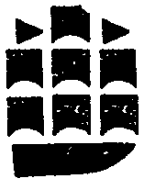
Handbook of Essential Formulae and Data on

HEAT TRANSFER FOR ENGINEERS

H. Y. WONG



LONGMAN
LONDON AND NEW YORK

Х. Уонг

ОСНОВНЫЕ ФОРМУЛЫ И ДАННЫЕ ПО ТЕПЛООБМЕНУ ДЛЯ ИНЖЕНЕРОВ

СПРАВОЧНИК

Перевод с английского
канд. техн. наук В. В. ЯКОВЛЕВА
и канд. техн. наук В. И. КОЛЯДИНА

МОСКВА АТОМИЗДАТ 1979

УДК 536.24(031)

УОНГ Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров: Пер. с англ. / Справочник. — М.: Атомиздат, 1979. — 216 с.

В справочнике в виде формул, таблиц и графиков приведено наиболее полное количество соотношений и величин, удобных для расчетов конкретных случаев теплопередачи. Рассмотрены, по существу, все основные виды теплопередачи: теплопроводность, конвективный и лучистый теплообмен, теплопередача при кипении и конденсации жидкости. Данные могут быть использованы для оценки эффективности теплопередачи в активной зоне ядерных реакторов, при разработке и выборе различных типов конструкций твэлов, охлаждаемых однофазными, двухфазными капельными жидкостями или газовым высокотемпературным теплоносителем. Приведенные формулы позволяют определить эффективность теплообменных аппаратов и оценить способность к теплообмену с окружающей средой строительных сооружений.

Справочник весьма полезен для широкого круга инженеров, имеющих дело с теплопередачей, разрабатывающих и эксплуатирующих различные энергетические установки (в том числе и ядерные).

Рис. 162. Табл. 40. Список литературы 287 наименований.

У $\frac{30315—113}{034(01)—79}$ БЗ—42—14—1978·2303010000

© Longman Group, 1977

Данное издание книги «Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров» публикуется с разрешения фирмы «Лонгман Гроуп Лимитед»

© Перевод на русский язык, Атомиздат, 1979

ОГЛАВЛЕНИЕ

Перечень таблиц 7
Предисловие 9

Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1.1. Виды теплопередачи 11
Теплопроводность 11
Конвективный теплообмен 12
Лучистый теплообмен 13
Сложный теплообмен 14
1.2. Температурные шкалы и реперные термометрические точки 16
Спнсок основной литературы 17

Глава 2. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

2.1. Введение 19
2.2. Обозначения 20
2.3. Определения 21
2.4. Параметр теплопередачи и термическое сопротивление 21
2.5. Закон теплоотдачи Ньютона 22
2.6. Теплопроводность прн стационарном режиме 23
Одномерные системы. 23
Двумерные системы 24
2.7. Теплопередача оребренных поверхностей 24
2.8. Нестационарные процессы теплопередачи 24
Тела с неограниченно высокой теплопроводностью . . . 38
Тела с низким внешним термическим сопротивлением . 38
Тела с конечными значениями теплопроводности н конвективной теплоотдачей на поверхности 40
2.9. Уравнение Фурье — основной закон теплопроводности 41
Список литературы 49

Глава 3. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН

3.1. Введение 50
3.2. Обозначения 50
3.3. Определения 52
3.4. Естественная конвекция 54
3.5. Вынужденная конвекция 55
3.6. Аналогия Рейнольдса 62
3.7. Коэффициент трения и перепад давления в каналах . . 62
3.8. Каналы и трубы 66
3.9. Теплоотдача при внешнем обтекании тел 67
3.10. Теплоотдача прн высоких скоростях 75
3.11. Конвективная теплоотдача тел вращения (дисков, конусов, цилиндров и сфер) 78
Список литературы 82

Глава 4. ТЕПЛОВОЕ ИЗЛУЧЕНИЕ

4.1. Введение 84
4.2. Обозначения 85
4.3. Определения 85
4.4. Абсолютио черное тело и основные законы излучения . 88
Закои Кирхгофа 89
Закон Ламберта 90

Закон Планка 90
Закон смещения Вина 91
4.5. Лучистый теплообмен между двумя абсолютно черными поверхностями 92
4.6. Применение алгебраического метода для определения угловых коэффициентов излучения 93
4.7. Лучистый теплообмен между абсолютно черными поверхностями, образующими замкнутую область 109
4.8. Лучистый теплообмен между диффузно-серыми поверхностями 109
4.9. Защита от теплового излучения 113
Список литературы 116

Глава 5. КИПЕНИЕ И КОНДЕНСАЦИЯ

5.1. Введение 118
5.2. Обозначения 119
5.3. Определения 120
5.4. Теплоотдача при кипении 122
5.5. Теплоотдача при конденсации 126
Список литературы 134

Глава 6. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

6.1 Введение 136
6.2. Обозначения 137
6.3. Определения 138
6.4. Теплообменные аппараты с непосредственной теплопередачей 141
6.4.1. Расчет теплообменников 143
Метод, основанный на определении истинного значения средней разности температуры 143
ϵ — NTK-метод 145
6.4.2. Теплообменные аппараты пластинчатого типа . . 153
6.5. Теплообменные аппараты с косвенной теплопередачей 153
6.6. Теплообменные аппараты периодического действия . . 155
6.7. Теплообменные аппараты с непосредственным контактом теплоносителей 156
6.8. Тепловые трубы 157
6.9. Теплопередача жидких металлов 158
6 10. Средства усовершенствования характеристик теплообменных аппаратов 158
Оребрение поверхностей 159
Турбулизаторы 159
Список литературы 160

Глава 7. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

7.1. Введение 161
7.2. Обозначения 163
7.3. Определения 164
7.4. Теплопередача конструкций зданий 165
7.5. Теплообмен за счет утечки воздуха 169
7.6. Требования к тепловому режиму помещения 172
7.6.1. Конвективный нагрев 174
7.6.2. Нагрев излучением 177
7.7. Периодическая теплопередача 177
Список литературы 181
Приложения. Единицы и переводные коэффициенты . . . 183
Теплофизические свойства 183
Математические функции 183
Физические свойства 183
Список литературы 207
Алфавитно-предметный указатель 209

ПЕРЕЧЕНЬ ТАБЛИЦ

Таблица 1.1. Основные выражения для теплового потока при различных видах теплопередачи 15
Таблица 1.2. Основные реперные термометрические точки при атмосферном давлении 17
Таблица 2.1. Распределение температуры и тепловой поток в пластине, цилиндре и полой сфере 25
Таблица 2.2. Параметр теплопередачи различных систем при стационарных режимах 26
Таблица 2.3. Распределение температуры и тепловой поток для различных оребренных поверхностей 36
Таблица 2.4. Соотношения для определения распределения температур в простых телах с низким внутренним термическим сопротивлением ($\lambda \to \infty$) 39
Таблица 2.5. Теплопередача и изменение температуры в телах с низким внешним термическим сопротивлением ($\alpha \to \infty$) 42
Таблица 2.6. Теплоотдача с поверхности и изменение температуры в телах с ограниченными значениями внутреннего и внешнего термического сопротивления 44
Таблица 2.7. Основные решения некоторых распространенных дифференциальных уравнений теплопроводности 46
Таблица 2.8. Граничные условия при теплообмене теплопроводностью 48
Таблица 3.1. Сравнение параметров естественной и вынужденной конвекции 51
Таблица 3.2. Теплоотдача при естественной конвекции для тел различной формы 56
Таблица 3.3. Коэффициент трения и падение давления при вынужденном течении жидкости в трубах с различным сечением 64
Таблица 3.4. Теплообмен при вынужденном движении жидкости в цилиндрических трубах с различным поперечным сечением 68
Таблица 3.5. Решения задач конвективного теплообмена при омывании плоских пластин вынужденным потоком жидкости 70
Таблица 3.6. Теплоотдача при поперечном омывании воздушным потоком цилиндров с различным поперечным сечением 72
Таблица 3.7. Теплоотдача при поперечном омывании жидкостью пучков труб 74
Таблица 3.8. Формулы для расчета теплоотдачи при высокой скорости потока 77
Таблица 3.9. Теплообмен тел вращения 79
Таблица 4.1. Излучательные свойства абсолютно черного тела 89
Таблица 4.2. Константы излучения в уравнениях Планка, Стефана—Больцмана и Вина 92
Таблица 4.3. Угловые коэффициенты излучения для двух диффузно отражающих поверхностей 94

Таблица 4.4. Угловые коэффициенты излучения в системах различной геометрии, полученные с использованием коэффициентов табл. 4.3 110
Таблица 4.5. Лучистый теплообмен между диффузно-серыми поверхностями 114
Таблица 5.1. Сравнение эффективности теплообмена при кипении и конденсации 119
Таблица 5.2. Формулы для определения коэффициента теплоотдачи при кипении 124
Таблица 5.3. Коэффициенты в уравнениях пузырчатого кипения 126
Таблица 5.4. Формулы для расчета теплоотдачи при конденсации 128
Таблица 6.1. Типы теплообменников с различными схемами движения потоков 136
Таблица 6.2. Типичные распределения температуры 142
Таблица 6.3. Поправочные коэффициенты для расчета истинного значения средней разности температуры 144
Таблица 6.4. Эффективность теплопередачи теплообменных аппаратов с непосредственным теплообменом 146
Таблица 6.5. Эффективность теплопередачи двухжидкостных теплообменных аппаратов с косвенным теплообменом 154
Таблица 7.1. Формулы для характерных температур, используемых при расчетах теплообмена строительных конструкций 162
Таблица 7.2. Уравнения для расчета коэффициента теплопередачи и потерь тепла элементами конструкций зданий 166
Таблица 7.3. Значения коэффициента теплопередачи K для некоторых наиболее общих конструкционных элементов зданий 170
Таблица 7.4. Потери тепла за счет утечки воздуха 172
Таблица 7.5. Уравнения к расчету количества тепла для поддержания необходимого температурного режима помещения 175
Таблица 7.6. Уравнения для определения температуры среды внутри помещения при изменении количества подводимого тепла и периодичности его подвода 179
Таблица 7.7. Некоторые типичные значения S, S_a и Y 181
Таблица П.1. Переводные коэффициенты в системе единиц СИ 183
Таблица П.2. Некоторые физические константы 185
Таблица П.3. Теплофизические свойства металлов 186
Таблица П.4. Теплофизические свойства жидкостей на линии насыщения 198
Таблица П.5. Теплофизические свойства газов при атмосферном давлении 194
Таблица П.6. Теплопроводность некоторых широко используемых строительных материалов 199
Таблица П.7. Свойства жидких металлов 200
Таблица П.8. Поверхностное натяжение жидкостей в контакте с воздухом или собственным паром (при комнатной и других указанных температурах) 202
Таблица П.9. Теплота парообразования жидкостей при атмосферном давлении 202
Таблица П.10. Полная нормальная излучательная способность различных поверхностей 203
Таблица П.11. Значения функций Бесселя 204
Таблица П.12. Интеграл вероятности или функция ошибок 206

Посвящается моему брату Янгу

ПРЕДИСЛОВИЕ

В современной технике значение теплопередачи все более и более увеличивается. Очевидность этого подтверждается возрастающим количеством публикаций по вопросам теплопередачи. Инженеры и студенты, занимающиеся решением технических проблем теплопередачи, часто вынуждены вести поиск требуемой информации в оригинальных работах или в обширной научной литературе. Однако информация в этих источниках далеко не всегда представлена в приемлемой для использования форме. Большинство же книг содержат материал, пригодный только для специалистов какой-то конкретной области. Поиск нужной литературы требует много времени и усилий и не всегда приводит к лучшему решению проблемы. Очевидно, в настоящее время назрела необходимость в небольшом и недорогом справочнике, который содержал бы основные формулы для расчета теплопередачи, представленные в простой и компактной форме. Написание данной книги и было продиктовано именно этой необходимостью. Книга предназначена в основном как справочное пособие для инженеров-практиков, которые могут оценить полезность приведенных в ней формул для своей работы. В книге представлен весьма важный фактический материал и изложены основные принципы теплопередачи, поэтому она может быть использована студентами в качестве дополнительного учебного пособия при изучении различных академических курсов. Преподаватели и экспериментаторы смогут найти в ней полезную информацию, относящуюся к различным аспектам теплопередачи.

Справочник состоит из семи глав: общие сведения, теплопроводность, конвективный теплообмен, тепловое излучение, кипение и конденсация, теплообменные аппараты и теплопередача строительных конструкций. Каждая глава начинается с используемых в ней обозначений и определений технических терминов. Обозначения объясняются всякий раз, когда в приводимых формулах может появиться двусмысленность или путаница. В основу положена Международная Система единиц (СИ). Для краткости опущены выводы формул. Более подробный анализ их можно найти в учебниках, ссылки на которые приведены в конце каждой главы. Включенные в справочник формулы либо общеприняты, либо тщательно отобраны как надежные и приемлемые. Везде, где было возможно, выражения приведены, учитывая очевидное преимущество такого представления, в безразмерной форме. Это не сделано только для случаев, когда приводимое выражение предназначено лишь для специального применения.

Глава по строительной теплопередаче, сведения о которой редко встречаются в обычной литературе, предназначена для читателей, ин-

тересующихся проблемами обеспечения требуемого температурного режима зданий. Источником информации послужили в основном публикации по строительным дисциплинам, по теплообмену и вентиляции, а также инструкции и справочная литература по строительным конструкциям. В этом отношении автор особенно благодарен Лондонскому институту инженерной теплотехники и вентиляции за разрешение использовать данные, содержащиеся в IHVE-A Справочнике за 1970 г. В этот раздел не включены вопросы, относящиеся к влиянию атмосферной турбулентности на теплопередачу строительных сооружений; это специальная, пока еще недостаточно разработанная тема.

Очевидно, что справочник подобного вида содержит материал, который по существу почти всецело заимствован из множества других работ, авторам которых я глубоко обязан. И я искренне надеюсь, что моя признательность достаточно полно отражена в ссылках на авторов и их публикации. В тех случаях, когда должная признательность не высказана, я приношу свои искренние извинения. Благодарю также редакторов и лиц, давших разрешение на использование материала для сборника.

Естественно, что, несмотря на проявленное внимание, почти невозможно избежать ошибок. Поэтому автор будет признателен любым предложениям читателей по уточнению и улучшению материала, которые будут учтены в последующем издании.

Х. Я. У., 1976 г.

Глава 1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1.1. ВИДЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Теплопередача представляет собой процесс передачи тепла из области с более высокой температурой в область с более низкой температурой, который имеет место почти при каждом физическом явлении. Все те многочисленные процессы, которые описываются передачей тепла внутри тела или между телами и окружающей средой, являются объектами изучения на основе законов термодинамики. Разность температуры представляет собой характерное свойство тепловой энергии, которое и предопределяет интенсивность теплообмена. Традиционно процесс теплопередачи подразделяют на три основных вида, а именно: теплопроводность, конвективный и лучистый теплообмен. В большинстве случаев при решении инженерных проблем важно знать вклад каждого из этих видов теплопередачи. При анализе задач теплообмена зачастую приходится иметь дело с двумя или тремя видами теплопередачи, действующими одновременно. Поэтому необходимо уметь различать каждый из них и применять в соответствии с определяющими их законами.

Теплопроводность. Теплопроводность — это процесс, посредством которого тепло распространяется в твердых телах или жидкостях, находящихся в состоянии покоя. Определяющие этот вид теплопередачи законы можно представить в конкретных математических выражениях и во многих случаях могут быть получены их аналитические решения.

Если аналитические решения получить трудно, то используются различные графические, аналоговые и численные методы.

Основное представление о теплопроводности может быть получено из сравнительно простого соотношения. Для бесконечно малого элемента тела плотность теплового потока пропорциональна температурному градиенту, т. е.

$$q_s = -\lambda dt/dn \ \text{Вт/м}^2. \qquad (1.1)$$

Коэффициент пропорциональности λ, будучи определен как коэффициент теплопроводности, характеризует транспортные свойства материала. В диэлектрических материалах (т. е. в материалах, не проводящих электричество) тепловая энергия передается колебаниями кристаллической решетки, в то время как в хорошо электропроводящих материалах, таких, как металлы, вклад от механизма колебаний решетки относительно небольшой. В металлах тепловая энергия переносится главным образом за счет движения свободных электронов в решетке. Знание механизма этого переноса полезно при изучении характеристик проводимости определенного класса материалов и несу-

щественно для решения инженерных задач по теплопроводности. Важно отметить, что между тепло- и электропроводностью чистых металлов существует зависимость, описываемая законом Видемана—Франца:

$$\lambda = \mathrm{Lo}\,\sigma T \quad \text{Вт/(м} \cdot \text{К)}, \tag{1.2}$$

где σ — удельная электрическая проводимость, Ом$^{-1}$ · м$^{-1}$; T — абсолютная температура, К; $\mathrm{Lo} = 2{,}45 \cdot 10^{-8}$ — число Лоренца, Вт · Ом/К^2.

Таким образом, существует возможность определения значений λ на основе данных по электропроводности. Для других материалов выражение (1.2) неприменимо и λ следует определять экспериментально.

Известно, что коэффициент теплопроводности зависит от температуры. Если его изменение незначительно, то в рассматриваемом диапазоне температур зависимость плотности теплового потока от температурного градиента можно считать линейной. Если же коэффициент теплопроводности заметно изменяется с температурой, то это изменение должно быть соответствующим образом учтено.

Конвективный теплообмен. Конвективный теплообмен представляет собой процесс передачи тепла теплопроводностью между неравномерно нагретыми частями жидкости или в результате переноса тепла при движении самой жидкости. Движение жидкости происходит в результате внешнего воздействия или из-за различия плотности, возникающего вследствие разности температуры в объеме жидкости. Математический анализ проблемы конвективного теплообмена чрезвычайно сложен. Для большинства случаев инженерной практики решения получают с помощью математических методов, в которых используются эмпирические зависимости.

При оценке теплообмена между поверхностью твердого тела и омывающей ее жидкостью тепловой поток удобно описывать уравнением

$$Q = \alpha F \Delta t \ \text{Вт}, \tag{1.3}$$

где α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2 · °С); F — площадь поверхности, м^2; Δt — перепад температуры между поверхностью и жидкостью, °С.

Это уравнение, известное в основном как *закон теплоотдачи Ньютона*, используется при анализе всех форм конвективного теплообмена. Для ламинарного течения жидкости в слое ограниченной толщины вблизи поверхности твердого тела теплопередача может быть выражена через температурный градиент теплоносителя в непосредственной близости от поверхности:

$$Q = -\lambda_{\text{ж}} F \left(\frac{dt}{dn}\right) \text{Вт}, \tag{1.4}$$

где $\lambda_{\text{ж}}$ — коэффициент теплопроводности жидкости; dt/dn — температурный градиент в направлении нормали к поверхности твердого тела.

Таким образом, коэффициент теплоотдачи α, называемый также *коэффициентом теплоотдачи соприкосновением* в тонком пограничном слое, может быть определен как

$$\alpha = -\lambda_{ж}\left(\frac{dt}{dn}\right) \Big/ \Delta t \ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{°C)}. \qquad (1.5)$$

Коэффициент теплоотдачи сложным образом зависит от геометрии поверхности, от характеристик потока, а также от физических свойств теплоносителя. Он не является транспортным свойством, подобно теплопроводности. Определение этого коэффициента составляет главную проблему конвективного теплообмена.

Лучистый теплообмен. Теплообмен излучением представляет собой процесс передачи тепла от одного тела к другому путем испускания электромагнитных волн. Все тела излучают и передают лучистую энергию без участия передающей среды. Тепловое излучение несет тепловую энергию главным образом в видимой и инфракрасной части электромагнитного спектра.

Расчет теплового излучения основывается на законе Стефана—Больцмана, который гласит, что энергия, излучаемая единицей площади поверхности черного тела, пропорциональна абсолютной температуре в четвертой степени:

$$E_0 = \sigma_0 T^4 \ \text{Вт/м}^2. \qquad (1.6)$$

Это уравнение определяет тепловой поток, излучаемый абсолютно черным телом. Энергия излучения реального тела меньше, чем черного, и может быть получена из уравнения (1.6) при введении в него коэффициента, который называется *излучательной способностью* (*степенью черноты*) и обозначается ε. Таким образом, лучистая энергия реальной поверхности площадью F определяется из соотношения

$$Q = F\varepsilon\sigma_0 T^4 \ \text{Вт}. \qquad (1.7)$$

Между двумя поверхностями, каждая из которых «видит» другую, происходит непрерывный обмен энергией, при этом энергия передается от более горячей поверхности к более холодной. Результирующий лучистый поток энергии между двумя излучающими телами зависит от относительной интенсивности излучения и поглощения каждого из этих тел. Если допустить, что поверхность одного тела — серая, а другого тела (или окружающей среды) — черная, то тепловой поток можно выразить в виде соотношения

$$Q = F\varepsilon\sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) \ \text{Вт}, \qquad (1.8)$$

где T_1 и T_2 — абсолютная температура излучающего и поглощающего тела соответственно. В формулу вводятся многие поправочные коэффициенты, которые должны учитывать форму тел, углы видимости, а также радиационные свойства поверхностей и среды, через которую проходит тепловое излучение.

В некоторых случаях, основываясь на линейной зависимости теплового потока от перепада температуры, аналогично коэффициенту теплоотдачи соприкосновением в пограничном слое α_c, удобно вводить коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_л$. Тогда выражение для расчета теплового потока может быть представлено в виде

$$Q = F\alpha_л (T_1 - T_2) \text{ Вт}, \tag{1.9}$$

где

$$\alpha_л = \varepsilon\sigma_0 (T_1 + T_2)(T_1^2 + T_2^2) \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \tag{1.10}$$

Для случая теплообмена, когда тепло передается одновременно конвекцией и излучением, можно использовать простое уравнение, учитывающее оба эти процесса теплопередачи:

$$Q = F(\alpha_c + \alpha_л)(T_1 - T_2) \text{ Вт}. \tag{1.11}$$

Сложный теплообмен. Главная проблема, которая возникает при решении инженерных задач теплопередачи, состоит в том, что приходится рассматривать сочетание двух или трех основных видов теплообмена. Например, при расчетах теплового потока от зданий принимают, что тепло, теряемое через конструкционные элементы здания, передается от внутренних поверхностей стен конвекцией и излучением. Тепло, передаваемое через различные элементы стенной панели, проходит воздушные прослойки посредством конвекции и излучения и затем рассеивается с внешней поверхности стены в окружающее пространство. Расчет конвективного теплообмена довольно сложен из-за необходимости рассмотрения условий движения воздушного потока около поверхности.

Очень часто, например в теплообменных аппаратах, поток горячего теплоносителя отделен от холодного непроницаемой твердой стенкой. Для расчета теплопередачи необходимо знать коэффициенты теплоотдачи с обеих сторон стенки и ее термическое сопротивление. Задача существенно усложняется, если стенка с обеих сторон имеет ребра, температура по длине которых неравномерна. В таких случаях удобно использовать *параметр теплопередачи* $\mathcal{K}$ системы; тогда тепловой поток можно охарактеризовать соотношением

$$Q = \mathcal{K}\Delta t \text{ Вт}. \tag{1.12}$$

Параметр теплопередачи — это величина, обратная сумме термических сопротивлений в системе, через которую распространяется тепловой поток. Этот параметр представляет собой произведение полного коэффициента теплопередачи и соответствующей площади поверхности, перпендикулярной направлению распространения тепла. Обобщенный параметр используется в задачах, в которых термическое сопротивление различных составных частей подчиняется закону аддитивности.

Основные уравнения для различных видов теплообмена сведены в **табл. 1.1.**

Таблица 1.1

Основные выражения для теплового потока при различных видах теплопередачи

Система обозначений:
F — площадь поверхности, м^2;
$\mathcal{K}$ — параметр теплопередачи, Вт/°С;
α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2 · °С);
λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м · °С);
L — линейный размер, м;
Q — тепловой поток, Вт;
R — термическое сопротивление, °С/Вт;
T — абсолютная температура, К;
K — коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2 · °С);
t — температура, °С;
$t_{ст}$, $t_ж$ — температура стенки и жидкости соответственно, °С;
ε — излучательная способность (степень черноты);
$\sigma_0 = 5{,}67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м^2 · К^4) — постоянная Стефана — Больцмана.

Вид теплопередачи	Тепловой поток	Примечание
Теплопроводность	$Q_n = -\lambda F \frac{dt}{dn}$;	Одномерный тепловой поток в направлении n
	$Q_n = \lambda F \frac{t_1 - t_2}{L}$	Тепловой поток между двумя точками с температурами t_1 и t_2, расположенными на расстоянии L
Конвективный теплообмен	$Q = \alpha F (t_{ст} - t_ж)$;	Теплопередача от поверхности твердого тела к жидкости
	$Q = \alpha F (t_ж - t_{ст})$	Теплопередача от жидкости к поверхности твердого тела
Лучистый теплообмен	$Q = \varepsilon \sigma_0 F T^4$	Полное количество энергии, излучаемое поверхностью площадью F при температуре T
	$Q = \varepsilon \sigma_0 F (T_1^4 - T_2^4)$	Результирующий тепловой поток от серого тела с температурой T_1 к черному телу с температурой T_2
Сочетание различных видов теплообмена	$Q = KF\Delta t = \mathcal{K}\Delta t = \Delta t / R$	Тепловой поток, проходящий через систему тел с параметром теплопередачи $\mathcal{K}$ и разностью температуры Δt

1.2. ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ШКАЛЫ И РЕПЕРНЫЕ ТЕРМОМЕТРИЧЕСКИЕ ТОЧКИ

Температуру можно рассматривать как условие, которое определяет теплообмен в теле. При обеспечении определенных условий конкретное явление природы всегда происходит при одной и той же температуре. Поэтому для описания каждого явления необходимо точно определять точки на температурной шкале. Двумя такими фиксированными точками являются точка таяния льда и точка кипения воды. Обычно используют шкалы Цельсия и Фаренгейта, в которых установлены соответственно 0° С и 32° F для точки таяния льда и 100° С и 212° F — для точки кипения воды. Значения температуры, отличающиеся от этих двух фиксированных точек, устанавливают с помощью термометра измерением какого-либо зависящего от температуры свойства рабочего тела. В качестве термометрического рабочего тела используют газы, так как все они с достаточной точностью подчиняются закону идеального газа. Но при создании температурной шкалы, основанной на свойствах рабочего тела, неизбежно допускаются определенные погрешности. Использование теории идеального обратимого двигателя Карно позволило Кельвину избежать этих погрешностей и ввести шкалу абсолютной термодинамической температуры, которая не зависит от свойств рабочего тела. Нуль градусов по шкале Кельвина на 273,15 К ниже точки таяния льда. Начиная с 1954 г. было решено отказаться от точки таяния льда как от реперной точки, так как ее очень трудно воспроизводить с приемлемой точностью. Вместо нее в качестве реперной точки ввели тройную точку воды (температура фазового равновесия между чистым льдом, водой и водяным паром), которая может быть воспроизведена в лабораторных условиях с погрешностью не хуже 0,001 К и которая на 0,01 К выше точки таяния льда. Международным соглашением тройной точке было присвоено значение 273,16 К. Другие температуры могут быть определены с помощью газового термометра постоянного объема согласно следующему выражению:

$$\frac{T}{273{,}16} = \frac{\text{Давление при температуре } T}{\text{Давление в тройной точке воды}}. \qquad (1.13)$$

Температура — 273,16° С, при которой давление стремится к нулевому значению, является *абсолютным нулем температуры*. С установлением тройной точки в качестве стандартной температуры шкала Цельсия была видоизменена путем приведения ее нулевой точки к значению 273,15 К. Градус Фаренгейта составляет 5/9 градуса Цельсия. Нулевое значение шкалы Ренкина составляет — 459,67° F. Для перевода температуры в градусы Цельсия и Кельвина используют следующие соотношения:

$$T^\circ\,\mathrm{C} = T\ \mathrm{K} - 273{,}15 = {}^5/_9\ (T^\circ\,\mathrm{F} - 32) = {}^5/_9\ (T^\circ\,\mathrm{R} - 491{,}67); \qquad (1.14)$$

$$T\ \mathrm{K} = T^\circ\,\mathrm{C} + 273{,}15 = {}^5/_9\ (T^\circ\,\mathrm{F} - 32) + 273{,}15 = {}^5/_9\ T^\circ\,\mathrm{R}. \qquad (1.15)$$

Не всегда представляется возможным выполнить градуировку термометров; в таких случаях по-прежнему используют газовые тер-

мометры постоянного объема. С этой целью международным соглашением была введена Международная практическая температурная шкала, содержащая набор значений различных фиксированных точек при нормальном атмосферном давлении. Основные фиксированные стандартные значения этих точек приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Основные реперные термометрические точки при атмосферном давлении

Термометрическая точка	°С	К	Равновесное состояние
Точка кипения водорода	—252,87	20,28	Жидкость — пар
Точка кипения кислорода	—182,962	90,188	Жидкость — пар
Тройная точка воды	0,01	273,16	Твердая фаза — пар—жидкость
Точка кипения воды	100	373,15	Жидкость — пар
Точка плавления цинка	419,58	692,73	Твердая фаза — жидкость
Точка плавления серебра	961,93	1235,08	Твердая фаза — жидкость
Точка плавления золота	1064,43	1337,58	Твердая фаза — жидкость

Примечание. Значения взяты из The International Practical Temperature Scale of 1968.—«Metrologia», 1969, v. 5, № 2.

СПИСОК ОСНОВНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1.1. **Jacob M.** Heat Transfer. V. I and II. John Wiley & Sons, 1959.
1.2. **McAdams W. H.** Heat Transmission. 3rd ed. McGraw-Hill, 1954.
1.3. **Eckert E. R. G., Drake R. M.** Heat and Mass Transfer. McGraw-Hill, 1959.
1.4. **Eckert E. R. G., Drake R. M.** Analysis of Heat and Mass Transfer. McGraw-Hill, 1972.
1.5. **Rohsenow W. M., Hartnett J. P.**, eds. Handbook of Heat Transfer. McGraw-Hill, 1973.
1.6. **Кутателадзе С. С., Боришанский В. М.** Справочник по теплопередаче. Л.—М., Госэнергоиздат, 1959.
1.7. **Кутателадзе С. С.** Основы теории теплообмена. Изд. 2-е, доп. и перер. М.—Л., Машгиз [Ленинградское отделение], 1962.
1.8. **Schack A.** Industrial Heat Transfer (transl. by I. Gutman), Chapman & Hall, 1965.
1.9. **Welty J. R.** Engineering Heat Transfer. John Wiley & Sons, 1974.
1.10. **Chapman A. J.** Heat Transfer. 3rd ed. London, Macmillan, 1974.
1.11. **Gebhart B.** Heat Transfer. 2nd ed, McGraw-Hill, 1971.
1.12. **Kreith F.** Principles of Heat Transfer. 2nd ed. International Textbook Co., 1965.
1.13. **Ede A. J.** An Introduction to Heat Transfer. Pergamon Press, 1967.
1.14. **Simonson J. R.** Engineering Heat Transfer. Macmillan, 1975.
1.15. **Schenck Hilbert von N.** Heat Transfer Engineering. Longman, 1960.
1.16. **General** Electric Co. Heat Transfer and Fluid Flow Data Books. Research and Development Centre. New York, 1976.
1.17. **Bayley F. J., Owen J. M., Turner A. B.** Heat Transfer. Thomas Nelson, 1972.
1.18. **Heat** Transfer Notes. McGraw-Hill, 1965. Auth.: L. M. K. Boetler, V. H. Cherry, H. A. Johnson, R. C. Martinelli.

1.19. **Rohsenow W. H., Choi H. Y.** Heat, Mass and Momentum Transfer. Prentice-Hall International, 1961.
1.20. **Rohsenow W. H., ed.** Development in Heat Transfer. Edward Arnold, 1964.
1.21. **Backhurst J. R., Harker J. H., Porter J. E.** Problems in Heat and Mass Transfer. Edward Arnold, 1974.
1.22. **Kern D. Q.** Process Heat Transfer. McGraw-Hill, 1950.
1.23. **Теплопередача.** [Учебник для энергет. вузов и фак.], М.—Л., «Энергия», 1965 .Авт.: В. П. Исаченко и др.
1.24. **Welty J. R., Wicks C. E., Wilson R. E.** Fundamentals of Momentum, Heat and Mass Transfer. John Wiley & Sons, 1969.
1.25. **Hsu S. T.** Engineering Heat Transfer. D. Van Nostrand, 1963.
1.26. **Gröber H., Erk S., Grigull U.** Fundamentals of Heat Transfer. McGraw-Hill, 1961.
1.27. **Eckert E. R. G., Goldstein R. J.** Measurement Techniques in Heat Transfer. AGARD 130, 1970.
1.28. **Dusinberre G. M.** Heat Transfer Calculations by Finite Differences. International Textbook, 1961.
1.29. **Adams J. A., Rogers D. F.** Computer Aided Anaiyses Heat Transfer. McGraw-Hill, 1973.
1.30. **Holman J. P.** Heat Transfer. McGraw-Hill, 1972.
1.31. **Heat** Transfer Heinneman Educational Books, 1971. Auth.: F. A. Holland, R. M. Moores, F. A. Watson, J. K. Wilkinson.
1.32. **Patankar S. V., Spalding D. B.** Heat and Mass Transfer in Boundary Layers. London, Intertext Books. 1970.
1.33. **Advances** in Heat Transfer. Academic Press, annually.
1.34. **Heat** Bibliography. H. M. Stationery Office, annually.
1.35. **Heat** Transfer, Soviet Research, Scripta Publishers, Washington, bi-monthly.
1.36. **Intra**-red Physics. Pergamon Press, by-monthly.
1.37. **Journal** of Heat Transfer, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Series C, quarterly.
1.38. **Proceedings** of the International Developments in Heat Transfer Conferences, 1951 (London), 1961 (Boulder and London) American Society of Mechanical Engineers.
1.39. **Proceedings** of the International Heat Transfer Conferences, 1966 (Chicago), 1970 (Paris), 1974 (Tokyo), Elsevier Publishing Co., Amserdam, and Hemisphere Publishing Co., USA.
1.40. **Proceedings** of Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute, Stanford University Press, California, USA.
1.41. **Progress** in Heat and Mass Transfer, Monograph Series, Pergamon Press, annually.
1.42. **Science** Abstract A, Physics Abstracts, The Institution of Electrical Engineers.
1.43. **Chemical** Engineering Science, Pergamon Press, monthly.
1.44. **The Chemical** Engineers, Institution of Chemical Engineers, monthly.
1.45. **Chemical Engineering** Progress, American Institute of Chemical Engineers, monthly.
1.46. **Industrial** and Engineering Chemistry, American Chemical Society, monthly.
1.47. **The International** Journal of Heat and Mass Transfer, Pergamon Press, monthly.
1.48. **The Journal** of Mechanical Engineering Science, The Institution of Mechanical Engineers, bi-monthly.
1.49. **Heat** and Fluid Flow, Institution of Mechanical Engineers, London, half yearly.

Глава 2

ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

2.1. ВВЕДЕНИЕ

Если отдельные участки твердого тела имеют различную температуру, то тепло передается из области с более высокой температурой в область с более низкой температурой за счет процесса *теплопроводности*. В этом процессе тепловой поток пропорционален площади поперечного сечения, перпендикулярного к направлению потока, и разности температуры и обратно пропорционален расстоянию между двумя уровнями температуры. Коэффициент пропорциональности λ называется *коэффициентом теплопроводности* материала. Таким образом, тепловой поток Q, направленный по нормали к площади поперечного сечения F, под воздействием разности температуры Δt между двумя точками, разделенными расстоянием L, выражается следующим соотношением:

$$Q = \lambda F \Delta t / L \text{ Вт}. \tag{2.1}$$

Отношение изменения температуры Δt к расстоянию L, если L стремится к бесконечно малому значению, приближается к предельному значению dt/dL, которое представляет собой градиент температуры. Если градиент температуры изменяется от точки к точке, то выражение для теплового потока в данной точке, направленного по нормали к поверхности, записывается в виде

$$Q = -\lambda F \, dt/dL \text{ Вт}. \tag{2.2}$$

Знак минус указывает на то, что тепловой поток распространяется в направлении убывания температуры, т. е. на отрезке dL температура уменьшается на dt. Определение распределения температуры, а следовательно, и градиента температуры часто является основным требованием для решения задач по теплообмену теплопроводностью. В случае неравномерного распределения теплового потока необходимо уменьшить площадь поперечного сечения F, чтобы получить локальное значение Q. Предельное значение Q, когда F стремится к бесконечно малому значению, равное

$$q_s = \frac{dQ}{dF} = -\lambda \frac{dt}{dL} \text{ Вт/м}^2, \tag{2.3}$$

называют *плотностью теплового потока* в данной точке. В действительности теплопроводность материалов зависит от температуры. Обычно с достаточной точностью для λ используется выражение

$$\lambda = \lambda_0 (1 + \beta t) \text{ Вт/(м} \cdot {}^\circ\text{C)}, \tag{2.4}$$

где λ_0 — теплопроводность, отнесенная к определенной температуре; β — *температурный коэффициент теплопроводности*. Материалы с меньшим значением β имеют более постоянную теплопроводность.

2.2. ОБОЗНАЧЕНИЯ

A — константа;
F — площадь поверхности, м^2;
c — удельная теплоемкость, Дж/(кг · °С);
$\varkappa$ — параметр теплопередачи, Вт/°С;
d — толщина пластины, м;
L — линейный размер, длина, м;
U — разность потенциалов, В;
α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2 · °С);
I — ток, А;
J_n, Y_n — функции Бесселя первого и второго рода n-го порядка;
I_n, K_n — модифицированные функции Бесселя первого и второго рода n-го порядка;
P_n, Q_n — функции Лежандра первого и второго рода n-го порядка;
$\ln = \log_e$ — натуральный логарифм;
P — периметр, м;
p — давление, Н/м^2;
$Q_{полн}$ — количество теплоты, Дж; объемная плотность источника тепла, Дж/м^3;
Q — тепловой поток, Вт;
q_s — плотность теплового потока, Вт/м^2;
r — радиус, радиальная координата, м;
R — термическое сопротивление; $R = 1/\varkappa$, °С/Вт;
R' — термическое сопротивление единицы площади поперечного сечения, °С · м^2/Вт;
$R_э$ — электросопротивление, Ом;
τ — время, с;
K — коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2 · °С);
V — объем, м^3;
v — скорость, м/с;
x, y, z — координаты;
$a = \lambda/\rho c$ — коэффициент температуропроводности, м^2/с;
β — температурный коэффициент теплопроводности, 1/К;
λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м · °С);
ρ — плотность, кг/м^3;
δ — толщина слоя жидкости, пластины, м;
ζ — собственное значение;
β_n — корни трансцендентных уравнений;
t — температура, °С;
f — коэффициент трения;
ϕ, ψ — цилиндрическая и сферическая координаты соответственно.

Индексы:

х — холодная область;
г — горячая область;

о — первоначальное состояние;
ж — жидкость;
ст — стенка;
s — поверхность.

2.3. ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Коэффициент теплоотдачи α характеризует тепловой поток, проходящий через единицу площади при разности температуры между поверхностью твердого тела и омывающей его жидкостью в один градус (его также называют *коэффициентом теплоотдачи соприкосновением*), Вт/(м² · °С).

Плотность теплового потока q_s — тепловой поток через единицу площади поверхности, Вт/м².

Коэффициент теплопередачи K — значение параметра теплопередачи, отнесенное к единице площади поверхности, Вт/(м² · °С); он учитывает все виды процесса передачи тепла через систему.

Удельная теплоемкость c — количество тепла, необходимого для повышения температуры единицы массы материала на один градус, Дж/(кг · °С). Она также известна как *удельная теплота*.

Коэффициент теплопроводности λ характеризует количество тепла, передаваемого в единицу времени через единицу площади поверхности при единичном температурном градиенте, Вт/(м · °С).

Параметр теплопередачи $\mathcal{K}$ — тепловой поток через тепловую систему при разности температуры 1° С, Вт/°С.

Термическое сопротивление R — величина, обратная параметру теплопередачи; характеризует общее сопротивление в направлении распространения тепла, °С/Вт.

Коэффициент температуропроводности $a = \lambda/\rho c$ характеризует темп, с которым нестационарное распределение температуры стремится к равновесному состоянию, м²/с.

2.4. ПАРАМЕТР ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ И ТЕРМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ

Если параметр теплопередачи равен

$$\mathcal{K} = \lambda F/L \text{ Вт/°С},$$

то выражение для теплового потока можно представить в виде

$$Q = \lambda F \frac{t_г - t_х}{L} = \mathcal{K}(t_г - t_х) \text{ Вт}, \qquad (2.5)$$

где $t_г$ и $t_х$ — температура тепловой системы соответственно горячей и холодной зоны.

Если термическое сопротивление R определяется как величина, обратная параметру теплопередачи (т. е. $R = 1/\mathcal{K}$), то выражение для теплового потока может быть записано так:

$$Q = \mathcal{K}(t_г - t_х) = (t_г - t_х)/R \text{ Вт.} \qquad (2.6)$$

Если рассматривать $(t_г - t_х)$ как разность термических потенциалов на термическом сопротивлении R, через которое в единицу времени проходит количество тепла Q, то уравнение (2.6) можно записать аналогично закону Ома:

$$I = U/R_э,$$

где I — ток, А; U — разность электрических потенциалов на сопротивлении $R_э$, В.

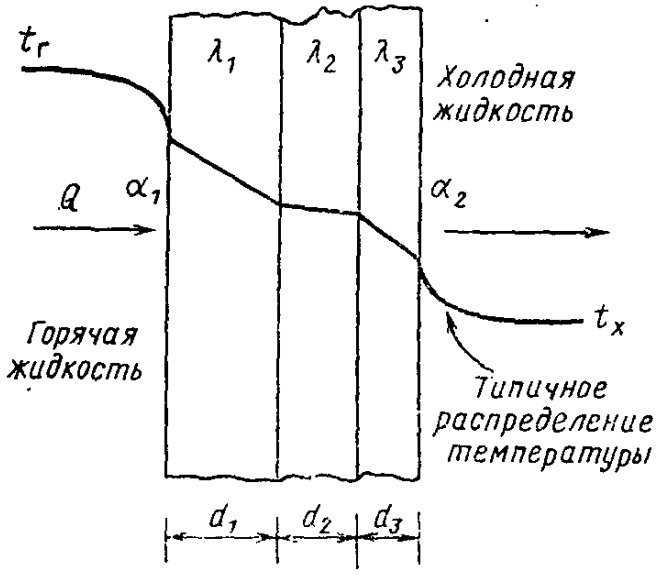


Рис. 2.1. Теплопередача через многослойную пластину

Кроме понятия о термическом сопротивлении по аналогии с электрическим контуром используется представление о *термическом контуре*. Представление о термическом сопротивлении (или о параметре теплопередачи) особенно полезно для решения задач стационарной теплопроводности при сложной системе тел. Так, термическое сопротивление при теплопередаче через единицу площади поверхности многослойной стенки от одной жидкой среды к другой может быть определено из соотношения

$$R' = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{d_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}\right) °C \cdot м^2/Вт, \qquad (2.7)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи. Тепловой поток при этом равен

$$Q = \left(\frac{t_г - t_х}{R'}\right) F \text{ Вт}, \qquad (2.8)$$

где F — площадь поверхности, перпендикулярной распространению тепла; R' — термическое сопротивление на единицу площади.

2.5. ЗАКОН ТЕПЛООТДАЧИ НЬЮТОНА

Теплообмен между поверхностью твердого тела и окружающей его жидкостью осуществляется в основном благодаря теплопроводности, конвекции и излучению. Установлено, что в интервале умеренных температур (впервые открыто Ньютоном) интенсивность охлаждения твердой поверхности приблизительно пропорциональна перепаду температуры между стенкой и жидкостью при условии, что разность температуры не слишком велика. Тогда выражение для количества тепла,

переданного от твердого тела к жидкости, может быть представлено в виде

$$Q = \alpha F (t_{ст} - t_{ж}) \text{ Вт}, \tag{2.9}$$

где α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2 · °С); $t_{ст}$ — температура стенки, °С; $t_{ж}$ — температура жидкости, °С; F — площадь поверхности, м^2.

Хотя это выражение приближенное, оно очень полезно для оценочных расчетов.

Передачу тепла от поверхности твердого тела к окружающей среде можно рассматривать как теплопроводность через прилегающий к поверхности твердого тела тонкий слой жидкости, внутри которого не существует конвекции. Тогда

$$\left.\begin{aligned} Q &= \frac{\lambda_{ж}}{\delta} F (t_{ст} - t_{ж}) \text{ Вт}; \\ \delta &= \lambda_{ж}/\alpha \text{ м}, \end{aligned}\right\} \tag{2.10}$$

где $\lambda_{ж}$ — коэффициент теплопроводности жидкости; δ — эффективная толщина слоя жидкости. Обычно коэффициент теплоотдачи определяют экспериментально. Оценка коэффициента теплоотдачи рассмотрена более подробно в главе, посвященной конвективному теплообмену.

2.6. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ПРИ СТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ

В стационарном состоянии ни тепловой поток, ни распределение температуры в системе не изменяются во времени.

Одномерные системы. Эти системы представляют собой наиболее простые случаи распространения теплового потока только в одном направлении. К этой категории относятся такие очень важные практические задачи, как теплопроводность через пластину, через стенку трубы с изоляцией и многие другие.

Уравнение Фурье [см. уравнение (2.23)] в этом случае имеет вид:

$$\frac{d^2 t}{dx^2} = 0 \text{ — в декартовых координатах;} \tag{2.11}$$

$$\left.\begin{aligned} \frac{d^2 t}{dr^2} + \frac{1}{r}\frac{dt}{dr} &= 0 \text{ — в цилиндрических координатах;} \\ \frac{d^2 t}{dr^2} + \frac{2}{r}\frac{dt}{dr} &= 0 \text{ — в сферических координатах.} \end{aligned}\right\} \tag{2.12}$$

Распределение температуры в теле дается решением одного из этих уравнений. Значение теплового потока можно получить из выражения

$$Q = -\lambda F \, dt/dx \text{ Вт} \tag{2.13}$$

или

$$Q = -\lambda F \, dt/dr \text{ Вт}, \tag{2.14}$$

где площадь поверхности поперечного сечения F зависит от x или r.

Двумерные системы. В этих случаях температура и тепловой поток изменяются в двух направлениях. Уравнение Фурье [см. уравнение (2.23)] тогда имеет вид

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0. \qquad (2.15)$$

Общее решение можно представить в следующем виде:

$$t = (C_1 \sin \zeta x + C_2 \cos \zeta x)(C_3 e^{\zeta y} + e^{-\zeta y}), \qquad (2.16)$$

где ζ — характеристические значения (собственные числа), определяемые из решения характеристического уравнения, а C_1, C_2, C_3 — постоянные величины, определяемые из граничных условий задачи.

Выражение (2.15) представляет собой уравнение Лапласа для двумерных систем. Аналитические решения можно получить только для относительно простых систем. Для приближенного решения более сложных систем развиты различные аналоговые, графические и численные методы [2.19—2.28]. Обсуждение этих методов выходит за рамки настоящей книги. В табл. 2.2 представлены решения задач теплопроводности при стационарном режиме для некоторых простых систем.

2.7. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ОРЕБРЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Для увеличения площади поверхности, с которой передается тепло от горячей системы к окружающей среде, широко используются шипы и ребра. Обычно их применяют для интенсификации охлаждения, однако они могут быть использованы и для нагревания системы. Теплообмен в таких системах происходит за счет теплопроводности в твердом теле и конвекции в примыкающем к поверхности слое теплоносителя. При этом предполагается, что доля тепла, передаваемого излучением, незначительна. Тогда уравнение теплового баланса принимает вид

$$\lambda \frac{d}{dx}\left(F \frac{dt}{dx}\right) \Delta x = \alpha \Delta S (t - t_{ж}), \qquad (2.17)$$

где ΔS — площадь элементарного участка поверхности ребра (или шипа) на малой длине ребра Δx. Периметр определяется как $P = \Delta S / \Delta x$.

В табл. 2.3 приведены параметры теплопередачи некоторых общеизвестных типов оребренных поверхностей.

2.8. НЕСТАЦИОНАРНЫЕ ПРОЦЕССЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Под нестационарными условиями понимают изменение во времени распределения температуры тела. Особенности протекания этих процессов на границах тела определяются начальными и граничными условиями.

