентиляции составляет от 37% до 28% трансмиссионных теплотерь в отличие от обычных 15—20% (с учетом того, что 70% теплоты продуктов сгорания утилизируется). Из-за неравномерного распределения температуры воздуха пригодная для утилизации теплота продуктов сгорания поступает только к потолку. Чтобы принять это во внимание, для верхней стороны излучателя следует в расчет ввести избыточную температуру согласно уравнению

$$\vartheta_{S_e} = 0,9\vartheta_{S_i} = 0,9(t_{S_i} - t_R) \quad (52.1)$$

и отопление нужно рассчитывать с учетом только лучистой теплоты, направленной вниз и вверх. При этом тепловой баланс теоретической модели можно выразить системой уравнений:

$$Q_{PS} + Q_{PM} + Q_{PF} + Q_{PI} + Q_{Pe} = 0, \quad (52.2)$$

$$Q_M + Q_{MP} + Q_{MF} + Q_{MI} + q_{Me} = 0, \quad (52.3)$$

$$Q_{FS} + Q_{FP} + Q_{FM} + Q_{FI} + Q_{Fe} = 0, \quad (52.4)$$

$$Q_{PI} + Q_{MI} + Q_{FI} = 0, \quad (52.5)$$

$$t_e = t_i = 0,46t_l + 0,54 \left[ (\Phi_{E-S} T_S^4 + \Phi_{E-P} T_P^4 + \Phi_{E-M} T_M^4 + \Phi_{E-F} T_F^4)^{1/4} - 273 \right]$$

Коэффициенты облученности, входящие в подкоренное выражение, представляют собой коэффициенты облученности находящегося в помещении человека на окружающие поверхности. Наиболее благоприятный случай — когда  $\Phi_{S-P}$  приближается к 1, а  $\Phi_{S-F} = 0$ . Графики на рис. 52.1 построены путем решения этой системы уравнений для двух типов зданий павильонного типа с различными геометрическими соотношениями и разной теплоизоляцией. Из рисунка видно, что теплотери зданий павильонного типа с хорошей теплоизоляцией на 2—3% больше, чем идеальные теплотери, а у зданий со слабой теплоизоляцией, где этот способ отопления может идти в расчет в первую очередь, — на столько же меньше.

Расход газа  $V_G$  в обоих случаях можно вычислить по следующей зависимости:

$$V_G = \frac{\epsilon_s Q_{ir} (1 + Z_L)}{\eta H_u} \text{ м}^3 / \text{ч} \quad (52.7)$$

где  $Z_L$  — коэффициент, учитывающий теплотребность для вентиляции;  $\eta$  — коэффициент полезного действия излучателя;  $H_u$  — низшая теплота сгорания газа, (Вт·ч)/м<sup>3</sup>.

Используя экспериментальные данные, зависимость (52.7) можно привести к следующему упрощенному виду:

а) при учете только лучистой теплоотдачи  $\eta = 0,5$ ,  $Z_L = 0,20$ .

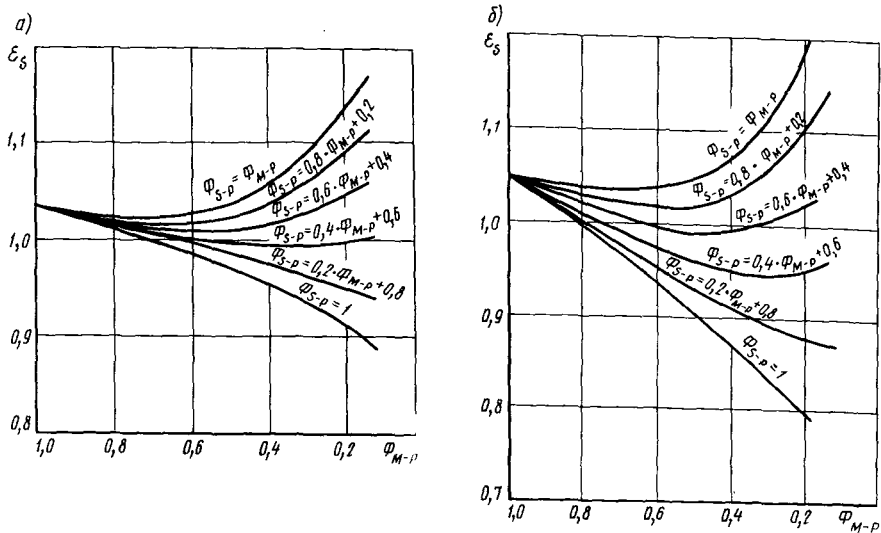


Рис. 52.1. Соотношение теплотерь хорошо изолированного (а) и слабо изолированного (б) одноэтажного промышленного здания с газовыми излучателями и теплотерь при идеальном отоплении

Тогда для зданий павильонного типа с хорошей теплоизоляцией при  $\varepsilon_s = 0,85$

$$V_G = 0,85 Q_{tr} \cdot 1,20 / 0,5 H_u = 2(Q_{tr} / H_u), \quad (52.8)$$

а для зданий павильонного типа со слабой теплоизоляцией при  $\varepsilon_s = 0,75$

$$V_G = 0,75 Q_{tr} \cdot 1,20 / 0,5 H_u = 1,8(Q_{tr} / H_u); \quad (52.9)$$

б) при утилизации теплоты продуктов сгорания, если  $Z_y = 0,4$ , в здании с хорошей теплоизоляцией при  $\varepsilon_s = 1,0$

$$V_G = Q_{tr} \cdot 1,4 / 0,85 H_u = 1,65(Q_{tr} / H_u), \quad (52.10)$$

а в здании со слабой теплоизоляцией при  $\varepsilon_s = 0,97$

$$V_G = 0,97 Q_{tr} \cdot 1,4 / 0,85 H_u = 1,6(Q_{tr} / H_u). \quad (52.11)$$

Эти приближенные вычисления показывают, что последний способ отопления приводит к значительной экономии.

По результатам измерений, приведенным в одной из публикаций, можно делать вывод, что теплота, которая может быть утилизирована из продуктов сгорания, фактически больше 70%, но это предположение следует подтвердить дальнейшими исследованиями.

Если общая теплотребность здания павильонного типа  $Q$  известна, то число необходимых излучателей можно определить по формуле

$$n = \varepsilon_s Q / 0,85 H_u V_{G1}, \quad (52.12)$$

где  $V_{G1}$  — расход газа одним излучателем.

### **53.1. Общие положения**

Масло можно использовать в качестве теплоносителя во всех теплообменниках, в которых между средами, участвующими в теплообмене, имеется твердая перегородка. Для рассмотрения свойств масла как теплоносителя разделим теплообменники на две группы: теплообменники, имеющие практически одинаковые площади наружной и внутренней поверхностей;

теплообменники, имеющие различные площади (чаще всего отличающиеся на порядок) наружной и внутренней поверхностей.

Примером первой группы могут служить трубчатые отопительные приборы различной формы и расположения, а ко второй относится множество отопительных приборов, снабженных ребрами или ламелями, а также отопительный экран. В дальнейшем будет рассматриваться только последний. Целесообразно увеличивать ту поверхность теплообменника, теплоотдача которой происходит при гораздо более неблагоприятных условиях. Таким качеством обладает теплообменник, соприкасающийся одной из сторон с жидкостью или насыщенным паром, а другой — с воздухом или иным газом, например, отопительный прибор воздушного отопления.

Масло в большинстве случаев применяют в качестве теплоносителя, отдающего первичную теплоту, поскольку его температуру и при атмосферном давлении можно повысить даже до  $300^{\circ}\text{C}$ , не опасаясь, что будет происходить испарение. Но масло может быть и средой, воспринимающей теплоту, например, в работающем на масле теплоутилизаторе продуктов сгорания, образующихся при работе газовых турбин, или в установке, утилизирующей теплоту отходов, имеющих высокую температуру.

При использовании теплообменника нужно считаться с передачей части теплоты в среду, окружающую кожух теплообменника, которую не требуется отапливать, т. е. с некоторыми бесполезными теплотерями. Для их уменьшения нужно либо применить теплоизоляцию кожуха или покрытия, либо обеспечить, чтобы с кожухом или покрытием установки контактировала среда с более высокой температурой. Тем самым достигается возможность пренебречь этими теплотерями в процессе расчета. Согласно проведенным точным вычислениям, они составляют около  $0,5\%$  теплоты, выделяемой в требуемом направлении.

### **53.2. Теплообменники с различными площадями наружных и внутренних поверхностей**

Наряду с отопительными экранами к таким теплообменникам относятся устройства для воздушного отопления. В обоих случаях средой, циркулирующей в трубах, служит масло.