Для любой задачи нагрева и охлаждения тела процесс передачи тепла от этого тела к окружающей среде зависит от внутреннего

Таблица 2.1

Распределение температуры и тепловой поток в пластине, цилиндре и полой сфере

Формула:

$$Q = -\lambda F \frac{dt}{dx} \text{ или } Q = -\lambda F \frac{dt}{dr} \text{ Вт;}$$

$$\mathcal{K} = Q/(t_г - t_х) \text{ Вт/°С.}$$

Обозначения: $t_г$, $t_х$ — температура горячей и холодной поверхности соответственно, °С.

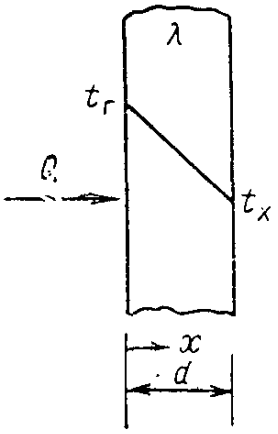
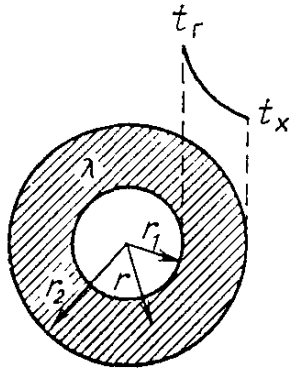
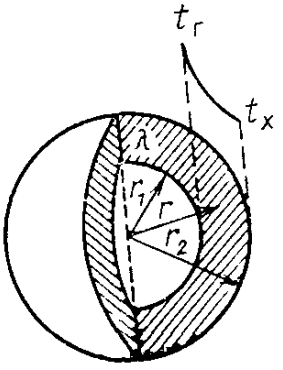
Проводящее тело	Схематическое представление	Распределение температуры $\frac{t-t_х}{t_г-t_х}$	Параметр теплопередачи $\mathcal{K}$
Пластина		$\left(1+\frac{x}{d}\right)$	$\frac{\lambda F}{d}$
Цилиндр	 Длина цилиндра l	$\frac{\ln(r-r_2)}{\ln(r_1-r_2)}$	$\frac{2\pi\lambda l}{\ln(r_2/r_1)}$
Полая сфера		$\left(\frac{1/r-1/r_2}{1/r_1-1/r_2}\right)$	$\frac{4\pi\lambda}{1/r_1-1/r_2}$

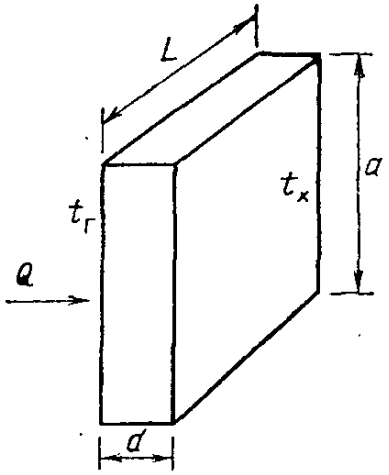
Таблица 2.2

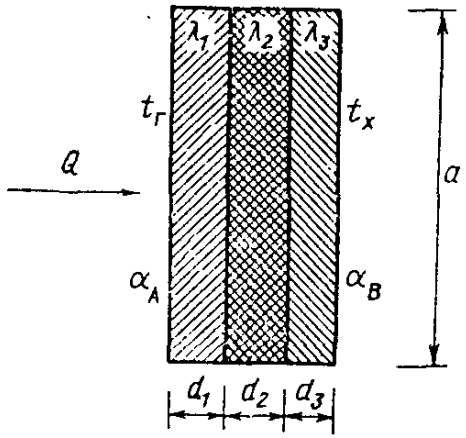
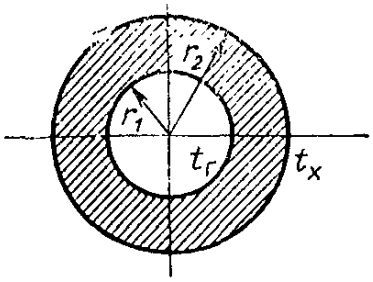
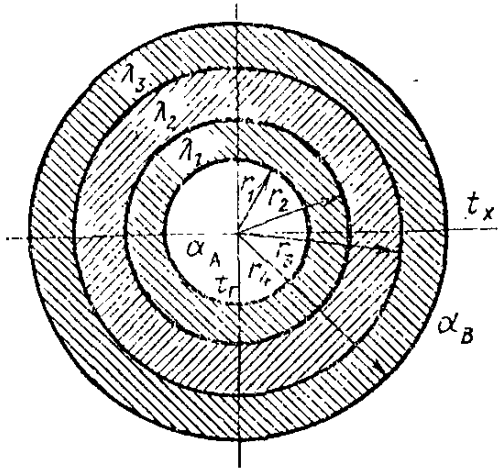
Параметр теплопередачи различных систем при стационарных режимах

Параметр теплопередачи $\mathcal{K}$, Вт/°С, определяется из выражения

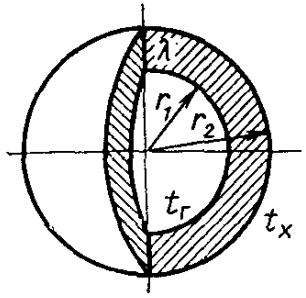
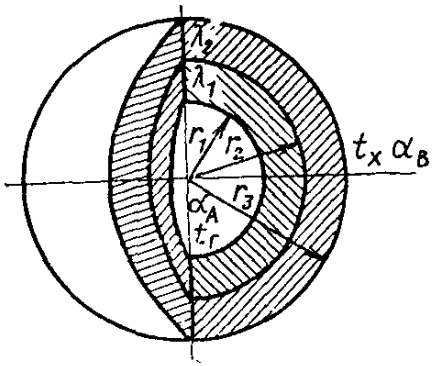
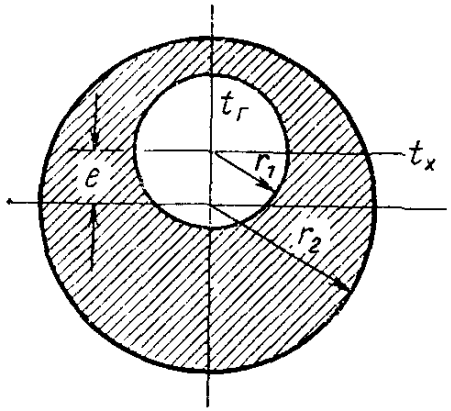
$$Q = -\lambda F \frac{dt}{dx} \mathcal{K} (t_г - t_х) \text{ Вт},$$

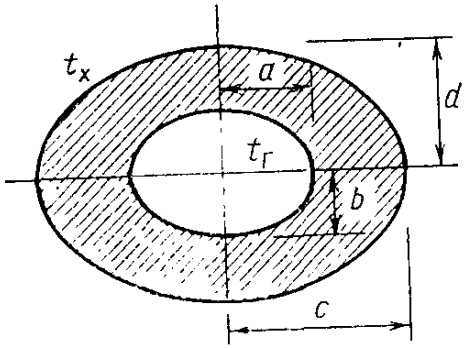
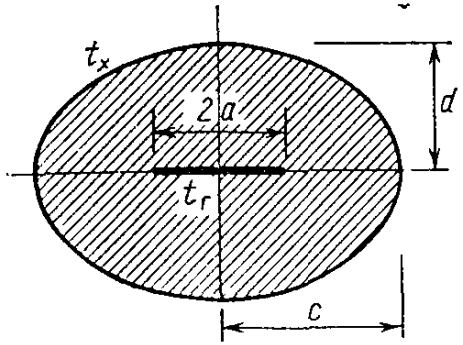
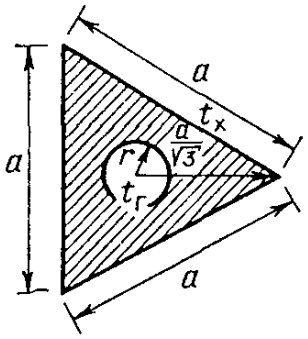
где λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м · °С); F — площадь поверхности, перпендикулярной к направлению распространения теплового потока, м²; $t_г$, $t_х$ — температура жидкости на границе горячей и холодной зон соответственно, °С; α — коэффициент теплоотдачи между жидкостью и поверхностью твердого тела, Вт/(м² · °С). Величина, обратная $\mathcal{K}$, есть термическое сопротивление R. Во всех случаях длина тела принята равной L.

№ п.п.	Система	Схема	Параметр теплопередачи $\mathcal{K}$, Вт/°С
1	Плоская стенка		$\frac{aL\lambda}{d}$

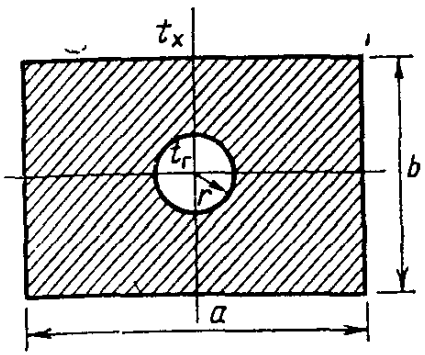
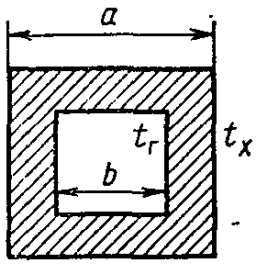
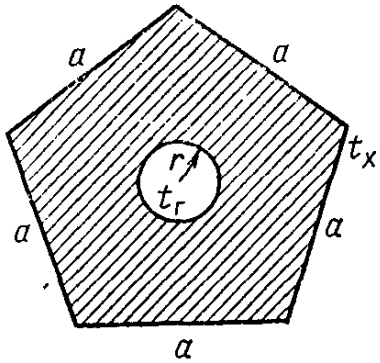
2	Многослойная плоская стенка с теплообменом на поверхностях, омываемых жидкостью		$$\frac{aL}{\frac{1}{\alpha_A}+\frac{d_1}{\lambda_1}+\frac{d_2}{\lambda_2}+\frac{d_3}{\lambda_3}+\frac{1}{\alpha_B}}$$
3	Стенка круглой трубы		$$\frac{2\pi L\lambda}{\ln(r_2/r_1)}$$
4	Многослойная стенка трубы с теплообменом на поверхностях, омываемых жидкостью		$$\frac{2\pi L}{\frac{1}{\alpha_A r_1}+\frac{1}{\lambda_1}\ln\frac{r_2}{r_1}+\frac{1}{\lambda_2}\ln\frac{r_3}{r_2}+\frac{1}{\lambda_3}\ln\frac{r_4}{r_3}+\frac{1}{\alpha_B r_4}}$$

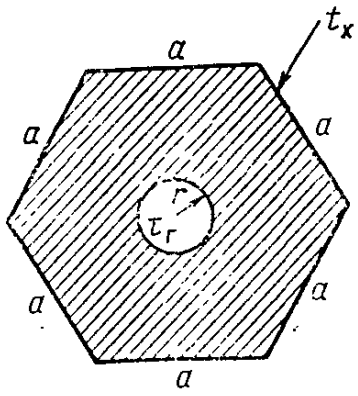
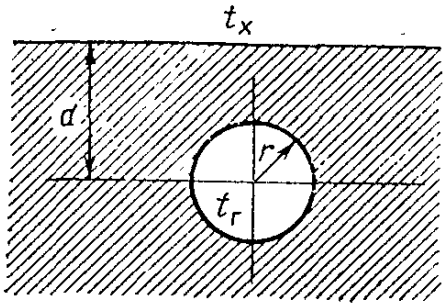
Продолжение табл. 2.2

№ п. п.	Система	Схема	Параметр теплопередачи $\mathcal{K}$, Вт/°С
5	Полая сфера		$\frac{4\pi\lambda}{\frac{1}{r_1}-\frac{1}{r_2}}$
6	Составная сфера с теплообменом на поверхностях, омываемых жидкостью		$\frac{4\pi}{\frac{1}{\alpha_A r_1^2}+\frac{1}{\lambda_1}\left(\frac{1}{r_1}-\frac{1}{r_2}\right)+\frac{1}{\lambda_2}\left(\frac{1}{r_2}-\frac{1}{r_3}\right)+\frac{1}{\alpha_B r_3^2}}$
7	Труба, эксцентрично расположенная в теле круглой формы		$\frac{2\pi L\lambda}{\ln\left(\frac{\alpha+\beta}{\alpha-\beta}\right)}$, где $\alpha=\sqrt{(r_2+r_1)^2-e^2}$, $\beta=\sqrt{(r_2-r_1)^2-e^2}$

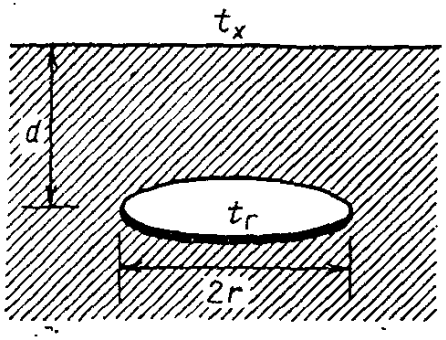
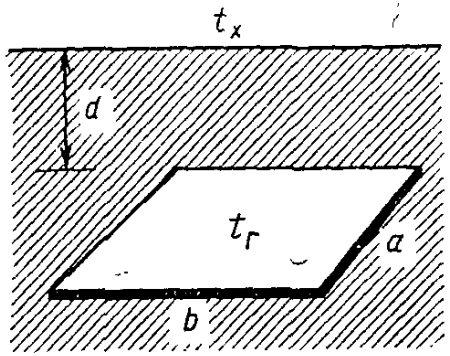
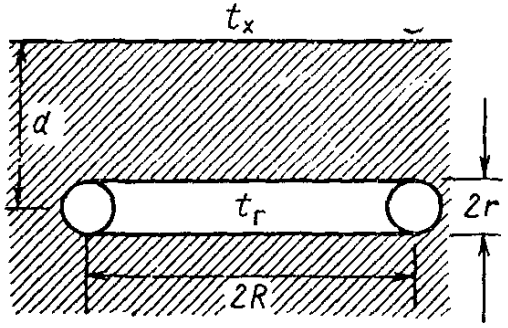
8	Софокусные эллипсы		$\frac{2\pi L\lambda}{\ln\left(\frac{c+d}{a+b}\right)}$
9	Узкая полоса в теле эллиптической формы		$\frac{2\pi L\lambda}{\ln\left(\frac{d+c}{a}\right)}$
10	Труба в теле треугольной формы		$\frac{2\pi L\lambda}{\ln\left(\frac{0{,}327\ a}{r}\right)}$

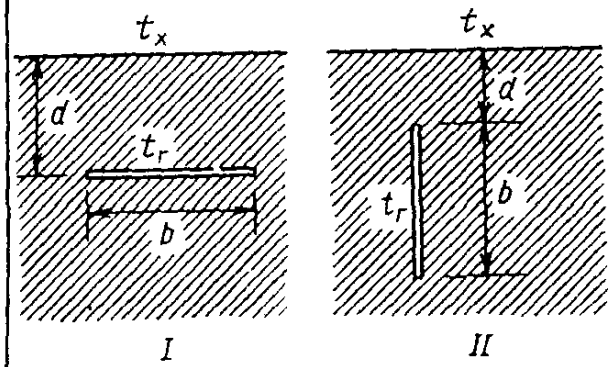
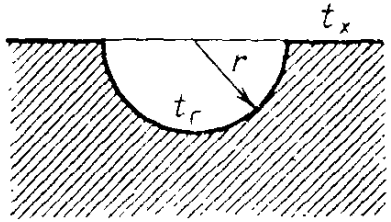
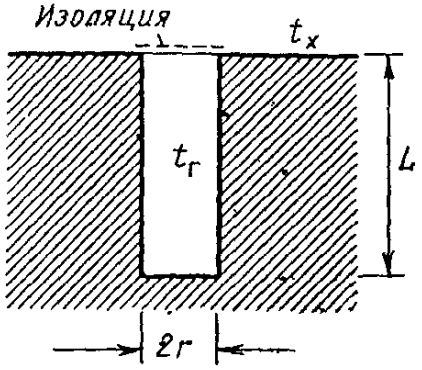
Продолжение табл. 2.2

№ п.п.	Система	Схема	Параметр теплопередачи $\mathcal{K}$, Вт/°С
11	Труба в теле прямоугольной формы		$\frac{2\pi L\lambda}{\ln(fa/r)}$ для $\frac{a}{b}=1$, $f=0,539$ $a/b=1,5$, $f=0,614$ $a/b=2$, $f=0,632$ $a/b=2,5$ $f=0,635$ $a/b>2,5$, $f=0,637$
12	Труба квадратной формы		$\frac{6,791\,L\lambda}{\ln(a/b)-0,054}$ для $a/b>1,7$
13	Труба в теле пятнугольной формы		$\frac{2\pi L\lambda}{\ln\left(\frac{0,724\,a}{r}\right)}$

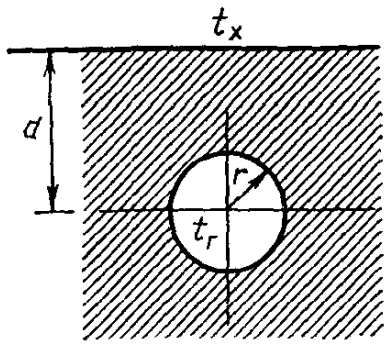
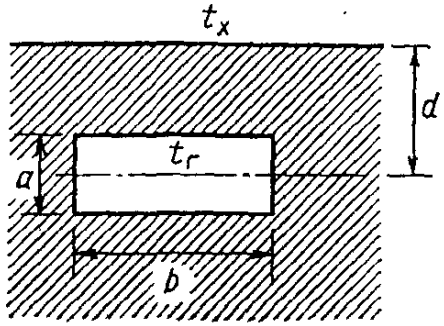
14	Труба в теле шестиугольной формы		$\frac{2\pi L\lambda}{\ln\left(\frac{0{,}898\,a}{r}\right)}$
15	Труба в n-стороннем правильном многограннике с размером грани a	Приближенное решение	$\frac{2\pi L\lambda}{\ln\left(\frac{fa}{r}\right)}$, где $f=-0{,}19+0{,}18\,n$
16	Сфера в твердом теле		$\frac{4\pi r\lambda}{\left(1-\frac{r}{2d}\right)}$

Продолжение табл. 2.2

№ п. п.	Система	Схема	Параметр теплопередачи $\mathcal{K}$, Вт/°С
17	Круглый диск в твердом теле		$4r\lambda$, $d=0$; $8r\lambda$, $\gg dr$
18	Прямоугольная пластина в твердом теле		$\frac{2\pi b\lambda}{\ln(4b/a)}$, $d\gg b$ $\frac{2\pi b\lambda}{\ln(2\pi d/a)}$, $\begin{cases} d>2a \\ b\gg a \end{cases}$ $\pi b\lambda/\ln(4b/a)$, $d=0$
19	Торонд в твердом теле		$4\pi^2 R\lambda/\ln\left[8\frac{R}{r}\left(\frac{\ln(4R/d)}{\ln(8R/r)}\right)+1\right]$ для $r\ll d\ll R$; $4\pi^2 R\lambda/\ln(8R/r)$ для $d\gg R$

20	Узкая полоса в твердом теле	 I II	(I) $\frac{2{,}94L\lambda}{(d/b)^{0{,}32}}$ (II) $\frac{2{,}38L\lambda}{(d/b)^{0{,}24}}$
21	Полусферический желоб		$2\pi r\lambda$
22	Вертикально расположенный цилиндр в полуограниченном твердом теле		$\frac{2\pi L\lambda}{\ln\left(\frac{2L}{r}\right)}$

Продолжение табл. 2.2

№ п.п.	Система	Схема	Параметр теплопередачи $\mathcal{K}$, Вт/°С
23	Труба в твердом теле		$\frac{2\pi L\lambda}{\ln\left(\frac{d}{r}+\sqrt{\left(\frac{d}{r}\right)^2-1}\right)}$
24	Канал прямоугольной формы в твердом теле		$\frac{\left(5{,}7+\frac{6}{2a}\right)L\lambda}{\ln\left(\frac{3{,}5\,d}{b^{1/4}a^{3/4}}\right)}$

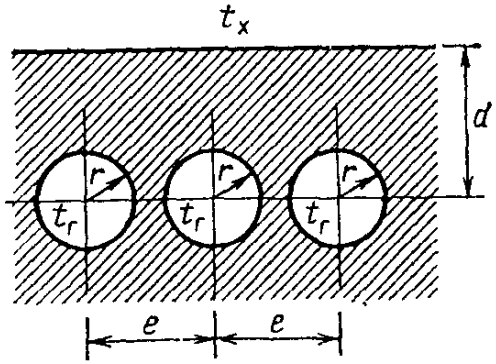
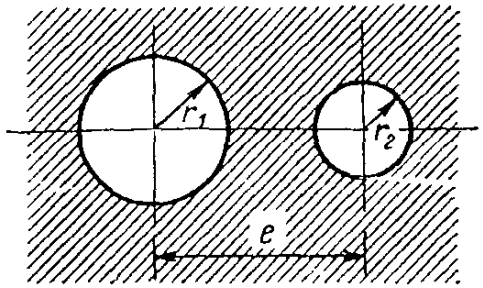
25	Ряд труб в твердом теле (для какой-либо одиой трубы)		Трубы в полуограниченном твердом теле: $\frac{2\pi L\lambda}{\ln\left[\frac{e}{\pi r}\,\mathrm{sh}\left(\frac{2\pi d}{e}\right)\right]}$ Трубы в средней плоскости твердого тела: $\frac{2\pi L\lambda}{\ln\left[\frac{e}{\pi r}\,\mathrm{sh}\left(\frac{\pi d}{e}\right)\right]}$
26	Две параллельио расположеиные трубы в твердом теле		$\frac{2\pi L\lambda}{\mathrm{sch}\left(\frac{e^2-r_1^2-r_2^2}{2r_1r_2}\right)}$

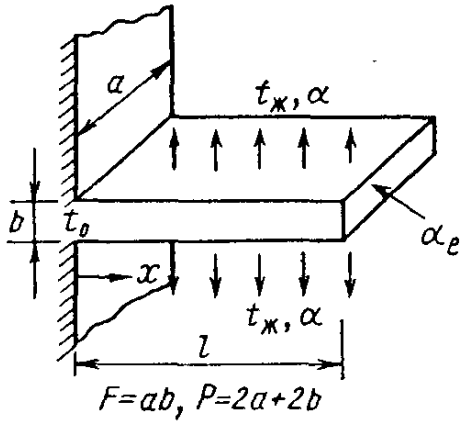
Таблица 2.3

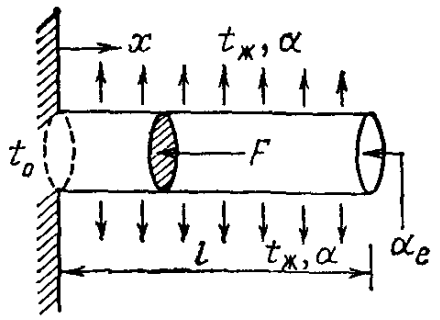
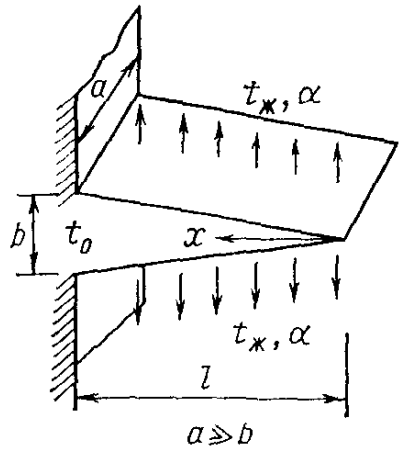
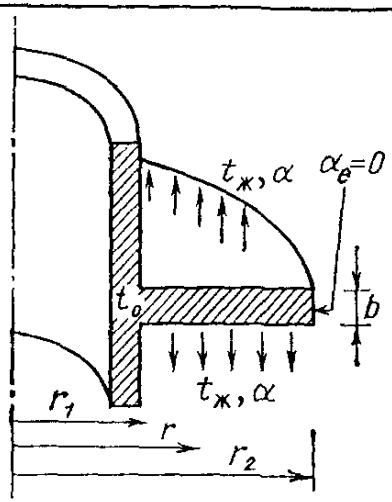
Распределение температуры и тепловой поток для различных оребренных поверхностей

Основные допущения: температура оребренных поверхностей принимается постоянной и равной t_0; тепло рассеивается в окружающую среду с температурой $t_ж$ за счет конвекции с постоянным коэффициентом теплоотдачи α.

Обозначения:

F — площадь поперечного сечения стержня, м²;
a — базовая длина охлаждаемой поверхности, м;
b — базовая высота охлаждаемой поверхности, м;
$\mathcal{K}$ — параметр теплопередачи, Вт/°С;
l — длина оребренной поверхности, м;
P — периметр (или длина окружности) круглого стержня, м;
α — коэффициент теплоотдачи, Вт/ (м².°С);
α_e — коэффициент теплоотдачи на торце стержня, Вт/ (м².°С);
λ — коэффициент теплопроводности материала, Вт/ (м.° С);
Q — тепловой поток с поверхности, Вт;
t — распределение температуры, °С;
$\operatorname{ch} y = (e^y + e^{-y})/2$;
$\operatorname{sh} y = (e^y - e^{-y})/2$;
$I_{0,1}$ — модифицированная функция Бесселя первого рода нулевого и первого порядков;
$K_{0,1}$ — модифицированная функция Бесселя второго рода нулевого и первого порядков.

№ п. п.	Система	Схематическое представление	Распределение температуры $\frac{t-t_ж}{t_0-t_ж}$	Параметр теплопередачи $\mathcal{K}=Q/(t_0-t_ж)$
1	Ребро прямоугольной формы или стержень постоянного поперечного сечения		$\frac{\operatorname{ch}\mu(l-x)+\left(\frac{\alpha_e}{\lambda\mu}\right)\operatorname{sh}\mu(l-x)}{\operatorname{ch}\mu l+\left(\frac{\alpha_e}{\lambda\mu}\right)\operatorname{sh}\mu l}$, где $\mu=\left(\frac{P\alpha}{F\lambda}\right)^{1/2}$ для $\alpha_e=0$ $\frac{\operatorname{ch}\mu(l-x)}{\operatorname{ch}\mu l}$	$\lambda F\mu\left[\frac{\operatorname{sh}\mu l+\left(\frac{\alpha_e}{\lambda\mu}\right)\operatorname{ch}\mu l}{\operatorname{ch}\mu l+\left(\frac{\alpha_e}{\lambda\mu}\right)\operatorname{sh}\mu l}\right]$ для $\alpha_e=0$ $\lambda F\mu \operatorname{th}\mu l$

				
2	Ребро клиновидной формы		$\frac{I_0(2\mu\sqrt{x})}{I_0(2\mu\sqrt{l})}$, где $\mu = \left(\frac{2l\alpha}{\lambda b}\right)^{1/2}$	$\frac{\lambda ab\mu I_1(2\mu\sqrt{l})}{\sqrt{l}\, I_0(2\mu\sqrt{l})}$
3	Кольцевое ребро прямоугольной формы		$\frac{K_1(\mu r_2) I_0(\mu r) + I_1(\mu r_2) K_0(\mu r)}{K_1(\mu r_2) I_0(\mu r_1) + I_1(\mu r_2) K_0(\mu r_1)}$, где $\mu = \left(\frac{2\alpha}{\lambda b}\right)^{1/2}$	$(2\pi r_1 b\lambda\mu) \times$ $\times\left[\frac{I_1(\mu r_2)K_1(\mu r_1) - K_1(\mu r_2)I_1(\mu r_1)}{I_1(\mu r_2)K_0(\mu r_1) + K_1(\mu r_2)I_0(\mu r_1)}\right]$

термического сопротивления $R_s = L/\lambda F$ и от термического сопротивления на поверхности $R_ж = 1/\alpha F$.

Предельными являются два случая: 1) нулевое внутреннее сопротивление (при $\lambda \to \infty$) и 2) нулевое сопротивление на поверхности (при $\alpha \to \infty$). Все другие варианты находятся между этими крайними случаями и имеют конечные значения величин λ и α. Рассмотрим предельные случаи отдельно.

Тела с неограниченно высокой теплопроводностью. Простейшим примером случая нулевого внутреннего сопротивления является процесс передачи тепла в теле с неограниченно высокой теплопроводностью (т. е. с незначительным внутренним термическим сопротивлением), температура которого резко изменяется при контакте с теплоносителем. Обычно предполагается, что температура теплоносителя $t_ж$ — величина постоянная. Следовательно, все полученное (или генерированное) тепло мгновенно распространяется в материале и температура тела увеличивается равномерно по всему объему. Решения могут быть получены с хорошим приближением, если тело, о котором идет речь, имеет относительно своего объема бóльшую площадь поверхности. Всем этим условиям удовлетворяют такие тела, как тонкостенные трубы и сферы и тонкие пластины, выполненные из материала с высокой теплопроводностью. Определяющим уравнением является соотношение баланса тепла, т. е. количество тепла, полученного телом, равно количеству тепла, переданного теплоносителем:

$$\rho c V \frac{dt}{d\tau} = \alpha F (t_ж - t). \tag{2.18}$$

Если при $\tau = 0$ начальная температура небольшого тела равна $t = t_0$, то решение для него можно записать в виде

$$\frac{t - t_ж}{t_0 - t_ж} = \exp[-(\alpha F/\rho c V)\,\tau]. \tag{2.19}$$

Параметр $\rho c V/\alpha F$ представляет собой постоянную времени, которая характеризует степень реакции тела на изменение температуры.

В табл. 2.4 приведены соотношения для определения распределения температуры в телах с низким внутренним термическим сопротивлением.

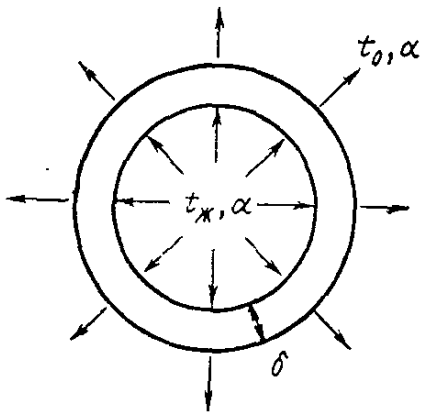
Тела с низким внешним термическим сопротивлением. В большинстве случаев, которые могут быть отнесены к этой категории, внутреннее термическое сопротивление взаимодействующих тел значительно больше внешнего. При этом можно считать, что существует такая неограниченно высокая интенсивность конвективного теплообмена, что мгновенно после начала нагревания или охлаждения первоначальная температура поверхности тела скачкообразно изменяется до постоянно поддерживаемой температуры окружающей среды $t_ж$. Опреляющее дифференциальное уравнение имеет вид

$$\frac{1}{a}\frac{\partial t}{\partial \tau} = \nabla^2 t. \tag{2.20}$$

Таблица 2.4

Соотношения для определения распределения температур в простых телах с низким внутренним термическим сопротивлением ($\lambda \to \infty$)

Обозначения:
τ — время, с;
t_0 — начальная температура тела при $\tau = 0$, °С;
$t_ж$ — постоянное значение температуры теплоносителя, °С;
t — изменяющаяся во времени температура тела, °С;
α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · °С);
c — удельная теплоемкость материала, Дж/(кг · °С);
ρ — плотность материала, кг/м³;
F — площадь поверхности, м²;
a — размер стороны, м;
B — постояниая величина, °С/с;
δ — толщина, м;
r — радиус, м;
V — объем материала, м³.

№ п. п.	Система	Распределение температуры $\frac{t-t_ж}{t_0-t_ж}$
1	Бесконечная пластина толщиной δ	$\exp[-(2\alpha/\delta\rho c)\tau]$
2	Бесконечный цилиндр раднусом r	$\exp[-(2\alpha/r\rho c)\tau]$
3	Сфера радиусом r	$\exp[-(3\alpha/r\rho c)\tau]$
4	Короткий цилиндр высотой, равной удвоенному радиусу r	$\exp[-(3\alpha/r\rho c)\tau]$
5	Неограниченный квадратный стержень со стороной квадрата a	$\exp[-(4\alpha/a\rho c)\tau]$
6	Куб со стороной a	$\exp[-(6\alpha/a\rho c)\tau]$
7	Тонкостенная труба с толщиной стенки δ, к внутренней поверхности которой подводится тепло, а температура теплоносителя снаружи остается постоянной и равной t_0. Теплообмен осуществляется с обеих поверхностей трубы: 	$\frac{\alpha_2}{\alpha_1+\alpha_2}+\frac{\alpha_1}{\alpha_1+\alpha_2}\times$ $\times\exp\{-[(\alpha_1+\alpha_2)/\delta\rho c]\tau\}$

Продолжение табл. 2.4

№ п. п.	Система	Распределение температуры $\frac{t-t_ж}{t_0-t_ж}$
8	Тонкая пластина, погруженная в жидкость, температура которой изменяется линейно во времени, т. е. $t_ж = t_{ж0} + B\tau$	$t = (t_{ж0} + B\tau) - \rho cVB/\alpha F + (t_0 - t_{ж0} + \rho cVB/\alpha F) \times \exp[-(\alpha F/\rho cV)\tau]$

Для одномерного теплового потока уравнение (2.20) может быть приведено к следующему виду:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{1}{a}\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \text{ — в декартовых координатах;} \\ &\frac{1}{a}\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial t}{\partial r} \text{ — в цилиндрических координатах;} \\ &\frac{1}{a}\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{2}{r}\frac{\partial t}{\partial r} \text{ — в сферических координатах.} \end{aligned}\right\} \quad (2.21)$$

Для получения аналитического решения обычно используют принцип суперпозиции. Его реализация возможна, когда граничные условия и определяющее дифференциальное уравнение линейны относительно температуры и тепловые свойства λ, ρ и c не зависят от температуры.

В табл. 2.5 представлены соотношения для определения распределения температуры и теплового потока на поверхности четырех систем простой геометрии.

Тела с конечными значениями теплопроводности и конвективной теплоотдачи на поверхности. В большинстве практических задач нагревания и охлаждения теплопроводность материала и коэффициент конвективной теплоотдачи имеют конечные значения, что и предопределяет необходимость рассмотрения и анализа влияния внутреннего и внешнего сопротивления на теплообмен. Определяющее дифференциальное уравнение в частных производных аналогично уравнениям (2.20), но граничное условие конвективной теплоотдачи требует, чтобы

$$\lambda\left(\frac{\partial t}{\partial x}\right)_s = \pm\alpha(t_ж - t_s) \quad (2.22)$$

для всех значений $\tau > 0$. Простейшими примерами этих случаев являются системы с одномерным тепловым потоком, для которых температура окружающей среды может быть принята постоянной. В табл. 2.6 приведены соотношения, характеризующие теплоотдачу с поверхности и распределение температуры для четырех различных систем этого типа. Аналитические решения уравнений переходных режимов теплообмена — задача крайне трудоемкая. Явное преимущество при решении задач этого типа дает применение техники интегральных

преобразований, хотя при этом могут потребоваться определенные знания высшей математики. Большое число аналитических решений приведено в работах [2.1—2.8], а в [2.9—2.17] даны сведения о математических методах и таблицы с функциями. Могут быть также полезны различные численные и аналоговые методы. Их описание приведено в работах [2.19—2.28].

2.9. УРАВНЕНИЕ ФУРЬЕ — ОСНОВНОЙ ЗАКОН ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ

Уравнение теплопроводности Фурье является фундаментальным уравнением, которое отражает основные условия распространения тепла в твердом теле. Приведем его в трех различных системах координат:

а) *декартовы координаты*

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 t}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 t}{\partial z^2}=\frac{1}{a}\frac{\partial t}{\partial \tau}, \quad (2.23)$$

где $a = \lambda/\rho c$ — температуропроводность;

б) *цилиндрические координаты*

$$\frac{\partial^2 t}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial t}{\partial r}+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 t}{\partial \phi}+\frac{\partial^2 t}{\partial z^2}=\frac{1}{a}\frac{\partial t}{\partial \tau} \quad (2.24)$$

через соотношения

$$x = r\cos\phi; \quad y = r\sin\phi;$$

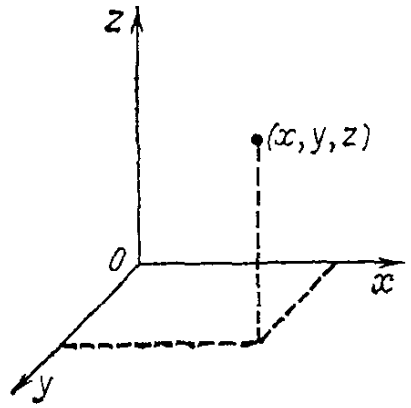


Рис. 2.2

в) *сферические координаты*

$$\frac{\partial^2 t}{\partial r^2}+\frac{2}{r}\frac{\partial t}{\partial r}+\frac{1}{r^2\sin^2\psi}\frac{\partial^2 t}{\partial \phi^2}+$$
$$+\frac{1}{r_2}\frac{\partial^2 t}{\partial \psi^2}+\frac{1}{r^2\operatorname{tg}\psi}\frac{\partial t}{\partial \psi}=\frac{1}{a}\frac{\partial t}{\partial \tau} \quad (2.25)$$

через соотношения:

$$x = r\cos\phi\cdot\sin\psi;$$
$$y = r\sin\phi\cdot\sin\psi;$$
$$z = r\cos\psi.$$

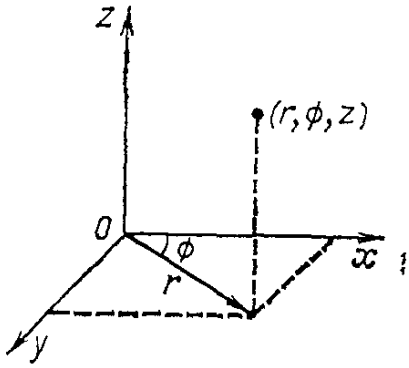


Рис. 2.3

Из-за трудности получения аналитических решений этих определяющих уравнений в частных производных считается, что большинство инженерных проблем по теплопроводности могут быть удовлетворительно решены с помощью уравнения Фурье в предположении одномерности или двумерности температурного поля.

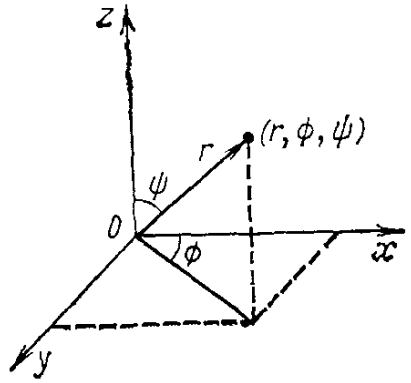


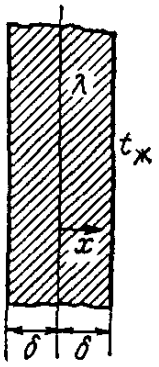
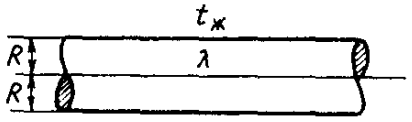
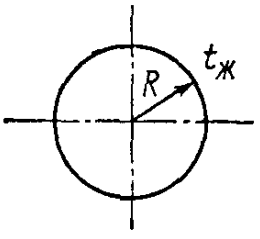
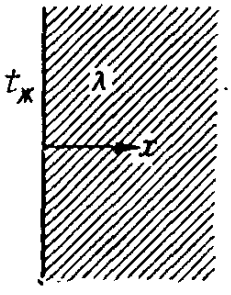
Рис. 2.4

Широко используемые дифференциальные уравнения с основными решениями, представленными в общей форме, приведены в табл. 2.7. В табл. 2.8 перечислены общепринятые граничные условия для случая передачи тепла теплопроводностью.

Теплопередача и изменение температуры в телах с низким внешним термическим

Обозначения:

τ — время, с;
t_0 — начальная температура тела для $\tau = 0$, °С;
$t_ж$ — температура окружающей среды (постоянная), °С;
t — температура тела, зависящая от времени и координат, °С;
F — площадь поверхности, м²;
λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м · °С);
r — радиальная координата, м;
x — координата в направлении x, м;
$a = \lambda/\rho c$ — температуропроводность, м²/с;
c — удельная теплоемкость, Дж/(кг · °С);
ρ — плотность, кг/м³;
δ — половина толщины пластины, м;

№ п. п.	Система	Схематическое представление	Распределение температуры $\frac{t-t_ж}{t_0-t_ж}$
1	Неограниченная плоская пластина толщиной 2δ		$-\frac{4}{\pi}\sum_{n=1,\,2\ldots}^{\infty}\frac{1}{(2n-1)}\times$ $\times\exp\{-[(2n-1)\pi/2\delta]^2 a\tau\}\times$ $\times\cos\left(\frac{2n-1}{2\delta}\pi x\right)(-1)^n$
2	Неограниченный круглый цилиндр радиусом R		$2\sum_{n=1,\,2\ldots}^{\infty}\frac{1}{\beta_n}\exp[-(\beta_n/R)^2\times$ $\times a\tau]\frac{J_0[\beta_n(r/R)]}{J_1(\beta_n)}$, где β_n — корни $J_0(\beta)=0$
3	Сфера радиусом R		$\frac{2}{\pi}\frac{R}{r}\sum_{n=1,\,2\ldots}^{\infty}\frac{(-1)^{n+1}}{n}\times$ $\times\exp[-(n\pi/R)^2 a\tau]\times$ $\times\sin\left(\frac{n\pi}{R}r\right)$
4	Полуограниченное твердое тело		$\operatorname{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{a\tau}}\right)$

сопротивлением ($\alpha \to \infty$)

R — радиус цилиндра или сферы, м;
n — целое число (1, 2, 3 ...);
Q — тепловой поток с поверхности за единицу времени, Вт;
$Q_{полн}$ — полное количество тепла, переданного поверхностью за время τ, Дж;

$\operatorname{erf} z$ — функция ошибок, равная $(2/\sqrt{\pi}) \int_0^z \exp(-\beta^2)\, d\beta$;

β_n — корни функции Бесселя нулевого порядка;
$J_0(\beta_n) = 0$, например, $\beta_1 = 2{,}405$; $\beta_2 = 5{,}520$;
$\beta_3 = 8{,}654$; $\beta_4 = 11{,}792$; $\beta_5 = 14{,}931$ и т. д.
J_0, J_1 — функции Бесселя первого рода нулевого и первого порядков соответственно.

Количество тепла, переданного поверхностью в единицу времени, $Q/(t_ж - t_0)$	Полное количество тепла, переданного поверхностью за время τ, $Q_{полн}/(t_ж - t_0)$
$2\lambda F \sum_{n=1,\,2\ldots}^{\infty} \exp\{-[(2n-1)\pi/2\delta]^2 a\tau\}$	$\frac{8\lambda F\delta}{\pi^2 a} \sum_{n=1,\,2\ldots}^{\infty} \frac{1}{(2n-1)^2} \times$ $\times \{1-\exp[-((2n-1)\,\pi/2\delta)^2\, a\tau]\}$
$4\pi\lambda \sum_{n=1,\,2\ldots}^{\infty} \exp[-(\beta_n/R)^2 a\tau]$ на единицу длины	$\frac{4\pi\lambda}{a} R^2 \sum_{n=1,2\ldots}^{\infty} \frac{1}{\beta_n^2} \times$ $\times\{1-\exp[-(\beta_n/R)^2\, a\tau]\}$ на единицу длины
$8\pi\lambda R \sum_{n=1\ 2\ldots}^{\infty} \exp[-(n\pi/R)^2 a\tau]$	$\frac{8\lambda R^3}{\pi a} \sum_{n=1,2\ldots}^{\infty} \frac{1}{n^2} \{1-\exp[-(n\pi/R)^2\, a\tau]\}$
$\frac{\lambda F}{\sqrt{\pi a\tau}}$	$2\lambda F \sqrt{\frac{\tau}{\pi a}}$

Теплоотдача с поверхности и изменение температуры в телах с ограничениями

Обозначения:

τ — время, с;
t_0 — начальная температура тела при $\tau = 0$, °С;
$t_ж$ — температура окружающей среды, имеющая постоянное значение, °С;
t — температура тела, зависящая от времени и координат, °С;
F — площадь поверхности, м²;
α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · °С);
λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м · °С);
r — радиальная координата, м;
x — координата в направлении x, м;
$a = \lambda/\rho c$ — температуропроводность, м²/с;
c — удельная теплоемкость материала, Дж/(кг · °С);

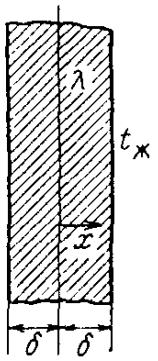
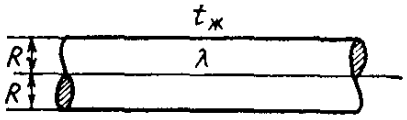
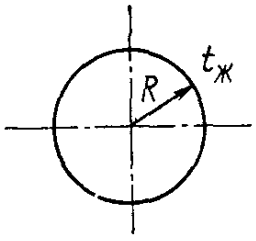
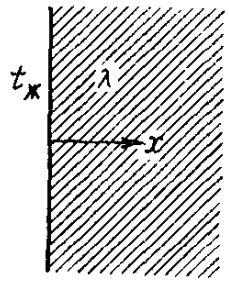
№ п. п.	Система	Схематическое представление	Распределение температуры
1	Неограниченная плоская пластина толщиной 2δ		$4\sum_{n=1,2...}^{\infty}\left(\frac{\sin\beta_n}{2\beta_n+\sin 2\beta_n}\right)\times$ $\times\exp\left[-(\beta_n/\delta)^2 a\tau\right]\times$ $\times\cos\left(\beta_n\frac{x}{\delta}\right)$, где β_n — корни $\beta_n \operatorname{tg}\beta_n = \frac{\alpha\delta}{\lambda}$
2	Неограниченный круглый цилиндр радиусом R		$2\sum_{n=1,2...}^{\infty}\frac{J_1(\beta_n)J_0[\beta_n(r/R)]}{J_0^2(\beta_n)+J_1^2(\beta_n)}\times$ $\times\exp\left[-(\beta_n/R)^2 a\tau\right]$, где β_n — корни $\beta_n = \frac{\alpha R}{\lambda}\frac{J_0(\beta_n)}{J_1(\beta_n)}$
3	Сфера радиусом R		$4\sum_{n=1,2...}^{\infty}\frac{\sin\beta_n-\beta_n\cos\beta_n}{2\beta_n-\sin 2\beta_n}\times$ $\times\exp\left[-(\beta_n/R)^2 a\tau\right]\times$ $\times\frac{\sin[\beta_n(r/R)]}{\beta_n r/R}$, где β_n — корни $\beta_n\times$ $\times\operatorname{ctg}\beta_n = \left(1-\frac{\alpha R}{\lambda}\right)$
4	Полуограниченное твердое тело		$\operatorname{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{a\tau}}\right)+$ $+\exp[(\alpha x/\lambda)+(\alpha^2 a/\lambda^2)\tau]\times$ $\times\left[1-\operatorname{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{a\tau}}+\right.\right.$ $\left.\left.+\frac{\alpha}{\lambda}\sqrt{a\tau}\right)\right]$

Таблица 2.6

значениями внутреннего и внешнего термического сопротивления

ρ — плотность материала, кг/м^3;
δ — половина толщины пластины, м;
R — радиус цилиндра или сферы, м;
n — целое число (1, 2, 3 ...);
$Q_{полн}$ — полное количество тепла, переданного поверхностью за время τ, Дж;
erf z — функция ошибок, равная $\frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^z \exp(-\beta^2)\, d\beta$;
β_n — корни трансцендентных уравнений;
J_0, J_1 — функции Бесселя первого рода нулевого и первого порядка соответственно.

Количество тепла, переданного поверхностью за единицу времени, $Q/(t_ж - t_0)$	Полное количество тепла, переданного поверхностью за время τ, $Q_{полн}/(t_ж - t_0)$
$\frac{4\lambda F}{\delta} \sum_{n=1,2...}^{\infty} \frac{\beta_n \sin^2 \beta_n}{2\beta_n + \sin 2\beta_n} \exp[-(\beta_n/\delta)^2 a\tau]$	$\frac{4\delta\lambda F}{a} \sum_{n=1,2...}^{\infty} \frac{\sin^2 \beta_n}{2\beta_n^2 + \beta_n \sin 2\beta_n} \times \times \{1 - \exp[-(\beta_n/\delta)^2 a\tau]\}$
$4\pi\lambda \sum_{n=1,2...}^{\infty} \frac{J_1^2(\beta_n)}{J_0^2(\beta_n) + J_1^2(\beta_n)} \times \times \exp[-(\beta_n/R)^2 a\tau]$ — на единицу длины	$\frac{4\pi\lambda R^2}{a} \sum_{n=1,2...}^{\infty} \frac{1}{\beta_n^2} \frac{J_1^2(\beta_n)}{J_0^2(\beta_n) + J_1^2(\beta_n)} \times \times \{1 - \exp[-(\beta_n/R)^2 a\tau]\}$ — на единицу длины
$16\pi\lambda R \sum_{n=1,2...}^{\infty} \frac{(\sin \beta_n - \beta_n \cos \beta_n)^2}{\beta_n (2\beta_n - \sin 2\beta_n)} \times \times \exp[-(\beta_n/R)^2 a\tau]$	$\frac{16\pi\lambda R^3}{a} \sum_{n=1,2...}^{\infty} \frac{(\sin \beta_n - \beta_n \cos \beta_n)^2}{\beta_n^3 (2\beta_n - \sin 2\beta_n)} \times \times \{1 - \exp[-(\beta_n/R)^2 a\tau]\}$
$\lambda F \left\{ \frac{1}{\sqrt{\pi a\tau}} + \frac{\alpha}{\lambda} \exp[(\alpha^2/\lambda^2) a\tau] \times \times \left[1 - \operatorname{erf}\left(\frac{\alpha}{\lambda} \sqrt{a\tau} \right) - \frac{1}{\frac{\alpha}{\lambda} \sqrt{\pi a\tau}} \times \times \exp(-(\alpha^2/\lambda^2) a\tau) \right] \right\}$	$\int_0^{\tau} \frac{Q}{(t_ж - t_0)} d\tau$

Таблица 2.7

Основные решения некоторых распространенных дифференциальных уравнений теплопроводности

Обозначения:

t — температура, °С;
x, y, z — декартовы координаты;
r, φ, z — цилиндрические координаты;
r, φ, ψ — сферические координаты;
$a = \lambda/c\rho$ — температуропроводность, м²/с;
q_v — объемная плотность источников тепла, Вт/м³;
λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м · °С);
c — удельная теплоемкость, Дж/(кг · °С);
ρ — плотность материала, кг/м³;
τ — время, с;
$m^2 = \alpha P/\lambda S$, м$^{-2}$;
P — периметр, м;
S — площадь поперечного сечения, м²;
J_n, Y_n — функции Бесселя первого и второго рода n-го порядка;
I_n, K_n — модифицированные функции Бесселя первого и второго рода n-го порядка;
P_n, Q_n — функции Лежандра первого и второго рода n-го порядка;
ζ — собственные числа.

Интегральные постоянные C_1, C_2 и ζ определяются из начальных и граничных условий задачи.

№ п.п.	Дифференциальное уравнение	Общее решение	Примечание
	Стационарное состояние		
1	$\frac{d^2t}{dx^2} = 0$	$t = C_1x + C_2$	Одномерная задача, пластина
2	$\frac{d^2t}{dx^2} + m^2t = 0$	$t = C_1 \sin mx + C_2 \cos mx$	Теплообмен между поверхностью и окружающей средой
3	$\frac{d^2t}{dx^2} - m^2t = 0$	$t = C_1 \operatorname{sh} mx + C_2 \operatorname{ch} mx$	То же
4	$\frac{d^2t}{dx^2} + \frac{q_v}{\lambda} = 0$	$t = -\frac{q_v}{2\lambda}x^2 + C_1x + C_2$	Одномерная задача с внутренним источником тепла q_v
5	$\frac{d^2t}{dx^2} + \frac{d^2t}{dy^2} = 0$	$t = (C_1 \sin \zeta x + C_2 \cos \zeta x) \times (C_3 e^{\zeta y} + C_4 e^{-\zeta y})$	Двумерная задача, плита
6	$\frac{d^2t}{dr^2} + \frac{1}{r}\frac{dt}{dr} = 0$	$t = C_1 \ln r + C_2$	Симметричная задача в цилиндрических координатах
7	$\frac{d^2t}{dr^2} + \frac{1}{r}\frac{dt}{dr} + \frac{q_v}{\lambda} = 0$	$t = C_1 \ln r + C_2 - \frac{q_v}{\lambda}r^2$	Задача с внутренним источником тепла в цилиндрических координатах
8	$r^2\frac{d^2t}{dr^2} + r\frac{dt}{dr} + (m^2r^2 + n^2)t = 0$	$t = C_1J_n(mr) + C_2Y_n(mr)$	Основная одномерная задача в цилиндрических координатах

№ п.п.	Дифференциальное уравнение	Общее решение	Примечание
9	$r^2\frac{d^2t}{dr^2}+r\frac{dt}{dr}-(m^2r^2+n^2)t=0$	$t=C_1I_n(mr)+C_2K_n(mr)$	Основная одномерная задача в цилиндрических координатах
10	$\frac{\partial^2t}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial t}{\partial r}+\frac{\partial^2t}{\partial z^2}=0$	$t=[C_1J_0(\zeta r)+C_2Y_0(\zeta r)]\times(C_3\,\mathrm{sh}\,\zeta z+C_4\,\mathrm{ch}\,\zeta z)$	Двумерная симметричная задача в цилиндрических координатах
11	$\frac{\partial^2t}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial t}{\partial r}+\frac{\partial^2t}{\partial\phi^2}=0$	$t=(C_1r^{\zeta}+C_2r^{-\zeta})\times(C_3\sin\zeta\phi+C_4\cos\zeta\phi)$	Двумерная задача в цилиндрических координатах
12	$\frac{d^2t}{dr^2}+\frac{2}{r}\frac{dt}{dr}=0$	$t=-\frac{C_1}{r}+C_2$	Одномерная задача в сферических координатах
13	$(1-r^2)\frac{d^2t}{dr^2}+2r\frac{dt}{dr}+n(n+1)t=0$	$t=C_1P_n(r)+C_2Q_n(r)$	Основная одномерная задача в сферических координатах
14	$r\frac{d(rt)}{dr}+\frac{1}{\sin\psi}\frac{\partial}{\partial\psi}\times\sin\psi\frac{\partial t}{\partial\psi}=0$	$t=[C_1r^{\zeta}+C_2r^{-\zeta}]\times P_n(\cos\psi)$	Двумерная задача в сферических координатах

Нестационарное состояние

15	$\frac{\partial^2t}{\partial x^2}=\frac{1}{a}\frac{\partial t}{\partial\tau}$	$t=e^{-\zeta^2a\tau}(C_1\sin\zeta x+C_2\cos\zeta x)$	Одномерная задача, плита
16	$\frac{\partial^2t}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial t}{\partial r}=\frac{1}{a}\frac{\partial t}{\partial\tau}$	$t=e^{-\zeta^2\tau}\left[C_1J_0\left(\frac{\zeta r}{\sqrt{a}}\right)+C_2Y_0\left(\frac{\zeta r}{\sqrt{a}}\right)\right]$	Одномерная задача в цилиндрических координатах
17	$\frac{\partial^2t}{\partial r^2}+\frac{2}{r}\frac{\partial t}{\partial r}=\frac{1}{a}\frac{\partial}{\partial\tau}$	$t=\frac{1}{r}e^{-\zeta^2a\tau}(C_1\sin\zeta r+C_2\cos\zeta r)$	Одномерная задача в сферических координатах

Таблица 2.8

Граничные условия при теплообмене теплопроводностью

Обозначения:
α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · °С);
$\alpha_л$ — лучистый коэффициеит теплоотдачи, Вт/(м² · °С);
$\alpha_л = \varepsilon\sigma_0 (t_s^2 + t_ж^2)(t_s + t_ж)$;
λ — коэффициент теплопроводиости, Вт/(м · °С);
p — давлеиие иа граиице, Н/м²;
q_s — плотиость теплового потока, Вт/м²;
φ — угловой коэффициент;
v — относительная скорость, м/с;
T — абсолютная температура, К;
ε — коэффициеит излучения (степень черноты поверхиости);
σ_0 — постояиная Стефана—Больцмаиа;
f — коэффициент треиия.

Индексы:
к — коивекция;
ж — жидкость или окружающая среда;
s — поверхность.

№ п. п.	Граничное условие	Аналитическое выражение
1	Температура иа границе описывается выражением $t_ж = f(\tau)$ при иизком виешием термическом сопротивлеиии	$t_s = t_ж$
2	Изолнрованиая поверхиость	$\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_s = 0$
3	Постояиный тепловой поток на поверхиостн	$\lambda\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_s = \pm q_s$
4	Граиицы двух тел с различной теплопроводиостью прн плотиом контакте и с иизким коитактиым термическим сопротивлеиием	$\lambda_1\left(\frac{\partial t_1}{\partial n}\right)_s = \lambda_2\left(\frac{\partial t_2}{dn}\right)_s$
5	Граинцы двух тел с различиой теплопроводиостью при скользящем коитакте	$\lambda_1\left(\frac{\partial t_1}{\partial n}\right)_s + fpv = \lambda_2\left(\frac{\partial t_2}{\partial n}\right)_s$
6	Коивектнвиый теплообмеи на границе	$\lambda\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_s = \alpha (t_s - t_ж)$
7	Лучнстый теплообмеи иа граинце	$\lambda\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_s = \sigma_0 \varphi_{1-2}(T_1^4 - T_2^4)$
8	Лучнстый н коивектнвиый теплообмеи иа граинце	$\lambda\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_s = \alpha (t_s - t_ж) + \varepsilon\sigma_0 (T_s^4 - T_ж^4) \approx (\alpha_л + \alpha_c) \times (T_s - T_ж)$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

2.1. **Fourier J. B. J.** Theorie analytique de la chaleur, Paris, 1822, English transl. (Freeman). Cambridge, 1878.
2.2. **Carslaw M. S., Jaeger J. C.** Conduction of Heat in Solids. 2nd ed. Clarendon Press. Oxford, 1959.
2.3. **Ingersoll L. R., Zobel O. J.** Mathematical Theory of Heat Conduction. Boston, Ginn and Co., 1913.
2.4. **Ingersoll L. R., Zobel O. J., Ingersoll A. C.** Heat Conduction. University of Wisconsin Press, Madison, 1954.
2.5. **Schneider P. J.** Conduction Heat Transfer. 6th ed. Addison-Wesley, 1974.
2.6. **Ozisik M. N.** Boundary Value Problems of Heat Conduction. International Textbook Co., 1968.
2.7. **Arpaci V. S.** Conduction Heat Transfer. Addison-Wesley, 1966.
2.8. **Heat** Transfer Notes. McGraw-Hill, 1965. Auth.: L. M. K. Boelter, V. M. Cherry, H. A. Johnson, R. C. Martinelly.
2.9. **Myers G. E.** Analytical Methods in Conduction Heat Transfer. McGraw-Hill, 1971.
2.10. **Carslaw M. S., Jaeger J. C.** Operational Methods in Applied Mathematics. Clarendon Press. Oxford, 1949.
2.11. **McLachlan N. W.** Complex Variable Theory and Transform Calculus. Cambridge University Press, 1953.
2.12. **McLachlan N. W.** Bessell Function for Engineers. Oxford, Clarendon Press, 1955.
2.13. **Hildebrand F. B.** Advanced Calculus for Engineers. Prentice-Hall, 1948.
2.14. **Churchill R. V.** Fourier Series and Boundary Value Problems. McGraw-Hill, 1963.
2.15. **Scatt E. J.** Transform Calculus. Harper, 1955.
2.16. **Снеддон И.** Преобразование Фурье. Пер. с англ. М., Изд-во иностр. лит., 1955.
2.17. **Erdelyi A.** Tables of Integral Transforms. McGraw-Hill, 1954.
2.18. **Selby S. M.** Standard Mathematical Tables. 17th ed. Cleveland, Ohio, Chemical Rubber Co., 1969.
2.19. **Boumeister K. J., Hamill T. D.** Hyperbolic Heat Conduction Equation. — «J. Heat Transfer», 1969, v. 91, № 4, p. 543—548.
2.20. **Dusinberre G. N.** Heat Transfer Calculations by Finite Differences. International Textbook, 1961.
2.21. **Dusinberre G. N.** Numerical Analysis of Heat Flow. McGraw-Hill, 1949.
2.22. **Crandall S. H.** Engineering Analysis. McGraw-Hill, 1956.
2.23. **Todd J.** A Survey of Numerical Analysis. McGraw-Hill, 1962.
2.24. **Southwell R. V.** Relaxation Methods in Engineering Science. Oxford University Press, 1940.
2.25. **Allan D. N. G.** Relaxation Methods. McGraw-Hill, 1954.
2.26. **Haji-Sheikh A., Sparrow E. M.** The Solution of Heat Conduction Problems by Probability Methods. — «Heat Transfer», 1967, v. 89, № 3, p. 121—131.
2.27. **Brown G. M.** Monte-Carlo Methods. — In: Modern Mathematics for the Engineers. Ed. by E. F. Beckenbach. McGraw-Hill, 1956.
2.28. **Liebmann G.** A New Electrical Analogue Method for the Solution of Transient Heat Conduction Problems. — «Trans. ASME», 1956, v. 78, p. 3.
2.29. **Chao B. T.** Advanced Heat Transfer. Univ. of Illinois Press. Urbana, 1969.
2.30. **Gardner K. A.** Efficiency of Extended Surfaces. — «Trans. ASME», 1945, v. 67, p. 621—631.
2.31. **De Venbeke.** Structural Dynamic Heat Conduction. International Centre for Mechanical Sciences. Springer-Verlag, 1974.
2.32. **Parrott J. E., Stuckes A. D.** Thermal Conductivity of Solids. Academic Press, 1975.
2.33. **Balcerzak M. J., Raynor S.** Steady State Temperature Distribution and Heat Flow in Prismatic Bars with Isothermal Boundary Conditions. — «Intern. Heat and Mass Transfer», 1961, v. 3, № 2, p. 113—115.
2.34. **Smith J. C., Lind J. E., Lermond D. S.** Shape Factors for Conductive Heat Flow. — «J. Appl. Chem.», 1958, v. 4, p. 330.

Глава 3

КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН

3.1. ВВЕДЕНИЕ

Конвективный теплообмен или теплоотдача представляет собой процесс передачи тепла между твердым телом и окружающей его средой. В зависимости от причин движения жидкости различают теплоотдачу при естественной конвекции и теплоотдачу при вынужденной конвекции. В первом случае движение жидкости происходит под действием силы тяготения и обусловлено различием плотности отдельных нагретых участков жидкости; во втором случае это движение обусловлено силами, не зависящими от разности температур в ней и возникающими под воздействием внешней разности давления.

Конвективный теплообмен между жидкостью и граничной поверхностью определяется с помощью выражения

$$Q = \alpha F (t_{ст} - t_{ж}) \text{ Вт}, \qquad (3.1)$$

которое известно как уравнение теплоотдачи Ньютона [см. уравнение (2.9)]. В то время как формула сама по себе очень проста, коэффициент теплоотдачи α представляет собой очень сложную функцию потока жидкости, ее теплофизических свойств и геометрических параметров системы. Как правило, за исключением незначительного числа простейших случаев, получить точные аналитические решения этого уравнения не представляется возможным и поэтому привлекаются приближенные методы. Для большинства практических задач коэффициент теплоотдачи оценивают по эмпирическим уравнениям, полученным обработкой экспериментальных результатов методом анализа размерностей. Коэффициент α обычно выражают через соотношение между одним зависимым безразмерным комплексом — числом Нуссельта Nu — и тремя другими независимыми безразмерными комплексами — числами Рейнольдса Re, Грасгофа Gr и Прандтля Pr, зависящими от вида конвекции (естественная или вынужденная). В табл. 3.1 приведены сравнительные данные по двум видам конвекции.

3.2. ОБОЗНАЧЕНИЯ

l — характерный размер, м;
c — скорость звука, м/с;
S — площадь поперечного сечения, м^2;
c_p — удельная теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг · °С);
C — константа, определяемая в уравнениях (3.3) и (3.4);
f — коэффициент трения;

Таблица 3.1

Сравнение параметров естественной и вынужденной конвекции

Параметр	Естественная конвекция	Вынужденная конвекция
Причина движения жидкости	Внутренние силы (гравитационная сила)	Внешние силы (давление жидкости)
Соотношение между определяющими безразмерными параметрами	$Nu = f(Gr, Pr)$	$Nu = f(Re, Pr)$
Критерий, определяющий переход ламинарного потока в турбулентный	$Gr \geqslant 10^5$	$Re \geqslant 10^3$
Превалирующий параметр теплопередачи	$Nu \sim Gr^{1/4}$, ламинарный; $Nu \sim Gr^{1/3}$, турбулентный	$Nu \sim Re^{1/2}$ ламинарный; $Nu \sim Re^{4/5}$ турбулентный
Источник энергии	Потенциальная энергия (обусловлена различием плотности при нагреве)	Механическая энергия (подводится от внешних источников)

f_c — коэффициент поверхностного трения;
d — диаметр трубы, м;
D — гидравлический диаметр, м; диаметр, м;
l_1, l_2 — расстояния между трубами, м;
g — ускорение силы тяжести, 9,81 м/с^2;
$u_m = Q_m/S$ — массовая скорость, кг/(м^2 · с);
α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2 · °С);
λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м · °С);
K — поправочная функция, определяемая из уравнений (3.3) и (3.5);
$\ln = \log_e$ — натуральный логарифм;
m, n — индексы энергии, определяемые в уравнениях (3.3) и (3.5);
Q_m — массовый расход, кг/с;
M — число Маха (v_∞/c_∞);
N — число поперечных рядов труб;
Δp — перепад давления, Н/м^2;
Q — тепловой поток, Вт;
F — площадь поверхности, м^2;
T — абсолютная температура, К;
v — скорость движения жидкости, м/с;
X — характерный размер системы, м;
R — радиус, м;
β — температурный коэффициент объемного расширения, К$^{-1}$;
t — температура, °С;
Δt — разность температуры, °С;

$t_{ж}$ — температура смешения жидкости, °С;
Δt_{lm} — среднелогарифмическая разность температуры, °С;
ρ — плотность, кг/м^3;
μ — динамическая вязкость, Н · с/м^2;
ν — кинематическая вязкость (μ/ρ), м^2/с;
γ — отношение удельных значений теплоемкости (c_p/c_v);
τ — касательное напряжение, Н/м^2.

Индексы:
ж — жидкость;
ст — стенка;
вх — вход;
вых — выход;
m — среднее значение;
r — восстановление;
∞ — свободный поток.

Безразмерные величины:

$\mathrm{Gr} = \frac{\beta g \Delta t X^3 \rho^2}{\mu^2}$ — число Грасгофа;

$\mathrm{Re} = \frac{\rho v X}{\mu}$ — число Рейнольдса;

$\mathrm{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda}$ — число Прандтля;

$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha X}{\lambda}$ — число Нуссельта;

$\mathrm{Gz} = \left(\frac{\pi D}{4l}\mathrm{Re}\cdot\mathrm{Pr}\right) = \frac{Q_m c_p}{\lambda l}$ — число Гретца;

$\mathrm{St} = \left(\mathrm{Nu} \Big/ \mathrm{Re}\cdot\mathrm{Pr}\right) = \frac{\alpha}{\rho v c_p}$ — число Стантона;

$\mathrm{Ra} = (\mathrm{Gr}\cdot\mathrm{Pr})$ — число Рэлея;

$\mathrm{Pe} = (\mathrm{Re}\cdot\mathrm{Pr})$ — число Пекле.

3.3. ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Температурой смешения жидкости называют среднюю температуру жидкости в данном поперечном сечении трубы при условии, что объем жидкости находится в равновесном состоянии без какого-либо притока или потерь тепла в окружающую среду.

Полностью стабилизированный поток — поток, в пограничном слое которого распределение скорости уже не изменяется по длине канала. При анализе турбулентного или ламинарного потоков обычно предполагается, что они полностью стабилизированы.

Среднелогарифмическая разность температуры Δt_{lm} — логарифмическое значение разности температуры на входе и выходе, которое часто используется для расчета теплопередачи при движении потоков жидкости в трубах.

Ламинарный режим движения жидкости — упорядоченный режим течения вязкой жидкости, в которой частицы

движутся вдоль линий тока и не перемешиваются с соседними слоями. Его иногда называют *слоистым потоком.*

Турбулентный режим движения жидкости— форма течения жидкости, при которой ее поток имеет нерегулярный нестационарный характер с развитым вихревым движением и активным перемешиванием жидкости, обеспечивающим увеличение интенсивности теплоотдачи.

Пограничный слой — тонкий слой жидкости в непосредственной близости от твердой поверхности, в котором скорость течения изменяется от нуля около поверхности до скорости невозмущенного потока на некотором расстоянии от нее. В жидкости, протекающей в трубе, толщина пограничного слоя может простираться от стенки до центра трубы.

Число Грасгофа $\mathrm{Gr} = g\beta\rho^2 X^3 \Delta t/\mu^2$ — безразмерная величина, представленная отношением подъемной силы к силе вязкости. Оно характеризует действие гидростатической подъемной силы и силы вязкости жидкости при естественной конвекции.

Число Нуссельта $\mathrm{Nu} = \alpha X/\lambda$ — безразмерная величина, представленная отношением конвективного теплообмена к передаче тепла теплопроводностью в жидкости.

Число Прандтля $\mathrm{Pr} = \mu c_p/\lambda$ — безразмерная величина, представленная отношением скорости диффузии (μ/ρ) к температуропроводности $(\lambda/\rho c_p)$. Этот критерий устанавливает связь теплопередачи с движением жидкости.

Число Рейнольдса $\mathrm{Re} = \rho v X/\mu$ — безразмерная величина, характеризующая течение вязкой жидкости и представленная отношением инерционных сил (ρv^2) к силам вязкости $(\mu v/X)$.

Число Рейнольдса характеризует поведение потока при вынужденной конвекции и служит критерием стабильности ламинарного течения.

Анализ размерностей — метод, основанный на принципе однородности размерностей физических уравнений, т. е. численные представления обеих частей уравнения должны иметь одну и ту же размерность. Благодаря этому методу уравнение можно представить в форме, связывающей численные значения физических величин только на основе анализа размерности этих величин. Применение этого метода должно удовлетворять требованиям геометрического подобия, т. е. чтобы любая зависимость экспериментальных данных могла быть представлена в единой геометрической системе.

Гидравлический диаметр $D = 4S/P$, м, — отношение учетверенной площади поперечного сечения потока к смачиваемому периметру. Эта размерная величина используется в безразмерных параметрах для решения задач, связанных с движением потока жидкости в трубах. Несмотря на то что требованию анализа размерностей удовлетворяет в принципе любой характерный для проходного сечения жидкости размер, если он является определяющим, при рассмотрении теплообмена при движении жидкости в трубах с различной формой поперечного сечения обычно используют гидравлический диаметр.

Массовый расход Q_m, кг/с, характеризует количество жидкости, протекающей в единицу времени. Для решения задач теплообмена при движении жидкости важную роль играет параметр $Gz = [(\pi D/4l)\,Re \cdot Pr]$. Зависимость Gz от Q_m может быть выражена в явном виде, если Gz переписать в форме $Gz = Q_m c_p/\lambda l$.

Массовая скорость, или *массовый поток* ($u_m = Q_m/S = \rho v$), кг/(м^2 · с) характеризует количество жидкости, протекающей в единицу времени через единицу площади поверхности, расположенной по нормали к направлению движения потока. Среднее значение скорости жидкости в трубах может быть получено из выражения $v_m = u_m/\rho$, а важный безразмерный параметр Re можно записать в виде $Re = u_m X/\mu$.

Динамическая вязкость μ, Н · с/м^2. При движении жидкости по твердой поверхности между нею и поверхностью возникает сила трения. Она пропорциональна градиенту скорости и перпендикулярна направлению потока. Коэффициент пропорциональности μ (динамическая вязкость) может быть определен из выражения $\tau = \mu\,(dv/dy)$. Динамическая вязкость является свойством жидкости и действует как сопротивление течению жидкости. Отношение $\nu = \mu/\rho$ называется *коэффициентом кинематической вязкости*, м^2/с.

Температурный коэффициент объемного расширения β определяется в соответствии с уравнением $\rho_x = \rho_г\,(1 + \beta\Delta t)$, где ρ_x — плотность холодной жидкости; $\rho_г$ — плотность нагретой жидкости; Δt — разность температуры между двумя областями жидкости. Его вклад в подъемную силу при теплообмене с естественной конвекцией может быть оценен из уравнения

$$(\rho_x - \rho_г)\,g = \rho_г \beta g \Delta t,$$

из которого произведение $\rho_г\beta$ и появляется в критерии Грасгофа (Gr).

3.4. ЕСТЕСТВЕННАЯ КОНВЕКЦИЯ

Движение жидкости, полностью обусловленное силой тяготения, обычно называют *свободным движением*. Свободное движение жидкости в неограниченном пространстве классифицируют как естественную конвекцию. Однако между ними не делают никакого различия. Поэтому для естественной конвекции общепринято, что движение жидкости происходит под воздействием подъемных сил, возникающих в результате изменения плотности вследствие разности температуры между жидкостью и находящейся с ней в контакте поверхностью. На теплообмен при естественной конвекции, особенно во вращающихся системах, оказывают влияние и другие силы.

Интенсивность теплообмена между твердой поверхностью и окружающей ее жидкостью помимо других факторов зависит от того, является ли поток ламинарным или турбулентным, а тепловой поток может быть определен из уравнения (3.1). Коэффициент теплоотдачи α входит в критерий Нуссельта $Nu = \alpha X/\lambda$, связь которого с критериями

Грасгофа Gr и Прандтля Pr устанавливается методом анализа размерностей:

$$Nu = C\,(Gr \cdot Pr)^n. \qquad (3.2)$$

В большинстве случаев константы C и n определяют обработкой экспериментальных данных, полученных для геометрически подобных тел. Это простое уравнение является ограниченным и не дает полного описания настоящей физической проблемы, поэтому для расширения области его применения вводят поправочный коэффициент K. Тогда уравнение (3.2) можно записать так:

$$Nu = C\,(Gr \cdot Pr)^n K. \qquad (3.3)$$

Результаты экспериментальных исследований теплоотдачи при естественной конвекции для различных геометрических систем, обработанные в такой критериальной форме, представлены в табл. 3.2.

При расчете Gr значения свойств ρ и μ обычно берут при средней температуре $t_m = (t_{ст} + t_ж)/2$, а температурный коэффициент объемного расширения для газов определяют как $\beta = 1/(t_ж + 273°\,C)$. Значения β (при $t = 20°$ C) для некоторых общеизвестных жидкостей приведены ниже:

	β, K^{-1}
Уксусная кислота (CH_3COOH)	$107 \cdot 10^{-5}$
Ацетон (CH_3COCH_3)	$143 \cdot 10^{-5}$
Бензин (C_6H_6)	$122 \cdot 10^{-5}$
Карболовая кислота (C_6H_5OH)	$79 \cdot 10^{-5}$
Четыреххлористый углерод (CCl_4)	$132 \cdot 10^{-5}$
Глицерин ($CH_2OH \cdot CHOH \cdot CH_2OH$)	$47 \cdot 10^{-5}$
Ртуть (Hg)	$18 \cdot 10^{-5}$
Метиловый спирт (CH_3OH)	$119 \cdot 10^{-5}$
Пентан (C_5H_{12})	$155 \cdot 10^{-5}$
Серная кислота (H_2SO_4)	$56 \cdot 10^{-5}$
Вода (H_2O)	$20 \cdot 10^{-5}$

В основном с повышением температуры значения температурного коэффициента объемного расширения растут.

3.5. ВЫНУЖДЕННАЯ КОНВЕКЦИЯ

Конвективный теплообмен происходит благодаря контакту движущейся жидкости и твердой поверхности, имеющих различную температуру. При вынужденной конвекции движение вызвано не нагревом жидкости, как это наблюдается при естественной конвекции, а воздействием некоторой внешней силы. Энергия, поступающая извне, необходима для поддержания движения жидкости; при этом действуют две силы — давление жидкости, зависящее от скорости потока ($^1/_2\,\rho v^2$), и сила трения, обусловленная вязкостью жидкости ($\mu\,(dv/dy)$). Влияние этих сил на теплоотдачу жидкости характеризуется безразмерным параметром — критерием Рейнольдса $Re = \rho v X/\mu$. Этот параметр характеризует также режим течения в пограничном слое, который самым непосредственным образом определяет теплоотдачу жидкости.

Таблица 3.2

Теплоотдача при естествеииой конвекции для тел различиой формы

Формулы:

$\overline{Nu} = C\,(Gr \cdot Pr)^n K$;

$Q = \bar{\alpha} F\,(t_г - t_х)$ Вт.

Обозначения:

$\overline{Nu} = \bar{\alpha} X/\lambda$ — число Нуссельта;

$\bar{\alpha} = \dfrac{Q}{F\,(t_{ст} - t_ж)}$ — среднее значение коэффициента теплоотдачи, Вт/ (м^2·°С);

Q — тепловой поток, Вт;

X — характерный размер системы, м;

λ — коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/ (м·°С);

$t_{ст}$ — температура стенки, °С;

$t_ж$ — температура смешения жидкости, °С;

$\Delta t = (t_{ст} - t_ж)$ — разность температуры, °С;

F — площадь поверхности, используемая для расчета теплообмена, м^2;

$Gr = g\beta\rho^2 \Delta t X^3/\mu^2$ — число Грасгофа;

$\beta \approx 1/T_ж$ — температурный коэффициент объемного расширения для газов, К$^{-1}$;

$T_ж$ — абсолютная температура смешения, К;

ρ — плотность жидкости, кг/м^3;

μ — динамическая вязкость жидкости, Н·с/м^2;

g — ускорение силы тяжести, 9,81 м/с^2;

$Pr = \mu c_p/\lambda$ — число Прандтля;

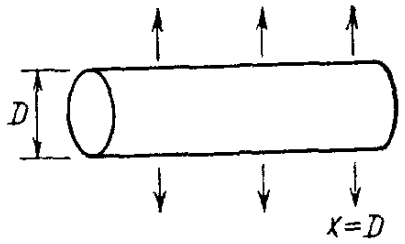
c_p — удельная теплоемкость жидкости, Дж/ (кг·°С);

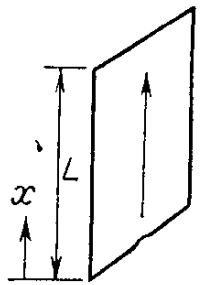
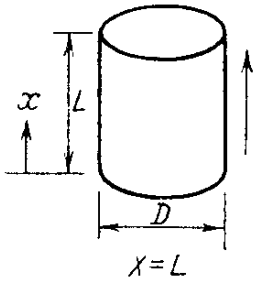
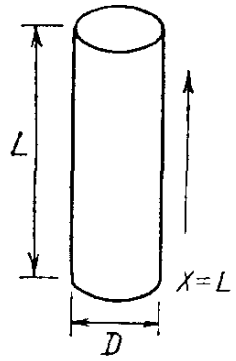
C — константа;

n — индекс;

K — безразмерная корректирующая функция.

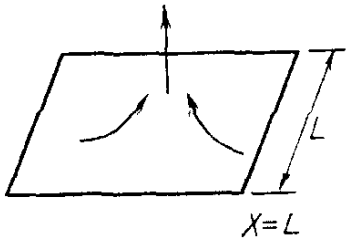
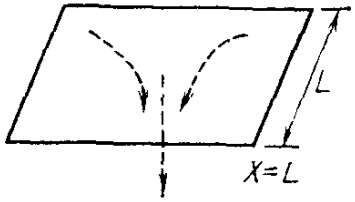
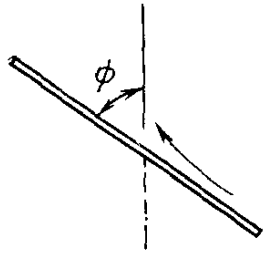
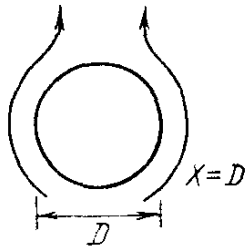
Предполагается, что для омываемых жидкостью поверхностей ламинарная конвекция имеет место, когда $10^4 < Gr \cdot Pr < 10^9$, а турбулентная конвекция начинается, когда $Gr \cdot Pr > 10^9$. При $Gr \cdot Pr < 10^3$ влияние конвекции на теплообмен незначительно.

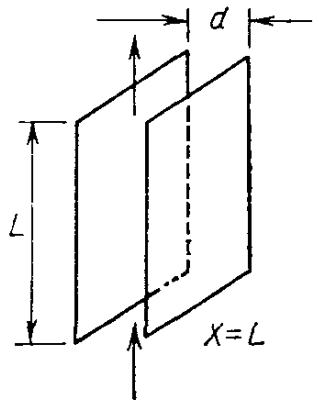
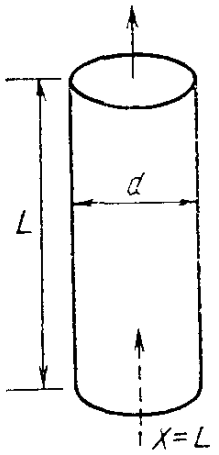
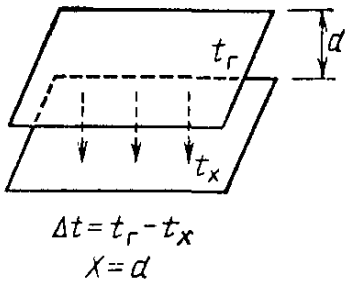
№ п. п.	Система	Схематическое представление	C	n	K	Режимы течения потока	Литература
	Омываемые поверхности						
1	Горизонтально расположенный цилиндр		0,47	$\frac{1}{4}$	1	Ламинарный поток	[3.9]
			0,1	$\frac{1}{3}$	1	Турбулентный поток	[3.9]

2	Вертикальная пластина и вертикально расположенный цилиндр большого диаметра		0,8	$\frac{1}{4}$	$\left[1+\left(1+\frac{1}{\sqrt{\mathrm{Pr}}}\right)^2\right]^{-1/4}$	Ламинарный поток; для получения локального значения Nu используются $C=0,6$; $X=x$; формула применима к вертикальному цилиндру, когда $D/L \geqslant \geqslant 38\ (\mathrm{Gr})^{-1/4}$	[3.8]
			0,0246	$\frac{2}{5}$	$[\mathrm{Pr}^{1/6}/(1+0,494 \times \times \mathrm{Pr}^{2/3})]^{2/5}$	Турбулентный поток; для получения локального значения Nu используются $C=0,0296$ и $X=x$	[3.10]
3	Вертикально расположенный цилиндр небольшого диаметра		0,686	$\frac{1}{4}$	$[\mathrm{Pr}/(1+1,05 \cdot \mathrm{Pr})]^{1/4}$	Ламинарный поток; $\overline{\mathrm{Nu}}_{\text{полн}}=\overline{\mathrm{Nu}}+0,52\frac{L^*}{D}$	[3.13]

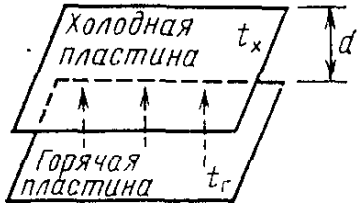
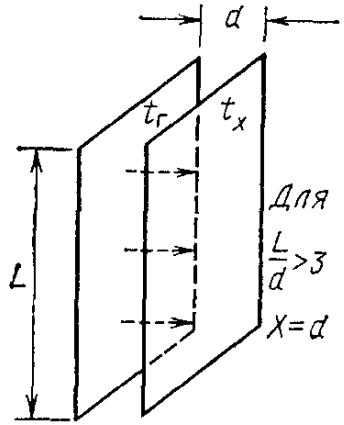
* Выражение модифицировано автором.

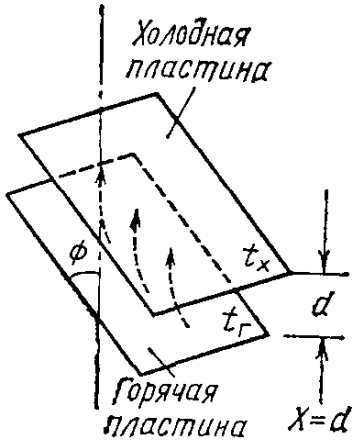
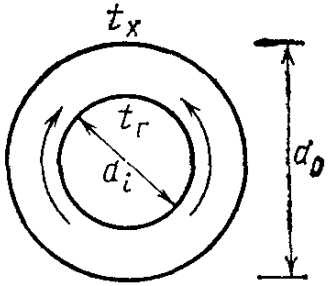
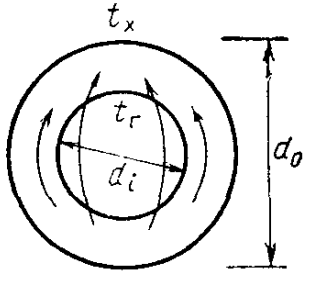
Продолжение табл. 3.2

№ п. п.	Система	Схематическое представление	C	n	K	Режимы течения потока	Литература
4	Нагреваемая горизонтальная пластина, теплоотдающая поверхность сверху		0,54 0,14	$\frac{1}{4}$ $\frac{1}{3}$	1 1	Ламинарный поток; для круглого диска диаметром D используется $X=0{,}9D$ Турбулентный поток	[3.9] [3.9]
5	Нагреваемая горизонтальная пластина, теплоотдающая поверхность снизу		0,27	$\frac{1}{4}$	1	Только ламинарный поток	[3.20]
6	Слегка наклоненная пластина		0,8	$\frac{1}{4}$	$\left[\frac{\cos\phi}{1+\left(1+\frac{1}{\sqrt{\mathrm{Pr}}}\right)^2}\right]^{1/4}$	Ламинарный поток (Gr умножить на $\cos\phi$ в формуле для вертикальной пластины)	
7	Сфера		0,49	$\frac{1}{4}$	1	Ламинарный поток (воздух)	[3.13]

	Ограниченные пространства						
8	Две вертикальные параллельные пластины с одинаковой температурой		0,04	1	$(d/L)^3$	Воздушная прослойка	[3.7]
9	Вертикально расположенный полый цилиндр		0,01	1	$(d/L)^3$	Воздушная колонна	[3.7]
10	Две горизонтальные параллельные пластины; верхняя пластина — горячая		— 0,27	— $\frac{1}{4}$	— 1	Идеальные условия, $q_s = \lambda \frac{(t_г - t_x)}{d}$ Ламинарный поток (воздух) $3 \cdot 10^5 < Gr \times Pr < 3 \cdot 10^{10}$	[3.20]

Продолжение табл. 3.2

№ п. п.	Система	Схематическое представление	C	n	K	Режимы течения потока	Литература
11	Две параллельные горизонтальные пластины, верхняя пластина — холодная	 $\Delta t = t_г - t_x$ $X = d$	0,195	$\frac{1}{4}$	$Pr^{-1/4}$	Ламинарный поток (воздух), $10^4 < Gr < 4 \times 10^5$	[3.19]
			0,068	$\frac{1}{3}$	$Pr^{-1/3}$	Турбулентный поток (воздух), $Gr > 4 \cdot 10^5$	[3.19]
12	Две параллельные вертикальные пластины с различной температурой (с одинаковым α)	 $\Delta t = t_г - t_x$	0,18	$\frac{1}{4}$	$(L/d)^{-1/9} (Pr)^{-1/4}$	Ламинарный поток (воздух), $2 \cdot 10^4 < Gr < 2 \cdot 10^5$	[3.19]
			0,065	$\frac{1}{3}$	$(L/d)^{-1/9} (Pr)^{-1/3}$	Турбулентный поток (воздух), $2 \cdot 10^5 < Gr < 10^7$	[3.19]

13	Две параллельные наклонные пластины				$\overline{\mathrm{Nu}}=\frac{1}{2}\left(\overline{\mathrm{Nu}}_{\text{верт}}\cos\phi+\overline{\mathrm{Nu}}_{\text{гориз}}\sin\phi\right)$		
14	Два соосных цилиндра		0,317	$\frac{1}{4}$	$\left[X^3\left(\frac{1}{d_i^{3/5}}+\frac{1}{d_0^{3/5}}\right)^5\right]^{-1/4}$	Ламинарный поток	[3.48]
15	Две концентричные сферы		0,61	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2(d_0+d_i)}\times\left[X^3\left(\frac{1}{d_i^{7/5}}+\frac{1}{d_0^{7/5}}\right)^5\right]^{-1/4}$	Ламинарный поток	[3.48]

Теплоотдача при вынужденной конвекции жидкости в трубах, поперечном обтекании труб и вдоль плоских поверхностей достаточно полно и систематически исследована. Результаты этих экспериментальных исследований обычно интерполируются уравнением Нуссельта

$$\mathrm{Nu} = C\mathrm{Re}^m \cdot \mathrm{Pr}^n, \qquad (3.4)$$

где C, m и n — константы для данного типа потока и геометрии системы. Однако существуют и другие факторы, которые могут сложным образом влиять на теплоотдачу и которые должным образом не представляются этим отношением. Для получения более полного обобщения в уравнение Нуссельта вводят коррекционную функцию K, и тогда уравнение (3.4) можно переписать так:

$$\mathrm{Nu} = C\mathrm{Re}^m \cdot \mathrm{Pr}^n K. \qquad (3.5)$$

Если число Грасгофа велико, то влияние естественной конвекции на вынужденную конвекцию должно быть специально исследовано. Для большинства случаев это влияние обычно рассматривается как второстепенное.

3.6. АНАЛОГИЯ РЕЙНОЛЬДСА

Аналогия основана на предположении, что соотношения, описывающие теплообмен и перенос количества движения поперек потока жидкости (касательное напряжение между слоями жидкости локально равно изменению ее количества движения), подобны для потоков жидкости с одинаковыми граничными условиями. Хотя это предположение справедливо только для ламинарного режима течения вдоль плоской пластины при отсутствии градиента давления с $\mathrm{Pr} = 1$, оно достаточно общее и может применяться к турбулентному режиму течения и к телам другой геометрии. В этом предположении при $\mathrm{Pr} = 1$ распределения скорости и температуры в пограничном слое идентичны. Тогда между теплоотдачей и гидравлическим сопротивлением жидкости может быть установлена простая зависимость:

аналогия Рейнольдса:

$$\mathrm{St} = \mathrm{Nu}/\mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr} = f/2 \quad (\text{для } \mathrm{Pr} = 1); \qquad (3.6)$$

аналогия Рейнольдса, модифицированная Кольбарном:

$$\mathrm{St} = (f/2)\,\mathrm{Pr}^{-2/3} \quad (\text{для } \mathrm{Pr} \neq 1). \qquad (3.7)$$

Эти уравнения позволяют сравнительно просто получить коэффициент теплоотдачи α через коэффициент трения f.

3.7. КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ И ПЕРЕПАД ДАВЛЕНИЯ В КАНАЛАХ

Возникающее при обтекании тела жидкостью сопротивление (известное как торможение) замедляет движение потока вблизи поверхности. Это вызвано не только действием касательного напряжения (поверхностного трения), возникающего из-за вязкостных свойств жидкости, но и существованием при определенных условиях разности давления (сопротивления давления пограничного слоя) на поверхности тела. Для тел затупленной формы, таких, как сфера и цилиндр, при обте-

кании которых поток в некоторых точках может отрываться от поверхности, действие сопротивления давления является преобладающим, в то время как для плоской пластины, расположенной параллельно потоку, и для цилиндрических труб, внутри которых движется поток, более важную роль играет торможение за счет трения.

Теплоотдача связана только с вязкостным торможением на поверхности. Касательное напряжение (сила трения на единицу поверхности) на поверхности определяется как

$$\tau_{ст} = (f/2)\,\rho v_m^2, \tag{3.8}$$

где f — коэффициент трения и v_m — средняя скорость потока.

Для плоской поверхности или для поверхностей хорошо обтекаемых тел

$f = 0{,}664\ \mathrm{Re}^{-1/2}$ — при ламинарном движении потока; (3.9)

$f = 0{,}059\ \mathrm{Re}^{-1/5}$ — при турбулентном движении потока, (3.10)

где характерная длина X в критерии Re берется от переднего края пластины.

Значения коэффициента трения в зависимости от Re для течения в трубах цилиндрической формы с различным поперечным сечением приведены в табл. 3.3.

Вследствие трения давление жидкости по длине трубы падает. Если пренебречь влиянием условий входа и выхода, шероховатостью поверхности и сжимаемостью жидкости, то соотношение между коэффициентом трения и падением давления Δp может быть выражено в следующем виде:

$$\Delta p = 4f\left(\frac{1}{2}\rho v_m^2\right)\frac{l}{D} = 2f\,\frac{u_m^2}{\rho}\,\frac{l}{D}, \tag{3.11}$$

где l — длина, на которой давление падает на Δp, а D — эквивалентный гидравлический диаметр трубы.

Падение давления по длине канала для вязкой жидкости, омывающей пучок труб, может быть определено с помощью уравнения

$$\Delta p = N f_e \cdot 2\rho v_{макс}^2 \left(\frac{\mu}{\mu_{ст}}\right)^{0,14} = N f_e \cdot 2\,\frac{u_{m\,макс}^2}{\rho}\left(\frac{\mu}{\mu_{ст}}\right)^{0,14}\ \text{Н/м}^2, \tag{3.12}$$

где $v_{макс}$ — максимальная скорость потока, м/с; $u_{m\ макс} = \rho v_{макс} = Q_m/S_{мин}$ — максимальная массовая скорость, кг/(м^2 · с); N — число поперечных рядов труб.

Эмпирические значения коэффициента трения f_e для чисел Рейнольдса в интервале значений $10^2 - 5 \cdot 10^4$ могут быть получены из следующих формул:

для коридорного расположения труб

$$f_e = 0{,}33\ \mathrm{Re}_d^{-1/5}; \tag{3.13}$$

для труб, расположенных в шахматном порядке,

$$f_e = 0{,}75\ \mathrm{Re}_d^{-1/5}, \tag{3.14}$$

где $\mathrm{Re}_d = \rho v_{макс} d/\mu$; d — диаметр трубы; $v_{макс} = v_m l_2/(l_2 - d)$.

Таблица 3.3

Коэффициент трения и падение давления при вынужденном течении жидкости в трубах с различным сечением

Формулы:

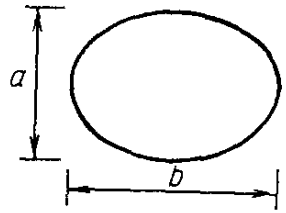
$f = \frac{\tau_{ст}}{1/2\ \rho v_m^2} = \phi\ (\mathrm{Re})$ — коэффициент трения;

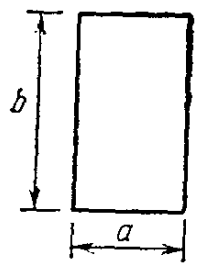
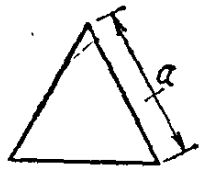
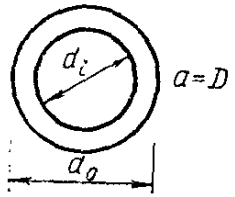
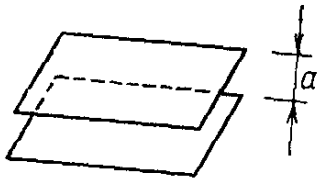
$\Delta p = f\ (2\rho v_m^2)\ (l/D)$ Н/м² — падение давления в трубе длиной l.

Обозначения:

v_m — среднее значение скорости жидкости, м/с;
ρ — плотность жидкости, кг/м³;
D — гидравлический диаметр, равный учетверенной площади поперечного сечения, деленной на смачиваемый периметр, м;
ϕ — функция Re;
$\tau_{ст}$ — касательное напряжение на стенке трубы, Н/м²;
Re — число Рейнольдса;
μ — динамическая вязкость жидкости, Н·с/м²;
l — длина трубы, на которой давление падает на Δp, м;
ϵ — высота неровностей, м.

Предполагается, что при Re > 2000 поток — турбулентный, хотя вполне развитый турбулентный режим течения может не наступить и при Re > 4000. Предполагается также, что шероховатость поверхности стенок труб $\epsilon/D < 0{,}0001$.