Использование отопительных экранов целесообразно прежде всего в зданиях павильонного типа. Данный способ отопления имеет следующие преимущества:

в рабочей зоне здания обеспечивается температура, создающая приятное теплоощущение, особенно благодаря тому, что температура пола обычно выше температуры воздуха;

достигается значительная экономия топлива;

при использовании теплоносителей, имеющих соответствующую температуру, и правильно устроенных отопительных экранов отопительная установка в отношении капитальных затрат конкурентоспособна по сравнению с другими системами.

В крупных зданиях павильонного типа размеры в плане существенно, а в большинстве случаев во много раз превосходят вертикальные размеры. Это приводит к тому, что коэффициент облученности потолка на пол, т. е.

$$\Phi_{M-p} = f(a/h; b/h), \quad (53.1)$$

в большинстве случаев больше, чем коэффициент облученности потолка на остальные поверхности.

В связи с этим наибольшая часть теплоты, отдаваемой отопительным экраном со стороны, обращенной к помещению, достигает горизонтальной площади помещения и пребывающих на ней людей. Этим объясняется также то, что температура пола при нормальном регулировании отопления больше, чем температура воздуха. Но отсюда вытекает, что отопительный экран на верхней стороне надо снабжать теплоизоляцией с высоким коэффициентом полезного действия ( $\eta = 0,8$ ).

Из сказанного выше следует, что у рассматриваемых систем потребность в энергии для отопления меньше, чем у прочих систем отопления, применяемых в настоящее время. Это связано также с тем, что температура потолка или крыши, через которые обычно теряется больше всего теплоты, при применении отопительной установки, обеспечивающей одинаковое теплоощущение, минимальна (естественно, для отопительных экранов, снабженных сверху теплоизоляцией), но она ниже температуры боковых стен и одновременно поверхностей окон, имеющих значительные размеры. Причина указанного явления заключается в том, что при использовании конвективных отопительных приборов под действием теплого воздуха, устремляющегося вверх, избыточная по отношению к наружному воздуху температура поверхности вертикальных ограждений почти на 10% выше, чем при лучистом отоплении. Кроме того, окно может поглощать значительную часть энергии, излучаемой на него при большом угле падения.

Результаты измерений показывают, что в зданиях павильонного типа использование лучистого отопления по сравнению с применяемым чаще всего воздушным отоплением обеспечивает не менее 20% экономии энергии. Конкурентоспособность установки зависит

от устройства отопительного экрана, однако в первую очередь — от качества и температуры используемого теплоносителя.

**53.2.1. Условия теплоотдачи отопительных экранов.** Поскольку отопительные экраны относятся к таким отопительным приборам, в которых теплоноситель часто отдает теплоту окружающей среде через поверхность, площадь которой на порядок меньше, чем площадь самого отопительного экрана, то геометрическая конфигурация отопительного экрана оказывает значительное влияние на его экономичность. Не прибегая к доказательствам, но опираясь на соответствующие литературные источники [106, 111], можно утверждать, что как при расчете на расход металла, так и при расчете, определяющем затраты на изготовление, экономичность отопительного экрана оказывается выше тогда, когда для обеспечения циркуляции теплоносителя используются трубы диаметром  $1/2$  дюйма, а для панели — листовая сталь толщиной 1 мм. Число труб должно быть не менее пяти, однако при применении шести и семи труб экономичность несколько повышается.

Отопительный экран можно соединить с трубами так, как показано на рис. 53.1. В первом случае (рис. 53.1, а) в панель впрессовывают профиль, соответствующий половине поперечного сечения трубы, и трубу соединяют с панелью механическим путем (скобой и т. д.), во втором случае (рис. 53.1, б) трубу с панелью соединяют точечной сваркой. В Венгрии и Польше отопительные экраны изготавливают первым способом, а в ГДР — вторым.

**53.2.2. Распределение температуры на поверхности отопительного экрана.** Рассмотрение теории расчета, связанного с распределением температуры на поверхностях отопительных экранов, излишне, поскольку она известна из различных литературных источников [49, 106, 109, 111]. Однако при использовании масла в качестве теплоносителя необходимо знать зависимости между средней избыточной температурой стенки трубы для теплоносителя [66] и средней избыточной температурой всего отопительного экрана [117] (рис. 53.2):

$$\frac{\vartheta_w}{\vartheta_s} = \frac{A(l' + d\pi/2)}{l' + A(d\pi/2)}, \quad (53.2)$$

$$\lambda = \frac{\vartheta_w}{\vartheta} = \frac{ml'}{2} \left[ \frac{1}{\text{th}(ml'/2)} + \frac{m}{n \text{th}(n\delta/2)} \right]. \quad (53.3)$$

В формуле (53.3)

$$m = \sqrt{(\alpha_t + \kappa_e)/i\lambda_i}, \quad (53.4)$$

$$n = (\Lambda_g + \kappa_e)/i\lambda_i, \quad (53.5)$$

где  $\Lambda_g$  — эквивалентный коэффициент теплопередачи между трубой и панелью, Вт/(м<sup>2</sup>·К); его значение колеблется от 550 до 2300 г/(м<sup>2</sup>·К).

На основании зависимостей (53.2) и (53.3) была построена номограмма (рис. 53.3), с помощью которой можно определить среднюю температуру всего отопительного экрана  $\vartheta_s$  в зависимости от температуры стенки трубы  $\vartheta_w$  при изменении  $\Lambda_g$  от 350 до 2320 Вт/(м<sup>2</sup>·К).



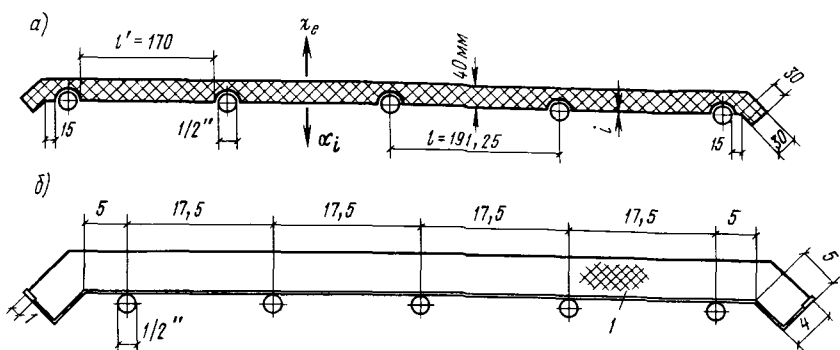


Рис. 53.1. Отопительные экраны, в которых в качестве теплоносителя используется масло  
1 — теплоизоляция

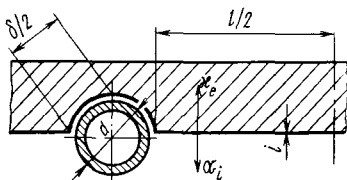
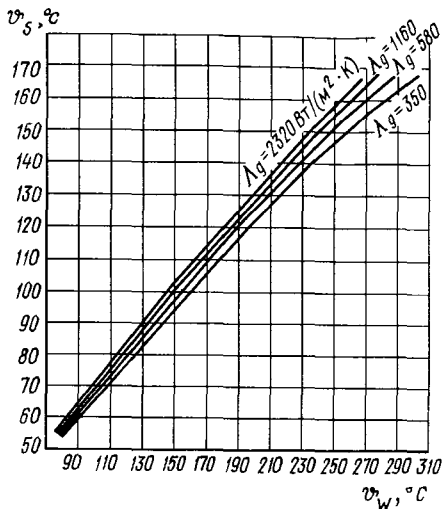


Рис. 53.2. Обозначения, применяемые при расчете распределения температуры на поверхности отопительного экрана

Рис. 53.3. Номограмма для определения  $\theta_x$  в зависимости от  $\theta_S$  и  $\Lambda g$



Для облегчения расчета была построена номограмма, представленная на рис. 53.4. Здесь справедливы зависимости

$$\alpha_i + \kappa_e = \alpha_o = f(\theta_S) \quad (53.6)$$

и

$$q = \alpha_o \theta_S \quad (53.7)$$

Зная теплоотдачу от теплоносителя, на основании простых зависимостей

$$q = mc(t_e - t_v) \text{ Вт/м}^2 \text{ (для воды)} \quad (53.8)$$

или

$$q = mr \text{ Вт/м}^2 \text{ (для пара)} \quad (53.9)$$

по рис. 53.4 можно сразу определить среднюю избыточную температуру отопительного экрана. Например, теплоотдаче  $q = 1115 \text{ Вт/м}^2$  со-