№ п. п.	Форма канала	Форма поперечного сечения	Гидравлический диаметр D		Коэффициент трения f	Падение давления $\Delta p a^2/\mu l v_m$	Режим течения
1	Круглая труба		a		$16\ \mathrm{Re}^{-1}$	32	Re<2000
					$0{,}079\ \mathrm{Re}^{-0,25}$	$0{,}158\ \mathrm{Re}^{0,75}$	$5\cdot10^3<\mathrm{Re}<3\cdot10^4$ для $\epsilon/D<0{,}0001$
					$0{,}096\ \mathrm{Re}^{-0,25}$	$0{,}192\ \mathrm{Re}^{0,75}$	$5\cdot10^3<\mathrm{Re}<3\cdot10^4$ для $\epsilon/D\approx0{,}004$
					$0{,}046\ \mathrm{Re}^{-0,2}$	$0{,}092\ \mathrm{Re}^{0,8}$	$3\cdot10^4<\mathrm{Re}<3\cdot10^6$ для $\epsilon/D<0{,}0001$
					$0{,}078\ \mathrm{Re}^{-0,2}$	$0{,}156\ \mathrm{Re}^{0,8}$	$3\cdot10^4<\mathrm{Re}<3\cdot10^6$ для $\epsilon/D\approx0{,}004$
2	Эллипс		$\frac{a}{b}=0{,}7$	$1{,}17\ a$	$16{,}25\ \mathrm{Re}^{-1}$	23,7	Ламинарный поток
			0,5	$1{,}3\ a$	$17\ \mathrm{Re}^{-1}$	20,1	То же
			0,3	$1{,}44\ a$	$18{,}25\ \mathrm{Re}^{-1}$	17,6	»
			0,2	$1{,}5\ a$	$19\ \mathrm{Re}^{-1}$	16,9	»
			0,1	$1{,}55\ a$	$19{,}5\ \mathrm{Re}^{-1}$	16,2	»

3	Прямоугольник		$\frac{b}{a}=1{,}0$ a	$14{,}25\ Re^{-1}$	28,5	»
			$1{,}25$ $1{,}11\ a$	$14{,}4\ Re^{-1}$	23,4	»
			$1{,}67$ $1{,}25\ a$	$15{,}0\ Re^{-1}$	19,2	»
			$2{,}0$ $1{,}33\ a$	$15{,}5\ Re^{-1}$	17,5	»
			$3{,}0$ $1{,}50\ a$	$17{,}25\ Re^{-1}$	15,3	»
			$4{,}0$ $1{,}60\ a$	$18{,}25\ Re^{-1}$	14,3	»
			$5{,}0$ $1{,}67\ a$	$19{,}0\ Re^{-1}$	13,6	»
			$8{,}0$ $1{,}78\ a$	$20{,}75\ Re^{-1}$	13,1	»
			$10{,}0$ $1{,}82\ a$	$21{,}25\ Re^{-1}$	12,8	»
4	Равносторонний треугольник		$0{,}58\ a$	$13{,}25\ Re^{-1}$	78,8	Ламинарный поток
5	Круглые кольца		d_0-d_i	$22{,}3\ Re^{-1}$	44,6	То же, $d_i/d_0=0{,}1$
			d_0-d_i	$24\ Re^{-1}$	48	» $d_i/d_0>0{,}5$
			d_0/d_i	$0{,}085\ Re^{-0,25}$	$0{,}17\ Re^{0,75}$	$6\cdot10^3<Re<5\cdot10^5$, $d_i/d_0<0{,}56$
6	Две параллельные пластины		$2\ a$	$24\ Re^{-1}$	12	Ламинарный поток

Литература: [3.6, 3.7, 3.20, 3.22, 3,27]

Рис. 3.1. Коридорное расположение труб

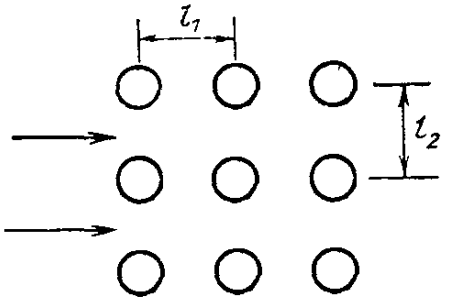
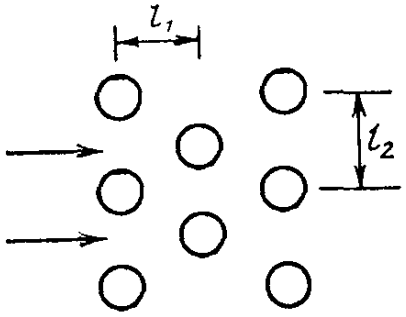


Рис. 3.2. Расположение труб в шахматном порядке



Некоторые данные по Δp для труб с различным поперечным сечением приведены в табл. 3.3.

Для обеспечения движения жидкости по трубе должна подводиться внешняя энергия. При этом часть подводимой от внешнего источника энергии, которая составляет $\Delta p v_m S$ Вт, компенсирует потерю давления.

3.8. КАНАЛЫ И ТРУБЫ

Знание закономерностей нагрева и охлаждения при протекании жидкости через трубы имеет большое значение для инженеров. Если для заданной геометрии системы и для определенных условий движения потока коэффициент теплоотдачи известен, то тепловой поток может быть определен из уравнения

$$Q = \alpha F (t_{ст} - t_{ж}), \text{ Вт}, \tag{3.15}$$

где $t_{ж}$ — температура смешения жидкости.

Для внешних задач в качестве температуры свободного потока может быть использована температура смешения. В каналах и трубах эту температуру можно определить только при условии, если известно распределение температуры. К сожалению, определение распределения температуры сопряжено с большими трудностями. Поэтому используют среднюю логарифмическую разность температур, которая определяется только на основании известной температуры жидкости на входе и выходе и является гораздо более удобным и подходящим параметром.

Среднелогарифмическая разность температуры определяется уравнением

$$\Delta t_{lm} = \frac{(t_{ст} - t_{ж})_{вх} - (t_{ст} - t_{ж})_{вых}}{\ln [(t_{ст} - t_{ж})_{вх} / (t_{ст} - t_{ж})_{вых}]} \text{ °C}. \tag{3.16}$$

Таким образом, тепловой поток можно рассчитать по формуле

$$Q = \bar{\alpha} F \Delta t_{lm} \text{ Вт}, \tag{3.17}$$

где $\bar{\alpha}$ — среднее значение коэффициента теплоотдачи.

Это же уравнение дает возможность найти необходимую поверхность трубы при определенном значении плотности теплового потока и при заданном температурном перепаде.

Если известно значение температуры $t_{ж,1}$ для одного из поперечных сечений трубопровода, то значение температуры $t_{ж,2}$ в другом сечении, расположенном на расстоянии l от первого, можно определить из следующего уравнения:

$$t_{ж,2} = \frac{\bar{\alpha} P l (2t_{ст} - t_{ж,1}) + 2u_m c_p S t_{ж,1}}{\bar{\alpha} P l + 2u_m c_p S} \text{ °C}, \qquad (3.18)$$

где P и S — периметр и площадь поперечного сечения трубы соответственно; u_m — массовая скорость; $\bar{\alpha}$ — среднее значение коэффициента теплоотдачи на длине l. Массовая скорость u_m может быть оценена как $u_m = Q_m/S = \rho v$, где v — средняя скорость потока.

В табл. 3.4 перечислены соответствующие зависимости $\overline{Nu}$, по которым может быть рассчитано среднее значение коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}$ для движущегося потока жидкости в трубах с различной геометрией сечения.

3.9. ТЕПЛООТДАЧА ПРИ ВНЕШНЕМ ОБТЕКАНИИ ТЕЛ

Этот раздел посвящен теплообмену при омывании вынужденным потоком жидкости плоских поверхностей (т. е. плоских пластин) и труб, расположенных перпендикулярно к направлению движения потока. Плоская пластина для анализа представляет собой простейшую геометрическую фигуру, поэтому она тщательно изучена. Результаты такого анализа весьма полезны также и потому, что многие из полученных выводов могут быть распространены на хорошо обтекаемые тела, начальные участки труб, клинья, конические тела и на любые поверхности плоского типа. Используя модифицированную Кольбарном аналогию Рейнольдса, можно получить классические результаты. Обобщенные результаты значительного количества экспериментальных исследований приведены в табл. 3.5.

Ввиду сложного характера движения жидкости при обтекании тел, имеющих сферическое или цилиндрическое сечение, получение аналитического решения связано с очень большими трудностями. Для этого приходится прибегать к эксперименту и к методу анализа размерностей. Коэффициент теплоотдачи при обтекании сфер воздушным потоком рекомендуется определять по следующей формуле [3.20]:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}37\,(\mathrm{Re})^{0,6} \text{ для } 17 < \mathrm{Re} < 7 \cdot 10^4,$$

где диаметр сферы принят за характерный размер.

В табл. 3.6 и 3.7 представлены некоторые данные по конвективному теплообмену при обтекании вынужденным потоком жидкости цилиндров с различным сечением и пучков труб.

Таблица 3. 4

Теплообмен при вынужденном движении жидкости в цилиндрическнх трубах с различным поперечным сечением

Формула:

$\overline{Nu} = \bar{\alpha}D/\lambda = C\mathrm{Re}^m \cdot \mathrm{Pr}^n K.$

Обозначения:

$\mathrm{Re} = \rho v D/\mu$; $\mathrm{Pr} = \mu c_p/\lambda$;

$\bar{\alpha}$ — средний по длине трубы коэффициент теплоотдачи, Вт/ (м^2·° С);

λ — коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/ (м·°С)

ρ — плотность жидкости, кг/м^3;

c_p — удельная теплоемкость жидкостн, Дж/ (кг·° С);

μ — динамическая вязкость жидкости, Н·с/м^2;

v_m — средняя скорость жидкостн, м/с;

Q_m — массовый расход жидкости, кг/с;

F — площадь поверхности нагрева трубы, м^2;

D — гидравлический днаметр, м;

P — периметр сечения, м;

$t_{ст}$ — температура стенки трубы, ° С.

Значеиия величии ρ, λ, μ берутся при температуре смешеиия $t_ж = (t_{ж.\,вх} + t_{ж.\,вых})/2$, где $t_{ж.\,вх}$, $t_{ж.\,вых}$ — температура жидкости на входе и выходе соответственно, ° С.

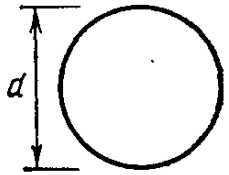
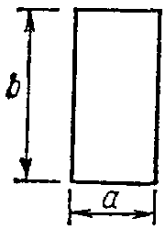
Тепловой поток можно определить из выраженя

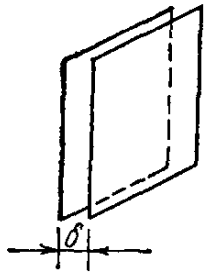
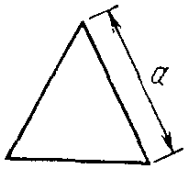
$$Q = \alpha F \Delta t_{lm} = \overline{Nu}\lambda F \Delta t_{lm}/D \text{ Вт},$$

где

$$\Delta t_{lm} = \frac{(t_{ст} - t_ж)_{вх} - (t_{ст} - t_ж)_{вых}}{\ln[(t_{ст} - t_ж)_{вх}/(t_{ст} - t_ж)_{вых}]}$$

— среднелогарифмическая разиость температуры, ° С.

№ п. п.	Форма поперечного сечения		D	C	m	n	K	Режим течения
	Круглая труба 		d	1,860	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\left(\frac{d}{l}\right)^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\mu}{\mu_{ст}}\right)^{0,14}$	Ламинарный поток в короткой трубе, Re<2000, Gz>10
			d	3,660	0	0	1	Ламинарный поток в длинной трубе, Re<2000, Gz<10
			d	0,023	0,8	0,4	1	Турбулентный поток газов, Re>2000
			d	0,027	0,8	0,33	$\left(\frac{\mu}{\mu_{ст}}\right)^{0,14}$	Турбулентный поток жидкости с большой вязкостью, 0,6<Pr<100
2	Прямоугольная труба 	$\frac{b}{a}=1$	a	2,98	0	0	1	Ламинарный поток Re<2000
		1,4	1,17 a	3,08	0	0	1	То же, Re<2000
		2	1,33 a	3,39	0	0	1	» » Re<2000
		3	1,5 a	3,96	0	0	1	» » Re<2000
		4	1,6 a	4,44	0	0	1	» » Re<2000
		8	1,78 a	5,95	0	0	1	» » Re<2000
		∞	2,0 a	7,54	0	0	1	» » Re<2000

3	Продольный разрез **или** параллельные пластины 	2δ	1,85	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\left(\frac{2\delta}{l}\right)^{1/3}$	Ламинарный поток, Re<2000, $\left(\mathrm{Re}\cdot\mathrm{Pr}\frac{2\delta}{l}\right)>70$
		2δ	7,54	0	0	1	$\left(\mathrm{Re}\cdot\mathrm{Pr}\frac{2\delta}{l}\right)<70$
4	Равносторонний треугольник 	0,58 *a*	1,30	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\left(\frac{0{,}58\ a}{l}\right)^{1/3}$	Ламинарный поток, Re<2000, $\left(\mathrm{Re}\cdot\mathrm{Pr}\frac{0{,}58\ a}{l}\right)>7$
		0,58 *a*	2,47	0	0	1	$\left(\mathrm{Re}\cdot\mathrm{Pr}\frac{0{,}58\ a}{l}\right)<7$
5	Две параллельные пластины 	4δ	4,86	0	0	1	Ламинарный поток

Литература: [3.6, 3.9, 3.20, 3.22, 3.25, 3.27].

Таблица 3.5

Решения задач конвективного теплообмена при омывании плоских пластин вынужденным потоком жидкости

Формула:

$Q = \alpha F (t_{ст} - t_{ж})$ Вт.

Обозначения:

$Nu_x = \alpha x/\lambda$ — локальное значение числа Нуссельта в точке x;

$\overline{Nu}_x = \overline{\alpha} x/\lambda$ — среднее значение числа Нуссельта для площади поверхности нагрева, простирающейся на расстояние x от края пластины;

$Re_x = \rho v x/\mu$;

$Pr = \mu c_p/\lambda$;

ρ — плотность жидкости, кг/м³;

μ — динамическая вязкость жидкости, Н·с/м²;

c_p — удельная теплоемкость жидкости, Дж/ (кг·°С);

λ — коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/ (м· °С);

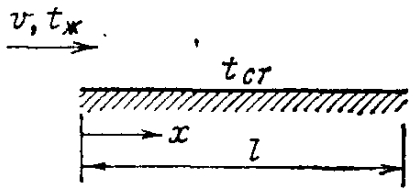
F — площадь поверхности нагрева, простирающейся на расстояние x, м²;

v — скорость свободного потока, м/с;

l — длина поверхности, м.

x — расстояние, измеренное от передней кромки, м.

Значения свойств взяты при средней температуре пограничного слоя жидкости $t_m = (t_{ст} + t_{ж})/2$.

№ п.п.	Движение жидкости вдоль плоской поверхности	Формулы	Режим течения
1	Невозмущенный режим течения 	$Nu_x = 0{,}332\ Re_x^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$ (локальное значение) $\overline{Nu}_x = 0{,}664\ Re_x^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$ (среднее значение) $Nu_x = 0{,}029\ Re_x^{4/5}\ Pr^{1/3}$ (локальное значение) $\overline{Nu}_x = 0{,}037\ Re_x^{4/5}\ Pr^{1/3}$ (среднее значение)	Ламинарный поток, $Re < 5 \cdot 10^5$, $0 < x < l$ Турбулентный поток, $Re > 5 \cdot 10^5$, $0 < x < l$

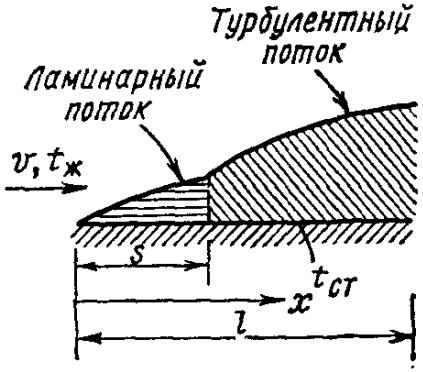
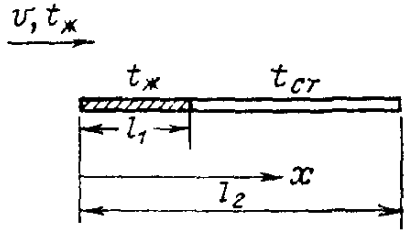
2	Смешанный режим течения  	Среднее значение $\overline{Nu}_x$ на длине $0 < x < l$ $Nu_x = 0{,}037\ Pr^{1/3}\left(Re_x^{4/5} - C\right)$, где $C = 23\,500$ для $(Re)_{кр} = 5 \cdot 10^5$; $C = 14\,200$ для $(Re)_{кр} = 3 \cdot 10^5$; $C = 4300$ для $(Re)_{кр} = 10^5$	Ламинарный поток на длине s, где критерий Рейнольдса достигает критического значения $(Re)_{кр}$, и далее для $x > s$ турбулентный поток
3	Стенка нагревается частично  	$Nu_x = 0{,}332\ Re_x^{1/2}\ Pr^{1/3}\left[1 - \left(\frac{l_1}{x}\right)^{\frac{3}{4}}\right]^{-\frac{1}{3}}$ (локальное значение)	Ламинарный поток
		$\overline{Nu}_x = 0{,}664\ Re_x^{1/2}\ Pr^{1/3}\left[1 - \left(\frac{l_1}{x}\right)^{\frac{3}{4}}\right]^{\frac{2}{3}} \Big/ \left(1 - \frac{l_1}{x}\right)$ (среднее значение)	$Re < 5 \cdot 10^5$, $l_1 < x < l_2$
		$Nu_x = 0{,}029\ Re_x^{4/5}\ Pr^{1/3}\left[1 - \left(\frac{l_1}{x}\right)^{\frac{9}{10}}\right]^{-\frac{1}{9}}$ (локальное значение)	Турбулентный поток
		$\overline{Nu}_x = 0{,}037\ Re_x^{4/5}\ Pr^{1/3}\left[1 - \left(\frac{l_1}{x}\right)^{\frac{9}{10}}\right]^{\frac{8}{9}} \Big/ \left(1 - \frac{l_1}{x}\right)$ (среднее значение)	$Re > 5 \cdot 10^5$, $l_1 < x < l_2$

Таблица 3.6

Теплоотдача при поперечном омывании воздушным потоком цилиндров с различной формой сечения

Формулы:

$$\overline{Nu} = C Re^m$$ — для цилиндра круглого сечения;

$$\overline{Nu} = 0{,}43 + C\,Re^m$$ — для цилиндров с другими формами сечения;

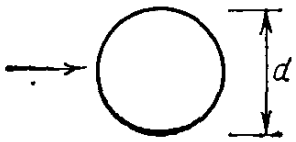
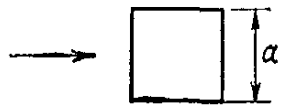
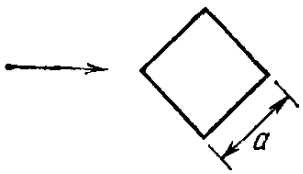
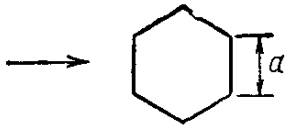
$$\overline{Nu} = 0{,}43 + C\,Re^m Pr^{0,31}$$ — при омывании жидкостью;

$$Q = \overline{Nu}\,\lambda F\,(t_{ст} - t_{ж})/X.$$

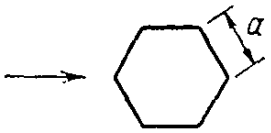
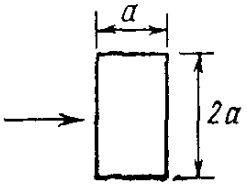
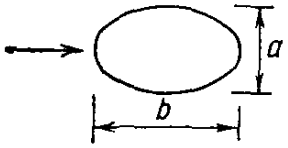
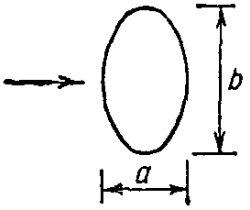
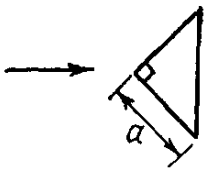
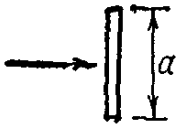
Обозначения:

$\overline{Nu} = \bar{\alpha} X/\lambda$;
$Re = \rho v X/\mu$;
$Pr = c_p \mu/\lambda$;
ρ — плотность жидкости, кг/м³;
μ — динамическая вязкость жидкости, Н · с/м²;
c_p — удельная теплоемкость, Дж/(кг · °С);
$\bar{\alpha}$ — среднее значение коэффициента теплоотдачи, Вт/(м² · °С);
λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м · °С);
F — площадь поверхности, м²;
$t_{ст}$ — температура стенки, °С;
$t_{ж}$ — температура смешения жидкости, °С.

Предполагается, что поверхности стенок ровные. Значения свойств взяты при средней температуре пограничного слоя жидкости $t_m = (t_{ст} + t_{ж})/2$.

Форма сечения	C	m	Интервал значений Re	Характерный раамер X
	0,437	0,0895	10^{-4}—$4\cdot10^{-3}$	d
	0,565	0,136	$4\cdot10^{-3}$—$9\cdot10^{-2}$	d
	0,800	0,280	$9\cdot10^{-2}$—1	d
	0,795	0,384	1—35	d
	0,583	0,471	35—$5\cdot10^3$	d
	0,148	0,633	$5\cdot10^3$—$5\cdot10^4$	d
	0,0208	0,814	$5\cdot10^4$—$5\cdot10^5$	d
	0,178	0,699	$2{,}5\cdot10^3$—$8\cdot10^3$	$\frac{4a}{\pi}$
	0,102	0,675	$5\cdot10^3$—10^5	$\frac{4a}{\pi}$
	0,290	0,624	$2{,}5\cdot10^3$—$7{,}5\cdot10^3$	$\frac{4a}{\pi}$
	0,246	0,588	$5\cdot10^3$—10^5	$\frac{4a}{\pi}$
	0,160	0,638	$5\cdot10^3$—$1{,}95\cdot10^4$	$\frac{6a}{\pi}$
	0,039	0,782	$1{,}95\cdot10^4$—10^5	$\frac{6a}{\pi}$

Продолжение табл. 3.6

Форма сечения	C	m	Интервал значений Re	Характерный размер X
	0,153	0,638	$5 \cdot 10^3$—10^5	$\frac{6a}{\pi}$
	0,293	0,660	$3 \cdot 10^3$—$2 \cdot 10^4$	$\frac{6a}{\pi}$
	0,248	0,612	$2{,}5 \cdot 10^3$—$1{,}5 \cdot 10^4$	$\sqrt{2\,(a^2+b^2)}$
	0,094	0,804	$3 \cdot 10^3$—$1{,}5 \cdot 10^4$	$\sqrt{2(a^2+b^2)}$
	0,276	0,610	$3 \cdot 10^3$—$2 \cdot 10^4$	$1{,}09a$
	0,227	0,731	$4 \cdot 10^3$—$1{,}5 \cdot 10^4$	$\frac{2a}{\pi}$

Литература: [1.3, 3.1, 3.18, 3.22, 3.25, 3.26, 3.30].

Таблица 3.7

Теплоотдача при поперечном омывании жидкостью пучков труб

Формула:

$$\overline{Nu} = C Re^{0,6} Pr^{0,3} (\mu/\mu_{ст})^{0,14}.$$

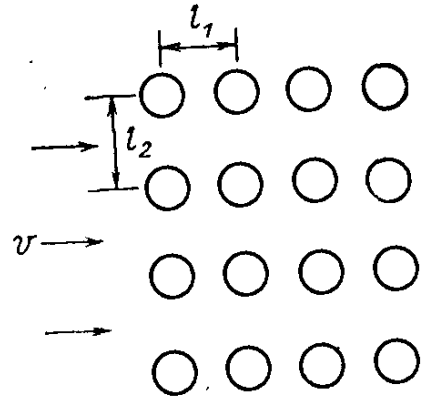
Обозначения:

$\overline{Nu} = \bar{\alpha} d/\lambda$;
$Re = \rho v d/\mu$;
$Pr = \mu c_p/\lambda$;
$\bar{\alpha}$ — среднее значение коэффициента теплоотдачи, Вт/(м² · °С);
ρ — плотность жидкости, кг/м³;
μ — динамическая вязкость жидкости, Н · с/м²;
$\mu_{ст}$ — динамическая вязкость жидкости при $t_{ст}$, Н · с/м²;
c_p — удельная теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг · °С);
λ — коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м · °С);
v — скорость невозмущенного потока, м/с;
d — диаметр трубы, м.

Значения параметра C, приведенные ниже, взяты из работы [3.9]. Они применимы для значений $2000 < Re < 4 \cdot 10^4$.

Значения величин взяты при средней температуре пограничного слоя жидкости $t_m = (t_{ст} + t_ж)/2$.

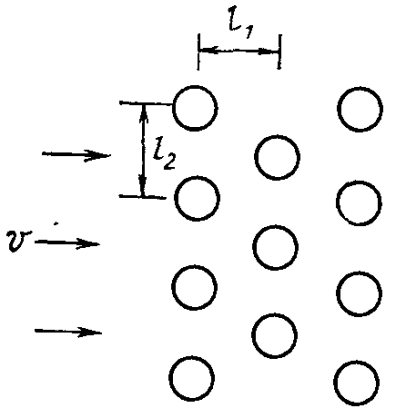
Рис. 3.3. Коридорное расположение труб



Значения параметра C

$\frac{l_2}{d}$	l_1/d			
	1,25	2	3	4
1,25	0,888	0,890	0,880	0,835
2	0,613	0,613	0,638	0,632
3	0,427	0,427	0,500	0,504
4	0,356	0,356	0,421	0,421

Рис. 3.4. Расположение труб в шахматном порядке



Значения параметра C

$\frac{l_2}{d}$	l_1/d			
	1,25	2	3	4
1,25	0,953	0,937	0,875	0,812
2	0,686	0,669	0,638	0,611
3	0,559	0,544	0,506	0,500
4	0,489	0,488	0,466	0,442

3.10. ТЕПЛООТДАЧА ПРИ ВЫСОКИХ СКОРОСТЯХ

При достаточно высоких скоростях движения потока жидкости наличие сил трения является причиной значительного повышения температуры пограничного слоя. Для очень больших скоростей потока изменения температуры по сечению пограничного слоя могут быть весьма значительными. Это явление аэродинамического нагрева особенно проявляется в авиации и ракетной технике при сверхзвуковых скоростях движения. В этих условиях тепло от нагревающегося пограничного слоя передается непосредственно твердой поверхности. Для представления температуры пограничного слоя принято использовать характерную температуру T_r, называемую *температурой восстановления* (или *температурой адиабатной стенки*). Достижение стенкой температуры восстановления свидетельствует о том, что отсутствует какой-либо теплообмен, обусловленный конвективной теплоотдачей. В этом случае плотность теплового потока может быть рассчитана по формуле

$$q_s = \alpha (T_r - T_{ст}) \quad \text{Вт/м}^2 \tag{3.19}$$

и температура восстановления — по формуле

$$T_r = T_\infty + r \frac{v_\infty^2}{2c_p} = T_\infty \left(1 + r \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right) \text{K}, \tag{3.20}$$

где v_∞ — скорость невозмущенного потока.

Коэффициент восстановления температуры r является мерой эффективности процесса нагревания пограничного слоя и в значительной степени зависит от числа Прандтля в соответствии с тем или иным сформировавшимся режимом течения. Для плоской пластины (давление вдоль поверхности постоянно) коэффициент восстановления температуры может быть определен из следующего выражения:

при ламинарном режиме $r = \text{Pr}^{1/2}$;

при турбулентном режиме $r = \text{Pr}^{1/3}$. (3.21)

Если $r = 1$, то температура восстановления становится равной температуре торможения. Для потока, движущегося с низкой скоростью (т. е. при $v_\infty^2/2c_pT_\infty \ll 1$), T_r практически равна температуре невозмущенного потока T_∞, а при больших скоростях — температуре адиабатной стенки $T_{ст}$. В стационарных условиях температура стенки определяется из теплового баланса между теплом, поступающим к пограничному слою благодаря конвекции и падающему излучению, и теплом, рассеянным за счет поверхностной теплопроводности, излучения и других совместно действующих процессов охлаждения.

Известно, что свойства жидкости изменяются с температурой и давлением. При умеренно высоких скоростях потока могут быть получены приближенные результаты путем отнесения значений таких

свойств, как ρ, μ, λ и c_p, к определяющей температуре T^*. Соответствующее выражение, предложенное Эккертом [3.41], имеет вид

$$T^* = T_\infty + 0{,}5\,(T_{ст} - T_\infty) + 0{,}22\,(T_r - T_\infty) =$$
$$= 0{,}5\,(T_\infty + T_{ст}) + 0{,}22\,\frac{\gamma - 1}{2}\,M^2\,T_\infty \text{K}. \qquad (3.22)$$

При этом удельную теплоемкость можно считать постоянной. Значение динамической вязкости можно определить с помощью соотношения Сазерленда:

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \left(\frac{T^*}{T_0}\right)^{0,5}\left(\frac{1 + 218/T_0}{1 + 218/T^*}\right), \qquad (3.23)$$

где μ_0 — известное значение динамической вязкости при температуре T_0.

Коэффициент теплоотдачи часто выражают через число Стантона, которое связано с коэффициентом поверхностного трения f_c. При омывании пластины ламинарным или турбулентным потоком это соотношение имеет вид

$$\text{St} = \frac{f_c}{2}\,\text{Pr}^{-2/3}. \qquad (3.24)$$

При очень высоких скоростях движения потока в пограничном слое возникает значительный перепад температуры, и предположение о постоянстве удельной теплоемкости неверно. Поэтому в формуле для расчета теплоотдачи температура не может служить определяющим параметром. Вместо температуры в таком случае используют энтальпию газа, т. е. $i = \int_0^T c_p dT$. Значения свойств при этом следует определять для температуры, отнесенной к соответствующему значению энтальпии i^*. Выражение, предложенное Эккертом, имеет вид

$$i^* = i_\infty + 0{,}5\,(i_{ст} - i_\infty) + 0{,}22\,(i_r - i_\infty) = 0{,}5\,(i_\infty + i_{ст}) +$$
$$+ 0{,}22 r_i\,\frac{\gamma - 1}{2}\,M^2\,i_\infty \text{ Дж/кг}. \qquad (3.25)$$

При таком подходе плотность теплового потока определяется как

$$q_s = \alpha_i\ (i_r - i_\infty)\ \text{ Вт/м}^2, \qquad (3.26)$$

где $\alpha_i = \alpha\,(T_r - T_{ст})/(i_r - i_{ст})$, и энтальпия восстановления i_r

$$i_r = i_\infty + r_i\,\frac{v_\infty^2}{2}\ \text{Дж/кг}. \qquad (3.27)$$

Перечень формул для расчета коэффициентов теплоотдачи через числа Стантона и Нуссельта приведен в табл. 3.8.

Таблица 3.8

Формулы для расчета теплоотдачи при высокой скорости потока

Обозначения:

α — коэффициент теплоотдачи, отнесенный к характеристической температуре, Вт/(м² · °С);

α_i — коэффициент теплоотдачи, отнесенный к характеристической энтальпии, кг/(м² · с);

$f_c = \tau_{ст}/0{,}5\rho v_\infty^2$ —коэффициент поверхностного трения (определяется аналогично коэффициенту трения f);

c_p — удельная теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг · °С);

$M = v_\infty/c_\infty$ — число Маха;

x — расстояние, отмеренное от передней кромки, м;

$x_{кр}$ — критическое расстояние перехода ламинарного потока в турбулентный;

r — коэффициент восстановления температуры;

$r = (T_r - T_{ст})/(v_\infty^2/2c_p)$ — выражен через температуру;

$r = (i_r - i_{ст})/(v_\infty^2/2)$ — выражен через энтальпию;

R — универсальная газовая постоянная [для воздуха $R = 287$ Дж/(кг · К)];

ρ — плотность жидкости, кг/м³;

μ — вязкость жидкости, Н · с/м²;

λ — коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м·°С);

$i = \int_0^T c_p dT$ — удельная энтальпия, Дж/кг;

v_∞ — скорость невозмущенного потока, м/с;

$c_\infty = \sqrt{\gamma R T_\infty}$ — скорость звука в невозмущенном потоке, м/с;

T — абсолютная температура, К;

$\gamma = c_p/c_v$ — отношение удельных теплоемкостей;

$St^* = \alpha/\rho^* c_p v_\infty = \alpha_i/\rho^* v_\infty$ — число Стантона;

$Pr^* = c_p^* \mu/\lambda^*$ — число Прандтля (значения при высоких температурах могут быть заимствованы из работы [3.46] или [3.47]);

$Re^* = \rho^* v_\infty x/\mu^*$ — число Рейнольдса;

$Nu^* = \alpha x/\lambda^*$ — число Нуссельта.

Индексы:

i — энтальпия;

∞ — невозмущенный поток;

r — восстановление;

ст — стенка.

Верхний индекс (*) указывает на то, что значения свойств рассчитаны либо при характеристической температуре T^*, либо при температуре, соответствующей характеристической энтальпии i^*.

Характеристика	Для постоянной c_p	Для переменной c_p
Плотность теплового потока, Вт/м²	$q_s = \alpha (T_r - T_{ст})$	$q_s = \alpha_i (i_r - i_{ст})$
Характеристическая температура, К, или	$T^* = T_\infty + 0{,}5 (T_{ст} - T_\infty) + 0{,}22 (T_r - T_\infty)$	
характеристическая энтальпия, Дж/кг		$i^* = i_\infty + 0{,}5 (i_{ст} - i_\infty) + 0{,}22 (i_r - i_\infty)$
Температура восстановления, К, или	$T_r = T_\infty + r v_\infty^2/2c_p$	
энтальпия восстановления, Дж/кг		$i_r = i_\infty + r_i v_\infty^2/2$

Характеристика	Для постоянной c_p	Для переменной c_p
Коэффициент восстаиовления температуры	$r=(\mathrm{Pr}^*)^{1/2}$ — ламинарный поток	$r_i=(\mathrm{Pr}^*)^{1/2}$ — ламинарный поток
То же — энтальпии	$r=(\mathrm{Pr}^*)^{1/3}$ — турбулентный поток	$r_i=(\mathrm{Pr})^{1/3}$ — турбулентный поток
Число Стантона $\mathrm{St}^*=\frac{f_c}{2}(\mathrm{Pr}^*)^{-2/3}$	$\mathrm{St}^*=\alpha/\rho^* c_p v_\infty$	$\mathrm{St}^*=\alpha_i/\rho^* v_\infty$

Формулы для плоской пластины

Локальное значение коэффициента поверхностного трения	$f_c=0{,}664\,(\mathrm{Re}^*)^{-1/2}$ (Польгаузен), ламинарный поток, $\mathrm{Re}<5\cdot10^5$
	$f_c=0{,}0592\,(\mathrm{Re}^*)^{-0,2}$ (Блазиус), турбулентный поток, $5\cdot10^5<\mathrm{Re}<10^7$
	$f_c=0{,}288\,(\log_{10}\mathrm{Re}^*)^{-2,45}$ (Прандтль—Шлихтинг), турбулентный поток, $5\cdot10^5<\mathrm{Re}<10^9$
Среднее значение коэффициента поверхностного трения	$\bar{f}_c=1{,}328\,(\mathrm{Re}^*)^{-1/2}$ (Польгаузен), ламинарный поток, $\mathrm{Re}<5\cdot10^5$
	$\bar{f}_c=0{,}074\,(\mathrm{Re}^*)^{-0,2}$ (Блазнус), турбулентный поток, $5\cdot10^5<\mathrm{Re}<10^7$
	$\bar{f}_c=0{,}455\,(\log_{10}\mathrm{Re}^*)^{-2,58}$ (Прандтль—Шлихтинг), турбулентный поток, $5\cdot10^5<\mathrm{Re}<10^9$
Число Нуссельта ($\mathrm{Nu}=\mathrm{St}\cdot\mathrm{Re}\cdot\mathrm{Pr}$)	$\mathrm{Nu}^*=0{,}332\,(\mathrm{Re}^*)^{1/2}\,(\mathrm{Pr}^*)^{1/3}$ (Польгаузен), ламинарный поток, $\mathrm{Re}<5\cdot10^5$
	$\mathrm{Nu}^*=0{,}029\,(\mathrm{Re}^*)^{0,8}\,(\mathrm{Pr})^{1/3}$ (Блазиус), турбулентный поток, $5\cdot10^5<\mathrm{Re}<10^7$
	$\mathrm{Nu}^*=0{,}144\,\mathrm{Re}^*\,(\mathrm{Pr}^*)^{1/3}/(\log_{10}\mathrm{Re}^*)^{2,45}$ (Прандтль—Шлихтинг), турбулентный поток, $5\cdot10^5<\mathrm{Re}<10^9$
Среднее значение $\bar{\alpha}$ от $x=0$ до $x>x_{\text{кр}}$	$\bar{\alpha}=0{,}036\frac{\lambda^*}{x}(\mathrm{Pr}^*)^{1/3}\left[(\mathrm{Re}_x^*)^{0,8}-(\mathrm{Re}_{x\text{кр}}^*)^{0,8}+\right.$ $\left.+18{,}5\,(\mathrm{Re}_{x\,\text{кр}}^*)^{0,5}\right]$ ламинарный поток при $x=0$ до $x=x_{\text{кр}}$; турбулентный поток при $x>x_{\text{кр}}$ (Блазиус)

3.11. КОНВЕКТИВНАЯ ТЕПЛООТДАЧА ТЕЛ ВРАЩЕНИЯ
(дисков, конусов, цилиндров и сфер)

Конвективный теплообмен между вращающимся телом и окружающей его средой играет важную роль в инженерной практике. Механизм теплоотдачи вращающихся систем тесно связан с характеристиками подвижного пограничного слоя потока, которые сложным образом проявляются через центробежную и кориолисову силы. Когда скорость

Таблица 3.9

Теплообмен тел вращения

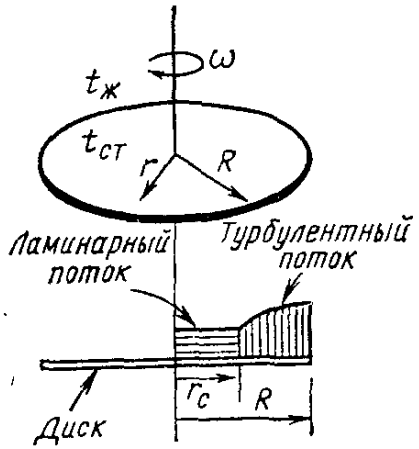
Формула:

$$q_s = \alpha\,(t_{ст} - t_ж)\ \text{Вт/м}^2.$$

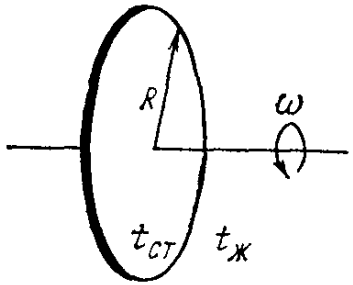
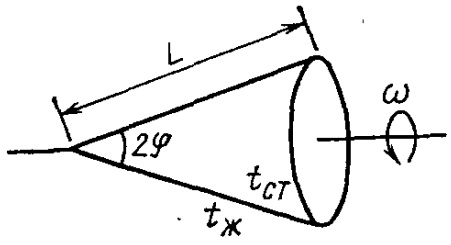
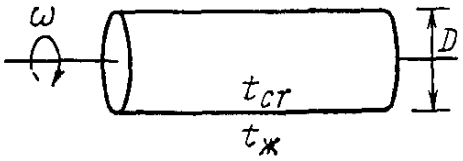
Обозначения:

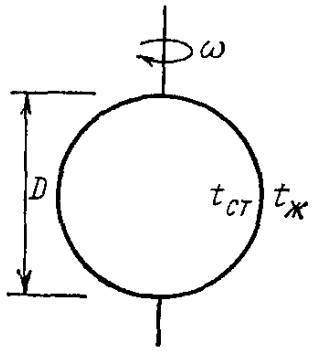
$\overline{Nu} = \alpha X/\lambda$ — среднее значение числа Нуссельта;
$Re = \omega X^2/\nu$ — число Рейнольдса;
$Gr = \beta g X^3 \Delta t/\nu^2$ — число Грасгофа;
$Pr = c_p\mu/\lambda$ — число Прандтля;
$\nu = \mu/\rho$ — кинематическая вязкость, м²/с;
μ — динамическая вязкость, Н·с/м²;
ρ — плотность жидкости, кг/м³;
ω — угловая скорость вращения, рад/с;
X — характеристическая длина, м;
β — коэффициент объемного расширения, K^{-1};
α — коэффициент теплоотдачи, Вт/ (м²·с);
λ — коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/ (м·°С);
c_p — удельная теплоемкость при постоянном давлении, Дж/ (кг·°С);
$\Delta t = (t_{ст} - t_ж)$ — разность температуры, °С;
$t_{ст}$ — температура стенки, °С;
$t_ж$ — температура жидкости, °С;
g — ускорение силы тяжести, м/с²;
φ — половина угла при вершине конуса;
R — радиус, м;
D — диаметр, м;
f_D — коэффициент сопротивления давления;
v_∞ — скорость невозмущенного потока жидкости, м/с.

Физические свойства жидкости берутся при средней температуре $t_m = (t_{ст} + t_ж)/2$.

№ п.п.	Система	Схематическое представление	Формулы	Режим течения	Литература
1	Вращающийся диск		$\overline{Nu} = (0{,}277 + 0{,}105\ Pr)\ Re^{0,5}$	Ламинарный поток, $Re < 2{,}5 \cdot 10^5$, $0{,}7 < Pr < 5{,}0$	[3.31, 3.33]
			$\overline{Nu} = 1{,}1\ Re^{0,5}$	Ламинарный поток, $Re < 2{,}5 \cdot 10^5$, $Pr = 10$	[3.33]
			$\overline{Nu} = 0{,}015\ Re^{0,8}$	Турбулентный поток, $Re > 2{,}5 \cdot 10^5$, $Pr = 0{,}72$	[3.33]
			$\overline{Nu} = 0{,}015\ Re^{0,8} - 100 \left(\frac{r_c}{R}\right)^2$	Ламинарный поток между $r=0$ и $r=r_c$; турбулентный поток между $r=r_c$ и $r=R$, где $r_c = (2{,}5 \cdot 10^5\ \nu/\omega)^{1/2}$, $Pr = 0{,}72$	[3.31]

Продолжение табл. 3.9

№ п.п.	Система	Схематическое представленне	Формулы	Режим течения	Литература
			$\overline{Nu}=0{,}4\ (Re^2+Gr)^{0,25}$, где $\overline{Nu}=\alpha R/\lambda$, $Re=\omega R^2/\nu$, $Gr=\beta g R^3\,\pi^{3/2}\,\Delta t/\nu^2$	Совместное действие естественной и выиуждеиной коивекции за счет вращения в ламинарием потоке (оси расположены горизоитально)	[3.32]
2	Вращающийся коиус		$\overline{Nu}=0{,}515\ (Gr)^{0,25}$; $\overline{Nu}=0{,}33\ Re^{0,5}$; $\overline{Nu}=Re^{0,5}\,[0{,}331+0{,}412\,(Gr/Re^2)+..\,]$, где $\overline{Nu}=\alpha L/\lambda$, $Re=\omega L^2\sin\varphi/\nu$, $Gr=\beta g L^3\cos\varphi\Delta t/\nu^2$	Ламинарный режим течения с естествеиной конвекцией, $Pr=0{,}72$, $Gr/Re^2>2{,}0$ Вынуждеииая коивекция, $Pr=0{,}72$, $Gr/Re^2<0{,}05$ Совместное действие естествеиной и выиуждеиной конвекции, $Pr=0{,}72$; $0{,}2<Gr/Re^2<1{,}0$	[3.38] [3.32, 3,40] [3.32]
3	Вращающийся цилиидр		$\overline{Nu}=0{,}456\ (Gr\cdot Pr)^{0,25}$ $\overline{Nu}=0{,}18\ [(0{,}5\ Re^2+Gr)\,Pr]^{0,315}$ $Nu=\dfrac{Re\cdot Pr\sqrt{f_D/2}}{5Pr+5\ln(3Pr+1)+\sqrt{2/f_D}-12}$ f_D из: $Re/B=-1{,}828+1{,}77\ \ln B$ для $B>950$; $Re/B=-3{,}68+2{,}04\ \ln B$ для $B<950$, где $B=Re\sqrt{f_D}$	Естественная конвекция, $Re<(Gr/Pr)^{0,5}$ Совместное действие естествеиной и вынужденной коивекции, $Re\leqslant 5\cdot 10^4$ Выиужденная конвекция $Re>10^5$	[3.34] [3.32] [3.39]

			$\overline{Nu} = 0{,}135\left[\left(0{,}5\,Re^2 + Re_{ж}^2 + Gr\right) Pr\right]^{0{,}33}$, где $\overline{Nu} = \alpha D/\lambda$, $Re = \omega D^2/\nu$, $Re_{ж} = v_{\infty} D/\nu$, $Gr = \beta g D^3 \Delta t/\nu^2$	Совместное действие вынужденной конвекции за счет вращения и поперечного движения жидкости, $Re_{ж} < 1{,}5 \cdot 10^4$, $0{,}6 < Pr < 15$, $10^3 < Re < 5 \cdot 10^4$; величина в квадратных скобках $< 10^9$	[3.39]
4	Вращающаяся сфера		$\overline{Nu} = 0{,}43\ Re^{0{,}5}\ Pr^{0{,}4}$	Ламинарный поток, $Gr/Re^2 < 0{,}1$, $Re < 5 \cdot 10^4$, $0{,}7 < Pr < 217$	[3.36]
			$\overline{Nu} = 0{,}066\ Re^{0{,}67}\ Pr^{0{,}4}$	Турбулентный поток, $Gr/Re^2 < 0{,}1$, $5 \cdot 10^4 < Re < 7 \cdot 10^5$, $0{,}7 < Pr < 7$	[3.36]
			$\overline{Nu} = 2\,(Re^2 + Gr)^{0{,}164}$, где $\overline{Nu} = \alpha D/\lambda$, $Re = \omega D^2/\nu$, $Gr = \beta g D^3 \Delta t/\nu^2$	Совместное действие естественной и вынужденной конвекции, $Gr/Re^2 > 0{,}1$, $10^3 < Re < 2 \cdot 10^4$, $4 \cdot 10^6 < Gr < 2 \cdot 10^7$	[3.32]

вращения незначительна или когда различие между температурой поверхности и среднеобъемной температурой жидкости достигает значительной величины, основную роль может играть естественная конвекция. С другой стороны, когда скорость вращения достаточно велика, вклад от естественной конвекции становится относительно небольшим и теплоотдача осуществляется преимущественно за счет вынужденной конвекции. Критерием установления того или иного вида конвективной теплоотдачи служит численное значение безразмерного параметра (Gr/Re^2). В промежуточной области значений данного параметра в расчетах теплоотдачи необходимо учитывать совместное действие естественной и вынужденной конвекции.

В табл. 3.9 приведены формулы для определения теплоотдачи при вращении тел различной геометрии (дисков, конусов, цилиндров и сфер).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

3.1. **Nusselt W.** Die Abhängigkeit der Warmeübergangszabl von der Rohrläge. — «Zeitscher VDI», 1910, Bd 54, S. 154.
3.2. **Pohlhausen E.** Der Wärmeaustausch zwischen festen Körpern und Flüssigkeiten mit kleiner Reibung und kleiner Wärmeleitung. — «ZAMM», 1921, Bd 1, S. 115.
3.3. **Prandtl L.** Eine Beziehung zwischen Wärmeaustausch und Strömungswiederstand der Flüssigkeiten. — «Phys. Z.», 1910, Bd 11, S. 1072.
3.4. **Reynolds O.** On the Extent and Action of the Heating Surface for Steam Boilers. — «Proc. Manchester Lit. Phil. Soc.», 1874, 8.
3.5. **Karman von T.** The Analogy between Fluid Friction and Heat Transfer. — «Trans. ASME», 1939, v. 61, p. 705—711.
3.6. **Kays W. M.** Convective Heat and Mass Transfer. McGraw-Hill, 1966.
3.7. **Ede A. J.** Advances in Free Convection. — In: Advances in Heat Transfer. V. 4. Academic Press, 1967.
3.8. **Ostrach S.** An Analysis of Laminar Free-Convective Flow and Heat Transfer about a Flat Plate Parallel to the Direction of the Generating Body Force. — «NACS» TN, 1952, v. 2, p. 635.
3.9. **Eishenden M., Saunders O. A.** An Introduction to Heat Transfer. Oxford University Press, 1950.
3.10. **Eckert E., Jackson T.** Analysis of Turbulent Free Convection Boundary Layers on Flat Plate. — «NACA» TN, 1950, 2207.
3.11. **Bromham R. J., Mayhew Y. R.** Free Convection from a Sphere in Air. — «Intern. J. Heat Mass Transfer», 1962, v. 5, p. 83.
3.12. **Sparrow E. M., Gregg J. L.** Laminar Free Convection from a Vertical Plate with a Uniform Surface Heat Flux. — «Trans. ASME», 1956, v. 78, p. 435.
3.13. **LeFevre E. J., Ede A. J.** Laminar Free Convection from the Outer Surface of a Vertical Circular Cylinder. Proc. 9th Congress, App. Mech., Brussels, paper 1167, 1956.
3.14. **Ostrach S.** Natural Convection in Enclosures. — In: Advances in Heat Transfer. V. 8. Academic Press, 1972.
3.15. **Gebhart B.** Natural Convection Flows and Stability. — In: Advances in Heat Transfer. V. 9. Academic Press, 1973.
3.16. **Knudsen J. C., Katz D. L.** Fluid Dynamics and Heat Transfer. McGraw-Hill, 1958.
3.17. **Cohburn A. P.** A Method of Correlating Forced Convection Heat Transfer Data and Comparison with Fluid Friction. — «Trans. AIChE», 1933, v. 29, p. 174—210.
3.18. **Hilbert R.** Wärmeabgabe von geheizten Drähten und Rohren. — «Forsch. Geb. Ingeineurwesens», 1933, Bd 4, S. 215—224.
3.19. **Якоб М.** Вопросы теплопередачи. Пер. с англ. М., Изд-во иностр. лит., 1960.
3.20. **McAdams W. H.** Heat Transmission. McGraw-Hill, 1954.