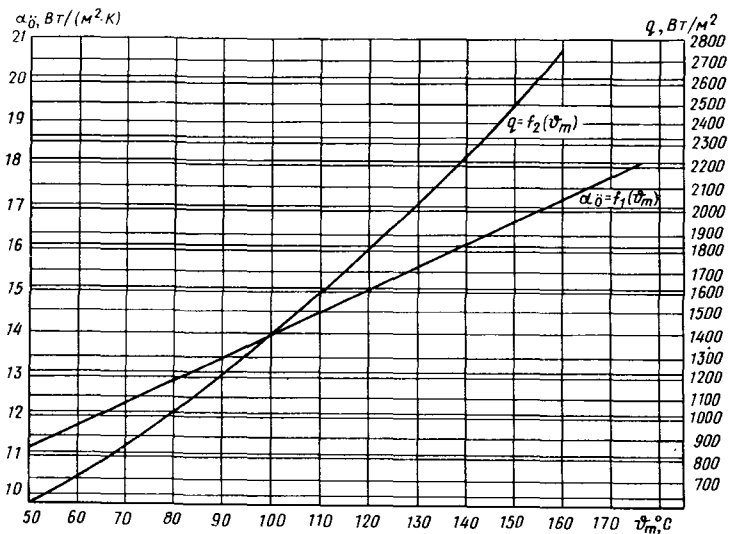


Рис. 53.4. Номограмма для определения удельной теплоотдачи и коэффициента теплопередачи для отопительных экранов

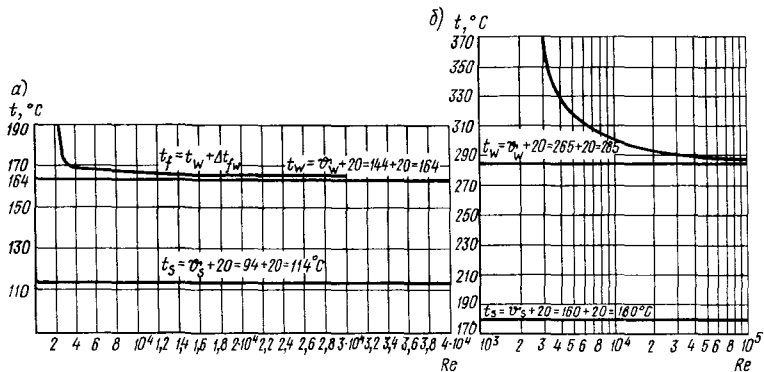


Рис. 53.5. Зависимость температуры теплоносителя (а — воды, б — масла) и наружной поверхности трубы от числа Рейнольдса

ответствует  $\vartheta_s = 85^\circ\text{C}$ . Отсюда можно довольно просто определить коэффициент теплопередачи  $\Lambda_g$ .

При проведении измерений проще всего все же использовать в качестве теплоносителя насыщенный пар, поскольку значение  $\vartheta_s$  почти не отличается от значения избыточной температуры теплоносителя  $\vartheta_f$ , и вдоль трубы оно постоянно. Поэтому неточностей при измерениях можно почти полностью избежать. Измерения показали, что с помощью отопительного экрана с высокой температурой поверхности в крупном здании павильонного типа можно достигнуть 20—26% экономии по сравнению с энергией, требуемой для применяемых до сих пор видов воздушного отопления.

**53.2.3. Теплоотдача от теплоносителя.** Этот вопрос рассматривался в п. 28.4. Для вычислений можно использовать номограмму на рис. 28.6, поскольку условия, необходимые для ее применения, часто выполняются. Необходимо обратить внимание не только на то, что при использовании масла в качестве теплоносителя в трубе необходимо обеспечить турбулентный поток, а также на то, что для достижения благоприятного числа Рейнольдса требуется значительно большая скорость потока.

**53.2.4. Потери давления на трение в трубах отопительного экрана.** Потери давления при движении потока масла рассматривались в п. 28.2. Здесь будет описан способ определения длины отопительного экрана при различных числах Рейнольдса, которая нужна для того, чтобы между температурой на входе  $t_e$  и выходе  $t_v$  возникла разность температуры, например,  $\Delta t_f = 40^\circ\text{C}$ .

Если длина отопительного экрана равна  $L$ , то теплоотдачу отопительного экрана (считая, что его ширина равна 1 м) можно выразить зависимостью

$$Q = Lq \text{ Вт.} \quad (53.10)$$

Это количество теплоты, поступающее от теплоносителя, определяется выражением

$$Q = mc(t_e - t_v) = mc\Delta t_f. \quad (53.11)$$

Расход теплоносителя можно вычислить из уравнения

$$m = 3600(d_b^2\pi/4)w\rho n, \quad (53.12)$$

где  $n$  — число труб.

Значения скорости, соответствующие различным числам Рейнольдса, определяются по формуле

$$w = \text{Re}(v/d). \quad (53.13)$$

Отсюда

$$L = \frac{3600 (d_b^2\pi / 4) w\rho c_v (t_e - t_v)n}{q}, \quad (53.14)$$

или

$$L = \frac{900 d_b \pi \rho c_v (t_e - t_v)}{q} \text{Re.} \quad (53.15)$$

Зная длину отопительного экрана, можно вычислить потери давления на трение по всему отопительному экрану по известной зависимости

$$\Delta p = LR = L(\lambda/d)(w^2\rho/2) \text{ Н/м}^2 \quad (53.16)$$

или

$$\Delta p = LR = L(\lambda/d)(w^2\rho/2 \cdot 9,81) 7,8 \text{ Па.} \quad (53.17)$$

**53.2.5. Работа отопительных экранов.** Требуется определить, какая средняя температура поверхности отопительного экрана практически достижима при использовании различных видов теплоно-

сителей, а также какую минимальную длину отопительного экрана нужно обеспечить для того, чтобы между теплоносителем и стенкой трубы возникла сравнительно малый перепад температуры.

При проведении расчета примем, что между температурой подающей воды  $t_e$  и обратной  $t_v$  имеется перепад  $\Delta t_f = t_e - t_v = 40^\circ\text{C}$  в пятирубном отопительном экране. Заметим, что соответствующую длину труб можно обеспечить разными способами: удлинением отопительного экрана или последовательным подключением нескольких экранов. В последнее время применяют также змеевики, приваренные к панели.

**53.2.5.1. Использование перегретой воды в качестве теплоносителя.** Практически отопительный экран со средней температурой  $\vartheta_s = 80^\circ\text{C}$ , т. е.  $t_s = 100^\circ\text{C}$  можно без особых трудностей применять, используя перегретую воду (см. рис. 53.3 и 53.4).

В этом случае средняя температура стенки трубы при  $\Lambda_g = 580 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , согласно рис. 53.3, составляет  $140,5^\circ\text{C}$ , а  $q = 1025 \text{ Вт}/\text{м}^2$ . При числе Рейнольдса  $Re = 10^4$  разность температуры между стенками трубы (рис. 53.5, а)  $\Delta t_{fw} \approx 2^\circ\text{C}$ . При средней температуре перегретой воды  $t_f = 142,5^\circ\text{C}$  и  $\Delta t_f = 40^\circ\text{C}$  температура первичной воды должна быть  $162,5^\circ\text{C}$ , а обратной  $122,5^\circ\text{C}$ . Длина отопительного экрана  $L = 20 \text{ м}$ . Скорость воды  $w = 0,133 \text{ м}/\text{с}$ , коэффициент трения  $\lambda = 0,0350$  и потери давления на трение  $\Delta p = 288,4 \text{ Па}$ .

**53.2.5.2. Использование масла в качестве теплоносителя.** При использовании масла в качестве теплоносителя средняя температура отопительного экрана может быть значительно более высокой. Пусть  $t_s = \vartheta_s + t_i = 180^\circ\text{C}$ , т. е. избыточная температура отопительного экрана  $\vartheta_s = 160^\circ\text{C}$ . Этому, согласно рис. 53.3, при  $\Lambda_g = 580 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  соответствует избыточная температура стенки трубы  $\vartheta_w = 265^\circ\text{C}$ , т. е.  $t_w = 285^\circ\text{C}$ .

В соответствии с рис. 53.4 удельная теплоотдача  $q = 2760 \text{ Вт}/\text{м}^2$ . На рис. 53.5, б показана зависимость температуры масла от числа Рейнольдса. Из рисунка видно, что значение  $Re < 10^4$  недопустимо, поскольку тогда из-за сравнительно малого коэффициента теплообмена будет очень велик перепад температуры в пограничном слое (при  $Re = 5000$   $\Delta t_{fw} = 32^\circ\text{C}$ , при  $Re = 10\,000$   $\Delta t_{fw} = 15,6^\circ\text{C}$ ). Для расчетов приемлемы числа Рейнольдса выше  $10^4$ , что соответствует скорости масла более  $0,38 \text{ м}/\text{с}$ .

Как и при использовании в качестве теплоносителя воды, примем, что падение температуры  $t_e - t_v = \Delta t_f = 40^\circ\text{C}$ , а число  $Re = 3 \cdot 10^4$ . Для него, согласно рис. 53.5, б,  $\Delta t_{fw} = 6,2^\circ\text{C}$ , длина отопительного экрана  $L = 35,53 \text{ м}$  и потери давления на трение  $\Delta p = 27\,491 \text{ Па}$ . Средняя температура масла в этом случае  $t_f = 285 + 6,2 = 291,2^\circ\text{C}$ , чему соответствуют температура на входе  $t_e = 311,2^\circ\text{C}$  и температура на выходе  $t_v = 271,2^\circ\text{C}$ .

**53.2.5.3. Использование насыщенного пара в качестве теплоносителя.** При использовании насыщенного пара для получения перегретой воды с первичной температурой потока  $t_e = 160^\circ\text{C}$ ,

т. е. пара с температурой  $t_{g\ddot{o}}=180^{\circ}\text{C}$  и давлением  $p_{g\ddot{o}z}=1,0225$  МПа получены следующие данные.

При избыточной температуре стенки трубы  $t_w=159,5^{\circ}\text{C}$  средняя избыточная температура отопительного экрана, если принять  $\Lambda_g=530$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), согласно рис. 53.3, равна  $\vartheta_s=t_s-20^{\circ}\text{C}=130^{\circ}\text{C}$ . На основании рис. 53.4 этому соответствует удельная теплоотдача  $q=1453$  Вт/м<sup>2</sup>. При обратном пересчете разности между температурой пара и стенки трубы получаем

$$\Delta t_{1w}=q/nA_b\alpha_b=1453/(5\cdot 0,0494\cdot 10^4)=0,506^{\circ}\text{C}.$$

Таким образом, принятое значение  $\Lambda_g$  оказалось правильным. Большое преимущество пара заключается в том, что длину отопительного экрана можно подбирать без ограничений. Для сопоставления потерь давления на трение рассмотрим отопительный экран длиной  $L=30$  м. В этом случае средняя тепловая нагрузка отдельных нитей труб отопительного экрана  $q_1=Lq/n=30\cdot 1453/5=8720$  Вт. Поэтому потери давления на трение вдоль отопительного экрана  $\Delta p=LR=30\cdot 172=5154$  Па.

**53.2.6. Сравнение теплоносителей при использовании отопительных экранов.** В табл. 53.1 приведены сопоставительные характе-

ТАБЛИЦА 53.1. ДАННЫЕ ДЛЯ СРАВНЕНИЯ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ЭКРАНОВ, В КОТОРЫХ ИСПОЛЬЗУЮТСЯ ТЕПЛОНОСИТЕЛИ РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ

	Температура теплоносителя °С			Давление теплоносителя $p$ , МПа	Средняя температура, °С	
	средняя $t_f$	на входе $t_e$	на выходе $t_v$		стенки трубы $t_w$	отопительного экрана $t_s$
Перегретая вода	142,5	162,5	122,5	0,68	140,5	100
Масло	291,2	311,2	271,2	0,11	285	180
Насыщенный пар	180	180	180	1,0225	179,5	123

Продолжение табл. 53.1

	Характеристики отопительного экрана			Число Рейнольдса Re	Эквивалентный коэффициент теплопередачи $\Lambda_0$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
	теплоотдача $q$ , Вт/м <sup>2</sup>	длина $L$ , м	потери давления на трение $\Delta p$ , Н/м <sup>2</sup>		
Перегретая вода	1026	20	360	10 000	582
Масло	2760	35,25	2000	30 000	582
Насыщенный пар	1453	Произвольная	6480	—	582

ристики отопительных экранов, в которых используются различные виды теплоносителя. Температура перегретой воды и давление равны соответственно  $t_e=162,5^{\circ}\text{C}$  и  $p=0,68$  МПа, так как для получения воды в теплообменнике был принят в расчет насыщенный пар с температурой  $t_{g\ddot{o}z}=180^{\circ}\text{C}$  и давлением  $p_{g\ddot{o}z}=1,0225$  МПа.

Предполагалось, что при непосредственном паровом отоплении применяется пар с такими же характеристиками. Следует заметить, что эти характеристики представляют собой оптимальные значения с точки зрения экономичности технического решения.

Согласно данным табл. 53.1, при использовании масла в качестве теплоносителя теплоотдача в 2,7 раза больше, чем при применении перегретой воды, и в 1,9 раза больше, чем при использовании насыщенного пара, имеющего давление 1,0 МПа. Средняя температура теплоносителей в той же последовательности составляет 291,2; 142,5 и 180°С, а необходимое давление соответственно: 0,11; 0,68 и 1,0225 МПа. Средняя температура отопительного экрана: 180; 100; 123°С.

Применение масла в качестве теплоносителя имеет значительные преимущества. Потери давления в отопительном экране для масла, пара и воды соответственно равны: 27 491, 5154, 288 Па. Следует заметить, что сделанные выше выводы действительны для отопительных экранов как с механическими, так и со сварными соединениями.

#### **54. СРАВНЕНИЕ СИСТЕМ ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ, В КОТОРЫХ В КАЧЕСТВЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ ИСПОЛЬЗУЕТСЯ ВОЗДУХ, С СИСТЕМАМИ, В КОТОРЫХ ИСПОЛЬЗУЮТСЯ ДРУГИЕ ВИДЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ**

##### **54.1. Данные о теплопроизводительности систем лучистого отопления, в которых в качестве теплоносителя используется воздух**

Существуют различные методы расчета систем воздушного лучистого отопления, что связано прежде всего с их конструктивными различиями. В качестве примера рассмотрим решение с двумя воздухопроводами — подающим и обратным — диаметром по 300 мм (см. рис. 9.9).

Количество теплоты, отдаваемой вниз, вычисляют таким же образом, как и для отопительных экранов, но с тем отличием, что среднюю избыточную температуру греющей поверхности нужно принимать во внимание с учетом температуры теплоносителя и величины  $\alpha_k$ .

Отдельно при расчетах рассматривают теплоотдачу через боковые экраны (рис. 54.1). При этом лучистую и конвективную теплоотдачу следует учитывать, принимая во внимание тепловой баланс

$$q_{cs} = q_c + q_s \text{ Вт/м}^2. \quad (54.1)$$

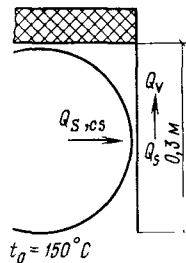
Вычисления до некоторой степени имеют итерационный характер, поскольку среднюю температуру боковых экранов надо принимать заранее, чтобы выполнялось условие теплового баланса.

Третий компонент теплоотдачи, теплоотдачу через теплоизоляцию (вверх) вычисляют рассмотренным ранее способом.

Для сравнения отдельные компоненты теплоотдачи определяются для следующих вариантов:

А — двухпроводная система, температура воздухопроводов с подающим и обратным теплоносителем 150°С;

Рис. 54.1. Обозначения, применяемые при определении теплоотдачи от боковых экранов при лучистом отоплении, когда в качестве теплоносителя используется воздух



Б — трехпроводная система, температура воздуховодов с подающим и обратным теплоносителем 150°C;

В — двухпроводная система, температура воздуховода с подающим теплоносителем 180°C, с обратным 120°C;

Г — трехпроводная система, температура воздуховода с подающим теплоносителем 180°C, с обратным 120°C (температура среднего воздуховода 180°C);

Д — четырехпроводная система, температура воздуховода с подающим теплоносителем 180°C, с обратным 120°C (температура двух средних воздуховодов 180°C).

Здесь температура боковых экранов при температуре воздуховодов 150°C равна 80°C, при температуре воздуховода 180°C — 100°C, а при температуре воздуховода 120°C — 65°C.

Значения полной теплоотдачи экрана  $q_{tot}$ , Вт/м на 1 м отопительных экранов, соответствующих этим конструкциям, даны в табл. 54.1.

ТАБЛИЦА 54.1

Вариант	Температура воздуховода, °C	$q_{tot}$	Вариант	Температура воздуховода, °C	$q_{tot}$
А	150 и 150	1447	Г	180 и 120	2080
Б	150 и 150	2424	Д	180 и 120	2614
В	180 и 120	1819			

Следует заметить, что для боковых экранов в расчет принимали теплоотдачу только наружной поверхности, поскольку внутреннюю поверхность экранирует отопительная труба.