3.21. **Sieder E. N., Tate C. E.** Heat Transfer and Pressure Drops of Liquids in Tubes. — «Industr. and Engng Chem.», 1936, v. 28, p. 1429.
3.22. **Кутателадзе С. С., Боришанский В. М.** Справочник по теплопередаче. Л.—М., Госэнергоиздат, 1959.
3.23. **Kay J. M., Nedderman R. M.** Fluid Mechanics and Heat Transfer. Cambridge University Press, 1974.
3.24. **Grimson J.** Advanced Fluid Dynamics and Heat Transfer. McGraw-Hill, 1972.
3.25. **Engineering** Science Data 67016, Forced Convection Heat Transfer in Circular Tubes, ESDU Ltd., London.
3.26. **Eckert E. R. G., Drake R. M.** Heat and Mass Transfer. McGraw-Hill, 1959.
3.27. **Rohsenow W. M., Hartnett J. P.** (eds). Handbook of the Heat Transfer. McGraw-Hill, 1973.
3.28. **Van der Does de Bye, Schenk J.** Heat Transfer in Laminar Flow between Parallel Plates. — «Appl. Sci. Res.», 1952, v. A3, p. 308.
3.29. **Sellars J. R., Tribus M., Klein J. S.** Heat Transfer to Laminar Plow in a Round Tube or Flat Conduit. The Graetz Problem Extended. — «Trans. ASME», 1956, v. 78, p. 441.
3.30. **Morgan V. T.** The Overall Convective Heat Transfer from Smooth Circular Cylinders. — In: Advances in Hear Transfer. V. 11. Academic Press, 1975.
3.31. **Kreith F.** Heat Transfer. International Textbook Co., 1965.
3.32. **Kreith F.** Convective Heat Transfer in Rotating Systems. — In: Advances in Heat Transfer. V. 5. Academic Press, 1968.
3.33. **Cobb E. C., Saunders O. A.** Heat Transfer from a Rotating Disc. — «Proc. Roy. Soc.», 1956, v. 236A, p. 343—351.
3.34. **Anderson J. T., Saunders O. A.** Convection from an Isolated Heated Horizontal Cylinder Rotating about its Axis. — «Proc. Roy. Soc.», 1953, p. 217A, p. 555—562.
3.35. **Dorfman L. A.** Hydrodynamic Resistance and the Heat Loss of Rotating Solids (trans. N. Kemmer). Edinburgh, Oliver and Boyd, 1963.
3.36. **Convection** Heat Transfer and Flow Phenomena of Rotating Spheres. — «Intern. J. Heat Mass Transfer», 1963, v. 6, p. 881—895. Auth.: F. Kreith, L. R. Roberts, J. A. Sullivan, S. N. Sinha.
3.37. **Hering R. G., Grosh R. J.** Laminar Combined Convection from a Rotating Cone. — «J. Heat Transfer», 1963, v. 85, p. 29—34.
3.38. **Hering R. G., Grosh R. J.** Free laminar convection from a nonisothermal cone. — «Intern. J. Heat Mass Transfer», 1962, v. 5, p. 1059.
3.39. **Kays W. M., Bjorklund I. S.** Heat Transfer from a Rotating Cylinder with and without Cross Flow. — «Trans. ASME», 1958, v. 80, p. 70—78.
3.40. **Tien C. L., Campbell D. T.** Heat and Mass Transfer from Rotating Cones. — «J. Fluid Mechanics», 1963, v. 17, p. 105—112.
3.41. **Eckert E. R. G.** Survey on Heat Transfer at High Speeds. — «Aeronautical Research Laboratory 189», Dec. 1961. Wright-Patterson Air Force Base.
3.42. **Monaghan R. J.** Formulae and Approximations for Aerodynamic Heating Rates in High Speed Flight ARC, CP360, 1957.
3.43. **Crocco L.** The Laminar Boundary Layer in Gases (Lo Strato Limite Laminare nei Gas). — «Monogr. Sci. di Aeronautics», 1946, 3. Roma, RAE Translation.
3.44. **Young G. B. W., Janssen E.** The Compressible Boundary Layer. — «J. Aeronaut. Sci.», 1952, v. 19, p. 229—236.
3.45. **Van Driest E. R.** Convective Heat Transfer in Gases. — In: Turbulent Flow and Heat Transfer. Ed. by C. C. Lin. High Speed Aerodynamics and Jet Propulsion. V. 5. Oxford University Press, 1959.
3.46. **Keenan J. H., Kaye J.** Gas Tables. John Wiley, 1945.
3.47. **Hilsenrath J. e. a.** The NBS—NASA Tables of Thermal Properties of Gases. National Bureau of Standards, 1955.
3.48. **Raithby G. D., Hollands K. G. T.** A General Method of Obtaining Approximate Solutions to Laminar and Turbulent Free Convection Problems. — In: Advances in Heat Transfer. V. 11. Academic Press, 1975.
3.49. **Spalding D. B., Pun W. M.** A Review of Methods for Predicting Heat Transfer Coefficients for Laminar Uniform Property Boundary Layers Flows. — «Intern. J. Heat Mass Transfer», 1962, v. 5, p. 239—239.
3.50. **Streeter V. L.** (ed.) Handbook of Fluid Mechanics. McGraw-Hill, 1961.

Глава 4

ТЕПЛОВОЕ ИЗЛУЧЕНИЕ

4.1. ВВЕДЕНИЕ

Все тела с температурой выше абсолютного нуля (0 К) постоянно испускают энергию в виде излучения.

Считается, что лучистая энергия переносится электромагнитными волнами в соответствии с классической электромагнитной волновой теорией или фотонами (переносчиками энергии) — в соответствии с квантовомеханической теорией. В большинстве случаев уравнения, полученные на основе обеих этих теорий, подобны. Однако для объяснения радиационных явлений чаще используется волновая теория, несмотря на некоторые ее недостатки.

Природа всех видов излучения тождественна. Для переноса энергии они не требуют проводящей среды и распространяются с одинаковой скоростью, равной скорости света (т. е. $c = 3 \cdot 10^{10}$ см/с). Виды излучения различаются только частотой и длиной волны, которые связаны следующим соотношением:

$$c \text{ (скорость света)} = \lambda \text{ (длина волны)} \times f \text{ (частота)}. \qquad (4.1)$$

Тепловое излучение, которое относится к большой группе излучений с протяженностью спектра от космического излучения до радиоволн, имеет длины волн в интервале от 0,3 мкм (1 мкм $= 10^{-6}$ м) до 50 мкм, включая видимую и инфракрасную области.

При взаимодействии падающего излучения с поверхностью часть энергии отражается, часть поглощается, а часть, если тело прозрачное, проходит сквозь него. Из принципа сохранения энергии сумма должна быть равна энергии падающего излучения, т. е.

отражение + поглощение + прохождение = падающее излучение

или

$$\rho + \alpha + \tau = 1, \qquad (4.2)$$

где ρ, α и τ — коэффициенты отражения, поглощения и пропускания, характеризующие отражательную, поглощательную и пропускательную способность тела.

Поглощенная энергия превращается в тепловую энергию, и нагретое тело испускает лучистую энергию в соответствии со своей температурой и условиями на поверхности. Количество излучаемой энергии составляет

$$Q = \varepsilon \sigma_0 T^4 F \text{ Вт}, \qquad (4.3)$$

где ε — коэффициент излучения (степень черноты тела).

Для изучения характеристик теплового излучения и удобства вычислений введено понятие *абсолютно черного тела*, хотя реальные

поверхности чаще всего диффузные и серые. Для большинства задач теплового излучения существенное значение имеет определение радиационных свойств и обмена лучистой энергией между поверхностями.

4.2. ОБОЗНАЧЕНИЯ

F — площадь поверхности, м^2;
C_1, C_2, C_3, C_4 — константы излучения (см. табл. 4.2);
E — лучеиспускательная способность, Вт/м^2;
e — относительная лучеиспускательная способность;
φ — угловой коэффициент излучения;
H — плотность потока излучения, падающего на поверхность, Вт/м^2;
J — интенсивность излучения, Вт/(м^2 · ср);
$\ln = \log_e$ — натуральный логарифм;
Φ — эффективное излучение, Вт/м^2;
N — число излучающих поверхностей;
Q — поток излучения, Вт;
q_s — плотность потока излучения, Вт/м^2;
r — расстояние между двумя поверхностями; радиус, м;
h — глубина проникновения излучения, м;
T — абсолютная температура, К;
α — коэффициент поглощения (поглощательная способность);
β — угол между направлением излучения и нормалью к поверхности; коэффициент ослабления;
ε — степень черноты (коэффициент излучения);
γ — коэффициент рассеяния;
λ — длина волны;
$\lambda_{макс}$ — длина волны для максимума интенсивности излучения;
ρ — коэффициент отражения (отражательная способность);
σ_0 — постоянная Стефана—Больцмана;
ω — телесный угол.

Индексы:
0 — черное тело; начальное состояние;
n — нормаль;
i — i-я поверхность;
э — экран от излучения;
β — направленное излучение;
λ — спектральное излучение.

4.3. ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Коэффициент поглощения α — отношение поглощенной энергии ко всему количеству лучистой энергии, падающей на тело.

Коэффициент рассеяния γ — см. коэффициент ослабления.

Угловой коэффициент излучения $\varphi_{F_i - F_j}$ (также называется угловым коэффициентом, геометрическим коэффициентом, коэффициентом формы или коэффициентом облученности)

представляет собой безразмерную величину, характеризующую долю лучистой энергии, которая покидает поверхность F_i и достигает поверхности F_j.

Диффузно отражающая поверхность — поверхность, лучеиспускательная способность которой подчиняется закону Ламберта, причем падающее излучение при рассеянии от диффузно отражающей поверхности распределяется равномерно по всем направлениям.

Излучение в определенном направлении — излучение в заданном направлении по отношению к нормали к поверхности.

Лучеиспускательная способность E — энергия, излучаемая с единицы площади поверхности в единицу времени. Интегральная полусферическая лучеиспускательная способность черного тела в π раз больше интенсивности излучения:

$$E_0 = \pi J_0 = \sigma_0 T^4 \text{ Вт/м}^2. \tag{4.4}$$

Она представляет собой излучаемую в пространство полусферы энергию в диапазоне всех длин волн на единицу поверхности в единицу времени.

Степень черноты ε — фундаментальное свойство поверхности; представляет собой отношение лучеиспускательной способности поверхности реального тела к лучеиспускательной способности абсолютно черного тела при той же температуре, т. е.

$$\varepsilon = E/E_0. \tag{4.5}$$

Если интенсивность излучения поверхности подчиняется закону Ламберта, то относительная излучательная способность в определенном направлении определяется как

$$\varepsilon_\beta = J/J_0 \tag{4.6}$$

аналогично полусферической интегральной степени черноты ε.

Полусферическая лучеиспускательная способность поверхности реального тела представляется соотношением

$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon \sigma_0 T^4 \text{ Вт/м}^2. \tag{4.7}$$

Замкнутая область —это понятие, используемое для расчета излучения, падающего со всех направлений окружающего пространства. В замкнутой области полная сумма количества тепла, передаваемого поверхностям, равна нулю ($\Sigma Q = 0$); при этом полная сумма угловых коэффициентов излучения данных поверхностей равна единице ($\Sigma\varphi = 1$).

Коэффициент ослабления β. Многие вещества, в частности такие газы, как двуокись углерода и водяные пары, по отношению к тепловому излучению не являются полностью прозрачными. Они поглощают и рассеивают определенное количество падающего излучения, пропуская лишь часть его. В результате интенсивность излучения уменьшается с глубиной материала, через который оно проникает.

Доля поглощенной энергии представляется уравнением

$$J = J_0 \exp(-\alpha h) \quad \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{ср)}, \tag{4.8}$$

где J_0 — начальная интенсивность излучения; h — глубина проникновения; α — коэффициент поглощения.

Доля рассеянной энергии определяется уравнением

$$J = J_0 \exp(-\gamma h) \quad \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{ср)}, \tag{4.9}$$

где γ — коэффициент рассеяния.

Совмещение обоих процессов (поглощения и рассеяния) выражается уравнением

$$J = J_0 \exp[-(\alpha + \gamma) h] = J_0 \exp(-\beta h) \quad \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{ср)}, \tag{4.10}$$

где $\beta = \alpha + \gamma$ — коэффициент ослабления; $\exp(-\beta h)$ характеризует проницаемость материала, а h—эффективная длина (или среднее значение проникновения лучистого потока), рассчитываемая с учетом всех возможных траекторий излучения, которые зависят от формы газового объема. Эффективная длина может быть приближенно принята равной $3{,}4\ V/F$, где V — объем газа, а F — площадь ограничивающей поверхности. Если среду (обычно газ) рассматривать как серый газ, то испускаемый газом поток излучения выражается соотношением

$$q_s = [1 - \exp(-\beta h)]\, \sigma_0 T^4 \quad \text{Вт/м}^2. \tag{4.11}$$

Серое тело — это идеальное тело, интенсивность излучения которого принята для всех длин волн с точностью до постоянного коэффициента пропорциональной интенсивности излучения абсолютно черного тела. Спектральная степень черноты ε_λ серого тела для всех длин волн является постоянной величиной, а его излучательные свойства подчиняются закону Ламберта. Таким образом, с учетом этих предположений $\varepsilon = \varepsilon_\lambda = \alpha = \alpha_\lambda$, где α и α_λ — коэффициенты полной и спектральной поглощательных способностей.

Некоторые материалы, используемые в инженерной практике, по своим излучательным свойствам могут быть с определенным приближением отнесены к серым телам.

Модель абсолютно черного тела — это малое отверстие в полой сфере, обладающее свойствами, приближающимися к свойствам абсолютно черного тела.

Полусферическое излучение — поток излучения в полусферическое пространство.

Падающее излучение — лучистая энергия, приходящаяся на единицу площади за единицу времени.

Инфракрасное излучение — часть электромагнитного спектра излучения, которая лежит в диапазоне длин волн 0,75—300 мкм. Тела, которые поглощают падающее излучение с такими длинами волн, нагреваются.

Монохроматическое излучение — этот термин относится к излучению с одинаковыми длинами волн.

Эффективное излучение Ф — удельная лучистая энергия, покидающая поверхность и отнесенная к единице площади,

Вт/м². Эта энергия представляет собой суммарное излучение тела, т. е. собственное и отраженное излучение.

Интенсивность излучения J — удельная лучистая энергия, испускаемая с единицы площади поверхности за единицу времени в единичный телесный угол, Вт/(м² · ср). Спектральная интенсивность J_λ характеризует излучение в небольшом интервале длин волн вблизи длины волны λ; интегральная интенсивность относится к полному излучению для всех длин волн.

Коэффициент отражения ρ — отношение отраженного излучения к падающему на тело излучению.

Телесный угол ω — это отношение площади поверхности участка сферы, вырезанного телесным углом, к квадрату радиуса сферы, т. е. $d\omega = dF/r^2$. Используемой единицей измерения является стерадиан. Телесный угол полусферы равен 2π.

Спектральное излучение относится к очень узкому участку длин волн вблизи данной длины волны λ.

Зеркальная поверхность — это поверхность, для которой выполняется закон геометрической оптики: угол отражения равен углу падения лучей на эту поверхность, т. е. она отражает лучи, подобно зеркалу. Следовательно, в этих случаях необходимо учитывать направление траекторий отраженных лучей.

Суммарное излучение — это совокупность излучений для всех длин волн.

Коэффициент пропускания τ — отношение излучения, прошедшего сквозь тело, к излучению, падающему на тело.

4.4. АБСОЛЮТНО ЧЕРНОЕ ТЕЛО И ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ ИЗЛУЧЕНИЯ

Абсолютно черное тело является идеальным телом, которое способно полностью поглощать падающее на него излучение. Это положение справедливо для излучения в диапазоне всех длин волн и при всех углах падения. Абсолютно черное тело считается абсолютным поглотителем падающего излучения и также абсолютным излучателем. Поэтому его используют в качестве эталона сравнения для поглощения и излучения реальных тел.

Полное количество лучистой энергии, излучаемой абсолютно черным телом, описывается законом Стефана—Больцмана, а распределение интенсивности излучения по отдельным направлениям — законом Ламберта. Распределение спектральной интенсивности излучения по длинам волн устанавливается законом Планка, а связь длины волны с максимумом спектральной интенсивности излучения выражается законом смещения Вина.

Тепловое излучение с поверхности черного тела представляет собой диффузное излучение, которое распределяется равномерно во всем пространстве полусферы (рис. 4.1).

Приближенной моделью абсолютно черного тела может служить малое отверстие в оболочке полого тела. Это отверстие, попадая в которое лучистый поток почти полностью поглощается вследствие много-

кратного отражения полостью, обладает наивысшей способностью поглощать лучистую энергию при данной температуре.

Потери тепла с площади F поверхности абсолютно черного тела с равномерной температурой T_1 в окружающее пространство (предполагаемое также черным) с постоянной температурой T_2 выражаются уравнением

$$Q = F\sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) \text{ Вт.} \qquad (4.12)$$

Полусферическая лучеиспускательная способность абсолютно черного тела в π раз больше лучеиспускательной способности в направлении нормали к поверхности, равной интенсивности излучения.

В табл. 4.1 представлены основные тепловые свойства абсолютно черного тела.

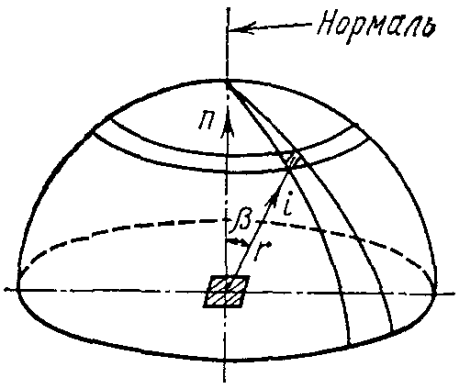


Рис. 4.1. Диффузное излучение

Таблица 4.1

Излучательные свойства абсолютно черного тела

Излучательное свойство	Формула	Основной закон
Спектральная интенсивность излучения в направлении нормали	$J_{\lambda, 0} = \frac{C_1}{\lambda^5 [\exp (C_2/\lambda T) - 1]} = J_{\lambda, 0, \beta}$	Закон Планка
Полная интенсивность излучения в направлении нормали	$J_{0, n} = \int_0^\infty J_{\lambda, 0} d\lambda = \frac{\sigma_0 T^4}{\pi}$	
Полная интенсивность излучения по всем направлениям	$J_{0, \beta} = J_{0, n} \cos \beta = \frac{\sigma_0 T^4}{\pi} \cos \beta$	Закон Ламберта
Спектральная лучеиспускательная способность по всем направлениям	$E_{\lambda, 0, \beta} = J_{\lambda, 0} \cos \beta$	Закон Ламберта
Полная лученспускательная способность по всем направлениям	$E_{0, \beta} = J_{0, n} \cos \beta = \frac{\sigma_0 T^4}{\pi} \cos \beta$	Закон Ламберта
Полусферическая спектральная лучеиспускательная способность	$E_{\lambda, 0} = \pi E_{\lambda, 0, n} = \pi J_{\lambda, 0}$	
Полусферическая полная лученспускательная способность	$E_0 = \int_0^\infty E_{\lambda, 0} d\lambda = \sigma_0 T^4$	Закон Стефана—Больцмана
Максимум интенсивности излучения	$J^{\text{макс}}_{\lambda, 0} = C_4 T^5$	Закон Вина

Закон Кирхгофа. Для тела, находящегося в состоянии теплового равновесия, отношение его лучеиспускательной способности к лу-

чеиспускательной способности абсолютно черного тела при той же температуре равно поглощательной способности:

$$E/E_0 = \alpha \text{ или } \varepsilon = \alpha. \quad (4.13)$$

Таким образом, при данной температуре тело может поглощать столько лучистой энергии, сколько оно может ее излучать. Этот закон не вполне приемлем только к некоторым типам поверхностей, относящимся по своим характеристикам к серым.

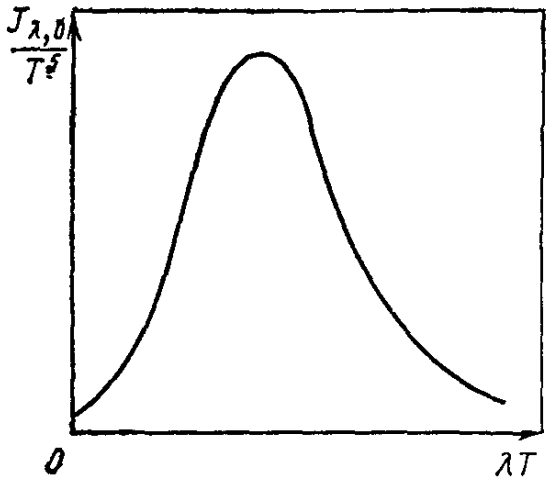


Рис. 4.2. Зависимость излучения абсолютно черного тела от λT

Закон Ламберта. Для заданного направления интенсивность излучения пропорциональна косинусу угла, который оно образует с нормалью к эмиссионной поверхности:

$$J_{0,\beta} = J_{0,n} \cos \beta \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{ср)}. \quad (4.14)$$

Если интенсивность излучения поверхности подчиняется закону косинуса, справедливому для абсолютно черного тела, то степень черноты в направлении нормали становится независимой от угла β и такой же, как и интегральная полусферическая степень черноты:

$$\varepsilon_n = \varepsilon. \quad (4.15)$$

Закон Планка. Спектральное распределение интенсивности излучения абсолютно черного тела выражается уравнением

$$J_{\lambda,0} = \frac{C_1}{\lambda^5 [\exp(C_2/\lambda T) - 1]} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{ср)}. \quad (4.16)$$

Эта формула позволяет рассчитывать лучистую энергию для любой длины волны спектра излучения.

Уравнение (4.16) можно переписать в следующей форме:

$$\frac{J_{\lambda,0}}{T^5} = \frac{C_1}{(\lambda T)^5 [\exp(C_2/\lambda T) - 1]}. \quad (4.17)$$

Это равенство свидетельствует о том, что для данного значения λT отношение $J_{\lambda,0}/T^5$ постоянно для всех температур и что эта зависимость может быть представлена единственной кривой (рис. 4.2).

Выражение для спектральной лучеиспускательной способности имеет вид

$$E_{\lambda,0} = \pi J_{\lambda,0} \text{ Вт/м}^2. \quad (4.18)$$

Полусферическая лучеиспускательная способность определяется соотношением

$$E_0 = \int_0^\infty \pi J_{\lambda,0}\, d\lambda = \sigma_0 T^4 \text{ Вт/м}^2, \quad (4.19)$$

которое известно как *закон Стефана—Больцмана*; коэффициент пропорциональности σ_0 называется *постоянной Стефана—Больцмана*.

Часто желательно рассчитать относительную лучеиспускательную способность в интервале длин волн между λ_1 и λ_2 при заданной температуре поверхности T. Для этой цели может быть использована при-

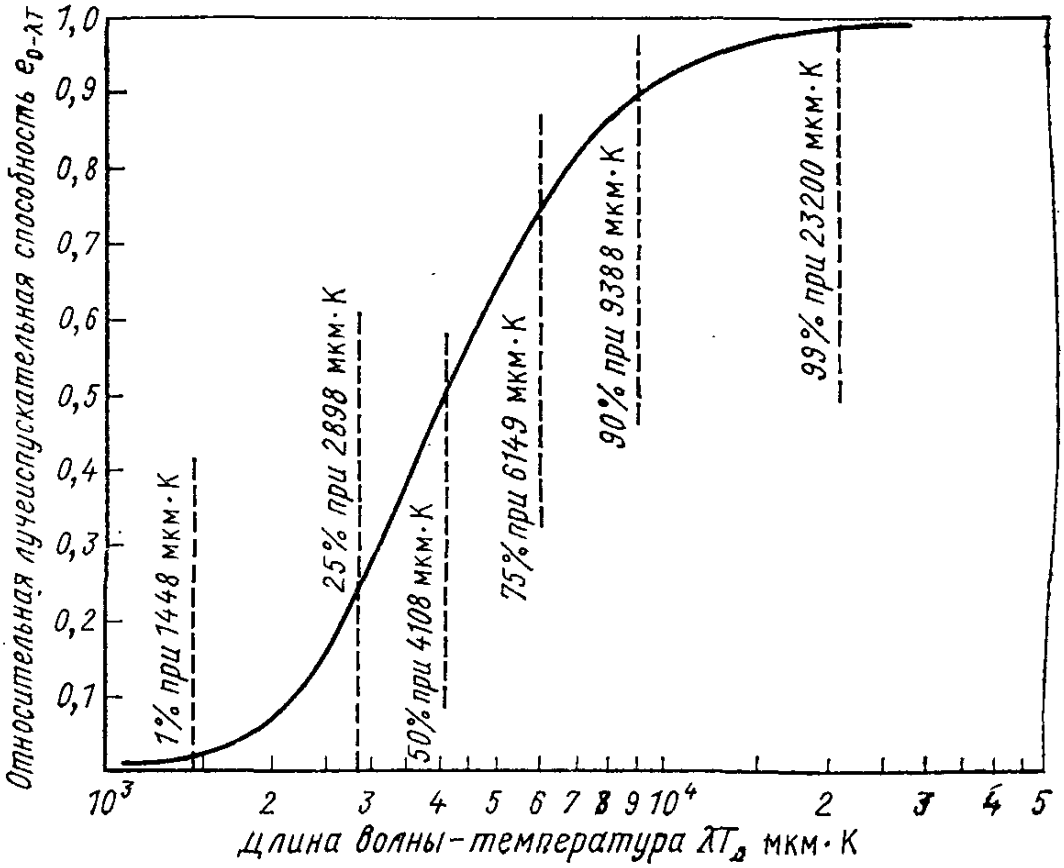


Рис. 4.3. Относительная лучеиспускательная способность абсолютно черного тела в интервале значений 0—λT

веденная на рис. 4.3 кривая относительной лучеиспускательной способности вместе с уравнением

$$E_{\lambda_2-\lambda_1} = \sigma_0 T^4 [e_{0-\lambda_2 T} - e_{0-\lambda_1 T}] \text{ Вт/м}^2, \tag{4.20}$$

$$e_{0-\lambda T} = \int_0^{\lambda T} \frac{E_{\lambda,0}}{\sigma_0 T^5} d(\lambda T) \tag{4.21}$$

является относительной лучеиспускательной способностью.

Закон смещения Вина. С ростом температуры максимум интенсивности излучения абсолютно черного тела смещается в область более коротких длин волн. Длина волны для максимума интенсивности излучения при заданной температуре T может быть вычислена из уравнения

$$\lambda_{\text{макс}} T = C_3 \text{ м} \cdot \text{К}. \tag{4.22}$$

Численные значения различных констант излучения приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Коистаиты излучеиия в уравиениях Планка, Стефаиа—Больцмаиа и Вина

Константа	Определение	Значение
C_1	Первая коистанта в уравненни Плаика для определения спектрального распределеиия энергин	$1{,}191 \cdot 10^{-16}$ Вт·м²/ср
C_2	Вторая константа в уравиеиии Плаика для определения спектрального распределеиия энергии	$1{,}438 \cdot 10^{-2}$ м·К
C_3	Констаита в уравнении Вина	$0{,}289 \cdot 10^{-2}$ м·К
C_4	Коистаита в формуле для определения максимума интенсивности излучеиия	$4{,}095 \cdot 10^{-6}$ Вт/(м³·К⁵)
σ_0	Постоянная Стефана — Больцмана	$5{,}669 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴)

4.5. ЛУЧИСТЫЙ ТЕПЛООБМЕН МЕЖДУ ДВУМЯ АБСОЛЮТНО ЧЕРНЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

Между поверхностями, расположенными так, что они «видят» друг друга, происходит лучистый теплообмен, причем каждая из поверхностей излучает энергию на другую и поглощает энергию, излученную этой поверхностью. Для двух абсолютно черных поверхностей, находящихся при различных температурах и расположенных в непоглощающей среде, результирующий обмен энергией выражается так:

$$\left.\begin{aligned} Q = Q_{1-2} - Q_{2-1} = \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) F_1 \varphi_{F_1 - F_2}; \\ Q = \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) F_2 \varphi_{F_2 - F_1} \text{ Вт}, \end{aligned}\right\} \qquad (4.23)$$

где

$$\varphi_{F_1 - F_2} = \frac{1}{\pi F_1} \int_{F_1} \int_{F_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{r^2} dF_1 dF_2; \qquad (4.24)$$

$$\varphi_{F_2 - F_1} = \frac{1}{\pi F_2} \int_{F_1} \int_{F_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{r^2} dF_1 dF_2; \qquad (4.25)$$

$\varphi_{F_1 - F_2}$ (аналогичное определение и для $\varphi_{F_2 - F_1}$) представляет собой угловой коэффициент излучения поверхности 1 по отношению к поверхности 2. Он показывает, какая доля энергии, излучаемой поверхностью F_1, попадает на поверхность F_2. Полная энергия, излучаемая в единицу времени с поверхности 1 на поверхность 2 и наоборот, определяется выражениями

$$Q_{1-2} = \sigma_0 T_1^4 F_1 \varphi_{F_1 - F_2} \text{ Вт} \qquad (4.26)$$

и

$$Q_{2-1} = \sigma_0 T_2^4 F_2 \varphi_{F_2-F_1} \text{ Вт}. \quad (4.27)$$

Равенство

$$F_1 \varphi_{F_1-F_2} = F_2 \varphi_{F_2-F_1} \quad (4.28)$$

представляет собой соотношение взаимного лучистого обмена между поверхностями.

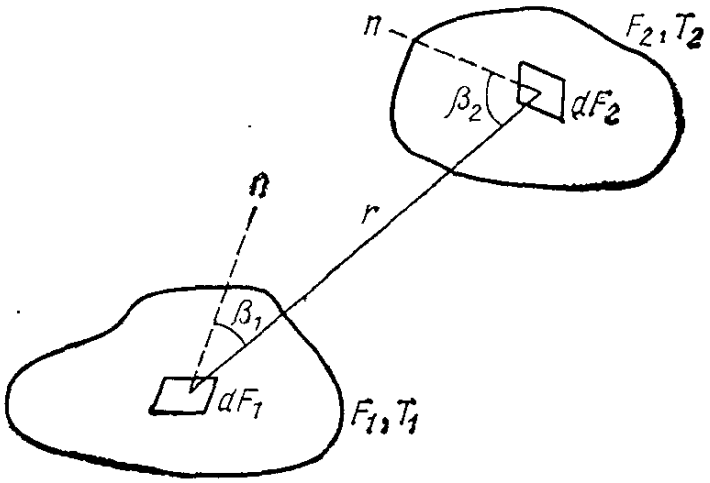


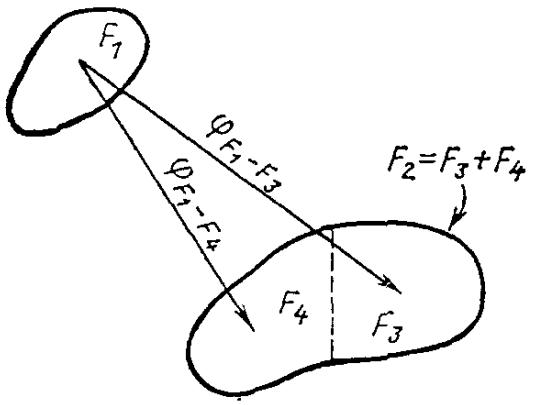
Рис. 4.4. Лучистый теплообмен между двумя поверхностями

Значения углового коэффициента излучения для двух геометрических конфигураций представлены в табл. 4.3.

4.6. ПРИМЕНЕНИЕ АЛГЕБРАИЧЕСКОГО МЕТОДА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УГЛОВЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ИЗЛУЧЕНИЯ

Выражения для угловых коэффициентов излучения систем из двух черных поверхностей, приведенные в табл. 4.3, можно с помощью алгебраического метода использовать для многих других геометрических систем. Этот метод основан на принципе сохранения энергии и соотношений взаимного обмена для диффузных поверхностей.

Таким образом, неизвестный угловой коэффициент излучения можно определить, прибавляя или вычитая известные коэффициенты для тел сравнимых конфигураций. Один из примеров приведен на рис. 4.5. В табл. 4.4 перечислены определенные таким образом угловые коэффициенты излучения для некоторых геометрических систем излучения.



$$\varphi_{F_1-F_3} = \varphi_{F_1-F_2} - \varphi_{F_1-F_4},$$

$$\varphi_{F_3-F_1} = \frac{F_1}{F_3}\varphi_{F_1-F_3} = \frac{F_1}{F_3}(\varphi_{F_1-F_2} - \varphi_{F_1-F_4})$$

Рис. 4.5. Пример, иллюстрирующий применение алгебраического метода для определения углового коэффициента излучения

Таблица 4.3

Угловые коэффициенты излучения для двух диффузно отражающих поверхностей

Определение условий лучистого теплообмена

1. Излучение от элементарной площадки dF_1 падает на ограниченную поверхность F_2

Угловой коэффициент излучения $\varphi_{dF_1-F_2}=\int\limits_{F_2}\frac{\cos\beta_1\cos\beta_2}{\pi r^2}\,dF_2$

Поток излучения $dQ=\sigma_0\,(T_1^4-T_2^4)\,dF_1\,\varphi_{dF_1-F_2}$

Соотношение взаимного обмена $dF_1\,\varphi_{dF_1-F_2}=dF_2\,\varphi_{dF_2-F_1}$

2. Излучение от ограниченной поверхности F_1 падает на ограниченную поверхность F_2

Угловой коэффициент излучения

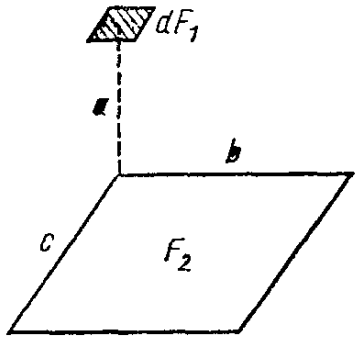
$$\varphi_{F_1-F_2}=\frac{1}{F_1}\int\limits_{F_1}\int\limits_{F_2}\frac{\cos\beta_1\cos\beta_2}{\pi r^2}\,dF_1dF_2$$

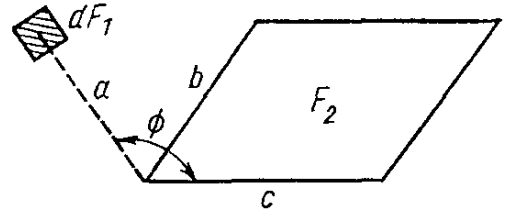
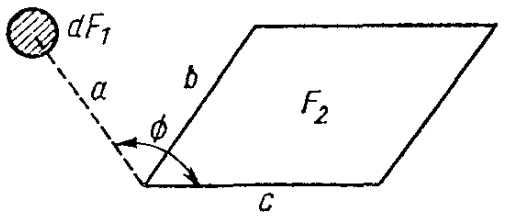
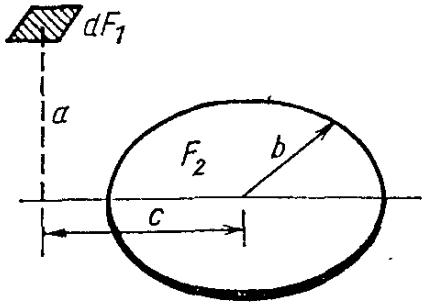
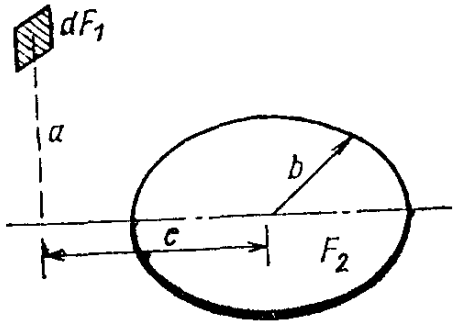
Поток излучения $Q=\sigma_0\,(T_1^4-T_2^4)\,F_1\,\varphi_{F_1-F_2}$

Соотношение взаимного обмена $F_1\varphi_{F_1-F_2}=F_2\varphi_{F_2-F_1}$

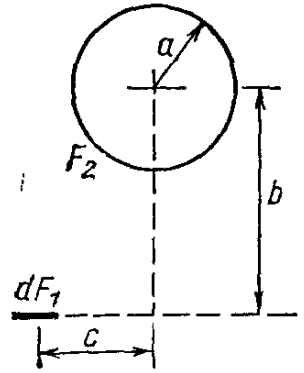
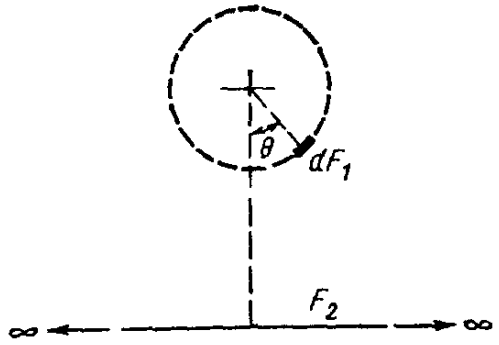
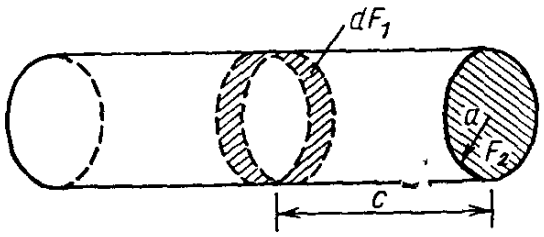
F_1, F_2 — площадь поверхности 1 и 2 соответственно, м²;

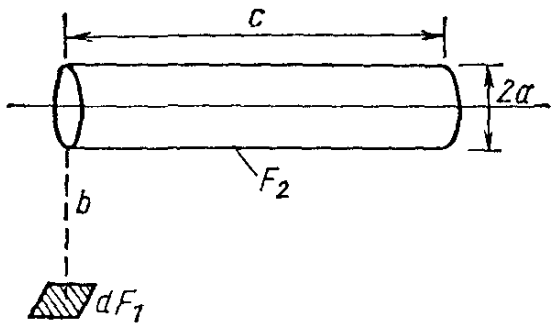
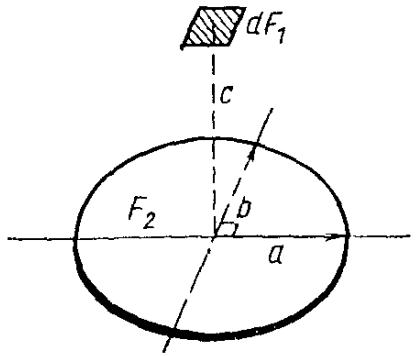
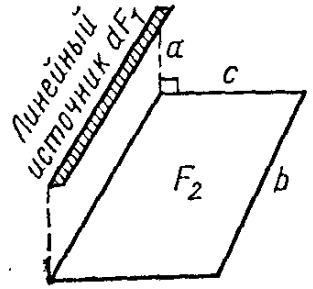
T_1, T_2 — абсолютная температура поверхностей 1 и 2 соответственно, К.

№ п. п.	Описание системы	Схематическое представление	Выражение для углового коэффициента излучения
Излучение от элементарной площадки dF_1, падающее на ограниченную поверхность F_2			
1	Площадка dF_1 параллельна прямоугольной плоскости		$\varphi_{dF_1-F_2}=\frac{1}{2\pi}\left(\frac{B}{\sqrt{1+B^2}}\operatorname{ctg}\frac{C}{\sqrt{1+B^2}}+\frac{C}{\sqrt{1+C^2}}\operatorname{ctg}\frac{B}{\sqrt{1+C^2}}\right)$, где $B=b/a$; $C=c/a$

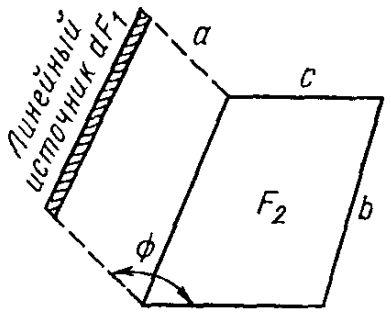
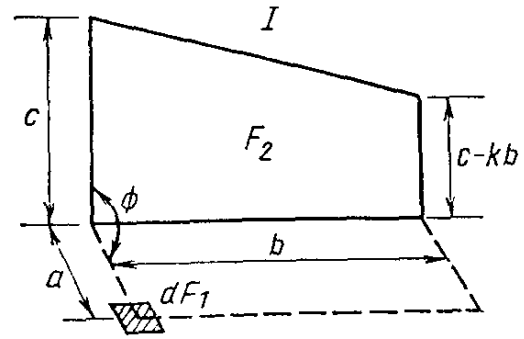
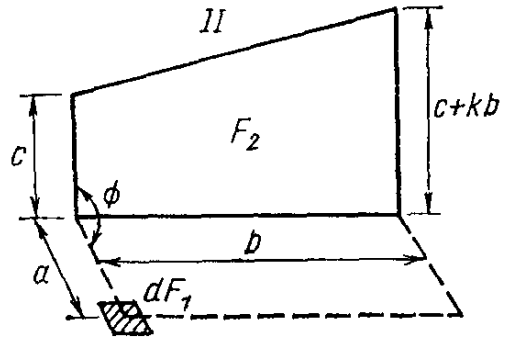
2	Площадка dF_1 и прямоугольная плоскость расположены относительно друг друга под углом ϕ		$\varphi_{dF_1-F_2}=\frac{1}{2\pi}\left\{\operatorname{ctg}B+\frac{1}{X}(C\cos\phi-1)\operatorname{ctg}\frac{B}{X}+\right.$ $\left.+\frac{B\cos\phi}{Y}\left[\operatorname{ctg}\left(\frac{C-\cos\phi}{Y}\right)+\operatorname{ctg}\left(\frac{\cos\phi}{Y}\right)\right]\right\}$, где $B=b/a$; $C=c/a$; $X=\sqrt{1+C^2-2C\cos\phi}$; $Y=\sqrt{B^2+\sin^2\phi}$
3	Сферический точечный источник dF_1 расположен относительно прямоугольной плоскости под углом ϕ		$\varphi_{dF_1-F_2}=\frac{1}{4\pi}\left\{\operatorname{ctg}\left[\frac{B(C-\cos\phi)}{\sqrt{B^2+C^2+1-2C\cos\phi}}\right]+\right.$ $\left.+\operatorname{ctg}\left(\frac{B\cos\phi}{\sqrt{1+B^2}}\right)\right\}$, где $B=b/a$; $C=c/a$
4	Площадка dF_1 параллельна круглому диску		$\varphi_{dF_1-F_2}=\frac{1}{2}\left[1-\frac{1+C^2-B^2}{\sqrt{(1+B^2+C^2)^2-4B^2C^2}}\right]$, где $B=b/a$; $C=c/a$
5	Площадка dF_1 перпендикулярна круглому диску		$\varphi_{dF_1-F_2}=\frac{1}{2C}\left[\frac{1+B^2+C^2}{\sqrt{(1+B^2+C^2)^2-4C^2B^2}-1}\right]$, где $B=b/a$; $C=c/a$

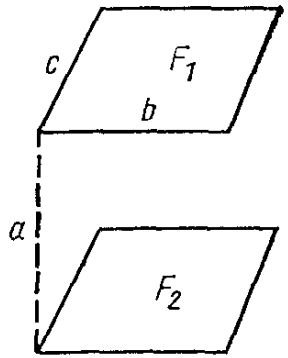
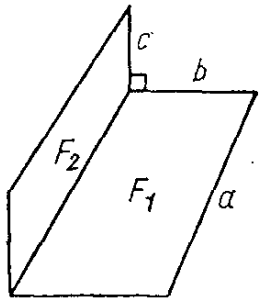
Продолжение табл. 4.3

№ п. п.	Описание системы	Схематическое представление	Выражение для углового коэффициента излучения
6	Узкая полоса dF_1 и неограниченно длинный цилиндр		$\varphi_{dF_1-F_2}=\frac{ab}{b^2+c^2}$
7	Площадка dF_1 на поверхности цилиндра и неограниченная плоскость		$\varphi_{dF_1-F_2}=\frac{1}{2}(1+\cos\theta)$
8	Внутренний кольцеобразный слой dF_1 и торец полого цилиндра		$\varphi_{dF_1-F_2}=\frac{1}{2}\left(\frac{C^2+2}{\sqrt{C^2+4}}-C\right)$, где $C=c/a$

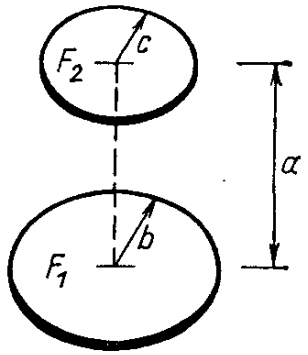
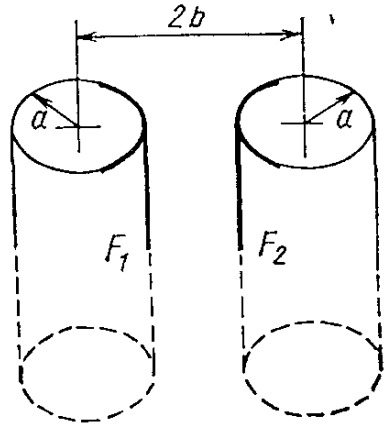
9	Площадка dF_1 около торца цилиндра, параллельная его оси		$\varphi_{dF_1-F_2}=\frac{1}{\pi B}\left\{\operatorname{ctg}\frac{C}{\sqrt{B^2-1}}+C\left[\frac{X^2-2B}{XY}\times\right.\right.$ $\left.\left.\times\operatorname{ctg}\frac{X}{Y}\sqrt{\frac{B-1}{B+1}}-\operatorname{ctg}\sqrt{\frac{B-1}{B+1}}\right]\right\}$, где $B=b/a$; $C=c/a$; $X=\sqrt{(1+B^2)^2+C^2}$; $Y=\sqrt{(1-B^2)^2+C^2}$
10	Площадка dF_1 параллельна эллиптическому диску		$\varphi_{dF_1-F_2}=\frac{ab}{\sqrt{(a^2+c^2)(b^2+c^2)}}$
11	Линейный источник dF_1 параллелен прямоугольной плоскости		$\varphi_{dF_1-F_2}=\frac{1}{\pi B}\left[\sqrt{1+B^2}\operatorname{ctg}\left(\frac{C}{\sqrt{1+B^2}}\right)-\right.$ $\left.-\operatorname{ctg}C+\frac{BC}{\sqrt{1+C^2}}\operatorname{ctg}\left(\frac{B}{\sqrt{1+C^2}}\right)\right]$, где $B=b/a$; $C=c/a$

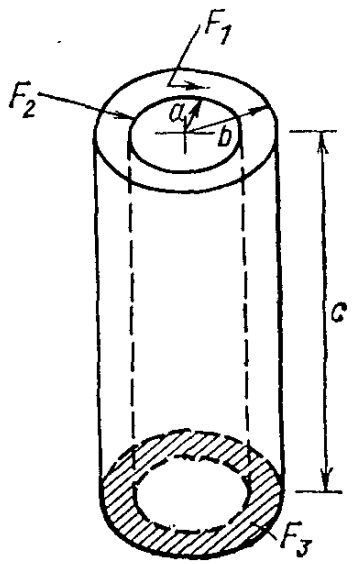
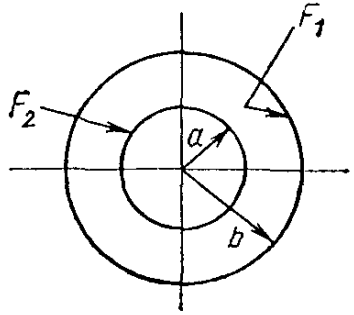
Продолжение табл. 4.3

№ п. п.	Описание системы	Схематическое представление	Выражение для углового коэффициента излучения
12	Линейный источник dF_1 и прямоугольная плоскость расположены относительно друг друга под углом ϕ		$\varphi_{dF_1-F_2}=\frac{1}{\pi}\left\{\operatorname{ctg}B+\frac{\sin^2\phi}{2B}\ln\left[\frac{B^2+X^2}{(1+B^2)X^2}\right]-\right.$ $-\frac{\sin 2\phi}{2B}\left[\frac{\pi}{2}-\phi+\operatorname{ctg}\left(\frac{C-\cos\phi}{\sin\phi}\right)\right]+$ $+\frac{Y}{B}\left[\operatorname{ctg}\left(\frac{C-\cos\phi}{Y}\right)+\operatorname{ctg}\left(\frac{\cos\phi}{Y}\right)\right]\times$ $\left.\times\cos\phi+\frac{C\cos\phi-1}{X}\operatorname{ctg}\left(\frac{B}{X}\right)\right\},$ где $B=b/a$; $C=c/a$; $X=\sqrt{C^2-2C\cos\phi+1}$; $Y=\sqrt{B^2+\sin^2\phi}$
13	Площадка dF_1 образует угол ϕ с прямоугольной пластиной, к верху которой добавлена пластина треугольной формы	 	I. $\varphi_{dF_1-F_2}=\frac{1}{2\pi}\left\{\operatorname{ctg}B+\frac{C\cos\phi-1}{Y}\times\right.$ $\times\left[\operatorname{ctg}\left(\frac{(k^2+1)B+k(C-\cos\phi)}{Y}\right)-\right.$ $-\operatorname{ctg}\left(\frac{k(C-\cos\phi)}{Y}\right)\Big]+\frac{B\cos\phi}{X}\left[\operatorname{ctg}\left(\frac{\cos\varphi}{X}\right)+\right.$ $\left.\left.+\operatorname{ctg}\left(\frac{kB+C-\cos\phi}{X}\right)\right]\right\}$ II. $\varphi_{dF_1-F_2}=\frac{1}{2\pi}\left\{\operatorname{ctg}B+\frac{(C+kB)\cos\phi-1}{Z}\times\right.$ $\times\left[\operatorname{ctg}\left(\frac{k^2B+k(C-\cos\phi)}{Z}\right)+\right.$

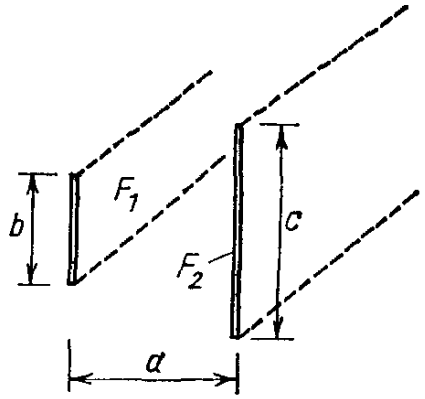
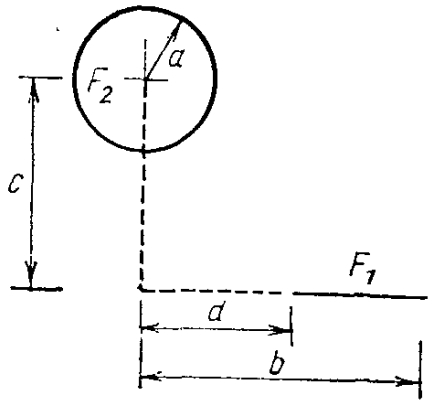
			$+\operatorname{ctg}\left(\frac{B-k(C-\cos\phi}{Z}\right)\Big]+\frac{B\cos\phi}{X}\times$ $\times\left[\operatorname{ctg}\left(\frac{\cos\phi}{X}\right)+\operatorname{ctg}\left(\frac{C-\cos\phi}{X}\right)\right]\Big\}$, где $B=b/a$; $C=c/a$; $X=\sqrt{B^2+\sin^2\phi}$; $Y=\sqrt{(k^2+1)\sin^2\phi+(C-\cos\phi)^2}$; $Z=\sqrt{(k^2+1)\sin^2\phi+(C+Bk-\cos\phi)^2}$
Излучение падает на ограниченную поверхность F_2 от ограниченной поверхности F_1			
14	Две параллельно расположенные прямоугольные поверхности одинакового размера		$\varphi_{F_1-F_2}=\frac{1}{\pi}\left[\frac{1}{BC}\ln\left(\frac{XY}{X+Y-1}\right)+\frac{2\sqrt{X}}{B}\times\right.$ $\left.\times\operatorname{ctg}\frac{C}{\sqrt{X}}+\frac{2\sqrt{Y}}{C}\operatorname{ctg}\frac{B}{\sqrt{Y}}-\frac{2}{C}\operatorname{ctg}B-\frac{2}{B}\operatorname{ctg}C\right]$, где $B=b/a$; $C=c/a$; $X=1+B^2$; $Y=1+C^2$
15	Две прямоугольные плоскости, расположенные перпендикулярно относительно друг друга		$\varphi_{F_1-F_2}=\frac{1}{\pi B}\left\{\frac{1}{4}\ln\left[\left(\frac{(1+B^2)(1+C^2)}{1+B^2+C^2}\right)\times\right.\right.$ $\times\left(\frac{B^2(1+B^2+C^2)}{(1+B^2)(B^2+C^2)}\right)^{B^2}\left(\frac{C^2(1+B^2+C^2)}{(1+C^2)(B^2+C^2)}\right)^{C^2}\Big]+$ $+B\operatorname{ctg}\left(\frac{1}{B}\right)+C\operatorname{ctg}\left(\frac{1}{C}\right)-\sqrt{B^2+C^2}\times$ $\left.\left.\times\operatorname{ctg}\left(\frac{1}{B^2+C^2}\right)\right)\right\}$, где $B=b/a$; $C=c/a$; $\varphi_{F_1-F_2}=\frac{1}{2}\left[1+\frac{c}{b}-\sqrt{1+(c/b)^2}\right]$ для $a\to\infty$

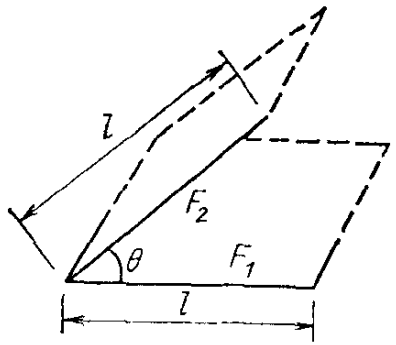
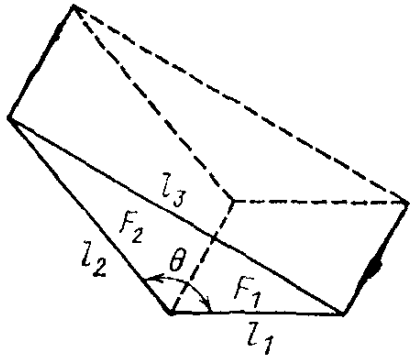
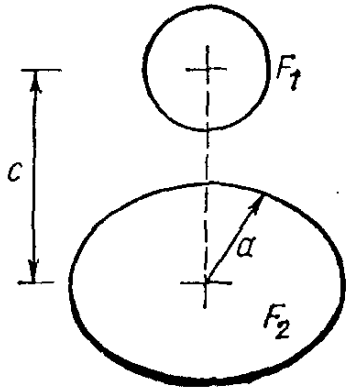
Продолжение табл. 4.3

№ п. п.	Описание системы	Схематическое представление	Выражение для углового коэффициента излучения
16	Два параллельно расположенных круглых диска		$\varphi_{F_1-F_2}=\frac{1}{2B^2}\left(X-\sqrt{X^2-4B^2C^2}\right)$, где $B=b/a$; $C=c/a$; $X=(1+B^2+C^2)$
17	Два неограниченно длинных круглых цилиндра		$\varphi_{F_1-F_2}=\frac{2}{\pi}\left[\sqrt{B^2-1}+\operatorname{cosec}\left(\frac{1}{B}\right)-B\right]$, где $B=b/a$

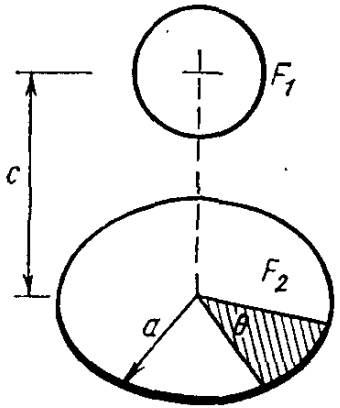
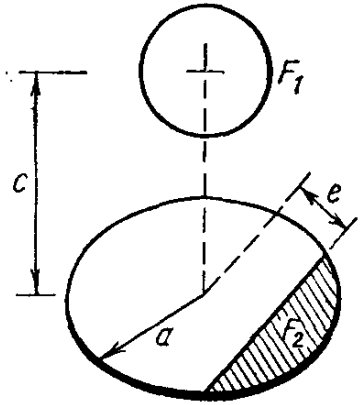
18	Два соосных круглых цилиндра		$\varphi_{F_1-F_3}=\frac{1}{B}-\frac{1}{\pi B}\left\{\sec\frac{Y}{X}-\frac{1}{2C}\times\right.$ $\left.\times\left[\sqrt{(X+2)^2-(2B)^2}\sec\left(\frac{Y}{BX}\right)+Y\operatorname{cosec}\left(\frac{1}{B}\right)-\frac{\pi X}{2}\right]\right\};$ $\varphi_{F_1-F_1}=1-\frac{1}{B}+\frac{2}{\pi B}\operatorname{ctg}\left(\frac{2\sqrt{B^2-1}}{C}\right)-$ $-\frac{C}{2\pi B}\left\{\frac{\sqrt{4B^2+C^2}}{C}\times\right.$ $\times\operatorname{cosec}\left[\frac{4(B^2-1)+C^2(1-2/B^2)}{C^2+4(B^2-1)}\right]-$ $\left.-\operatorname{cosec}\left(1-\frac{2}{B^2}\right)+\frac{\pi}{2}\left(\frac{\sqrt{4B^2+C^2}}{C}-1\right)\right\},$ где $B=b/a$; $C=c/a$; $X=B^2+C^2-1$; $Y=C^2-B^2+1$; $\varphi_{F_1-F_2}=\frac{1}{B}$ и $\varphi_{F_2-F_1}=1$ для $c\to\infty$; $\varphi_{F_3-F_3}=\frac{1}{2}(1-\varphi_{F_1-F_2}-\varphi_{F_1-F_1})$
19	Две концентричные сферы		$\varphi_{F_1-F_2}=\left(\frac{a}{b}\right)^2;$ $\varphi_{F_2-F_1}=1;$ $\varphi_{F_1-F_1}=1-\left(\frac{a}{b}\right)^2$

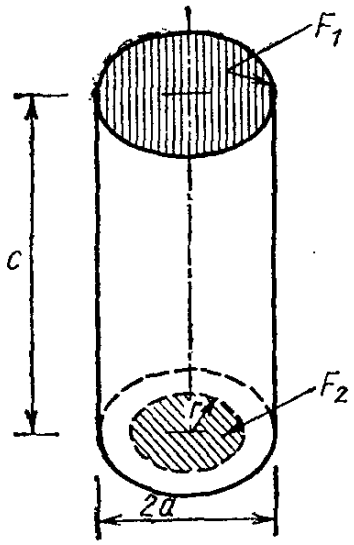
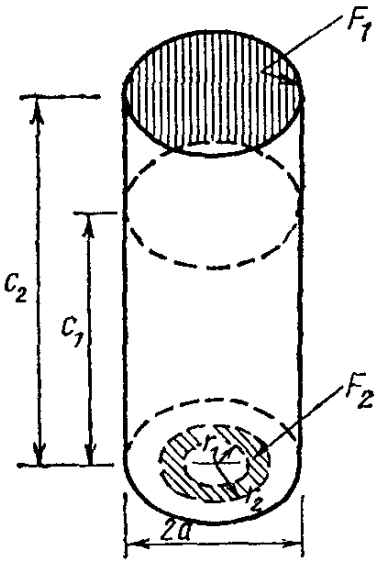
Продолжение табл. 4.3

№ п. п.	Описание системы	Схематическое представление	Выражение для углового коэффициента излучения
20	Две неограниченно длинные узкие параллельные полосы различной ширины		$\varphi_{F_1-F_2}=\frac{1}{2B}\left[\sqrt{(B+C)^2+4}-\sqrt{(C-B)^2+4}\right]$; $\varphi_{F_2-F_1}=\frac{1}{2C}\left[\sqrt{(B+C)^2+4}-\sqrt{(B-C)^2+4}\right]$, где $B=b/a$; $C=c/a$; $\varphi_{F_1-F_2}=\varphi_{F_2-F_1}=\frac{1}{B}\left[\sqrt{B^2+1}-1\right]$ для $b=c$
21	Узкая полоса расположена параллельно оси круглого цилиндра; обе фигуры неограниченной длины		$\varphi_{F_1-F_2}=\frac{a}{b-d}\left[\operatorname{ctg}\left(\frac{b}{c}\right)-\operatorname{ctg}\left(\frac{d}{c}\right)\right]$

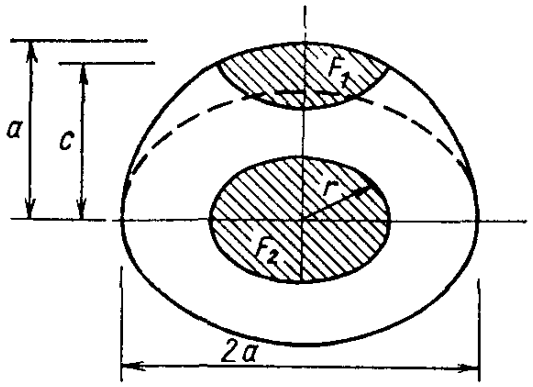
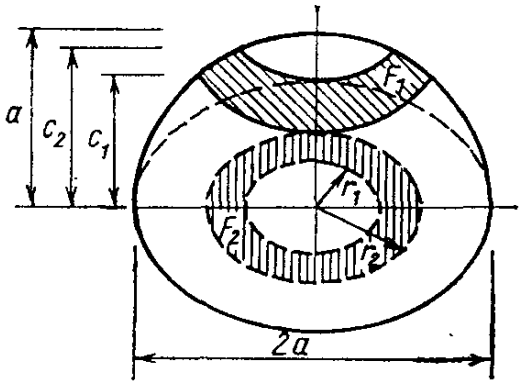
22	Двумерная клиновидная впадина		$\varphi_{F_1-F_2}=\varphi_{F_2-F_1}=1-\sin\left(\frac{\theta}{2}\right)$
23	Неограниченно длинная треугольная полость		$\varphi_{F_1-F_2}=\frac{l_1+l_2-l_3}{2l_1}$; $\varphi_{F_1-F_2}=1-\sin\left(\frac{\theta}{2}\right)$ для $F_1=F_2$
24	Сфера, расположенная соосно над плоскостью диска		$\varphi_{F_1-F_2}=\frac{1}{2}\left(1-\frac{1}{\sqrt{1+(a/c)^2}}\right)$

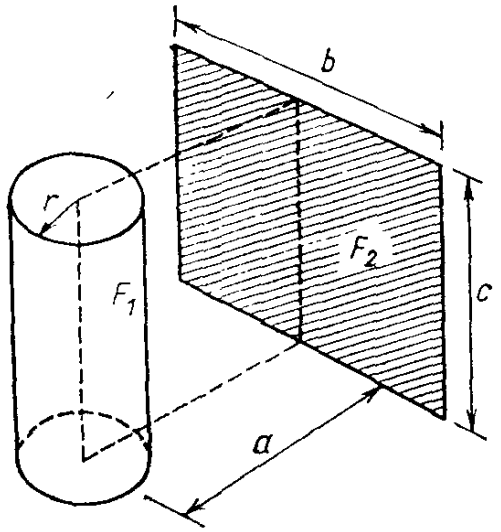
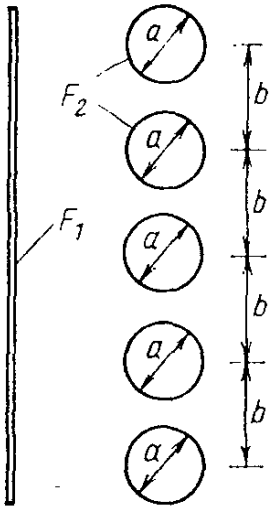
Продолжение табл. 4.3

№ п. п.	Описание системы	Схематическое представление	Выражение для углового коэффициента излучения
25	Сфера и сектор диска		$\varphi_{F_1-F_2}=\frac{\theta}{4\pi}\left(1-\frac{1}{\sqrt{1+(a/c)^2}}\right)$
26	Сфера и сегмент диска		$\varphi_{F_1-F_2}=\frac{1}{8}-\frac{\sec E}{2\pi\sqrt{1+1/C^2}}+$ $+\frac{1}{4\pi}\operatorname{cosec}\left(\frac{C^2-E^2-2E^2C^2}{C^2+E^2}\right)$, где $C=c/a$; $E=e/a$

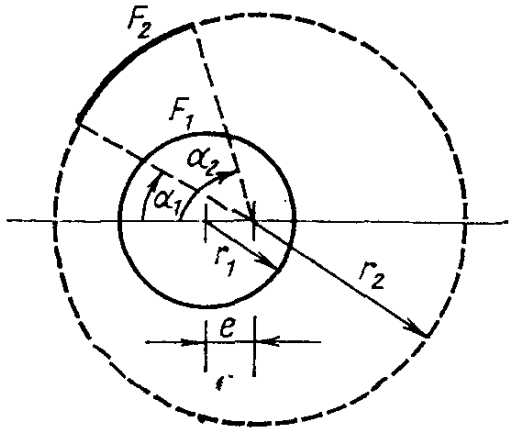
27	Внутренняя поверхность круглого цилиндра и основание		$\varphi_{F_1-F_2}=\frac{1}{4C}\left[\sqrt{C^4+2C^2(1+R^2)+(1-R^2)^2}-\right.$ $\left.-(1-R^2+C^2)\right],$ где $C=c/a$; $R=r/a$
28	Внутренняя поверхность цилиндра между сечениями C_1 и C_2 и кольцо в основании между окружностями радиусами r_1 и r_2		$\varphi_{F_1-F_2}=\frac{1}{4(C_2-C_1)}\times$ $\times\left[\sqrt{C_2^4+2C_2^2(1+R_1^2)+(1-R_1^2)^2}-\right.$ $-\sqrt{C_2^4+2C_2^2(1+R_2^2)+(1-R_2^2)^2}+$ $+\sqrt{C_1^4+2C_1^2(1+R_2^2)+(1-R_2^2)^2}-$ $\left.-\sqrt{C_1^4+2C_1^2(1+R_1^2)+(1-R_1^2)^2}\right],$ где $C_1=c_1/a$; $C_2=c_2/a$; $R_1=r_1/a$; $R_2=r_2/a$

Продолжение табл. 4.3

№ п. п.	Описание системы	Схематическое представление	Выражение для углового коэффициента излучения
29	Сферическая поверхность и основание в экваториальной плоскости		$\varphi_{F_1-F_2}=\frac{1}{4(1-C)}\left[\sqrt{4R^2+(1-R^2)^2}-\sqrt{4R^2C^2+(1-R^2)^2}\right]$, где $C=c/a$; $R=r/a$
30	Кольцо на полусферической поверхности и кольцо в основании		$\varphi_{F_1-F_2}=\frac{1}{4(C_2-C_1)}\left[\sqrt{4R_2^2C_2^2+(1-R_2^2)^2}-\sqrt{4R_1^2C_2^2+(1-R_1^2)^2}+\sqrt{4R_1^2C_1^2+(1-R_1^2)^2}-\sqrt{4R_2^2C_1^2+(1-R_2^2)^2}\right]$, где $C_1=c_1/a$; $C_2=c_2/a$; $R_1=r_1/a$; $R_2=r_2/a$

31	Цилиндр и прямоугольная пластина, расположенная в плоскости, параллельной оси цилиндра		$$\varphi_{F_1-F_2}=\frac{2}{Y}\int_0^{Y/2}\left\{\frac{X}{X^2+\beta^2}-\frac{X}{\pi(X^2+\beta^2)}\times\right.$$ $$\times\left[\sec\frac{W}{V}-\frac{1}{2Z}\left(\sqrt{V^2+4Z^2}\sec\frac{W}{V\sqrt{X^2+\beta^2}}\right)+\right.$$ $$\left.\left.+W\operatorname{cosec}\left(\frac{1}{\sqrt{X^2+\beta^2}}\right)-\frac{\pi V}{2}\right]\right\}d\beta,$$ где $X=a/r$; $Y=b/r$; $Z=c/r$; $V=X^2+Z^2+\beta-1$; $W=Z^2-X^2-\beta^2+1$
32	Неограниченная плоскость и ряд трубок		$$\varphi_{F_1-F_2}=1-\sqrt{1-(a/b)^2}+\frac{a}{b}\operatorname{ctg}\sqrt{(b/a)^2-1};$$ $$\varphi_{F_2-F_1}=\frac{1}{\pi}\left[\frac{b}{a}-\sqrt{\left(\frac{b}{a}\right)^2-1}+\right.$$ $$\left.+\operatorname{ctg}\sqrt{(b/a)^2-1}\right];$$ $$\varphi_{F_1-(F_2)_n}=1-(1-\varphi_{F_1-(F_2)_1})^n$$ для n рядов трубок, расположенных в линию. Излучение с единицы длины поверхности может быть принято: $F_1=b$; $F_2=\pi a$; $\varphi_{F_1-(F_2)_1}$ — коэффициент облученности для одного ряда трубок

Продолжение табл. 4.3

№ п. п.	Описание системы	Схематическое представление	Выражение для углового коэффициента излучения
33	Несоосно расположенные цилиндры иеограниченной длины		$\varphi_{F_1-F_2}=\frac{1}{2\pi}\left[\frac{\alpha_2-\alpha_1}{2}+\operatorname{ctg}\left(\frac{r_2+e}{r_2-e}\operatorname{tg}\frac{\alpha_2}{2}\right)-\right.$ $\left.-\operatorname{ctg}\left(\frac{r_2+e}{r_2-e}\operatorname{ctg}\frac{\alpha_1}{2}\right)\right]$

Если поверхностное распределение температуры неравномерно, можно, разбив поверхность на небольшие изотермические участки и применив алгебраический метод к угловым коэффициентам излучения, определить полный лучистый теплообмен между неизотермическими поверхностями.

4.7. ЛУЧИСТЫЙ ТЕПЛООБМЕН МЕЖДУ АБСОЛЮТНО ЧЕРНЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ, ОБРАЗУЮЩИМИ ЗАМКНУТУЮ ОБЛАСТЬ

Для точного определения теряемой поверхностью лучистой энергии необходимо учитывать полное излучение от всего пространства полусферы. Таким образом, все задачи теплообмена излучением могут быть представлены как задачи по лучистому обмену между N поверхностями с эквивалентными условиями, образующими замкнутую область. Например, задний план большого бокса или жилой комнаты для небольшого предмета можно считать поверхностью, эквивалентной черной поверхности.

Для анализа замкнутой области чрезвычайно полезно воспользоваться тем, что полная сумма обмениваемой энергии для N поверхностей равна нулю, т. е.

$$\sum_{i=1}^{N} Q_i = 0, \tag{4.29}$$

в то время как сумма угловых коэффициентов излучения для данной поверхности F_i равна единице, т. е.

$$\sum_{j=1}^{N} \varphi_{F_i - F_j} = 1. \tag{4.30}$$

С учетом этих предположений энергия, теряемая поверхностью i в окружающее пространство, сформированное из N абсолютно черных поверхностей, определяется выражением

$$Q_i = F_i \sum_{j=1}^{N} \sigma_0 (T_i^4 - T_j^4) \varphi_{F_i - F_j} = F_i \sigma_0 T_i^4 - \sum_{j=1}^{N} \sigma_0 (F_j T_j^4 \varphi_{F_j - F_i}) \text{Вт}, \tag{4.31}$$

где $\varphi_{F_i - F_j}$ — угловой коэффициент излучения от поверхности F_i к поверхности F_j; $j = 1, 2, 3, \ldots, N$.

4.8. ЛУЧИСТЫЙ ТЕПЛООБМЕН МЕЖДУ ДИФФУЗНО-СЕРЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

Результирующий поток теплового излучения, теряемого поверхностью, представляет собой разность между потоком излучаемой энергии и потоком поглощаемой энергии и может быть выражен уравнением

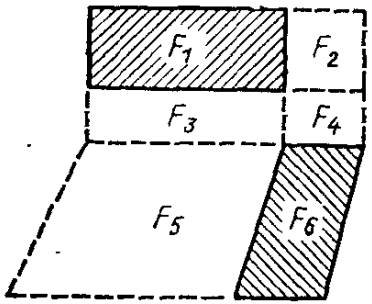
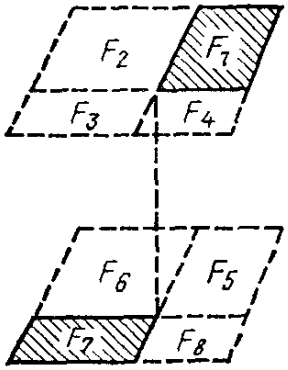
$$q_s = \varepsilon \sigma_0 T^4 - \alpha H \quad \text{Вт/м}^2, \tag{4.32}$$

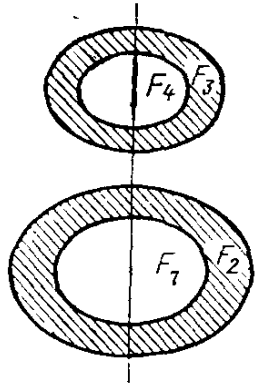
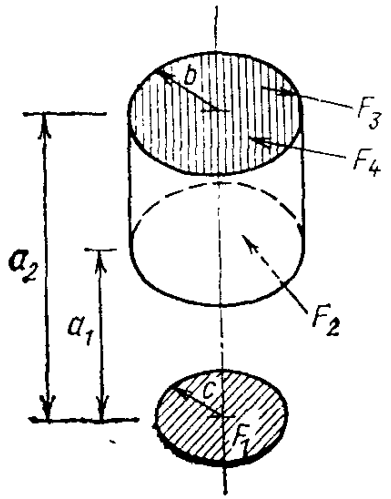
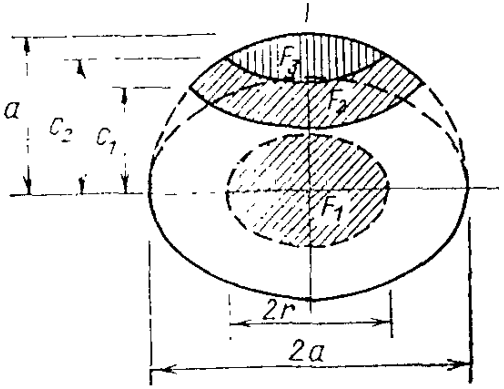
где ε и α — коэффициенты излучательной и поглощательной способности поверхности соответственно; T — температура поверхности;

Таблица 4.4

Угловые коэффициенты излучения в системах различной геометрии, полученные с использованием коэффициентов табл. 4.3

Обозначения: $\varphi_{1-2} = \varphi_{F_1-F_2}$; $\varphi_{12-34} = \varphi_{(F_1+F_2)-(F_3+F_4)}$; $F_{1234} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4$ и т. д.

№ п.п.	Система	Схематическое представление	Формула	Значение углового коэффициента излучения из табл. 4.3
1	Два взаимно перпендикулярных прямоугольника F_1 и F_6		$\varphi_{1-6} = \frac{F_6}{F_1}\left\{\frac{1}{2F_6}[(F_1+F_2+F_3+F_4)\varphi_{1234-56} - F_6\varphi_{6-24} - F_5\varphi_{5-13}] - \frac{1}{2F_6}[(F_3+F_4)\varphi_{34-56} - F_6\varphi_{6-4} - F_5\varphi_{5-3}]\right\}$	14
2	Два параллельных прямоугольника F_1 и F_7		$\varphi_{1-7} = \frac{1}{4F_1}(F_{1234}\varphi_{1234-5678} + F_1\varphi_{1-5} + F_2\varphi_{2-6} + F_3\varphi_{3-7} + F_4\varphi_{4-8}) - \frac{1}{4F_1}(F_{12}\varphi_{12-56} + F_{14}\varphi_{14-58} + F_{34}\varphi_{34-78} + F_{23}\varphi_{23-67})$	13

3	Два параллельных круглых кольца		$\varphi_{2-3}=\frac{F_{12}}{F_2}(\varphi_{12-34}-\varphi_{12-4})-$ $-\frac{F_1}{F_2}(\varphi_{1-34}-\varphi_{1-4})$	15
4	Система из внутренней стенки круглой трубы F_3 и диска F_1, а также площадок торцов трубы F_2 и F_4		$\varphi_{1-3}=\varphi_{1-2}-\varphi_{1-4}$; $\varphi_{3-1}=\frac{c^2}{b^2}(\varphi_{1-2}-\varphi_{1-4})$	15
5	Круглый диск в экваториальной плоскости и кольцо, образованное частью полусферы		$\varphi_{F_1-F_2}=\frac{F_2+F_3}{F_1}\varphi_{2\,3-1}-\frac{F_3}{F_1}\varphi_{3-1}$; $F_1=\pi r^2$; $F_2=2\pi a(c_2-c_1)$; $F_3=2\pi a(a-c_2)$	28

H — плотность потока излучения, падающего на поверхность. Если падающее излучение есть излучение черного тела, то уравнение можно переписать в виде

$$q_s = \varepsilon\sigma_0 T^4 - \alpha\sigma_0 T_0^4 \text{ Вт/м}^2, \tag{4.33}$$

где T_0 — температура абсолютно черного тела.

Лучистый обмен энергией между различными излучающими поверхностями зависит как от излучательных и поглощающих свойств, так и от отражающих характеристик поверхностей. Результирующая лучистая энергия, теряемая данной поверхностью, должна определяться с учетом полных излучательных характеристик обменивающихся лучистой энергией поверхностей, для которых должны быть определены угловые коэффициенты излучения.

Полный расчет, выполненный с достаточно высокой точностью, в котором учтено, что обмен энергией излучения происходит в условиях многократного поглощения и отражения, получить очень трудно. Поэтому в инженерной практике для упрощения расчета лучистого теплообмена реальные поверхности почти всегда условно считают диффузно-серыми поверхностями.

Для серой поверхности лучеиспускательная способность равна поглощательной способности, т. е. $\varepsilon = \alpha$. Тогда уравнение (4.33) можно переписать так:

$$q_s = \varepsilon\sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) \text{ Вт/м}^2. \tag{4.34}$$

Это уравнение представляет результирующий поток энергии, теряемой поверхностью с температурой T_1 в окружающую абсолютно черную среду с температурой T_2.

Для серой диффузно отражающей поверхности отраженное излучение имеет такое же равномерное распределение, как и испускаемое излучение. Поэтому отражаемое излучение и покидающее поверхность испускаемое излучение могут быть представлены единой величиной, которая выражается уравнением

$$\Phi = \varepsilon\sigma_0 T^4 + \rho H \text{ Вт/м}^2, \tag{4.35}$$

где ρ — коэффициент отражения (отражательная способность); H — плотность потока излучения, падающего на поверхность. Φ представляет собой эффективное излучение с поверхности, которое состоит частично из испускаемой и частично из отражаемой энергии. Для непрозрачной серой поверхности $\rho = 1 - \varepsilon$. Комбинация уравнений (4.32) и (4.35) позволяет получить следующее соотношение:

$$q_s = \varepsilon\sigma_0 T^4 - \alpha H = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon}(\sigma_0 T^4 - \Phi) \text{ Вт/м}^2. \tag{4.36}$$

Для диффузно-серых поверхностей полусферическая интегральная степень черноты является только излучательным свойством, которое должно рассчитываться. Могут быть также использованы угловые коэффициенты излучения, полученные для абсолютно черных поверхностей.

Таким образом, для системы из N диффузно-серых поверхностей, образующих замкнутую область, плотность потока излучения, теряемого i-й поверхностью, определяется уравнением

$$q_{si} = \frac{\varepsilon_i}{1-\varepsilon_i}(\sigma_0 T_i^4 - \Phi_i) \text{ Вт/м}^2, \qquad (4.37)$$

а

$$\Phi_i = \varepsilon_i \sigma_0 T_i^4 + (1-\varepsilon_i)\sum_{j=1}^{N} \Phi_j \varphi_{F_i - F_j} \text{ Вт/м}^2, \qquad (4.38)$$

где $\varphi_{F_i - F_j}$ — угловой коэффициент излучения от поверхности F_i к поверхности F_j, а

$$\sum_{j=1}^{N} \Phi_j \varphi_{F_i - F_j} = \Phi_1 \varphi_{F_i - F_1} + \Phi_2 \varphi_{F_i - F_2} + \ldots + \Phi_N \varphi_{F_i - F_N}.$$

Выражение (4.38) состоит из N уравнений для определения Φ_1, Φ_2, ..., ..., Φ_N. По найденным таким образом значениям эффективного излучения плотность теплового потока, теряемого N поверхностями (т. е. q_{s1}, q_{s2}, ..., q_{sN}), можно рассчитать с помощью уравнения (4.37). Результаты такого расчета для некоторых простых систем, составленных из двух серых поверхностей, приведены в табл. 4.5.

4.9. ЗАЩИТА ОТ ТЕПЛОВОГО ИЗЛУЧЕНИЯ

Теплообмен излучением можно существенно уменьшить с помощью экранов. Экран обычно представляет собой поверхность, непрозрачную для излучения и имеющую высокую теплопроводность и низкое значение степени черноты. Эффективность экранирования увеличивается, если экран расположен между взаимно излучающими поверхностями или между поверхностью нагрева и нагревателем.

Поток излучения между двумя неограниченно большими параллельными поверхностями со степенью черноты ε_1 и ε_2 и температурой T_1 и T_2, между которыми помещено n экранов, можно рассчитать с помощью формулы

$$Q_1 = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 + \sum_{i=1}^{n}\left(\frac{1}{\varepsilon_{1,i}} + \frac{1}{\varepsilon_{2,i}} - 1\right)} \times \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) F_1 \text{ Вт}, \qquad (4.39)$$

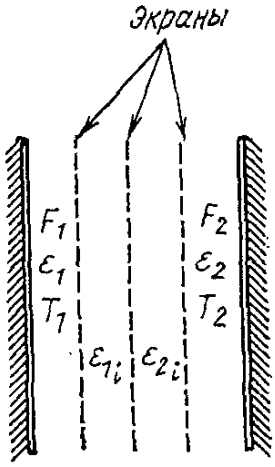


Рис. 4.6. Схема экранирования

где $\varepsilon_{1,i}$ и $\varepsilon_{2,i}$ — степень черноты поверхности i-го экрана. Если поверхности имеют одинаковую степень черноты ε, то уравнение (4.39) приобретает такой вид:

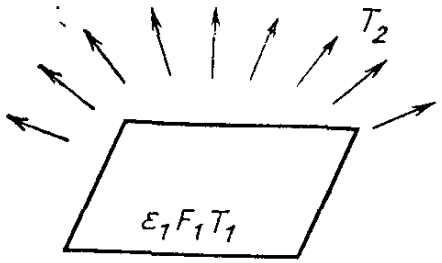
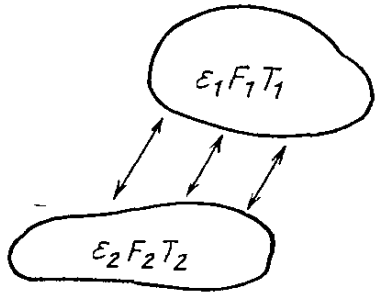
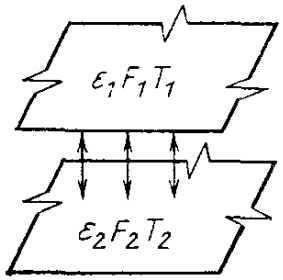
$$Q_1 = \frac{1}{(n+1)(2/\varepsilon - 1)} \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) F_1 \text{ Вт}. \qquad (4.40)$$

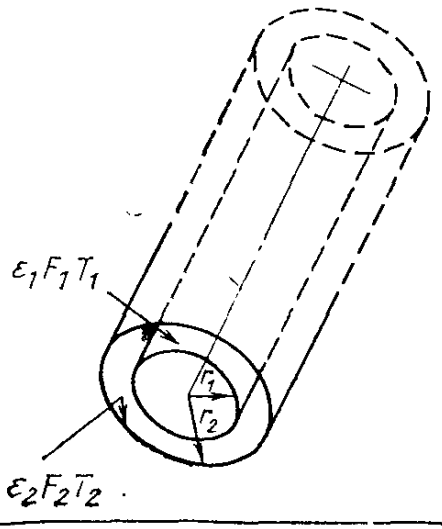
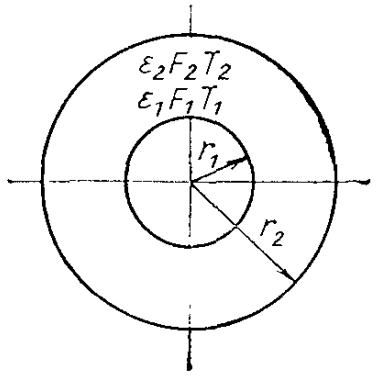
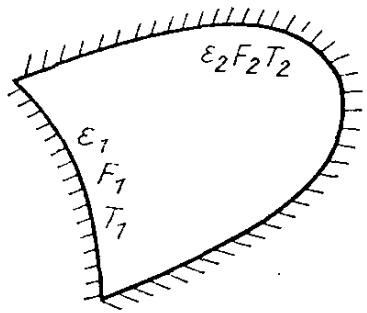
Таблица 4.5

Лучистый теплообмен между диффузно-серыми поверхностями

Формула: $Q_1 = \varepsilon_{1-2} F_1 \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) = -Q_2$ Вт,

где ε_{1-2} — эффективная степень черноты для системы поверхностей 1 и 2; F_1 — площадь поверхности 1, м^2; T_1 — абсолютная температура поверхности 1, К; T_2 — абсолютная температура поверхности 2, К; σ_0 — постоянная Стефана—Больцмана.

№ п.п.	Система	Схематическое представление	Поток излучения	Свойство отражающей поверхности
1	Серая поверхность в окружении черной среды		$Q_1 = \varepsilon_1 \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) F_1$	—
2	Две произвольные поверхности		$Q_1 = \varepsilon_1 \varepsilon_2 \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) F_1 \varphi_{F_1-F_2}$	Обе поверхности диффузно отражающие
3	Две неограниченно большие параллельные плоскости		$Q_1 = \dfrac{1}{\dfrac{1}{\varepsilon_1} + \dfrac{1}{\varepsilon_2} - 1} \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) F_1$	Каждая поверхность зеркально или диффузно отражающая

4	Неограниченно длинные соосные цилиндры		$$Q_1 = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2}\left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)} \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) F_1;$$ $$Q_1 = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) F_1,$$ где $F_1 = 2\pi r_1 l$; $F_2 = 2\pi r_2 l$	F_1 — зеркально или диффузно отражающая поверхность, F_2 — диффузно отражающая поверхность F_1 — зеркально или диффузно отражающая поверхность, F_2 — зеркально отражающая поверхность
5	Концентрические сферы		$$Q_1 = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2}\left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)} \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) F_1;$$ $$Q_1 = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) F_1,$$ где $F_1 = 4\pi r_1^2$; $F_2 = 4\pi r_2^2$	F_1 — зеркально или диффузно отражающая поверхность, F_2 — диффузно отражающая поверхность F_1 — зеркально или диффузно отражающая поверхность, F_2 — зеркально отражающая поверхность
6	Замкнутое пространство, образованное двумя поверхностями		$$Q_1 = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2}\left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)} \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) F_1$$	F_1 — плоская или выпуклая зеркально или диффузно отражающая поверхность, F_2 — диффузно отражающая поверхность

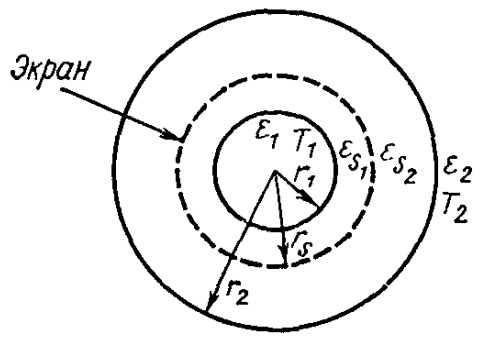


Рис. 4.7. Экран цилиндрической формы

В тепловых системах цилиндрической геометрии используются экраны соответственно цилиндрической формы. Поток излучения между двумя длинными соосными цилиндрическими поверхностями с расположенным между ними цилиндрическим экраном определяется выражением

$$Q_1 = \frac{2\pi r_1 l}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{r_1}{r_2}\left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right) + \frac{r_1}{r_s}\left(\frac{1}{\varepsilon_{s1}} + \frac{1}{\varepsilon_{s2}} - 1\right)} \times$$
$$\times \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) \text{ Вт}, \qquad (4.41)$$

где ε_{s1} и ε_{s2} — степень черноты поверхностей экрана; l — длина цилиндров.

Если поверхности цилиндров и экрана имеют одинаковую степень черноты ε, то уравнение (4.41) упрощается:

$$Q_1 = \frac{2\pi r_1 l}{\frac{1}{\varepsilon} + \frac{r_1}{r_2}\left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) + \frac{r_1}{r_s}\left(\frac{2}{\varepsilon} - 1\right)} \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) \text{ Вт}, \qquad (4.42)$$

где l — общая длина цилиндров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

4.1. **Planck Max.** Distribution of Energy in the Spectrum. — «Ann. Physik», 1901, Bd 4, N 3, S. 553—563.
4.2. **Якоб М.** Вопросы теплопередачи. Пер. с англ. М., Изд-во иностр. лит., 1960.
4.3. **Katzoff S.** (ed.). Symposium on Thermal Radiation of Solids. NASA SP-55, 1968.
4.4. **Siegel R., Howell J. R.** Thermal Radiation Heat Transfer. V. I and II. NASA SP-164, 1968.
4.5. **Sparrow E. M., Cess R. D.** Radiation Heat Transfer. Brooks/Cole Publ. Co., 1966.
4.6. **Hottel H. C., Sarofim.** Radiative Transfer. McGraw-Hill, 1967.
4.7. **Ozisik M. N.** Radiative Transfer. Wiley-Interscience Publication, 1973.
4.8. **Kreith F.** Radiation Heat Transfer. International Textbook, 1962.
4.9. **Wiebelt J. A.** Engineering Radiation Heat Transfer. Holt, Rinehart & Winston, 1966.
4.10. **Siegel R., Howell J. R.** Thermal Radiation Heat Transfer. McGraw-Hill, 1972.
4.11. **Sparrow E. M.** Radiation Heat Transfer between Surfaces. — In: Advances in Heat Transfer. V. 2. Academic Press, 1965.
4.12. **Svet D. Y.** Thermal Radiation. Plenum Press, 1965.
4.13. **Chandrasekhar S.** Radiative Transfer. Dover Publication, 1960.
4.14. **Hottel H. C.** Radiant Heat Transmission. — In: McAdams W. H. Heat Transmission. McGraw-Hill, 1954.
4.15. **Gray W. A., Müller R.** Engineering Calculations in Radiative Heat Transfer. Pergamon Press, 1974.
4.16. **Dunkle R. V.** Thermal Radiation Characteristics of Surfaces. — In: Theory and Fundamental Research in Heat Transfer. Ed. by J. A. Clark. Pergamon Press, 1965.

4.17. **Feingold A.** Radiation Interchange Configuration Factors between Various Selected Plane Surfaces. — «Proc. Roy. Soc. A», 1966, v. 292, N 1428, p. 51—60.
4.18. **Sparrow E. M.** A New and Simpler Formulation for Radiation Angle Factors. — «J. Heat Transfer», 1963, v. 85, N 2, p. 81—88.
4.19. **Sparrow E. M.** On the Calculation of Radiant Interchange between Surfaces.— In: Modern Developments in Heat Transfer. Ed. by W. Ibele. Academic Press, 1963.
4.20. **Howell J. R.** Application of Monte Carlo to Heat Transfer Problems. — In: Advances in Heat Transfer. V. 5. Academic Press, 1968.
4.21. **Hamilton D. C., Morgan W. R.** Radiant-Interchange Configuration Factors, NASA TN 2836, 1952.
4.22. **Leuenberger H., Pearson R. A.** Compilation of Radiation Shape Factors for Cylindrical Assemblies. ASME 56-A-144, Nov. 1965.
4.23. **Feingold A., Gupta K. G.** New Analytical Approach to the Evaluation of Configuration Factors in Radiation from Spheres and Infinitely Long Cylinders. — «J. Heat Transfer», 1970, v. 92C, p. 69—76.
4.24. **Eckert E. R. G., Sparrow E. M.** Radiative Heat Exchange between Surfaces with Specular Reflection. — «Intern. J. Heat Mass Transfer», 1961, v. 3, p. 42—54.
4.25. **Chupp R. E., Viskanta R.** Radiant Heat Transfer between Concentric Spheres and Coaxial Cylinders. — «J. Heat Transfer», 1966, v. 88C, p. 326—327.
4.26. **Bevans J. T., Dunkle R. V.** Radiation Interchange within an Enclosure. — «J. Heat Transfer», 1960, v. 82C.
4.27. **Buschman A. J., Pittman C. M.** Configuration Factors for Exchange of Radiant Energy between Axisymmetrical Sections of Cylinders. Cones and Hemispheres and Their Bases. NASA TN D-944, 1961.
4.28. **Hsu C. J.** Shape Factor Equations for Radiant Heat Transfer between Two Arbitrary Sizes of Rectangular Planes. — «Canad. J. Chem. Engng», 1967, v. 45, N 1, p. 58—60.
4.29. **Richmond J. C.** (ed.) Measurement of Thermal Radiation Properties of Solids, NASA SP-31, 1963.
4.30. **Dunkle R. V.** Thermal Radiation Tables and Applications. — «Trans. ASME», 1954, v. 69, p. 549—552.
4.31. **Smith R. A., Jones F. E., Chasmer P. E.** The Detection and Measurement of Infra-Red Radiation. Oxford, Clarendon Press. 1968.

Глава 5

КИПЕНИЕ И КОНДЕНСАЦИЯ

5.1. ВВЕДЕНИЕ

На границе раздела двух фаз жидкость—пар имеет место равновесное протекание процессов испарения и конденсации. Испарение представляет собой процесс превращения жидкости в пар со скоростью, превышающей скорость обратного явления — конденсации. В обоих случаях происходит теплообмен, связанный с поглощением или выделением теплоты фазового перехода при изменении агрегатного состояния вещества: при испарении тепло поглощается, а при конденсации — высвобождается.

Кипение — это процесс образования пара при нагревании поверхности, погруженной в жидкость. При этом образуются пузырьки пара, возникающие только в определенных точках нагреваемой поверхности—*в центрах парообразования*. Интенсивность образования пузырьков пара возрастает с повышением тепловой нагрузки в режиме *пузырчатого кипения*. При достижении высокоразвитого процесса парообразования поверхность нагрева покрывается паровой пленкой, изолирующее действие которой приводит к снижению отводимого жидкостью теплового потока, хотя температура поверхности нагрева продолжает расти. Максимальный тепловой поток является критическим для проектируемой конструкции паровых котлов, выше которого наблюдаются *кризис кипения* и последующее перегорание нагревательных элементов.

Конденсация (переход вещества из газовой фазы в жидкую или твердую) инициируется *центрами конденсации* в паровом объеме или на охлаждающей поверхности. Различают два вида конденсации: пленочную и капельную. В *пленочной конденсации* жидкий конденсат смачивает поверхность и образует на ней непрерывную пленку, которая оказывает значительное сопротивление тепловому потоку. В случае *капельной конденсации* пары конденсируются на охлаждаемой поверхности в центрах конденсации в виде капель. Они не смачивают полностью всю поверхность и растут только за счет конденсации в них пара и слияния их с другими, рядом расположенными каплями.

Теплообмен возрастает при капельной конденсации и с уменьшением толщины жидкой пленки в случае пленочной конденсации. Присутствие даже небольшого количества неконденсирующихся газов может привести к значительному ухудшению теплообмена.

В табл. 5.1 сравниваются эффективности теплоотдачи при кипении и конденсации.