## 54.2. Сравнение различных видов лучистого отопления

Если требуется теплоотдачу, отнесенную к 1 м, пересчитать на 1 м<sup>2</sup> поверхности отопительного экрана, то во внимание следует принять и два боковых экрана высотой 0,3 м, тогда 1 м<sup>2</sup> поверхности соответствует при решении

двухпроводном . . . . .	длине 0,8 м
трехпроводном . . . . .	» 0,625 »
четырёхпроводном . . . . .	» 0,525 »

Полная теплоотдача, Вт/м<sup>2</sup>, для различных вариантов составит:

А . . . . .	1397
Б . . . . .	1500
В . . . . .	1450
Г . . . . .	1300
Д . . . . .	1360

Для удобства сравнения приведем полную теплоотдачу, Вт/м<sup>2</sup>, традиционных отопительных экранов (в скобках указана средняя радиационная температура поверхности экрана):

перегретая вода (100 °С) . . . . .	1025
пар высокого давления (130 °С) . . . . .	1453
масло (180 °С) . . . . .	2760

Сопоставление различных способов лучистого отопления можно проводить с разных точек зрения. Основными обычно считаются так называемые показатели теплоутилизации. Здесь важным параметром является количество теплоты, отдаваемой путем излучения вниз, в направлении рабочей зоны в здании павильонного типа. Для рассмотренных выше решений значения теплоотдачи, Вт/м<sup>2</sup>, соответствующего 1 м<sup>2</sup> всей поверхности отопительного экрана, следующие:

перегретая вода . . . . .	600
пар высокого давления . . . . .	860
масло . . . . .	1615
воздух, вариант:	
А . . . . .	480
Б . . . . .	547
В . . . . .	430
Г . . . . .	450
Д . . . . .	472

Отклонения как при полной, так и при лучистой теплоотдаче обусловлены тем, что если учитывать 1 м<sup>2</sup> поверхности отопительного экрана, то при воздушном отоплении поверхность боковых экранов, обращенная внутрь, к воздуховодам, не участвует в «полезной» теплоотдаче.

Сопоставление оказывается не в пользу применения воздуха в качестве теплоносителя и в том случае, если рассматривать долю теплоты, %, «утилизируемой» вниз:

перегретая вода . . . . .	58,5
пар . . . . .	58,5
масло . . . . .	58,5
воздух, вариант:	
А . . . . .	34,5
Б . . . . .	29,0
В . . . . .	38,0
Г . . . . .	34,5
Д . . . . .	34,5

По сравнению с другими применяемыми в Венгрии способами лучистого отопления (используемыми в одноэтажных промышленных зданиях) количество утилизируемой тепловой энергии для



вариантов А—Д меньше, значит, меньше и экономичность данного способа. Однако анализ только с теплотехнической точки зрения был бы односторонним, поскольку это решение имеет одно значительное преимущество — оно осуществимо без специальной котельной. Следовательно, лучистое отопление, при котором в качестве теплоносителя используется воздух, применимо в помещениях, где до сих пор из-за отсутствия возможности обеспечения нужным теплоносителем это не представлялось реальным. Таким образом, применение данного способа лучистого отопления во многих случаях оказывается оправданным и экономичным.

#### Список литературы

1. **Ádám Gy., Bálint P., Fekete Á., Hársing L.** Az élettan tankönyve. Budapest, Medicina, 1968.
2. **Aldrich L. B.** A study of body radiation. Smithsonian Misc. Coll. 1928. Publ. No. 2980.
3. ASHRAE Guide, 1954. New York.
4. ASHRAE Handbook of Fundamentals, New York, 1972.
5. ASHRAE Standard 55—74: Thermal environmental conditions for human occupancy. New York, 1974.
6. **Bakács T., Jeney P.** A higiene tankönyve. Budapest, Medicina, 1960.
7. **Bánhidi L.** Kis hőtehetlenségű sugárzó mennyezet fűtések. Épületgépészet, Budapest, 1964.
8. **Bánhidi L.** Helyszini mérések ernyős sugárzó fűtésű nagycsarnokokban. Épületgépészet, Budapest, 1964.
9. **Bánhidi L.** Fémkazettás kishőtehetlenségű mennyezet fűtések méretezése. Épületgépészet, Budapest, 1965.
10. **Bánhidi L., Bíró K.** Sugárzó ernyős fűtési ipari nagycsarnokok gazdaságossági mutatói. Épületgépészet, Budapest, 1966.
11. **Bánhidi L., Káldos I.** Kazettás sugárzó mennyezet fűtések. 20. számú Épületgépészeti tervezési segédlet. Budapest, 1966.
12. **Bánhidi L.** Nagycsarnokok sugárzó ernyős fűtése. Tervezési Tájékoztató, Budapest, 1966.
13. **Bánhidi L., Kincses G.** Sugárzó ernyőkkel, termoventillátorokkal és gázüzemű infravörös hőszugárzókkal üzemelő ipari nagycsarnokok gazdaságossági mutatói. ÉTI Tervezési tájékoztató, 1967.
14. **Bánhidi L.** Kórterem sugárzó fűtése. MTI jegyzet. Budapest, 1967.
15. **Bánhidi L.** Radiant heating of hospital wards with due regard to the comfort requirements. CIB Kiadvány, Budapest 1967.
16. **Bánhidi L.** Radiacionnoe otoplenie bolnicsnih palat s ucsetom vlijanija na camocsuvsztvie bolnih. ÉTI, Bulletin, 5. szám, Budapest, 1967.
17. **Bánhidi L., Bíró K.—Boros J.** Hazai fűtőtest gyártásban felhasznált anyagok sugárzási együtthatója. Épületgépészet, Budapest, 1968./3.
18. **Bánhidi L., Hegedüs Gy., Merétei K., Róna, B.** Iskolai tanterem sugárzó fűtése. Épületgépészet, Budapest, 1968/4.
19. **Bánhidi L.** Behaglichkeit und Wärmeverluste in Krankenzimmern, (Heizung—Lüftung—Haustechnik), NSzK, 1969/6.
20. **Bánhidi L.** Dimensioning of radiant heating systems. (Build International), 1968. dec.
21. **Bánhidi L., Kincses G.** Katathermometrische Messwerte und Messfehler bei Messung in ruhender Luft. (Stadt und Gebäudetechnik, 1969.2. Berlin).
22. **Bánhidi L.** Sugárzó és konvekciós fűtésű iskolai tanterem közérzeti normaértékének vizsgálata. ÉTI Tudományos Közlemény, Budapest, 1969. 69 szám.
23. **Bánhidi L., Hegedüs Gy., Merétei K., Róna B.** Sugárzó sávfűtés általános iskolai tanteremben. Épületgépészet, Budapest, 1970/2.

24. **Bánhidi L., Hegedűs Gy., Merétei K., Róna B.** Hideg vagy félmeleg padló sávfűtéses iskolai tantermekben. Épületgépészet Budapest, 1970/3.

25. **Bánhidi L.** Badania Wrażliwosci cieplnej przeprowadzone w budynkach roznego przeznaczenia. PZITB Kiadvány az 1970 évi Jadvisini Kongresszus anyagáról.

26. **Bánhidi L., Hegedűs Gy., Merétei K., Róna B.** Mennyezeti sugárzó sávfűtések alkalmazása az iskolákban. Felsőoktatási Munkavédelmi Tanulmányok, Tankönyvkiadó, Budapest, 1971.

27. **Банхиди Л., Хегедюш Д., Меретей К., Роба Б.** Применение потолочного линейного лучистого отопления в классных помещениях школ.— Гигиена и санитария, 1972, № 5.

29. **Bánhidi L.** Hőérzeti méretezés szerepe az épületgépészetben. Épületgépészet, Budapest, 1972/4.

30. **Bánhidi L.** Thermal comfort surveys in public buildings CIB Kiadvány, London, 1972.

31. **Bánhidi L.** Forróvíz közvetlen felhasználása kommunális épületek sugárhőző fűtésére. II. Nemzetközi Távfűtési Konferencia, Budapest, 1973.

32. **Bánhidi L.** Komfort diagramok. Épületgépészet, Budapest, 1973/3.

33. **Bánhidi L., Kincses G.** Mit Lüftung kombinierte Strahlschirmheizung. Heizung—Lüftung—Haustechnik, Düsseldorf, 1973/8.

34. **Bánhidi L.** Direct Use of Hot Water for the Radiant Heating of Public Buildings. J. of the District Heating Association Konferenciai különszám. 1973.

35. **Bánhidi L.** The thermotechnical Dimensioning of Radiant Strips and Borders for the Heating of Communal Building. Building Science, London, 1974./9.

36. **Bánhidi L.** Zártterek hőérzeti méretezése. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1976.

37. **Bánhidi L.** Az embert érő sugárzás mértékét figyelembe vevő méretezési módszerekről. Épületgépészet, Budapest, 1976/5.

38. **Bánhidi L.** Messung der thermischen Behaglichkeit des Menschen in geschlossenen Räumen. Stadt und Gebäudetechnik, Berlin, 1976/12.

39. **Bánhidi L.** Hőérzeti mutatók meghatározása mérésekkel. Építési Kutatás, Fejlesztés, Budapest, 1977/1.

40. **Bánhidi L.** A sugárzások hőcsere számításának az épületgépészetben alkalmazott módszerei. ÉTI Tudományos Közlemények 85. szám, Budapest, 1977.

41. **Bánhidi L., Részegh Cs.** Levegő fűtőközegű sugárzó fűtés. Épületgépészeti Technika, Budapest, 1979/2.