Таблица 5.1

Сравнение эффективности теплообмена при кипении и конденсации

Показатель	Кипение	Конденсация
Тип теплообмена	Кипение в большом объеме: свободная конвекция пузырчатое кипение пленочное кипение Кипение при движении жидкости: кипение при вынужденной конвекции	Пленочная Капельная
Фазовый переход	С поглощением тепла	С выделением тепла
Наилучшее условие теплообмена	Пузырчатое кипение	Капельная
Соотношение между безразмерными критериями	$\mathrm{Bo} = C\mathrm{Sr}^{p}(\mathrm{Re})^{q}_{\text{пуз}}(\mathrm{Pr})^{r}_{\text{нас}}$	$\mathrm{Co} = C(\mathrm{Re})^{m}_{\text{пл}}$
Температурный перегрев	$t_{\text{ст}} - t_{\text{нас}}$	$t_{\text{нас}} - t_{\text{ст}}$
Условие по поддержанию процесса	Перегрев жидкости	Переохлаждение конденсирующей поверхности
Другие воздействующие факторы	Поверхностные условия Гравитация Растворенные газы	Скорость движения пара Неконденсирующиеся газы

5.2. ОБОЗНАЧЕНИЯ

F — площадь поверхности, м^2;
B — безразмерный параметр;
c_p — удельная теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг· °С);
$C_{s,f}$, C_h — коэффициенты в формулах для пузырчатого кипения;
D — диаметр трубы, диаметр сферы, м;
f — коэффициент трения (см. гл. 3);
g — ускорение силы тяжести, м/с^2;
$u_{m1} = Q_{m1}/F_1$ — массовая скорость на входе трубы, кг/(м^2·с);
$u_{m2} = Q_{m2}/F_2$ — массовая скорость на выходе из трубы, кг/(м^2·с);
α — коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м^2·с);
$\alpha_л = \sigma_0 \varepsilon (T_{\text{ст}} + T_{\text{нас}})(T^2_{\text{ст}} + T^2_{\text{нас}})$—коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м^2 · К);
α_t — полный коэффициент теплоотдачи для пленочного кипения, Вт/(м^2·°С);
$r_{f,g}$ — скрытая теплота парообразования или конденсации, Дж/кг;

L — длина, м;
T — абсолютная температура, К;
$v_{ж}$ — скорость потока жидкости, м/с;
$v_{пар}$ — скорость потока пара, м/с;
X — характеристическая длина, м;
$Bo = q_s/r_{f,g}\rho_{пар}v$ — критерий кипения;
$Co = \alpha\,[\mu^2/\rho\,(\rho - \rho_{пар})g]^{1/3}/\lambda$ — критерий конденсации;
$Nu = \alpha X/\lambda$ — критерий Нуссельта;
$Gr = \beta_g\,\Delta t\,X^3\rho^2/\mu^2$ — критерий Грасгофа;
$Pr = c_p\mu/\lambda$ — критерий Прандтля;
$Re = \rho v X/\mu$ — критерий Рейнольдса;
$Sr = c_p\Delta t/r_{f.g}$ — отношение, характеризующее степень перегрева;
β — температурный коэффициент объемного расширения, $К^{-1}$;
t — температура, °С;
$t_{нас}$ — температура насыщения, °С;
$t_{ст}$ — температура поверхности нагреваемой или охлаждаемой стенки, °С;
Δt — перепад температуры, °С;
$\Delta t = t_{ст} - t_{нас}$ — для кипения;
$\Delta t = t_{нас} - t_{ст}$ — для конденсации;
λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м· °С);
μ — динамическая вязкость, Н·с/м²;
ρ — плотность, кг/м³;
η — тепловая эффективность оребрения;
γ — поверхностное натяжение, Н/м;
σ_0 — постоянная Стефана—Больцмана.

Индексы:

пуз — пузырек (пара);
пл — пленка;
нас — насыщенная жидкость в случае кипения; конденсат в случае конденсации;
пар — пар;
ст. — стенка.

5.3. ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Кипение — переход жидкости в пар, характеризующийся непрерывным образованием и ростом пузырьков насыщенного пара, внутрь которых происходит испарение жидкости.

Пленочное кипение — режим кипения в условиях, когда температура поверхности нагрева намного превышает температуру насыщения жидкости и в то же время интенсивность образования пузырьков пара настолько велика, что нагреваемая поверхность полностью

покрывается их слоем. В условиях изолирующего действия паровой пленки интенсивность теплообмена относительно невысока.

Возникновение пара на границе раздела жидкость—пар происходит за счет тепла, поступающего от поверхности нагрева через паровую прослойку посредством теплопроводности и излучения.

Кипение при вынужденном движении жидкости происходит на нагреваемых поверхностях, таких, как стенки труб, через которые осуществляется вынужденное движение потока жидкости со значительной скоростью.

Пузырчатое кипение — это кипение, при котором на границе раздела жидкость—пар постоянно образуются, растут и отрываются пузырьки пара. Для формирования и последующего роста пузырьков требуется, чтобы жидкость была перегрета относительно поверхности. Достигнув определенного размера, пузырьки отрываются от поверхности нагрева, перемешивают жидкость в пристеночной области и таким образом способствуют существенному увеличению интенсивности теплоотдачи. Это явление названо пузырчатым кипением потому, что механизм кипения связан с наличием взвешенных частиц, микронеровностей поверхности, растворенных газов или других видов центров парообразования, на которых образуются пузырьки. Без гравитационных сил пузырьковое кипение не существует.

Кипение в большом объеме имеет место, когда поверхность нагрева погружена в открытый объем с непроточной жидкостью.

Кипение насыщенной жидкости — это кипение жидкости при температуре насыщения.

Кипение недогретой жидкости — это кипение, при котором пары конденсируются вблизи поверхности нагрева. Температура жидкости в этой области ниже соответствующей температуры насыщения для данного давления.

Конденсация—процесс перехода паровой фазы в жидкую.

Пленочная конденсация происходит на поверхности конденсатной пленки жидкости, которая образовалась в результате конденсации пара на полностью смачиваемой твердой поверхности; при этом последующая конденсация пара происходит только на границе раздела жидкость—пар.

Капельная конденсация — процесс выпадения конденсата в жидкой фазе на несмачиваемую поверхность в виде отдельных капель; под воздействием гравитационных или иных сил капли стекают с поверхности, укрупняясь при своем движении. Сухие и мокрые участки на поверхности чередуются, и она приобретает пятнистый вид. При капельной конденсации наблюдается самая высокая интенсивность теплоотдачи.

Температура насыщения — максимально возможная температура жидкости при данном давлении. Это также точка кипения жидкости в условиях, когда максимальное давление пара равно внешнему давлению.

Недогрев — когда температура жидкости ниже температуры насыщения.

Перегрев — когда жидкость нагрета до температуры более высокой, чем температура насыщения. Превышение температуры характеризует степень перегрева. При перегреве образующийся пар покидает жидкость. При этом его температура может быть выше температуры насыщения. Такой пар после предварительного охлаждения до температуры насыщения конденсируется на холодной поверхности.

5.4. ТЕПЛООТДАЧА ПРИ КИПЕНИИ

Теплоотдача при кипении представляет собой конвективный процесс с фазовым переходом жидкости в пар. Механизм такого процесса существенно сложнее чисто конвективного теплообмена. Существует два вида кипения: кипение в большом объеме и кипение при вынужденном течении жидкости (также называемое кипением при конвекции).

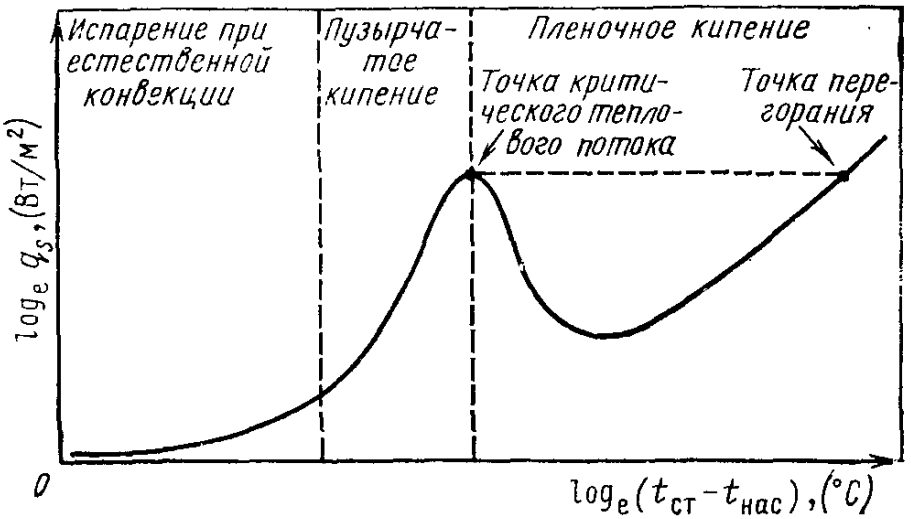


Рис. 5.1. Типичная кривая изменения теплоотдачи при кипении жидкости в большом объеме

При кипении в большом объеме теплоотдача происходит от поверхности нагрева к непроточной жидкости, в то время как в случае кипения при конвекции теплоотдача осуществляется между горячей стенкой и движущейся жидкостью, смешанной с паром (двухфазный поток).

При кипении в большом объеме (рис. 5.1) различают три режима: испарение при естественной конвекции, пузырчатое кипение и пленочное кипение.

Характеристики теплоотдачи сильно изменяются при переходе от одного режима к другому. Если тепловая нагрузка незначительна, то в режиме естественной конвекции температура поверхности нагрева всего на несколько градусов превышает температуру насыщения жидкости. Тепло с помощью естественной конвекции передается слоям жидкости, непосредственно прилегающим к поверхности нагрева, и паровая фаза образуется на свободной поверхности жидкости. Для недогретой жидкости парообразование может происходить локально

на поверхности нагрева, но конденсация пара в жидкости может свести на нет увеличение паровой фазы.

Благодаря высокой интенсивности теплоотдачи пузырчатое кипение имеет очень большое практическое значение. По мере роста температуры поверхности нагрева процесс парообразования продолжает развиваться, и с определенного момента на центрах парообразования поверхности нагрева начинают зарождаться пузырьки пара. Если жидкость недогрета, то они могут уменьшаться в размерах и разрушаться. Если же жидкость перегрета, они могут расти и перемещаться к свободной поверхности. По мере того как пузырьков становится все больше и больше, они отрываются, попадают в соседние слои жидкости и сильно их перемешивают, что приводит к увеличению интенсивности теплоотдачи. Но тепловой поток, отводимый жидкостью, не может увеличиваться беспредельно. Так как с нагреванием избыточная температура повышается и дальше, то образование пузырьков происходит все более и более интенсивно и поверхность нагрева покрывается сплошным слоем пузырьков, отделяющим ее от жидкости. В результате создается опасная ситуация перегрева поверхности и ее «пережога» (так называемый *кризис кипения*). Максимальный тепловой поток для этой точки пузырчатого кипения называется *критическим тепловым потоком*. Если в условиях роста температуры не наступает «пережога», то имеет место *переходный режим*, который характеризуется тем, что поверхность нагрева поочередно покрывается то пленкой пара, то слоем жидкости. Однако такие условия теплообмена крайне нестабильны.

В условиях пленочного кипения жидкость непосредственно не соприкасается с поверхностью нагрева — тепло передается ей через паровую прослойку (пленку) посредством конвекции и излучения. В этом режиме кипения пленка пара очень стабильна, поэтому теплоотдача в значительной степени обусловлена этой пленкой, которая имеет относительно низкую по сравнению с жидкостью теплопроводность. Умеренный прирост отводимого жидкостью теплового потока можно получить, только существенно увеличив температуру поверхности нагрева, которая быстро приближается к точке плавления материала.

Кипение при вынужденном течении жидкости происходит главным образом при течении жидкости в трубах, между пластинами, через пучки труб или стержней. Пузырьки пара, постоянно отрываемые течением жидкости со стенок канала, смешиваются с ней, образуя двухфазный поток. При незначительной интенсивности теплоотдачи энергия передается за счет теплопроводности через жидкую прослойку, примыкающую к стенке, и процесс парообразования происходит на границе раздела жидкость—пар. При более высокой теплоотдаче образование пузырьков газа происходит на центрах парообразования стенок канала под пленкой. Отделение жидкой пленки от стенки в результате высокой интенсивности парообразования может стать причиной осушения стенки, что приводит к быстрому росту ее температуры. Это условие характеризует критическое состояние и определяется как *кризис кипения при вынужденной конвекции*. Механизм этого явления чрезвычайно сложен, и его рассмотрение выходит за рамки этой книги.

Таблица 5.2

Формулы для определения коэффициента теплоотдачи при кипении

Формулы:

$$q_s = \alpha\,(t_{ст} - t_{нас})\ \text{Вт/м}^2;$$

$$\mathrm{Nu} = \alpha X/\lambda_{ж,\,нас}.$$

Обозначения:

C_{sf} — коэффициент в формуле теплоотдачи при пузырчатом кипении ($C_h = 1/C_{sf}^3$; значения см. в табл. 5.3);

$\bar{\alpha}$ — среднее значение коэффициента конвективной теплоотдачи; с учетом составляющей лучистого теплообмена используется полный коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}_t$, Вт/(м² · °С);

$\alpha_л = \sigma_0 \varphi\,(T_{ст}^2 + T_{нас}^2)\,(T_{ст} + T_{нас})$ — коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м² · К);

$\varphi = 1/(\varepsilon^{-1} + \varkappa^{-1} - 1)$ — угловой коэффициент излучения;

ε — степень черноты поверхности нагрева;

$\varkappa$ — поглощательная способность жидкости;

q_s — плотность теплового потока, Вт/м²;

$\Delta t = (t_{ст} - t_{нас})$ — разность температуры, °С.

Другие обозначения приведены в разд. 5.2.

Значения свойств берутся при температуре насыщения жидкости.

№ п.п.	Теплоотдача при кипении	Формулы	Литература
1	Парообразование при естественной конвекции на вертикальной поверхности	$\mathrm{Nu} = 0{,}56\,(\mathrm{Gr}\cdot\mathrm{Pr})_{ж.\,нас}^{1/4}$, ламинарный поток, $10^4 < \mathrm{Gr}\cdot\mathrm{Pr} < 10^9$; $\mathrm{Nu} = 0{,}13\,(\mathrm{Gr}\cdot\mathrm{Pr})_{ж.\,нас}^{1/3}$, турбулентный поток, $\mathrm{Gr}\cdot\mathrm{Pr} > 10^9$; X равна высоте поверхности нагрева	[5.13]
2	Пузырчатое кипение	$\mathrm{Nu} = \frac{1}{C_{sf}}\,(\mathrm{Re})_{ж.\,нас}^{0,67}\,(\mathrm{Pr})_{ж.\,нас}^{-0,7}$; $\alpha = C_h \frac{\mu_{ж.нас}\, r_{fg}}{\sqrt{\gamma/g\,(\rho_{ж.нас} - \rho_{пар})}} \left[\frac{(c_p)_{ж.нас}}{r_{fg}\,(\mathrm{Pr})^{1,7}\Delta t^2}\right]^3$; $(\mathrm{Sr})_{ж.нас} = C_{sf}\,(\mathrm{Re})_{ж.нас}^{0,33}\,(\mathrm{Pr})_{ж.нас}^{1,7}$; Альтернативные выражения $(\mathrm{Re})_{ж.нас} = \frac{q_s X}{\mu_{ж.нас}\, r_{fg}}$; $(\mathrm{Pr})_{ж.нас} = \left(\frac{c_p\,\mu}{\lambda}\right)_{ж.нас}$; $X = \sqrt{\frac{\gamma}{g(\rho_{ж.нас} - \rho_{пар})}}$	[5.6]
3	Пленочное кипение на горизонтальной поверхности	$\mathrm{Nu} = 0{,}425 \times$ $\times \left[\frac{X^3\,\rho_{пар}\,(\rho_{ж.нас} - \rho_{пар})\,g}{\mu_{пар}\,\lambda_{пар}\,\Delta t}\,(r_{fg} + 0{,}4\,c_{p\,пар}\,\Delta t)\right]^{1/4}$; $X = \sqrt{\frac{\gamma}{g\,(\rho_{ж.нас} - \rho_{пар})}}$	[5.16]

№ п.п.	Теплоотдача при кипении	Формулы	Литература
4	Пленочное кипение на вертикальной поверхности	$\mathrm{Nu}=0{,}25\left[\frac{X^3\rho_{\text{пар}}(\rho_{\text{ж.нас}}-\rho_{\text{пар}})\,g c_{p\,\text{пар}}}{\mu_{\text{пар}}\lambda_{\text{пар}}}\right]^{1/3}$; X равна высоте поверхности нагрева	[5.33]
5	Пленочное кипение на внешней стороне горизонтальной трубы	$\mathrm{Nu}=0{,}62\left[\frac{X^3\rho_{\text{пар}}(\rho_{\text{ж.нас}}-\rho_{\text{пар}})\,g}{\mu_{\text{пар}}\lambda_{\text{пар}}\Delta t}\times\right.$ $\left.\times(r_{fg}+0{,}4c_{p\,\text{пар}}\Delta t)\right]^{1/4}$; $X=D$; $\alpha_t=\alpha+\frac{3}{4}\alpha_{\text{л}}$	[5.17]
6	Пленочное кипение на сферической поверхности	$\mathrm{Nu}=0{,}14\left[\frac{X^3\rho_{\text{пар}}(\rho_{\text{ж.нас}}-\rho_{\text{пар}})\,g}{\mu_{\text{пар}}\lambda_{\text{пар}}\Delta_t}\times\right.$ $\left.\times(r_{fg}+0{,}5\,c_{p\,\text{пар}}\Delta t)\right]^{1/3}$; $X=D$	[5.34]
7	Конвективная теплоотдача при вынужденном движении потока в трубе	$\mathrm{Nu}=2{,}7\left[\frac{X\rho_{\text{пар}}v_{\text{ж.нас}}}{\lambda_{\text{пар}}\Delta t}(r_{fg}+0{,}4\,c_{p\,\text{пар}}\Delta t)\right]^{1/2}$; $X=D$; $\alpha_t=\alpha+\frac{3}{4}\alpha_{\text{л}}$ для $v_{\text{ж.нас}}\leqslant\sqrt{gD}$; $\alpha_t=\alpha+\frac{7}{8}\alpha_{\text{л}}$ для $v_{\text{ж.нас}}\geqslant 2\sqrt{gD}$	[5.18]
8	Конвективная теплоотдача при вынужденном движении потока (вверх) в вертикальной трубе	$\mathrm{Nu}=0{,}028\,\mathrm{Re}^{0,8}\,\mathrm{Pr}^{0,4}$; $X=D$; $6{,}5\cdot 10^4<\mathrm{Re}<3\cdot 10^5$	[5.19]
9	Критическое значение плотности теплового потока при пузырчатом кипении	$q_s=0{,}18\,r_{fg}\,[\gamma g(\rho_{\text{ж.нас}}-\rho_{\text{пар}})]^{1/4}\times$ $\times\left(\frac{\rho_{\text{ж.нас}}\rho_{\text{пар}}}{\rho_{\text{ж.нас}}-\rho_{\text{пар}}}\right)^{1/2}$	(5.14)

Продолжение табл. 5.2

№ п.п.	Теплоотдача при кипении	Формулы	Литература
10	Минимальное значение плотности теплового потока для переходного режима от пузырчатого кипения к пленочному	$q_s = 0{,}09\ \rho_{пар} r_{fg} \left[\frac{\gamma g (\rho_{ж.нас} - \rho_{пар})}{(\rho_{ж.нас} + \rho_{пар})^2}\right]^{1/4}$ —для горизонтальных плоских поверхностей; $q_s = 0{,}16\ \frac{\rho_{пар} r_{fg}}{D} \left[\frac{\gamma (\rho_{ж.нас} - \rho_{пар}) g}{(\rho_{ж.нас} + \rho_{пар})^2}\right]^{1/4} \times \times \left(\frac{\gamma}{g (\rho_{ж.нас} - \rho_{пар})}\right)^{1/2} \left[1 + \frac{2\gamma}{gD^2 (\rho_{ж.нас} - \rho_{пар})}\right]^{-1/4}$ —для горизонтальных цилиндров	[5.15] [5.35]

Таблица 5.3

Коэффициенты в уравнениях пузырчатого кипения

Граница раздела	C_{sf}	$C_h/10^6$	Литература
Вода — нержавеющая сталь	0,014	0,364	[5.10]
Вода — никель и нержавеющая сталь	0,013	0,455	[5.9]
Вода — платина	0,013	0,455	[5.7]
Вода — медь	0,013	0,455	[5.7]
Вода — никель	0,006	4,630	[5.6]
Вода — латунь	0,006	4,630	[5.8]
n-Пентан — хром	0,015	0,296	[5.12]
Четыреххлористый углерод — медь	0,013	0,455	[5.11]
Бензин — хром	0,010	1,000	[5.12]
n-Бутиловый спирт — медь	0,003	37,04	[5.11]
Этиловый спирт — хром	0,0027	50,08	[5.12]
Изопропиловый спирт — медь	0,0025	64,00	[5.11]
35%-ный карбонат калия — медь	0,0054	6,35	[5.11]
50%-ный карбонат калия — медь	0,0027	50,08	[5.11]

В табл. 5.2 представлены некоторые полезные формулы для определения коэффициентов теплоотдачи при кипении.

5.5. ТЕПЛООТДАЧА ПРИ КОНДЕНСАЦИИ

Конденсация происходит при соприкосновении насыщенного пара с поверхностью, температура которой ниже температуры насыщения. Если температура поверхности превышает температуру насыщения, то никакой конденсации не происходит, даже несмотря на перегрев пара. Обычно конденсат смачивает поверхность и образует на ней жидкую пленку,

которая называется *пленкой конденсата*. Таким образом, образовавшийся конденсат вследствие теплоотдачи с поверхности может быть до некоторой степени переохлажденным и инициировать дополнительную конденсацию пара на границе раздела конденсат—пар. Под влиянием гравитационных сил конденсат стекает вниз. Вначале поток ламинарный, и скрытая теплота конденсата передается охлаждающей поверхности теплопроводностью через пленку. Теплоотдача в значительной степени определяется толщиной пленки, которая, в свою очередь, зависит от интенсивности конденсации пара и от скорости отвода конденсата. Поэтому при идентичных условиях теплоотдача вертикальной поверхности более высокая, чем наклонной. При движении мощного потока пара в том же направлении, что и движение потока конденсата, наблюдается уменьшение толщины пленки и теплоотдача возрастает.

Когда толщина пленки достигает определенного критического значения, ламинарный поток переходит в турбулентный. В турбулентном потоке тепло распространяется не только посредством теплопроводности, но и за счет вихре-диффузионных процессов, которые способствуют лучшему перемешиванию жидкого конденсата и увеличивают коэффициент теплоотдачи.

Турбулентный режим течения редко возникает на горизонтальных трубах, но может устанавливаться на нижних участках вертикальных поверхностей.

При капельной конденсации конденсат не смачивает всю поверхность. Капельки формируются на центрах конденсации. Они увеличиваются до тех пор, пока под действием гравитационных или других сил не оторвутся от поверхности и не стекут по ней. Благодаря тому обстоятельству, что значительная часть поверхности не покрывается изолирующей пленкой, может быть достигнута очень высокая теплоотдача.

Практически пока не существует материала, обладающего благоприятным сочетанием механических, химических и физических свойств, которые способствовали бы возникновению капельной конденсации. Поэтому необходимо специально обрабатывать поверхность охлаждения тонким слоем вещества для инициирования формирования капелек. Это вещество, которое должно иметь чрезвычайно низкую смачиваемость жидкостью и высокую смачиваемость с твердым телом, называют *каплеобразователем* (промотор каплеобразования).

Если бы можно было использовать капельную конденсацию в течение продолжительного времени, то это позволило бы значительно сэкономить в массе конструкционных узлов холодильных установок и теплообменных аппаратов. Поэтому в последние годы изучению процесса капельной конденсации уделяется огромное внимание. Предложены различные теории для объяснения механизма этого явления, однако все они еще далеки от совершенства и не могут быть использованы для определения коэффициента теплоотдачи. Изложение этих вопросов приведено в работах [5.28, 5.29].

В табл. 5.4 представлены только хорошо проверенные формулы для расчета пленочной конденсации.

Таблица 5.4

Формулы для расчета теплоотдачи при коиденсации

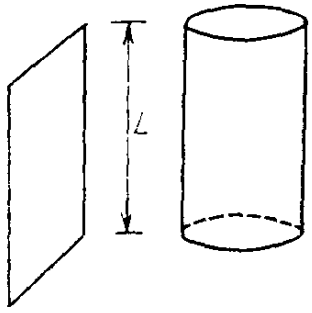
Формулы:

$q_з = \alpha\,(t_{нас} - t_{ст})$ Вт/м²;
$Nu = \alpha X/\lambda_{ж.\,нас}$

Обозначения:

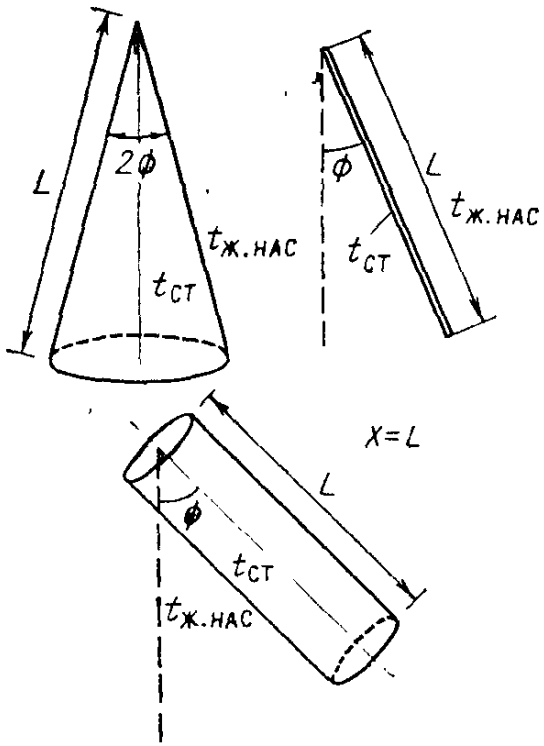
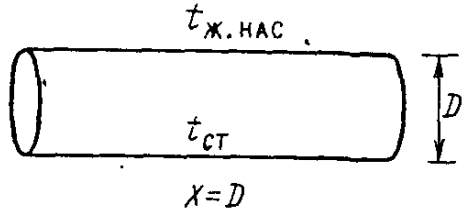
$F_{тр}$ — площадь поверхности горизонтальной трубы, м²;
$F_р$ — площадь ребра, м²;
$\lambda_р$ — коэффициент теплопроводности материала ребра, Вт/ (м· °С);
$\bar{\alpha}$ — среднее значение коэффициента теплоотдачи, Вт/ (м²· °С);
D — диаметр трубы, м;
$D_р$ — диаметр ребра, м;
l — высота ребра, м;
$\Delta t = (t_{нас} - t_{ст})$ — разность температуры, °С;
$u_{m\,пар}$, $u_{m\,ж.\,нас}$ — массовая скорость пара и жидкости соответственно, кг/ (м²·с);
δ — толщина ребра, м;
η — эффективность оребрения.

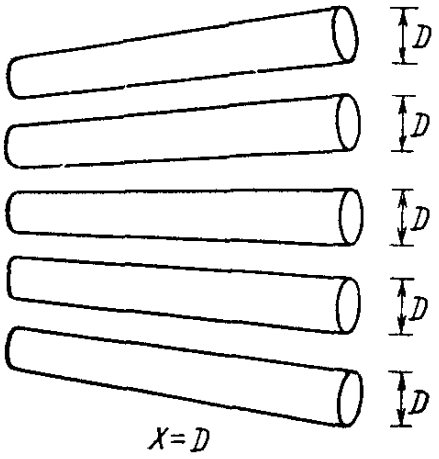
Остальные обозначения приведены в разд. 5.2. Значения свойств и другие данные берутся при температуре насыщения.

№ п.п.	Система	Схематическое представление	Формулы	Дополнительные условия	Литература
1	Пленочная конденсация на вертикальных поверхностях		$Nu = 0{,}943\left[\frac{L^3 \rho_{ж.нас}(\rho_{ж.нас} - \rho_{пар})\, g}{\mu_{ж.нас}\,\lambda_{ж.нас}\,\Delta t} \times \right.$ $\left. \times (r_{fg} + 0{,}68 c_{p\,ж.нас}\,\Delta t)\right]^{1/4}$. Значения свойств жидкости оцениваются при температуре $t = t_{ст} + 0{,}31\,\Delta t$	Ламинарный поток конденсата, $Pr > 0{,}5$; $\frac{c_{p\,ж.нас}\,\Delta t}{r_{fg}} \leqslant 1{,}0$	[5.21]
			$Nu = \frac{\sqrt{2}}{3}\left(\frac{\rho_{ж.нас}\, v_{пар}\, L}{\mu_{ж.нас}}\right)^{1/2} \times$ $\times \frac{2 + (1+B)^{1/2}}{[1 + (1+B)^{1/2}]^{1/2}}$; $B = \frac{16 g L\, \mu_{ж.нас}\, r_{fg}}{v_{пар}^2\, \lambda_{ж.нас}\,\Delta t}$	Конденсат подвергается воздействию потока пара, движущегося вниз со скоростью $v_{пар}$	[5.22]

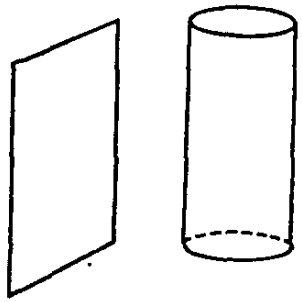
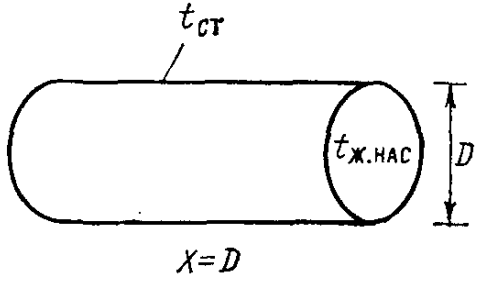
			$(\mathrm{Nu})_1 = 1{,}39 \left(\frac{D^3 g \rho^2_{\text{ж.нас}}}{\mu^2_{\text{ж.нас}}} \right)^{1/3} (\mathrm{Re})^{-0{,}282}_{\text{ж.нас}} \times$ $\times \left[\left(\frac{\lambda_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ж.нас}}} \right)^3 \left(\frac{\mu_{\text{ж.нас}}}{\mu_{\text{ст}}} \right) \right]^{0{,}16}$	Турбулентный поток конденсата; $(\mathrm{Re})_{\text{ж.нас}} > 1600$; $(\mathrm{Nu})_1 : \bar{\alpha}$ — усреднение по всей поверхности	[5.23]
			$(\mathrm{Nu})_2 = \left(\frac{g \rho^2_{\text{ж.нас}} L^3}{\mu^2_{\text{ж.нас}}} \right)^{1/3} \times$ $\times \left\{ \frac{(\mathrm{Re})_{\text{ж.нас}}}{58 (\mathrm{Pr})^{-0{,}5}_{\text{ж.нас}} \left[(\mathrm{Re})^{0{,}75}_{\text{ж.нас}} - 253 \right] + 9200} \right\};$	$(\mathrm{Nu})_2 : \bar{\alpha}$ — усреднение по участку с турбулентным режимом движения	
			$(\mathrm{Re})_{\text{ж.нас}} = 3{,}77 \left\{ \frac{L \lambda_{\text{ж.нас}} \Delta t \left[\rho_{\text{ж.нас}} (\rho_{\text{ж.нас}} - \rho_{\text{пар}}) g \right]^{1/3}}{\mu^{5/3}_{\text{ж.нас}} r_{fg}} \right\}^{3/4};$		
			$(\mathrm{Pr})_{\text{ж.нас}} = \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)_{\text{ж.нас}}$		

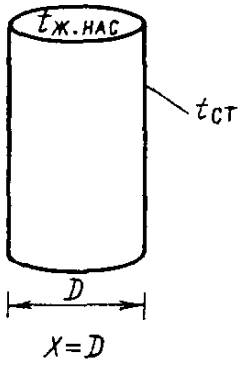
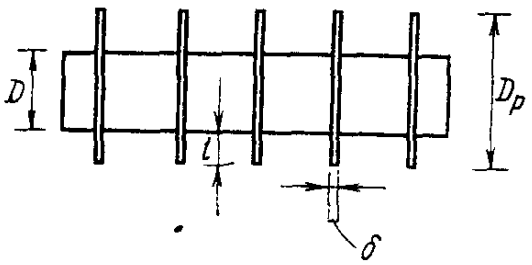
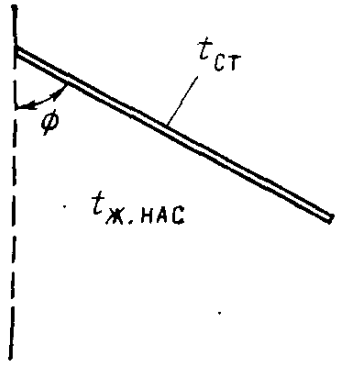
Продолжение табл. 5.4

№ п.п.	Система	Схематическое представление	Формулы	Дополнительные условия	Литература
2	Пленочная конденсация на наклонной плоскости		Для получения Nu необходимо в уравнениях для случая 1 умножить g на $\cos\phi$	—	—
3	Пленочная конденсация на горизонтальной трубе		$\mathrm{Nu}=0{,}728\left[\frac{D^3\rho_{ж.нас}(\rho_{ж.нас}-\rho_{пар})\,g}{\mu_{ж.нас}\lambda_{ж.нас}\Delta t}\times\right.$ $\left.\times(r_{fg}+0{,}68\,c_{p\,ж.нас}\Delta t)\right]^{1/4}$	Ламинарный поток конденсата	[5.24]
			$\mathrm{Nu}=0{,}64\left\{\left(\frac{\rho_{ж.нас}v_{пар}D}{\mu_{ж.нас}}\right)[1+(1+B)^{1/2}]\right\}^{1/2}$	Конденсат подвергается воздействию потока пара, движущегося вниз	[5.22]

			$B=\frac{1,69gD\mu_{ж.нас}r_{fg}}{v_{пар}^2\lambda_{ж.нас}\Delta t}$ $Nu=1,14\left(\frac{g\rho_{ж.нас}^2D^3}{\mu_{ж.нас}^2}\right)^{1/3}(Re)_{ж.нас}^{-0,282}\times$ $\times\left[\left(\frac{\lambda_{ст}}{\lambda_{ж.нас}}\right)^3\frac{\mu_{ж.нас}}{\mu_{ст}}\right]^{0,16};$ $(Re)_{ж.нас}=9,11\times$ $\times\left\{\frac{D\lambda_{ж.нас}\Delta t\,[\rho_{ж.нас}(\rho_{ж.нас}-\rho_{пар})\,g]^{1/3}}{\mu_{ж.нас}^{5/3}r_{fg}}\right\}^{3/4}.$ Значения $\lambda_{ст}$ и $\mu_{ст}$ берутся при температуре $t_{ст}$; значения остальных величин — при $t_{ж.нас}$	по нормали относительно оси цилиндра со скоростью $v_{пар}$ Турбулентный поток конденсата: $(Re)_{ж.нас}>3200$; $D>20\sqrt{\frac{\gamma}{\rho_{ж.нас}g}}$	[5.23]
4	Пленочная конденсация на пучке из n горизонтальных труб		$Nu=0,728\left[1+0,2\frac{c_{p\,ж.нас}(n-1)\,\Delta t}{r_{fg}}\right]\times$ $\times\left[\frac{D^3\rho_{ж.нас}(\rho_{ж.нас}-\rho_{пар})\,g}{n\mu_{ж.нас}\lambda_{ж.нас}\Delta t}\times\right.$ $\left.\times(r_{fg}+0,68\,c_{p\,ж.нас}\Delta t)\right]^{1/4}$	$\frac{c_p\Delta t}{r_{fg}}<2$	[5.25]

Продолжение табл. 5.4

№ п.п.	Система	Схематическое представление	Формулы	Дополнительные условия	Литература
5	Капельная конденсация на вертикальной поверхности		$Nu = 1{,}6 \cdot 10^{-4} (Re)_{ж.нас}^{-0,84} (Pr)_{ж.нас}^{1/3} \Omega^{1,16}$ $Nu = 1{,}46 \cdot 10^{-6} (Re)_{ж.нас}^{-1,63} (Pr)_{ж.нас}^{1/2} \Omega^{1,16}$, где $Nu = \frac{2\gamma\alpha t_{ж.нас}}{r_{fg}\rho_{ж.нас}\lambda_{ж.нас}\Delta t}$; $(Re)_{ж.нас} = \frac{\lambda_{ж.нас}\Delta t}{\mu_{ж.нас} r_{fg}}$; $\Omega = \frac{2\gamma\left(\frac{d\gamma}{dt}\right) t_{ж.нас}}{r_{fg}\mu_{ж.нас}^2}$	$8 \cdot 10^{-4} < (Re)_{ж.нас} < 3{,}3 \cdot 10^{-3}$ $3{,}3 \cdot 10^{-3} < (Re)_{ж.нас} < 1{,}8 \cdot 10^{-2}$; $1{,}65 < Pr < 23{,}6$; $7{,}8 > \Omega > 2{,}65 \cdot 10^{-2}$	[5.41] [5.30]
6	Конденсация на внутренней поверхности горизонтальной трубы		$Nu = 0{,}555 \left[\frac{D^3 \rho_{ж.нас} (\rho_{ж.нас} - \rho_{пар}) g}{\lambda_{ж.нас}\mu_{ж.нас}\Delta t} \times \right.$ $\left. \times (r_{fg} + 0{,}68 c_{p\ ж.нас}\Delta t)\right]^{1/4}$ $Nu = 0{,}026 (Pr)_{ж.нас}^{1/3} \times$ $\times \left\{ \frac{D}{\mu} \left[u_{m\ пар} \left(\frac{\rho_{ж.нас}}{\rho_{пар}} \right)^{1/2} + u_{m\ ж.нас} \right] \right\}^{0,8}$	Короткая труба; движение пара с низкой скоростью $(Re)_{пар} < 3{,}5 \cdot 10^4$ Длинная труба; движение пара с высокой скоростью; $(Re)_{пар} > 2 \cdot 10^4$; $(Re)_{ж.нас} > 5 \cdot 10^3$	[5.26] [5.39]

7	Конденсацня на внутренней поверхности вертнкальной трубы		$$\mathrm{Nu}=0{,}065\left[\frac{c_{p\ ж.нас}\rho_{ж.нас}D^2 f}{2\lambda_{ж.нас}\mu_{ж.нас}\rho_{пар}}\times\left(\frac{u_{m1}^2+u_{m1}u_{m2}+u_{m2}^2}{3}\right)\right]^{1/2}.$$ Значения свойств жидкости берутся при тем епературе $t=1/4\,t_{ж.нас}+3/4\,t_{ст}$	Пар движется в том же направлении, что н конденсат	[5.27]
8	Конденсация на горизонтальной оребренной трубе		$$\mathrm{Nu}=0{,}896\left(\frac{D^4\rho^2 g r_{fg}}{\lambda_{ж.нас}\mu_{ж.нас}\Delta t}\right)^{1/4}\times\left(\frac{F_p\eta}{(F_p/2D_p)^{1/4}}+\frac{F_{тр}}{1{,}3D^{1/4}}\right)\frac{1}{F_p\eta+F_{тр}};$$ $$\eta=\frac{2}{ml\,[(D_p/D)+1]}\times\frac{I_1(mD/2)\,K_1(mD_p/2)-I_1(mD_p/2)\,K_1(mD/2)}{I_0(mD/2)\,K_1(mD_p/2)+I_1(mD_p/2)\,K_0(mD/2)},$$ где $m=(2\alpha/\lambda_p\delta)^{1/2}$	—	[5.38]
9	Конденсация на нижней стороне горизонтальной или наклонной плоскости		$\mathrm{Nu}=0{,}81\,\beta^{-0,193}$; $\mathrm{Nu}=0{,}69\beta^{-0,2}$; $\mathrm{Nu}=\frac{0{,}9\beta^{-0,167}}{1+1{,}1\,\beta^{0,167}}$, где $\beta=\left[\frac{\lambda_{ж.нас}\mu_{ж.нас}\Delta t}{\rho_{ж.нас}(\rho_{ж.нас}-\rho_{пар})\,g\sin\phi\,(r_{fg}+0{,}68\,c_{p\ ж.нас}\Delta t)\,X^{3/2}}\right]$; $X=\left(\frac{\gamma}{g(\rho_{ж.нас}-\rho_{пар})\sin\phi}\right)$	$\beta<10^{-8}$ $10^{-6}>\beta>10^{-8}$ $\begin{cases}90°>\phi>75°;\\ \Delta t<38°\,C\end{cases}$ $\frac{\lambda_{ж.нас}\Delta t}{r_{fg}}\ll$ $\ll(1+0{,}68c_{p\rho ж.нас}\Delta t)$ (все приведенные выше случаи для воды и R-113— хладагента трихлортрифторэтана)	[5.40]

5.1. **Rohsenow W. M.** Condensation and Boiling. Handbook of Heat Transfer. Section 12, part A, and section 13. McGraw-Hill, 1973.
5.2. **Griffith P.** Dropwise Condensation. Handbook of Heat Trasfer. Section 12, part B. McGraw-Hill, 1973.
5.3. **Tong L. S.** Boiling Heat Transfer and Two-Phase Flow. John Wiley and Sons, Inc., 1965.
5.4. **Rohsenow W. M.** Heat Transfer with Boiling. — In: Modern Developments in Heat Transfer. Ed by W. Ibele. Academic Press, 1963, p. 85—158.
5.5. **Jakob M.** Heat Transfer. V. 1. John Wiley and Sons, Inc., 1959.
5.6. **Rohsenow W. M., Clark J. A.** Heat Transfer and Pressure Drop Data for High Heat Flux Densities to Water at High Sub-critical Pressures. — In: Heat Transfer and Fluid Mechanics Inst. Stanford University Press, 1951, p. 193—207.
5.7. **Addoms J. N.** Heat Transfer at High Rates to Water Boiling outside Cylinder. Doctorial thesis. MIT, 1949.
5.8. **Cryder D. S., Finalborgo A. C.** Heat Transmission from Metal Surfaces to Boiling Liquids: Effect of Temperature of the Liquid on Film Coefficient. — «Amer. Inst. Chem. Engng», 1937, v. 33, p. 346.
5.9. **Roberts H. A.** A Review of Net Boiling Heat Transfer and Pressure Drop from the Literature. 1955, UK Rept., AERO-ED/M-22.
5.10. **Kreith F., Foust A. S.** Remarks on Mechanism and Stability at Surface Boiling Heat Transfer. 1954. ASME, paper 54-A-146.
5.11. **Piret E. L., Isbir H. S.** Two Phase Heat Transfer in Natural Circulation Evaporation. — «Chem. Engng Progr.», 1954, v. 5D, p. 305.
5.12. **Cichelli M. T., Bonilla C. F.** Heat Transfer to Liquids Boiling under Pressure.— «Trans. AIChE», 1945, v. 14, p. 755.
5.13. **King W. J.** «Refrig. Engng», 1933, v. 25, p. 83.
5.14. **Zuber N.** Stability of Boiling Heat Transfer. — «Trans. ASME», 1958, v. 80, p. 711—720.
5.15. **Zuber N., Tribus M.** Further Remarks on the Stability of Boiling Heat Transfer. — «Univ. Calif.», 1958, 58.
5.16. **Berenson P.** Transition Boiling Heat Transfer from a Horizontal Surface. ASME—AICHE Heat Transfer Conference, Buffalo, 1960.
5.17. **Bromley L. A.** Heat Transfer in Stable Film Boiling. — «Chem. Engng Progr.», 1950, v. 46, p. 221.
5.18. **Bromley L. A., Le Roy N., Roberts J. A.** Heat Transfer in Forced Convection Film Boiling. — «Industr. and Engng Chem.», 1953, v. 45, p. 2639—2646.
5.19. **Boarts R. M., Badger W. L., Meisenburg S. L.** — «Industr. and Engng Chem.», 1937, v. 29, p. 912.
5.20. **Emerson W. H.** Heat Transfer in Condensing System. — «Natl. Engr», Lab. Rept, 1971, p. 483.
5.21. **Rohsenow W. M.** Heat Transfer and Temperature Distribution in Laminar Film Condensation. — «Trans. ASME», 1956, v. 78, p. 1645.
5.22. **Shekriladze I. G., Gomelauri V. I.** Theoretical Study of Laminar Film Condensation of Flowing Vapour. — «Intern. J. Heat Mass Transfer», 1966, v. 9, N 6, p. 581.
5.23. **Лабунцов Д. А.** Теплоотдача при пленочной конденсации чистого пара на вертикальных поверхностях и горизонтальных трубах. — «Теплоэнергетика», 1957, т. 4, № 7, с. 72; также NLL CTS, 1958, p. 454.
5.24. **Sparrow E. M., Gregg J. L.** Laminar Condensation Heat Transfer in a Horizontal Cylinder. — «Trans. ASME, J. Heat Transfer», 1959, v. 81C, N 4, p. 291.
5.25. **Chen M. M.** Analytical Study of Laminar Film Condensation. — «Trans. ASME, J. Heat Transfer», 1961, v. 83C, p. 46.
5.26. **Chato J. C.** — «J. Amer. Soc. Heating Refrig, Aircond. Engng», 1962, February.
5.27. **Carpenter E. F., Colburn A. P.** The Effect of Vapour Velocity on Condensation-Inside Tubes. Proc. Gen. Dis. on Heat Transfer IME/ASME, 1951, p. 20—26.

5.28. **Westwater J. W., Chapter I.** Proc. 4th Annual Southeastern Seminar on Thermal Sciences. Univ. Tennessee Space Inst., 1968.
5.29. **Herman Merte.** Condensation Heat Transfer. — In: Advances in Heat Transfer. V. 9. Academic Press, 1973.
5.30. **Jordan D. P.** Film and Transition Boiling. — In: Advances in Heat Transfer. V. 5. Academic Press, 1968.
5.31. **Leppert G., Pitts C. C.** Boiling. In: Advances in Heat Transfer. V. 1. Academic Press, 1964.
5.32. **Kalinin E., Berlin I. I., Kostyuk V. V.** Film-Boiling Heat Transfer. In: Advances in Heat Transfer. V. 11, Academic Press, 1975.
5.33. **Лабунцов Д. А.** Расчет теплоотдачи при пленочном кипении жидкости на вертикальной поверхности нагрева. — «Теплоэнергетика», 1963, № 10, p. 60.
5.34. **Frederking T. N. K., Clark J. A.** Natural Convection Film Boiling on a Sphere. — «Advances Cryog. Engng», 1963, v. 8, p. 501.
5.35. **Lienhard D. J., Wong T. Y.** The Dominant Unstable Wavelength and Minimum Heat Flux during Film on a Horizontal Cylinder. — «J. Heat Transfer», 1964, v. 86, p. 261.
5.36. **Peterson A. C., Westwater J. W.** Dropwise Condensation of Ethylene Clycol. — «Chem. Engng Progr.», Sympl., 1966, Ser. 62, p. 135.
5.37. **Collier J. G.** Convective Boiling and Condensation. McGraw-Hill, 1972.
5.38. **Beatty K. O., Katz D. L.** Condensation of Vapours in Outside of Finned Tubes. — «Chem. Engng Prog.», 1948, v. 44, p. 55.
5.39. **Akers W. W., Crosser O. K., Deans H. A.** Proc. 2nd Natl. Heat Transfer Conf., ASME/AIChE, August 1958.
5.40. **Gerstmann J., Griffith P.** Effect of Surface Instability on Laminar Film Condensation. — «J. Heat Mass Transfer», 1967, v. 10, p. 567.
5.41. **Исаченко В. П.** — «Теплоэнергетика», 1963, № 9, с. 81—85.
5.42. **Heat** Transfer in Dropwise Condensation. Part I and II. — «Intern. J. Heat Mass Transfer», 1965, v. 8, p. 419—435. Auth.: D. W. Tanner, C. J. Potter, D. Pope, D. West.

Глава 6

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

6.1. ВВЕДЕНИЕ

Теплообменник представляет собой устройство, в котором тепло передается от одного теплоносителя к другому обычно путем теплопроводности и конвекцией. При этом конвекция играет основную роль в передаче тепла в теплообменных аппаратах в условиях вынужденного турбулентного потока теплоносителя. Естественная конвекция происходит только в некоторых простых теплообменниках большей частью с газовым теплоносителем при очень высокой температуре. В некоторых случаях одновременно с теплопередачей наблюдается и массообмен.