42. **Bánhidi L.** Thermal comfort investigations on the spot and in the laboratory for determining energy saving microclimate dimensioning parameters for living space. ICBEN konferencia előadás, Pergamon Press (sajtó alatt).

43. **Bánhigi J., Predmerszky P.** Mikroklíma vizsgálata a szénbányákban. Bányászati Lapok, Budapest, 1953.

44. **Barcs V.** Padlók hőelnyelése. MTI jegyzet, Budapest, 1963.

45. **Barcs V.** Épületfizika. Tankönyvkiadó, Budapest, 1968.

46. **Basmann G. H.** Die Temperaturverteilung in der strahlungsgeheizten Kassenhalle einer Grossbank. Heizung—Lüftung—Haustechnik, Düsseldorf, 5. 21—24. 1954.

47. **Bedford Th.** Basic Principles of Ventilation and Heating. London, H. K. Lewis, 1948.

48. **Bíró K.** Sik felület és cső közötti besugárzási tényező meghatározása. Épületgépészet, Budapest, 1975/5.

49. **BME I.** Épületgépészeti Tanszék: Homlokzati falpanel fűtés. Műszaki leírás, Budapest, 1974.

50. **Богословский В. Н.** Строительная теплофизика. М., 1970.

51. **Bohnenkampf H., Pasquay W.** Untersuchungen zu den Grundlagen des Energie—und Stoffwechsels. Pflügger's Archiv für die gesamte Physiologie. 1931. 79. 228 p.

52. **Bohnenkampf H., Ernst H. W.** Pflügger's Archiv für die gesamte Physiologie. 1931. 40. 228 p.

53. **Bradtke F., Liese W.** Hilfsbuch für raum—und aussenklímatische Messungen. Springer, Berlin, 1952.

54. **Bruce H. H.** Panelheating. J. of the Institution of Heating and Ventilating Engineering. 20., 193—223. (1953).

55. **Bosnjakovic F.** Technische Thermodynamik II. Verlag Theodor Steinkopff, Dresden, 1965.
56. **Büttner K.** Physikalische Bioklimatologie. Akademische Verlag, Berlin, 1938.
57. **Cammerer J. S.** Messung der Wärmeableitung von Wohnungsfussböden. *Ves. Ing.* Vol. 82/1961/178—181 pp.
58. **Cammerer W.** Die Problematik des Sonnenschutzes von Gebäuden. *Ges. Ing.* 1967. 3. 79—86 p.
59. **Царюк Н. Б.** Особенности теплообмена детей в условиях высоких температур помещения. — Гигиена и санитария, 1963, № 28/4, 37—41.
60. **Chrenko F. A.** Heated ceilings and comfort. *J. of. the Inst. of Heating and Ventilating Engineers.* 20. 375—396. és 21:145—154' 1963.
61. **Gsirmaz J.** Kompenzátorok mértezeése. ÉDOK, Budapest, 1958.
62. **Deighton T.** *Physiological Rewiev.* 1933. 13. 427 p.
63. **Du Bois E. F.** The mechanism of heat loss and temperature regulation. Stanford University Press, 1937.
64. **Eckert E.** Technische Strahlungs Austauschrechnungen. VDI Verlag, Berlin, 1937.
65. **Egyedi L.** Épületgépészeti Kézikönyv. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1963.
66. **Elsner—Kraft.** Lehrbuch der Heizungs-, Lüftungs- und Klimatechnik, Band I. Heizungstéchnik. Verlag Theodor Steinkopff, Dresden, 1969.
67. **Fanger P. O.** Calculation of thermal comfort: introduction of a basic comfort equation. *ASHRAE Transaction*, 1967. Vol. 73.
68. **Fanger P. O., Angelius O., Kjerulf—Jensen P.** Radiation data for the human body. *ASHRAE Transaction*, 76. II. 338—373., 1970.
69. **Fanger P. O.** *Thermal comfort.* Mc Graw Hill Book Co. New York, 244, p. 1973.
70. **Fanger P. O., Bánhidi L., Olesen B., Langkilde G.** Comfort limits for heated ceilings. *ASHRAE Transaction*, 1980. Vol. 86. Pt2.
71. **Fanger P. O., Bánhidi L., Olesen B., Langkilde G.** Discomfort caused by overhead radiation. *Clima 2000. ÉTE Kiadvány*, Budapest, 1980.
72. **Fekete I., Menyhárt J.** Légtechnika elméleti alapjai. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1965.
73. **Gabor M.** Die Pharmakologische Beeinflussung der Kapillarresistenz und ihrer Regulations Mechanizmen. Akadémiai Kiadó, Budapest, 1960.
74. **Gagge A. P., Winslow C. E. A., Herrington L. P.** The influence of clothing on physiological reactions of the human body to varying environmental temperatures. *Amer. J. Physiol.* 124:30—50. 1938.
75. **Gagge A. P., Rapp G. M., Hardy J. D.** Mean radiant operative temperature for high temperature sources of radiant heat. *ASHRAE Transaction*, 7:419—424, 1964.
76. **Gerlóczy F., Szabó J.** Kapilláris rezisztencia vizsgálatok a gyermekkorban. *Gyermekgyógyászat*, 14. 65—74. 1963.
77. **Gonzenbach W.** Physiologische und hygienische Betrachtungen zur Strahlungsheizung. *Gesung. Ing.* 61. 557—60. 1938.
78. **Горомосов М. С., Ципер Н. А.** К вопросу о гигиенической оценке систем лучистого отопления. — Гигиена и санитария, 1967, № 22/6, 20—28.
79. **Grandjean E.** Raumklima in der Schule. *Zeitschrift für Präventiv Medizin.* II. 38—45. (1966).
80. **Griffiths I. D., McIntyre D. A.** Subjective response to overhead thermal radiation. *Human Factors*, 16/3/7, 415—422. 1974.
81. **Gröber—Erk—Grigull.** Die Grundgesetze der Wärmeübertragungs. Springer Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg, 1955.
82. **Губернский Ю. Д.** Биологическое действие инфракрасной радиации и гигиеническое нормирование микроклимата при лучистом обогреве жилища. — Гигиена и санитария, 1965, № 30/4, 81—85.
83. *Handbuch für den Rohrleitungsbau.* 3. durchges. Aufl. Herausgegebenen von der Vereinigung Volkseigener Betriebe Rohrleitungen und Isolierungen. Berlin, VEB Verlag, 1968.
84. **Hardy J. D., Du Bois E. F.** Basal metabolism, radiation, convection and vaporization at temperature of 22 to 35°C. *J. of Nutrition* 1938. 15:477 p.
85. **Hardy J. D.** Physiological effects of high intensity Infrared Heating. *ASHRAE, Journal* 1962. II. 36. p.
86. **Hoelt L. O.** Microwave heating. *Aerospace Med.* 36/7. 621—622. 1965.

87. **Ibamoto K. I., Nishi Y.** Thermal sensation analysis and its applications to air conditioning. *Bul. of Fac. Eng. Hokkaido University*, 1968. 46.
88. **IHVE Guide**, London, 1970.
89. **Imre L.** Száritási kézikönyv. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1972.
90. **Janke—Emde.** Tafeln höheren Funktionen. 5. Aufl. Leipzig, Teubner, 1952.
91. **Jokl M., Stverak J.** Optimales Mikroklima in Arbeitsstätten und Wohngebäuden. *Gesundheits Ing.*, 1970. 10. 287—294 p.
92. **Jürgenson H.** Flastizität und Festigkeit im Rohrleitungsbau. 2. Aufl. Springer Verlag, Berlin/Heidelberg 1953.
93. **Каменев П. Н.** Отопление и вентиляция. М., Стройиздат, 1966.
94. **Kiss R., Molnár Z.** Gőzfűtések. Egyetemi jegyzet. Tankönyvkiadó, Budapest, 1967.
95. **Kiss R.** Légtechnikai adatok. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1980.
96. **Kokits Zs.** Felület elemek vele párhuzamosan elhelyezett téglalakra vonatkozó besugárzási tényezője. *Épületgépészet*, Budapest, 1959. 119 o.
97. **Kollmar A.** Welche Deckentemperatur ist bei der Strahlungsheizung zulässig? *Ges. Ing.* 75. 22—29, 1954.
98. **Kollmar—Liese.** Die Strahlungsheizung. R. Oldenbourg, München, 1957.
99. **Körmendi I.** Faxén módszere rétegbe agyazott csőrendszer hőleadásának számítására. *Épületgépészet*, Budapest, 1964/1.
100. **Langkilde G., Andersersen Kirsten, Wyon D. P., Fanger P. O.** Mental performance during slight cool or warm discomfort. *Arch. Sci. Physiol.* 27/4/:A511—A518. 1973.
101. **Lengyel G.** Könnyűszerkezetes ipari csarnok gázüzemű infravörös fűtése. *Diplomaterv*, Budapest, 1978.
102. **Löfstedt B.** Methods for measuring and expressing the permeability of clothing materials for wind, heat and humidity. Pergamon Press, 1966.
103. **Lusk G.** The science of nutrition. Philadelphia Press, 1928.
104. **Maczkásy Á.** Központi fűtés I. Egyetemi jegyzet, Budapest, 1956.
105. **Maczkásy Á., Menyhárt J.** Melegvízfűtések. Egyetemi jegyzet, Budapest, 1958.
106. **Maczkásy Á.** Sugárzó ernyő hőleadása. *Épületgépészet*, 1963. XII. Budapest.
107. **Maczkásy Á.** Über die Wärmeaufgabe von hochangebrachten Strahlplatten. *Heizungs-, Lüftungs- und Haustechnik*, 15. 132. 139. 1964.
108. **Maczkásy Á.** Transmissionswärmeverluste bei Infrarot Strahlungsheizung. — *Öl- und Gasfeuerung*, 10, 1965.
109. **Maczkásy Á.** Strahlungsheizung von Grossräumen. *Stadt und Gebäudetechnik*, 1965.
110. **Maczkásy Á.** Nagycsarnok sugárzó fűtése. *MTI jegyzet*, Budapest, 1968.
111. **Maczkásy Á.** Wärmeabgabe von Strahlplatten bei der verdung verschiedener Wärmeträger. — *Periodica Polytechnica*, Vol. 15. No. 2. Budapest, 1971.
112. **Maczkásy Á., Molnár Z.** Sugárzó fűtések. Egyetemi jegyzet. Budapest, 1972.
113. **Maczkásy Á.** Sugárzó fűtés. Egyetemi jegyzet. Budapest, 1973.
114. **Maczkásy Á.** Központi fűtés I. Tankönyvkiadó, Budapest, 1972.
115. **Maczkásy Á.** Sugárzó ernyő hőleadása. *Épületgépészet*, Budapest, 1973/3.
116. **Maczkásy Á.** Panelheizung in der Aussenwand Fassadenheizung. *Klimaat Behersing. Amersfoort Jaargang 4.* 1975. Nummer 1, 2.
117. **Maczkásy Á.** Központi fűtés II. Tankönyvkiadó, Budapest, 1978.
118. **Makara Gy.** Melegvízfűtések hőfokszabályozási függvényének meghatározása. *Épületgépészet*, 1967/6.
119. **Makara Gy.** Melegvízfűtések teljesítményének központi szabályozása és csőhálózatának beszabályozása. *Kandidátusi értekezés*, MTA Budapest, 1972.
120. **Makara Gy.** Energia megtakarítás és komfort a sugárzó fűtéssel kombinált hideg levegős szellőztetésnél. *Clima 2000, ÉTE Kiadvány*, Budapest, 1980.
121. **Максимов Г. А.** Отопление и вентиляция. М., Высшая школа, 1968.
122. **McIntyre D. A., Griffiths I. D.** Subjective response to radiant and convective environments. *Environmental Research*, 5. 4:471—482. 1972.
123. **McIntyre D. A.** The thermal radiation field. *Buildings Science*, 9:247—262, 1974.
124. **McIntyre D. A., Griffiths I. D.** Sensitivity and discomfort associated with overhead thermal radiation. *ECRC/N.* 751, 1974.
125. **McIntyre D. A.** Overhead radiation and comfort. *The Building Services Engineer*, Vol. 44, p. 226—232. 1976.

126. **McNall Jr. P. E., Schlegel J. C.** The relative effects of convection and radiation heat transfer on thermal comfort/thermal neutrality/for sedentary and active human subjects. ASHRAE Transaction, 74. II: 131—143, 1968.
127. **McNall Jr. P. E., Biddison R. E.** Thermal and comfort sensations of sedentary persons exposed to asymmetric radiant fields. ASHRAE Transaction, 76. part 1., 1970.
128. **Menyhárt J.** Sugárázó fűtéssel kapcsolatos tapasztalatok irodahelyiségben. IV. Fűtés és Légtechnikai Konferencia előadás, Budapest, 1964.
129. **Miescher G.** Handbuch der allgemeinen Pathologie. X. B. Springer, 1960.
130. **Mihejev M. A.** A hőátadás gyakorlati számításának alapjai. 3. kiadás. Tankönyvkiadó, Budapest, 1963.
131. **Missenard A.** Le chauffage et le refreshissement par rayonnement. Paris, 1959.
132. **Molnár Z.** Beépített sugárázó fűtés hőleadásának számítása Rydberg—Huber eljárással és ennek összehasonlítása más számítási módokkal. Épületgépészet, Budapest, 1960/3.
133. **Molnár Z., Regös M.** Hegesztett sugárázó ernyő kialakítása, gyártása, hőleadása és gazdaságossági vizsgálata. Épületgépészet, Budapest, 1965.
134. **Nevins R. G., Michaels K. B., Feyerherm A. M.** The effect of floor surface temperature on comfort. Part I. Gollege age males. ASHRAE Transaction, Vol. 70/1964/29—36 pp.
135. **Nevins R. G., Rohles F. H., Springer W., Freyerherm A. M.** A temperature humidity chart for thermal comfort of seated persons. ASHRAE Transaction, Vol. 72/1966/, 283—291. pp.
136. **Nevins R. G., Miller P. L.** Air Distribution and Thermal Comfort. Build. Int. Vol. 6/1973/. 111—126 p.
137. **Nielsen M., Pedersen L.** Studies on the heat loss by radiation and convection from the clothed human body. Acta Physiol. Scand. 27:272, 1952.
138. **Nielson B.** Influence of Passive and Activ Heating of the Temperature Regulation of Man.— Acta Physiol. Scand. 64.323—331, 1965.
139. **Olesen S., Fanger P. O., Jensen P. B., Nielsen O. J.** Comfort limits for man exposed to asymmetric thermal radiation—Proc. of the CIB Commission W45 (Human requirements). Symp. Thermal Comfort and Moderate Heat stress Building Research Station, London, 1972.
140. **Olesen B. W.** Thermal Comfort Requirements for Floors. Meeting of the Commission E1 (Air Conditioning) of the International Institute of Refrigeration in Belgrade, 16—18. 1977.
141. **Пономарева Н. К.** Основные гигиенические параметры систем лучистого отопления.— Гигиена и санитария, 1957, № 22/8, 10—15.
142. **Rapp G. M., Gagge A. P.** High intensity radiant heat. ASHRAE Guide and Data Book, Systems 1970.
143. **Recknagel—Sprenger.** Taschenbuch für Heizung, Lüftung und Klimatechnik 56. Ausgabe R. Oldenbourg, München—Wien, 1970.
144. **Rees W. H.** The transmission of heat through textile fabrics.—J. Textile Inst. 1941. 32. 149 p.
145. **Reinders H.** Wärmeaustausch durch Strahlung. VDI Verlag, Düsseldorf, 1961.
146. **Reinders H.** Mensch und Klima. VDI—Verlag, 1969.
147. **Részegh Cs.** Könnyűszerkezetes oktatási és nevelési épületek mikroklíma követelményeinek biztosítása. MTI kiadvány, Budapest, 1979.
148. **Rietschel—Raiss W.** Fűtés és légtechnika. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1964.
149. **Rietschel—Raiss.** Heiz-und Klimatechnik. 15. neubearbeitete Auflage v. W. Raiss. Springer Verlag, 1968.
150. **Rohles F. H., Nevins R. G.** The nature of thermal comfort for sedentary man. ASHRAE Transaction, 77, part 1. 1971.
151. **Róna B.** Hazai újtípusú iskolák tantermeinek közegészségügyi vizsgálata, különös tekintettel a természetes megvilágítására. Kandidátusi disszertáció. Budapest, 1964.
152. **Ronge A.** Zur Frage der Bewährung von Schulneubauten. Gesundh. Ing. 78. 103—108. 1957.
153. **Rubner M., Lewashev B.** Ibid 1897. 29.

154. **Rubner M.** Archiv für Hyg. 1896. 27.
155. **Ругине М.** Кондиционирование воздуха в подземных помещениях.— Гигиена и санитария, 1965, № 30, 121—122.
156. **Rydberg J., Huber Ch.** Varmeavgivning fran Rör i Betong. Eller Mark Svenska Varme och Sanitetstekniska Föreningens Handlingar IX.
157. **Schüle W., Monroe L. J.** Automatische Messeinrichtung zur Bestimmung der Wärmeableitung und Fussböden. Ges. Ing. Vol. 92/1971/ pp 164—166.
158. **Schwaigerer S.** Rohrleitungen. Theorie und Praxis. Berlin—Heidelberg — New York. Springer Verlag, 1967.
159. **Soderstorm J. F., Du Bois E. F.** Arch. Int. Med. 1931. 19.
160. **Шорин С. Н.** Теплопередача. М., Госиздат, 1952.
161. **Stolwijk J. A., Hardy J. D.** Skin and subcutaneous temperature changes during exposure to intense thermal radiation.— J. Appl. Physiol. 20/5. 1006—13.1965.
162. **Stolwijk J. A., Hardy J. D.** Partitionnal calorimetric studies of response of man to thermal transients.— J. of Appl. Physiol. 1966. 21. 967 p.
163. **Suggs W. Ch.** Some responses of humans to thermal radiation.— J. of Appl. Physiol. 20, 1000—1005, 1965.
164. **Szabó Gy.** Napsugárzási adatok az építőipari tervezéshez. ÉTI Kiadvány, Budapest, 1969.
165. **Сальникова Г. П.** О зонах комфорта в аэрируемом классном помещении с лучистым отоплением.— Гигиена и санитария, 1941, № 6, 57—59.
166. **Стриж Е. Я.** О влиянии разных по горизонтали температурных условий в помещении на тепловое состояние учащихся.— Гигиена и санитария, 1965, № 30/3, 32—37.
167. **Тихомиров К. Ц.** Запыленность и обсемененность микроорганизмами воздуха помещений, отапливаемых обычной водяной системой и потолочной лучистой.— Гигиена и санитария, 1954, № 19/4, 41—42.
168. **Vegyipari csővezetékek.** Szerkesztette: Óri R. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1972.
169. **Vernon M. H.** A study of absenteeism in a group of ten collieries. Rep. Industr. Fatigue Res. Bd. London, No. 51. 1928.
170. **Ветошкин С. И.** Охлаждение организма человека в зависимости от вертикальных температурных перепадов воздушной среды в жилище.— Гигиена и санитария, 1952, № 17/8, 17—22.
171. **Vogt A.** Augenschädigungen durch strahlende Energie. Klin. Mbl. Augenheilk, 85. 321/1930/.
172. **Völgyes I.** Infravörös sugárzó fűtés. MTI jegyzet, 1960.
173. **Völgyes I.** Épületgépészeti számítások példatára. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1972.
174. **Völgyes I.** Fűtéstechnikai adatok. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1978.
175. **Wäänänen M., Veijalainen K.** The measuring of the warmth of floors and floorings. The State Institute for Techn. Research, Finland (1971).
176. **Wenzel H. G., Müller E. A.** Untersuchung der Behaglichkeit des Raumklimas bei Deckenheizung. Internat. Z. Physiol, Arbeitsphysiol. 16. 335—355. 1967.
177. **Wiggs G. L.** Indoor environment and human comfort. The Engineers Journal. 34, 544—550, 1951.
178. **Winslow C. E., Harrington L. P.** Temperature and human life. Princeton Univ. Press, 1949.
179. **Wrangham D. A.** The elements of heat flow. Chatto and Windus, London, 1961.
180. **Wyon D. P.** The role of the environment in buildings today; thermal aspects (factors, affecting the choice of a suitable room temperature).— Build. Int. 1973. Vol 6. 39—54 p.
181. **Wyon D. P., Fanger P. O., Olesen B. W., Pedersen C.** The mental performance of subjects clothed for comfort at two different air temperatures. Ergonomics, 18. 4: 359—374. 1975.
182. **Wyss C.** Sugli effetti del calore radiante su regioni diverse del corpo umano. Comportamento dell'attività cardio-circulatoria, respiratoria, del consumo di ossigeno e della temperatura orale e cutanea durante irradiazione infarossa di regioni diverse in soggetti acclimata e non.— Med. d. Lavoro, 57y4. 262—285, 1966.
183. **Yaglou C. P.** A method for improving the effective temperature index. ASHRAE, 1974. 53. 307 p.
184. **Yaglou C. P., Miller W. E.** Effective temperature with clothing. ASHRAE. 1925. 31. 89—99 p.

Предисловие к русскому изданию . . . . .	5
Предисловие . . . . .	6
Введение . . . . .	10
<b>I. Теоретические основы лучистого теплообмена . . . . .</b>	<b>15</b>
1. Физические основы излучения . . . . .	15
2. Применение основных физических законов и зависимостей излучения в отопительной технике . . . . .	20
3. Методы определения коэффициента облученности . . . . .	33
<b>II. Расчет лучистых отопительных приборов . . . . .</b>	<b>83</b>
4. Основы классификации лучистых отопительных устройств . . . . .	83
5. Теплоотдача лучистых отопительных приборов . . . . .	84
6. Лучистые отопительные приборы с низкой температурой поверхности . . . . .	91
7. Расчет лучистых отопительных приборов с теплопроводами, расположенными в бетоне . . . . .	104
8. Лучистые отопительные приборы со средней температурой поверхности и малой тепловой инерцией . . . . .	124
9. Расчет отопительных экранов со средней температурой поверхности и малой тепловой инерцией . . . . .	131
10. Лучистые отопительные приборы с высокой температурой поверхности и малой тепловой инерцией . . . . .	144
<b>III. Контроль теплоощущения, создаваемого системами лучистого отопления . . . . .</b>	<b>149</b>
11. Общие положения . . . . .	149
12. Теплопродукция тела человека . . . . .	156
13. Способы тепловыделения тела человека в окружающую среду . . . . .	161
14. Методы расчета явного теплообмена тела человека . . . . .	162
15. Уравнения теплового баланса и уравнения комфорта . . . . .	167
16. Диаграммы комфорта . . . . .	169
17. Принципиальные основы методов оценки теплоощущения при лучистом отоплении . . . . .	172
<b>IV. Расчет систем лучистого отопления . . . . .</b>	<b>204</b>
18. Расчет теплотерь отапливаемых помещений . . . . .	204
19. Выбор, расчет и определение места размещения лучистых отопительных приборов . . . . .	214
20. Учет теплоощущения при размещении лучистых отопительных приборов . . . . .	217
21. Изменения в размещении отопительных приборов . . . . .	218
22. Расчет прочих конструктивных элементов систем лучистого отопления . . . . .	219
<b>V. Лучистое отопление зданий павильонного типа промышленного и сельскохозяйственного назначения . . . . .</b>	<b>224</b>
23. Теплофизические аспекты лучистого отопления зданий павильонного типа . . . . .	224
24. Метод расчета лучистого отопления и его проверка . . . . .	230
25. Расчет теплотерь крупных зданий павильонного типа . . . . .	233
26. Использование отопительных экранов . . . . .	241
27. Формирование теплотерь при использовании для отопления инфракрасных излучателей . . . . .	280
28. Лучистое отопление с использованием масла в качестве теплоносителя . . . . .	289
29. Оценка теплоощущения человека . . . . .	296
30. Изменения параметров отопительных приборов, необходимые для обеспечения нормального теплоощущения . . . . .	304
31. Расчет конструктивных элементов систем лучистого отопления . . . . .	305
32. Результаты натуральных исследований в зданиях павильонного типа с лучистым отоплением . . . . .	312

<b>VI. Расчет систем лучистого отопления для общественных зданий</b>	
33. Общие положения	328
34. Расчет потолочного отопления со змеевиком, расположенным в бетоне	329
35. Оценка теплоощущения при использовании лучистого отопления в общественных зданиях	344
36. Лучистые отопительные приборы, скомбинированные с системой вентиляции	363
37. Оценка теплоощущения при использовании систем лучистого отопления, скомбинированных с вентиляцией	365
<b>VII. Расчет систем лучистого отопления для жилых зданий</b>	
38. Основные принципы расчета	367
39. Расчет теплопотребности помещений при их отоплении с помощью наружной стеновой панели	367
40. Теплотехнический расчет системы отопления, устраиваемой в наружных стеновых панелях	371
41. Оценка теплоощущения человека при использовании лучистого отопления в жилых зданиях	380
42. Конструктивное устройство системы отопления, расположенной в наружной стеновой панели	391
<b>VIII. Регулирование систем лучистого отопления</b>	
43. Влияние теплоаккумулирующей способности зданий	393
44. Регулирование систем водяного отопления	395
45. Регулирование систем парового отопления	402
46. Регулирование систем отопления, в которых в качестве теплоносителя используется масло	405
<b>IX. Экономические вопросы применения лучистого отопления</b>	
47. Общие положения	409
48. Сравнение различных систем лучистого отопления с точки зрения капитальных затрат	410
49. Теплопотребность на отопление и вентиляцию зданий павильонного типа	429
50. Система «Радисеквент»	436
51. Сопоставление системы отопления, расположенной в наружной стеновой панели, с другими системами центрального отопления	441
52. Оценка экономичности инфракрасного лучистого отопления	443
53. Сопоставление размеров систем с отопительными экранами, работающих на масле и с использованием традиционных теплоносителей	446
54. Сравнение систем лучистого отопления, в которых в качестве теплоносителя используется воздух, с системами, в которых используются другие виды теплоносителя	454
Список литературы	457