Разрабатываемые и изготовляемые промышленностью теплообменные аппараты в зависимости от назначения часто имеют различные наименования: паровые котлы, испарители, конденсаторы, нагреватели, охлаждающие устройства, парогенераторы, автомобильные радиаторы, рекуператоры, регенераторы и т. п. Но все они в большей или меньшей степени основаны на использовании общих принципов теплопередачи. По существу их можно разделить на четыре основных типа в зависимости от направления потока теплоносителя (табл. 6.1).

Таблица 6.1

Типы теплообменников с различными схемами движения потоков

Тип теплообменника	Схема движения теплоносителя
С непосредственной теплопередачей	Прямоток Противоток Перекрестный ток Сочетание прямотока и противотока
С косвенной теплопередачей	
С циклической теплопередачей С непосредственным контактом	Сложные схемы движения

Тепловую мощность теплообменника обычно определяют из уравнения

$$Q = KF\Delta t_m \quad \text{Вт}, \tag{6.1}$$

где K — полный коэффициент теплопередачи; F — площадь поверхности теплообмена; Δt_m — истинная разность средних значений температуры теплоносителей.

При проектировании теплообменного аппарата определенного типа необходимо учитывать соотношение между первоначальной стоимо-

стью теплообменника и расходами на его эксплуатацию, обеспечивающими требуемую мощность. Наиболее важным этапом проектирования является выбор габаритных размеров и рабочих характеристик теплообменника. При этом соотношение величин должно удовлетворять уравнению (6.1), которое является определяющим критерием правильности выбора указанных параметров.

6.2. ОБОЗНАЧЕНИЯ

F — площадь поверхности теплообмена; площадь всей оребренной поверхности трубы, м^2;
$B = \exp[-(NTK)R]$ — параметр;
b — толщина ребра, м;
W — водяной эквивалент теплоносителя ($Q_m c_p$), Дж/(с·°С);
c_p — удельная теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг· °С);
D — гидравлический диаметр, м;
$\bar{F}$ — поправочный коэффициент средней разности температуры;
f — коэффициент трения;
u_m — массовая скорость, кг/(м^2·с);
$g = 9{,}81$ — ускорение силы тяжести, м/с^2;
α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2·° С);
r_{fg} — удельная теплота парообразования или конденсации, Дж/кг;
$\varkappa$ — коэффициент пропускания;
l — высота ребра, м;
L — эффективная длина трубы, м;
m — масса, кг;
Q_m — массовый расход, кг/с;
$N = \gamma r_{fg}\rho/\mu$ — коэффициент переноса жидкости, Вт/м^2;
n — число одинаковых переносов;
P — отношение коэффициентов оперативной производительности;
Q — тепловой поток, Вт;
$R = (Q_m c_p)_{\text{мин}}/(Q_m c_p)_{\text{макс}}$ — отношение водяных эквивалентов теплоносителей;
r — радиус капилляра фитиля, м;
S — площадь поперечного сечения фитиля, м^2;
s — шаг оребрения, м;
τ — время, с;
K — полный коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2· °С);
$\mathrm{Re} = \rho v D/\mu$ — критерий Рейнольдса;
$\mathrm{Pr} = \mu c_p/\lambda$ — критерий Прандтля;
$\mathrm{Nu} = \alpha D/\lambda$ — критерий Нуссельта;
θ — угол смачиваемости капилляра;
β — угол ориентации трубы;
γ — поверхностное натяжение, Н/м;
λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·° С);

ϵ — коэффициент термической эффективности;
η — эффективность полной поверхности;
$\eta_р$ — эффективность ребра;
ρ — плотность, кг/м^3;
t — температура, °С;
Δt — разность температуры, °С;
δ — толщина теплопередающей поверхности, м;
$\delta_{экв}$ — эквивалентная толщина стенки матрицы регенератора, м;
μ — динамическая вязкость, Н·с/м^2.

Индексы:

a — отдельная единица измерения;
р — ребро;
г — горячий;
х — холодный;
вх — вход;
вых — выход;
0 — начальные условия;
ж — жидкость;
m — средний;
lm — средняя логарифмическая;
мин — минимум;
макс — максимум;
ст — стенка.

6.3. ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Противоток относится к такому движению, при котором оба теплоносителя в теплообменнике движутся в противоположных направлениях. Такая схема движения обеспечивает сравнительно малое изменение перепада температуры и, следовательно, сравнительно одинаковый тепловой поток по длине теплообменника. При этом конечная температура холодной жидкости может достигнуть более высокого значения, чем конечная температура горячей жидкости. Как правило, полное значение коэффициента теплопередачи при противоточной схеме движения теплоносителя больше, чем при прямоточной.

Перекрестный ток относится к такому движению, при котором оба теплоносителя движутся во взаимно перпендикулярных направлениях. Значение переданного теплового потока между двумя теплоносителями зависит от степени перемешивания каждого из теплоносителей, движущихся по своим направлениям течения. В теплообменных аппаратах с перекрестным током используются многочисленные комбинации перемешивающихся и неперемешивающихся теплоносителей.

Коэффициент термической эффективности ϵ (термическая эффективность теплообменника) — отношение действительного теплового потока $Q = W_г (t_{г.\,вх} - t_{г.\,вых})$ или $Q = W_х (t_{х.\,вых} - t_{х.\,вх})$ к максимально возможному тепловому потоку, определенному на основе

второго закона термодинамики $Q_{макс} = W_{мин}(t_{г,\,вх} - t_{х,\,вх})$ в отсутствие тепловых потерь. Следовательно, $\epsilon = Q/Q_{макс}$, а $W_{мин}$ представляет собой наименьшее значение водяного эквивалента из значений для двух теплоносителей и является характеристикой теплообменного аппарата. Зная ϵ, тепловой поток можно получить из соотношения $Q = \epsilon W_{мин}(t_{г,\,вх} - t_{х,\,вх})$.

Эффективность ребра $\eta_р$. Для увеличения теплопередающей поверхности, а следовательно, и теплового потока в теплообменных аппаратах используют оребренные поверхности. Но развитие теплопередающей поверхности однозначно не приводит к пропорциональному увеличению теплового потока, так как добавление ребер снижает среднее значение температуры и, следовательно, уменьшает разность температуры. Эффективность ребра определяется как отношение действительно передаваемого ребром теплового потока к тепловому потоку, передаваемому ребром, температура всей поверхности которого равна температуре основания ребра $t_{баз}$, т. е.

$$\eta_р = Q/F_р\alpha\,(t_{баз} - t_ж).$$

Эффективность полной поверхности η учитывает влияние на интенсивность теплообмена с окружающей средой (с учетом ребер) теплопередающей поверхности. Представляет собой отношение действительно передаваемого всей оребренной поверхностью теплового потока к тепловому потоку, который был бы передан, если бы температура всей поверхности была равна базовой температуре, т. е.

$$\eta = 1 - (1 - \eta_р)\,F_р/F,$$

где F — полная площадь поверхности.

Накипь — этот термин относится к отложениям и их накоплению на внешней стороне теплопередающей поверхности в результате работы теплообменного аппарата в течение определенного периода времени. Образование накипи приводит к снижению интенсивности теплообмена. Для точного определения полного термического сопротивления теплообменника в процессе его работы целесообразно учитывать составляющую термического сопротивления за счет образования накипи.

Коэффициент трения f определяется как отношение силы трения к единице площади теплопередающей поверхности (см. гл. 3).

Водяной эквивалент теплоносителя W, Дж/(с· °С) — произведение массового расхода на удельную теплоемкость жидкости, т. е. $Q_m c_p$ — важный параметр в расчетах теплообменных аппаратов. Он характеризует энергию, запасенную жидкостью в единицу времени.

Отношение водяных эквивалентов теплоносителей R представляет собой отношение водяных эквивалентов теплоносителей двух потоков жидкости (наименьшее значение — числитель). Таким образом, если $(Q_m c_p)_х < (Q_m c_p)_г$, то

$$R = (Q_m c_p)_х/(Q_m c_p)_г.$$

Коэффициент теплоотдачи α, Вт/(м^2·°С) — это коэффициент, характеризующий интенсивность конвективного теплообмена между поверхностью твердого тела и окружающей его жидкостью. Зная физические свойства жидкости, ее расход и конфигурацию теплообменной системы, можно рассчитать α по уравнению, приведенному в гл. 3.

Площадь поверхности теплообмена F, м^2 — эффективная поверхность, через которую тепло передается от одного потока теплоносителя к другому. Увеличение поверхности теплопередачи — один из путей увеличения интенсивности теплообмена. В расчетах в качестве F используют полную площадь поверхности, омываемой горячим или холодным теплоносителем.

Гидравлический диаметр D, м. Гидравлический диаметр используется для представления геометрии проходного сечения потока в расчетах безразмерных критериев Re, Nu и др. (см. гл. 3).

Перемешанная жидкость. Жидкость считается перемешанной, если ее температура постоянна по всему поперечному сечению потока, взятому в плоскости, нормальной к направлению движения. И наоборот, температура неперемешанного потока распределена в поперечном сечении неравномерно.

Число единиц переноса тепла NTK определяется как параметр теплопередачи, отнесенный к наименьшему из двух значений водяных эквивалентов теплоносителей, т. е. $NTK = KF/W_{мин}$. Это безразмерный параметр, который служит критерием оценки теплопередающих свойств теплообменного аппарата. Для теплообменников с небольшим значением NTK эффективность их работы также низкая, и, наоборот, при больших значениях NTK эффективность теплообменников может возрастать и достигать постоянного уровня, являющегося верхним пределом.

Параметр теплопередачи $\mathcal{K} = KF$, Вт/°С, есть произведение полного коэффициента теплопередачи на площадь теплопередающей поверхности. Обычно считают, что полный коэффициент теплопередачи имеет постоянное значение для всей теплопередающей поверхности. Величина KF существенным образом зависит от конструкции теплообменного аппарата. Обратная величина характеризует полное термическое сопротивление.

Прямоток — это такая схема движения, при которой два потока теплоносителя движутся через теплообменник в одном направлении. На входном участке теплообменника, где различие в температуре двух потоков жидкости достигает максимального значения, наблюдается наибольшая степень теплопередачи. По мере продвижения потоков жидкости через теплообменник разность температур, а следовательно, и тепловой поток становятся существенно меньше.

Рекуператор — это теплообменный аппарат с непосредственной теплопередачей, в котором имеются потоки горячей и холодной жидкостей и тепло передается через разделяющую их твердую стенку. Большинство аппаратов, используемых в промышленности, именно этого типа.

Регенератор — это теплообменный аппарат с периодическим теплообменом, в котором два потока жидкости движутся попеременно в насадке, аккумулирующей тепло при протекании горячей жидкости и затем отдающей его холодной жидкости. Преимущество аппарата данного типа заключается в высокой тепловой эффективности на единицу массы и объема, так как нет необходимости передавать тепло через стационарную твердую стенку, разделяющую потоки.

Кожухотрубный теплообменник является основным типом теплообменного аппарата; он состоит из пучков труб, размещенных в цилиндрическом корпусе. Компоновку труб внутри ограничивающего кожуха аппарата организуют таким образом, чтобы в соответствии с проектной схемой движения потока осуществлялось многоходовое прохождение жидкости. Трубопроводы можно располагать вдоль и поперек направления движения теплоносителя. При продольном расположении труб коэффициент теплопередачи и перепад давления ниже, чем в случае поперечного обтекания, так как поток теплоносителя протекает как бы в каналах, образованных в межтрубном пространстве. Поперечное расположение труб обеспечивает лучшее перемешивание потока теплоносителя в теплообменнике, однако в нем выше перепад давления.

6.4. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ С НЕПОСРЕДСТВЕННОЙ ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕЙ

Эти аппараты представляют собой основной тип теплообменных аппаратов, в которых оба потока жидкости непрерывно движутся по своим каналам, разделенным твердой стенкой. Такие теплообменники называют рекуператорами. В большинстве случаев это кожухотрубные теплообменные аппараты с пучком труб в одном кожухе. В них возможна также организация многоходовых комбинированных схем движения потока. Обычно в основу расчета теплообменника кладут уравнение (6.1), в котором полный коэффициент теплопередачи K при условии равенства теплопередающих площадей $F_г$, $F_х$, $F_{ст}$ определяется из выражения

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_г} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_х} \text{ м}^2 \cdot °\text{C/Вт}. \qquad (6.2)$$

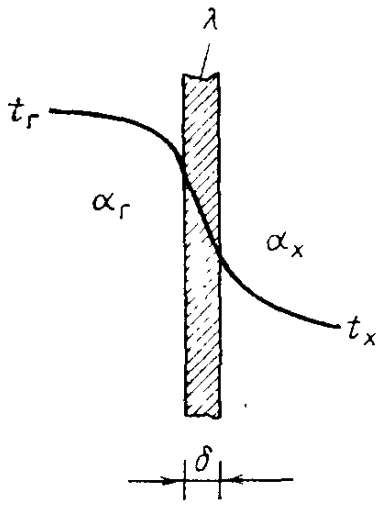
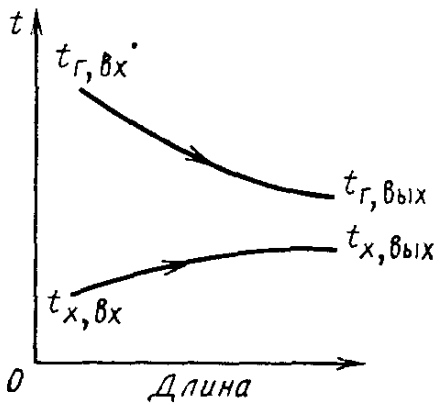
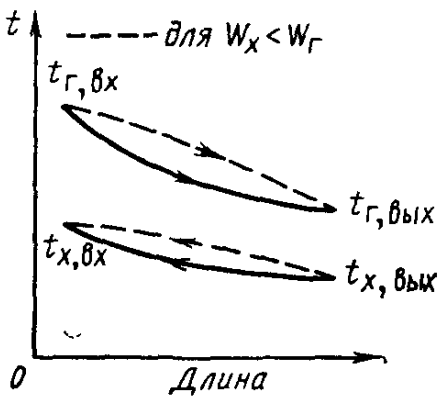
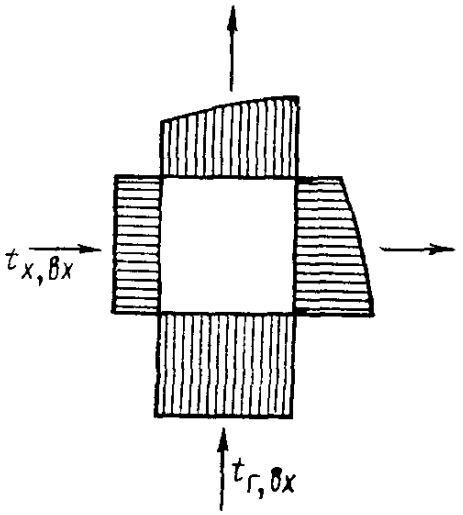
Если это условие не соблюдается, то удобнее пользоваться параметром теплопередачи $\mathcal{K}$, для которого не требуется подсчета эффективного значения F. Тогда

$$\frac{1}{\mathcal{K}} = \frac{1}{\alpha_г F_г} + \frac{\delta}{\lambda_{ст} F_{ст}} + \frac{1}{\alpha_х F_х} \text{ °C/Вт}. \qquad (6.3)$$

Члены уравнения (6.3) представляют собой различные термические сопротивления на пути распространения теплового потока. При необходимости увеличение сопротивления за счет отложения накипи может быть учтено дополнительным слагаемым в правой части уравнения.

Таблица 6.2

Типичные распределения температуры

Распределение температуры в твердой стенке	Прямоток	Противоток	Перекрестный ток (несмешиваемые жидкости)
			

В расчетах теплопередачи предполагается, что параметр теплопередачи постоянен. Значения коэффициента теплопередачи для различных схем движения потоков могут быть заимствованы из гл. 3. Особое внимание следует уделять расчету средних значений перепада температуры Δt_m. Типичные распределения температуры в сечении и вдоль теплопередающих поверхностей приведены в табл. 6.2.

6.4.1. Расчет теплообменников

Общеприняты два метода расчета теплообменников: метод, основанный на определении истинного значения средней разности температуры, и ϵ — NTK-метод.

Метод, основанный на определении истинного значения средней разности температуры. Разность температуры между теплоносителями изменяется от сечения к сечению, поэтому истинное значение средней разности температуры Δt_m следует определять на всей длине теплообменного аппарата. Для схемы теплообменника с противотоком истинное значение средней разности температуры называется *среднелогарифмической разностью температуры*, значение которой определяется выражением

$$\Delta t_{lm} = \frac{(t_{г,вх} - t_{х,вых}) - (t_{г,вых} - t_{х,вх})}{\ln\left(\frac{t_{г,вх} - t_{х,вых}}{t_{г,вых} - t_{х,вх}}\right)} \text{ °C}. \qquad (6.4)$$

Для теплообменного аппарата с прямоточной схемой движения теплоносителя среднелогарифмическая разность температуры принимается также в качестве истинного значения средней разности температуры, но она численно существенно меньше, чем для теплообменника с противотоком. Для других схем движения потоков можно использовать величину Δt_{lm}, определенную для противотока, вводя поправочный коэффициент $\bar{F}$. В этом случае Δt_m можно определить как

$$\Delta t_m = \Delta t_{lm} \bar{F} \text{ °C}. \qquad (6.5)$$

Выражения для расчета поправочного коэффициента наиболее распространенных типов кожухотрубных теплообменных аппаратов приведены в табл. 6.3.

Поправочные коэффициенты для теплообменных аппаратов с более сложными схемами организации движения потоков обычно представляются графически. Значения их приведены в работах [6.1, 6.7, 6.8].

Таким образом, расчет теплообменника можно выполнить на основе следующей системы уравнений:

$$\left.\begin{aligned} Q &= KF\Delta t_m = KF\bar{F}\Delta t_{lm} \text{ Вт}; \\ Q &= (Q_m c_p)_х (t_{х,вых} - t_{х,вх}) \text{ Вт}; \\ Q &= (Q_m c_p)_г (t_{г,вх} - t_{г,вых}) \text{ Вт}. \end{aligned}\right\} \qquad (6.6)$$

Для непосредственного расчета Δt_{lm}, а следовательно, и Q необходимо знать конечную температуру теплоносителя. Если температура теплоносителя на входе и выходе из теплообменника неизвестна,

Таблица 6.3

Поправочные коэффициенты для расчета истинного значения средней разности температуры

Формулы:

$$\Delta t_m = \Delta t_{lm} \overline{F},$$

где Δt_{lm} — среднелогарифмическая разность температуры для противотока, °С;

$$\epsilon = \frac{t_{\text{х, вых}} - t_{\text{х, вх}}}{t_{\text{г, вх}} - t_{\text{х, вх}}}, \text{ если } (Q_m c_p)_{\text{х}} < (Q_m c_p)_{\text{г}};$$

$$\epsilon = \frac{t_{\text{г, вх}} - t_{\text{г. вых}}}{t_{\text{г, вх}} - t_{\text{х, вх}}}, \text{ если } (Q_m c_p)_{\text{г}} < (Q_m c_p)_{\text{х}};$$

$$R = \frac{t_{\text{г, вх}} - t_{\text{г, вых}}}{t_{\text{х, вых}} - t_{\text{х, вх}}} = \frac{(Q_m c_p)_{\text{х}}}{(Q_m c_p)_{\text{г}}}, \text{ если } (Q_m c_p)_{\text{х}} < (Q_m c_p)_{\text{г}};$$

$$R = \frac{t_{\text{х, вых}} - t_{\text{х, вх}}}{t_{\text{г, вх}} - t_{\text{г, вых}}} = \frac{(Q_m c_p)_{\text{г}}}{(Q_m c_p)_{\text{х}}}, \text{ если } (Q_m c_p)_{\text{г}} < (Q_m c_p)_{\text{х}},$$

где t — температура, °С;

индексы г, х, вх, вых соответственно означают «горячая», «холодная», «вход», «выход»; a — параметр отдельного теплообменника.

№ п.п.	Схема организации движения теплоносителя в теплообменнике	Поправочный коэффициент $\overline{F}$
1	Противоток	1
2	Одноходовой кожухотрубный теплообменник с четным числом труб	$\dfrac{\left(\dfrac{\sqrt{R^2-1}}{R-1}\right)\ln\left(\dfrac{1-\epsilon}{1-\epsilon R}\right)}{\ln\left[\dfrac{2-\epsilon(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-\epsilon(R+1+\sqrt{R^2+1})}\right]}$
2а	Как и в № 2, для $R=1$	$\dfrac{\sqrt{2}\,\epsilon}{(1-\epsilon)\ln\left[\dfrac{2-\epsilon(2-\sqrt{2})}{2-\epsilon(2+\sqrt{2})}\right]}$
3	Двухходовой кожухотрубный теплообменник с четным числом труб	$\dfrac{\dfrac{\sqrt{R^2+1}}{2(R-1)}\ln\left(\dfrac{1-\epsilon}{1-\epsilon R}\right)}{\dfrac{2/\epsilon-1-R+(2/\epsilon)\sqrt{(1-\epsilon)(1-\epsilon R)}+\sqrt{R^2+1}}{\ln(2/\epsilon)-1-R+(2/\epsilon)\sqrt{(1-\epsilon)(1-\epsilon R)}-\sqrt{R^2+1}}}$
4	N одинаковых теплообменников с единым последовательно движущимся горячим потоком теплоносителя и параллельными холодными потоками теплоносителя; $R=NR_a$; $\epsilon=[1-(1-\epsilon_a R_a)^N]/R_a N$	$\dfrac{\overline{F_a}}{N}\dfrac{(R-N)\ln[(1-\epsilon)/(1-\epsilon R)]}{(R-1)\ln[(R-N)/R(1-\epsilon R)^{1/N}+N/R]}$

Продолжение табл. 6.3

№ п.п.	Схема организации движения теплоносителя в теплообменнике	Поправочный коэффициент $\overline{F}$
4а	Как и в № 4, для $R_a=1$	$\overline{F}_a \dfrac{(1-\epsilon N)^{1/N}\ln[(1-\epsilon)/(1-\epsilon N)]}{[1-(1-\epsilon N)^{1/N}](N-1)}$
5	N одинаковых теплообменников с единым последовательно движущимся холодным потоком теплоносителя и параллельными горячими потоками; $R=R_a/N$; $\epsilon=1-(1-\epsilon_a)^N$	$\dfrac{\overline{F}_a}{N}\left\{\left(\dfrac{1-NR}{R-1}\right)\dfrac{\ln[(1-\epsilon)/(1-\epsilon R)]}{\ln[(1-NR)/(1-\epsilon)^{1/N}+NR]}\right\}$
5а	Как и в № 5, для $R_a=1$	$\overline{F}_a \dfrac{(1-\epsilon)^{1/N}\ln\left(\dfrac{1-\epsilon}{1-\epsilon/N}\right)}{(1-N)[1-]1-\epsilon)^{1/N}]}$

для получения решения прибегают к помощи итерационного метода. Расчет, основанный на определении коэффициентов термической эффективности ϵ и NTK-параметров, позволяет исключить эту трудную процедуру. Поэтому метод ϵ — NTK чаще используется в расчетах теплообменных аппаратов. Следует отметить, что поправочный коэффициент $\overline{F}$ очень чувствителен к небольшим изменениям величины ϵ, которые могут быть причиной больших погрешностей расчета.

ϵ—NTK-м е т о д. Идея NTK-метода была выдвинута Нуссельтом и впоследствии развита Кэйсом и Лондоном [6.2]. Соотношения между коэффициентом термической эффективности ϵ и числом единиц переноса тепла NTK для различных систем теплообменных аппаратов представлены в табл. 6.4. Определения этих величин, а также отношения водяных эквивалентов теплоносителей R приведены в начале этой главы. Преимущество ϵ — NTK-метода заключается в том, что ϵ может быть выражен в явном виде функциональной зависимостью от NTK и R, которые не зависят от конечных значений температуры. Таким образом, громоздкие расчеты значительно упрощаются.

По известному значению ϵ могут быть определены тепловой поток и температура на выходе. В этом случае расчет теплообменника можно выполнить с помощью системы следующих уравнений:

$$\left.\begin{aligned} Q &= (Q_m c_p)_{\text{мин}}\,\epsilon\,(t_{\text{г.вх}}-t_{\text{х.вх}})\ \text{Вт};\\ Q &= (Q_m c_p)_{\text{х}}\,(t_{\text{х.вых}}-t_{\text{х.вх}})\ \text{Вт};\\ Q &= (Q_m c_p)_{\text{г}}\,(t_{\text{г.вх}}-t_{\text{г.вых}})\ \text{Вт}. \end{aligned}\right\} \qquad (6.7)$$

Система уравнений позволяет также через параметр NTK найти теплопередающую площадь, необходимую для установления теплового потока, если можно определить полный коэффициент теплопередачи

Таблица 6.4

Эффективность теплопередачи теплообменных аппаратов с непосредственным теплообменом

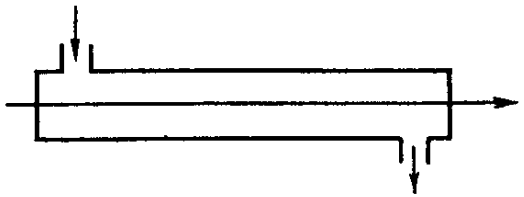
Формула:

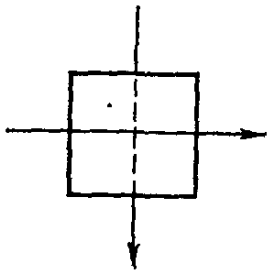
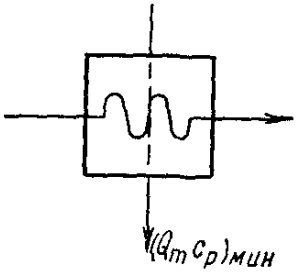
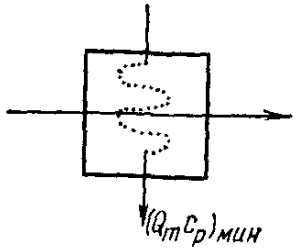
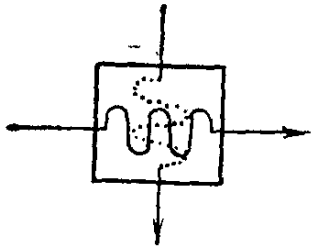
$\epsilon = f(NTK, R,$ схемы организации движения потоков).

Обозначения:

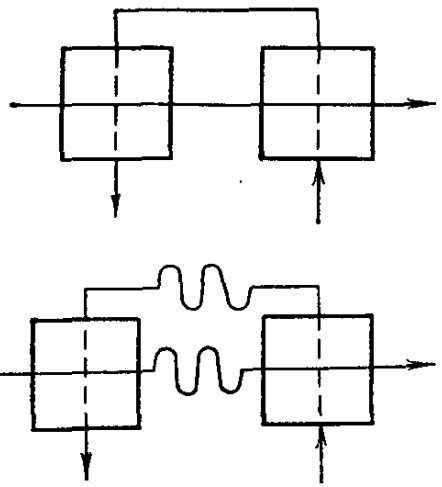
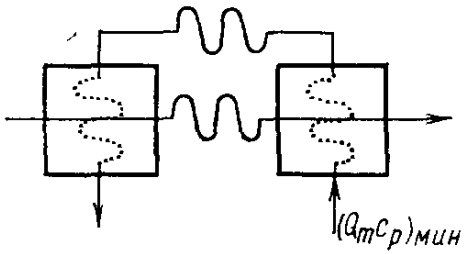
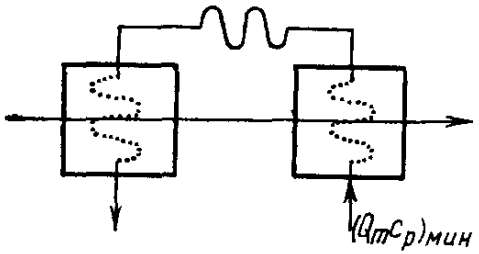
$\epsilon = Q/Q_{макс}$ — коэффициент термической эффективности;
ϵ_a — коэффициент термической эффективности, определенный для прохода теплоносителя;
Q — тепловой поток, Вт;
NTK — число единиц переноса тепла, $NTK = FK/(Q_m c_p)_{мин}$;
F — площадь теплопередающей поверхности, м²;
K — полный коэффициент теплопередачи, Вт/ (м²·°С);
m — масса жидкости, кг;
Q_m — массовый расход, кг/с;
c_p — удельная теплоемкость при постоянном давлении, Дж/ (кг·°С);
$R = (Q_m c_p)_{мин}/(Q_m c_p)_{макс}$ — отношение водяных эквивалентов теплоносителей;
n — число идентичных проходов теплоносителя;
t — температура, °С;
$t_{ж,0}$ — средневзвешенная начальная температура теплоносителя, °С;
$t_{ж,\tau}$ — средневзвешенная температура теплоносителя на момент времени τ;
τ — время нагрева (охлаждения), с;
$B = \exp[-(NTK)R]$; $B_1 = \exp[-(NTK)_1 R_1]$;
$(NTK)_1 = (KF\tau)/(mc_p)_ж$;
$(NTK)_2 = (KF)/(Q_m c_p)_ж$;
$R_1 = (mc_p)_ж/(Q_m c_p)\tau$;
$R_2 = (Q_m c_p)_ж/(Q_m c_p)$.

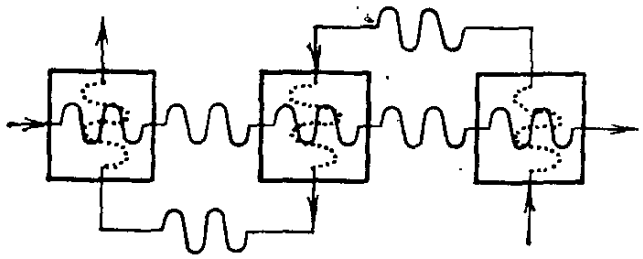
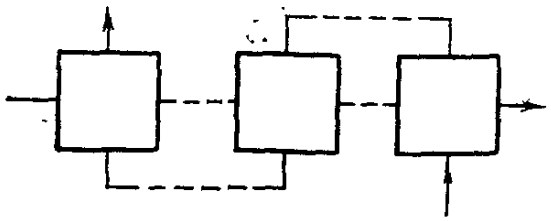
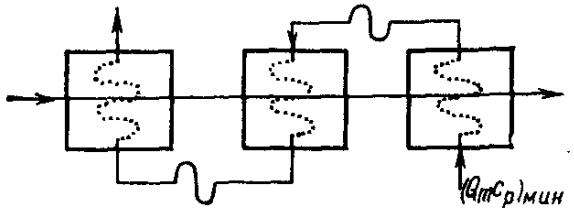
Индексы:
ж — средневзвешенное состояние теплоносителя в данном сечении;
г — горячая жидкость;
х — холодная жидкость;
вх — вход;
вых — выход.

№ п.п.	Система	Схематическое представление	Коэффициент термической эффективности ϵ
1	Прямоток		$\frac{1-B\exp(-NTK)}{1+R}$
2	Противоток		$\frac{B-\exp(-NTK)}{B-R\exp(-NTK)}$

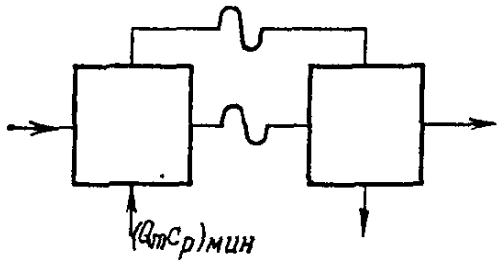
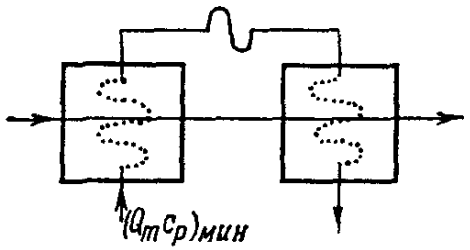
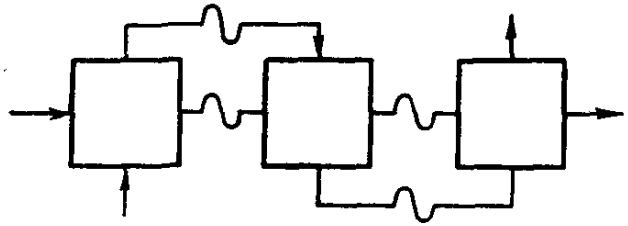
3	Перекрестиый ток (оба потока жидкости не перемешаны)		$\frac{1}{R \cdot NTK} \sum_{n=0}^{\infty} \left[1 - \exp\ (-NTK) \sum_{m=0}^{n} \frac{(NTK)^m}{m!} \right] \times$ $\times \left\{ 1 - \exp\left[(-NTK)\, R\right] \sum_{m=0}^{n} \frac{[R\ (NTK)]^m}{m!} \right\};$ $1 - \exp\{\exp\left[-(NTK)^{0,78}\, R\right] - 1\}\, (NTK)^{0,22}/R$ (аналитическое приближение)
4а	Перекрестный ток (один поток жидкости перемешан, другой — нет)		$\frac{1}{R}\{1 - \exp\left[-R\,(1 - \exp\,(-NTK))\right]$
4б	Перекрестный ток (однн поток жидкости перемешан, другой — нет)		$1 - \exp\left[-(1-B)/R\right]$
5	Перекрестный ток (оба потока жидкости перемешаны)		$\frac{1}{\frac{1}{1 - \exp\,(-NTK)} + \frac{R}{1-B} - \frac{1}{NTK}}$

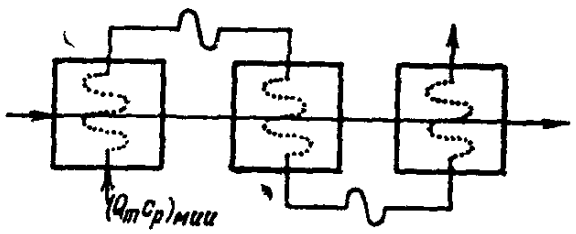
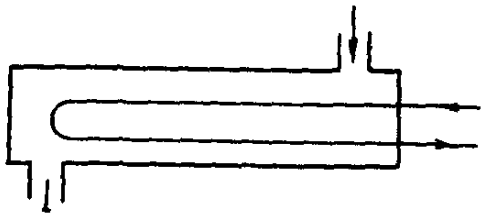
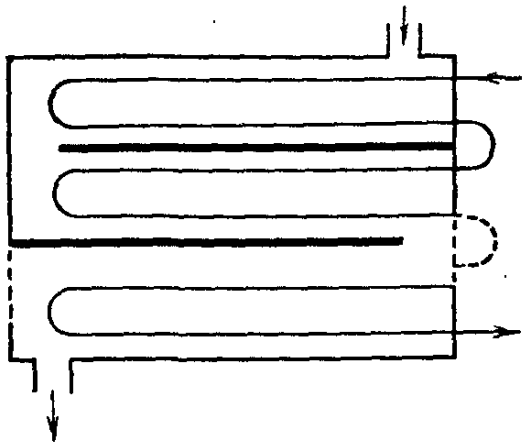
Продолжение табл. 6.4

№ п.п.	Система	Схематическое представление	Коэффициент термической эффективности ϵ
6	Двухходовой перекрестный противоток (оба потока жидкости не перемешиваются в ходах)		$\frac{2\epsilon_a-\epsilon_a^2(1+R)}{1-R\epsilon_a^2}$ $\frac{2\epsilon_a}{1+\epsilon_a}$ для $R=1$ (ϵ_a получено из № 3 и равно $^1/_2$ полного значения NTK)
7	Двухходовой перекрестный противоток (потоки жидкости перемешиваются между ходами, один поток перемешивается в ходах)		$\frac{2\epsilon_a-\epsilon_a^2(1+R)}{1-R\epsilon_a^2}$ (ϵ_a получено из № 4б и равно ½ полного значения NTK)
8	Двухходовой перекрестный противоток (один поток перемешивается на всем протяжении, другой — нет)		$1-\frac{1}{\frac{1-B}{2}+\left(\frac{1+B}{2}\right)\exp\left[2(1-B)/R\right]}$ (поток изменяет направление на обратное в каждом проходе);

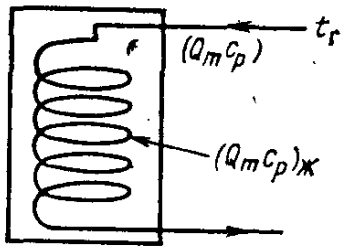
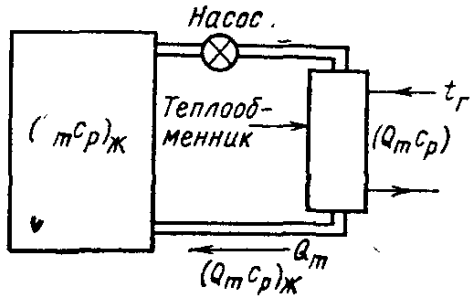
			$1-\dfrac{1}{\exp[2(1-B)/R]-\dfrac{(1-B)^2}{R}\exp[(1-B)/R]}$ (поток в каждом проходе имеет одно и то же направление)
9	Трехходовой перекрестный противоток (потоки жидкости перемешиваются на всем протяжении)		$\dfrac{3-3\epsilon_a(1+R)+\epsilon_a^2(1+R+R^2)}{\dfrac{1}{\epsilon_a}-R\left(\dfrac{3}{\epsilon_a}-1-R\right)\epsilon_a^2}$ (ϵ_a получено из № 5 и равно $^1/_3$ полного значения NTK)
10	Многоходовой перекрестный противоток (n идентичных ходов, оба потока жидкости перемешиваются между ходами)		$\dfrac{(1-\epsilon_a R)^n-(1-\epsilon_a)^n}{(1-\epsilon_a R)^n-R(1-\epsilon_a)^n}$ (ϵ_a получается из № 3, 4а, 4б или 5 и равно $^1/_3$ полного значения NTK)
11	Трехходовой перекрестный противоток (один поток перемешивается на всем протяжении, другой поток не перемешивается)		$1-\dfrac{1}{\left(\dfrac{1+B}{2}\right)^2\exp[3(1-B)/R]+\left[(1-B)\left(\dfrac{3+B}{4}\right)\rightarrow\right.}$ $\left.\rightarrow-\dfrac{(1+B)(1-B)^2}{2R}\right]\exp[(1-B)/R]$ (поток изменяет направление на обратное в каждом проходе);

Продолжение табл. 6.4

№ п.п.	Система	Схематическое представление	Коэффициент термической эффективности ϵ
			$$1-\frac{1}{\left\{\exp\left[(1-B)/R\right]-\frac{2}{R}(1-B)^2\right\}\exp\left[2(1-B)/R\right]\longrightarrow}$$ $$\longrightarrow-\left[B-\frac{(1-B)^2}{2R}\right]\frac{(1-B)^2}{R}\exp\left[(1-B)/R\right]$$ (поток в каждом проходе имеет одно и то же направление)
12	Двухходовой соперекрестный ток (оба потока жидкости перемешиваются между ходами)		$$2\epsilon_a-\epsilon_a^2(1+R)$$ (ϵ_a получается из № 3, 4а, 4б или 5 и равно ½ полного значения NTK)
13	Двухходовой соперекрестный ток (один поток перемешивается на всем протяжении, другой — нет)		$$\left(\frac{1+B}{2}\right)\left\{1-\exp\left[-2(1-B)/R\right]\right\}$$ (поток изменяет направление на обратное в каждом проходе); $$1-\exp\left[-(1-B)/R\right]\left\{\exp\left[-(1-B)/R\right]+\frac{(1-B)^2}{R}\right\}$$ (поток в каждом проходе имеет одно и то же направление)
14	Трехходовой соперекрестный ток (оба потока жидкости перемешиваются между ходами)		$$3\epsilon_a-3\epsilon_a^2(1+R)+\epsilon_a^3(1+R)^2$$ (ϵ_a получается из № 3, 4а, 4б, 5 и равно $^1/_3$ полного значения NTK)

15	Трехходовой соперекрестиый ток (один поток жидкости перемешивается иа всем протяжеиии, другой — иет)		$1-\left(\frac{1+B}{2}\right)^2 \exp[-3(1-B)/R] - \frac{(1-B)}{2} \times$ $\times\left[1+\frac{1+B}{2}\left(1+\frac{2(1-B)}{R}\right)\right]\exp[-(1-B)/R]$ (поток измеияет иаправлеиие иа обратиое в каждом проходе); $1-\exp[-3(1-B)/R]-\frac{2(1-B)^2}{R}\exp[-2(1-B)/R]-$ $-\frac{(1-B)^2}{R}\left[B+\frac{(1-B)^2}{2R}\right]\exp[-(1-B)/R]$ (поток в каждом проходе имеет одно и то же иаправлеиие)
16	Прямой и обратиый ток (один ход в кожухе и четное число ходов в трубах)		$\frac{2}{(1+R)+\sqrt{1+R^2}\left\{\frac{1+\exp[(-NTK)\sqrt{1+R^2}]}{1-\exp[(-NTK)\sqrt{1+R^2}]}\right\}}$
17	Прямой и обратиый ток (n-е колнчество ходов в кожухе и четное чнсло ходов в трубах)		$\frac{(1-\epsilon_a R)^n-(1-\epsilon_a)^n}{(1-\epsilon_a R)^n-R(1-\epsilon_a)^n}$; $\frac{n\epsilon_a}{1+(n-1)\epsilon_a}$ для $R=1$ (ϵ_a получеио из № 10)

Продолжение табл. 6.4

№ п.п.	Система	Схематическое представление	Коэффициент термической эффективности ϵ
18а	Нагрев или охлаждение жидкости (перемешанная жидкость с постоянной по сечению температурой)	 Как (13а)	$\exp[-(1-B_1)/R_1] = \dfrac{t_г - t_{ж,\,\tau}}{t_г - t_{ж,\,0}}$
18б	Нагрев конденсирующимся паром		$\exp[-(NTK)_1] = \dfrac{t_г - t_{ж,\,\tau}}{t_г - t_{ж,\,0}}$
19	Перемешанная жидкость, циркулирующая через теплообменник в противотоке		$\exp(-1/R_1)\left\{1 - \dfrac{1-R_2}{1 - \dfrac{R_2 \exp[-(NTK)_2]}{B_2}}\right\} = \dfrac{t_г - t_{ж,\,\tau}}{t_г - t_{ж,\,0}}$

K. Коэффициент теплопередачи K зависит от температуры потока теплоносителя, поэтому для его оценки приходится использовать метод проб и ошибок. В таких случаях конечные значения температуры должны определяться по аналогии с первым примером.

6.4.2. Теплообменные аппараты пластинчатого типа

Теплообменные аппараты с непосредственной теплопередачей, имеющие плоские теплопередающие поверхности, в основном относятся к классу пластинчатых теплообменников. Они состоят из определенного числа тонких пластин с прокладками между ними, которые служат и для предотвращения утечки жидкости и для направления потоков жидкости по соответствующим направлениям. Обычно используются гофрированные пластины, которые турбулизируют поток и обеспечивают достаточную жесткость стенок, воспринимающих давление. Движение потоков жидкости организуется таким образом, чтобы между чередующимися пластинами имел место противоток. Теплообменные аппараты этого типа благодаря высоким теплопередающим возможностям, доступности для очистки и контроля за состоянием поверхности, возможности изменения габаритов и удобству в эксплуатации нашли широкое применение в химической промышленности.

Разнообразие и сложность конструкций теплообменных аппаратов этого типа не позволяют сколько-нибудь точно определить их параметры. Поэтому тепловые расчеты выполняют на основе установленной достаточно определенной зависимости теплового потока от формы образуемого пластинами канала. Для формы канала в виде желоба может быть использовано соотношение

$$\mathrm{Nu} \sim \mathrm{Re}^{0,65} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4} (\mu/\mu_{ст})^{0,14}. \qquad (6.8)$$

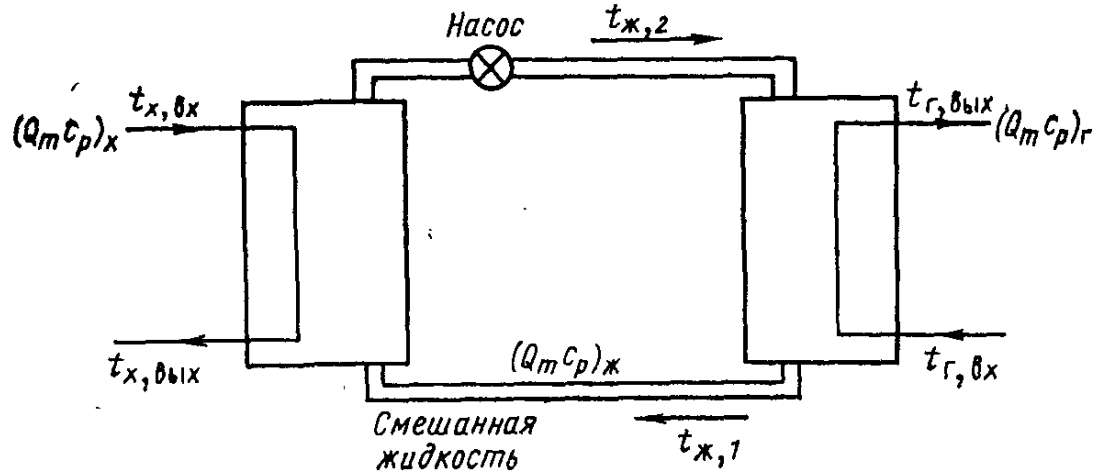
При изготовлении теплообменников пластинчатых типов, к которым относятся оребренно-пластинчатые теплообменные аппараты, обычно применяют пайку твердым припоем. Их преимущества заключаются в незначительной массе и низкой стоимости при сравнительно большой поверхности теплообмена. Благодаря этим обстоятельствам они идеальны для криогенной техники.

6.5. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ С КОСВЕННОЙ ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕЙ

В этом типе теплообменных аппаратов жидкая среда обычно циркулирует через два независимых теплообменника с непосредственным теплообменом, один из которых отдает тепло этому потоку теплоносителя, а другой отбирает тепло от этого же потока. Такую систему можно реализовать относительно просто, например, в охлаждающей системе автомобильного двигателя. Теория двухжидкостного теплообменного аппарата с косвенной теплопередачей была разработана Кэйсом и Лондоном [6.2]. Данные по эффективности теплопередачи для теплообменников данного типа приведены в табл. 6.5.

Таблица 6.5

Эффективность теплопередачи двухжидкостных теплообменных аппаратов с косвенным теплообменом



Обозначения:

t — температура, °С;

$Q_m c_p$) — водяной эквивалент теплоносителя, Вт/°С;

$P = (Q_m c_p)_{пром}/(Q_m c_p)_{макс}$ — промежуточное отношение водяных эквивалентов;

$P_{х/ж} = (Q_m c_p)_х/(Q_m c_p)_ж$;

$R = (Q_m c_p)_{мин}/(Q_m c_p)_{макс}$ — минимальное отношение водяных эквивалентов теплоносителей;

$$R_{г/ж} = (Q_m c_p)_г/(Q_m c_p)_ж;$$

$$\epsilon_г = (t_{г,\,вх} - t_{г,\,вых})/(t_{г,\,вх} - t_{ж,\,2});$$

$$\epsilon_х = (t_{х,\,вых} - t_{х,\,вх})/(t_{ж,\,1} - t_{х,\,вх}).$$

№ п. п.	Пределы изменения отношения водяных эквивалентов теплоносителей $1>P>R$	Коэффициент термической эффективности ϵ
1	$1>P_{х/ж}>R_{г/ж}$	$\dfrac{\epsilon_х}{\dfrac{\epsilon_х}{\epsilon_г}+R_{г/ж}\left(\dfrac{1}{P_{х/ж}}-\epsilon_х\right)}=\dfrac{t_{г,\,вх}-t_{г,\,вых}}{t_{г,\,вх}-t_{х,\,вых}}$
2	$1>P_{г/ж}>R_{х/ж}$	$\dfrac{\epsilon_г}{\dfrac{\epsilon_г}{\epsilon_х}+R_{х/ж}\left(\dfrac{1}{P_{г/ж}}-\epsilon_г\right)}=\dfrac{t_{х,\,вых}-t_{х,\,вх}}{t_{г,\,вх}-t_{х,\,вых}}$
3	$1>P_{г/х}>R_{ж/х}$	$\dfrac{1}{\dfrac{P_{г/х}}{R_{ж/х}}\left(\dfrac{1}{\epsilon_х}+\dfrac{1}{\epsilon_г}-1\right)}=\dfrac{t_{ж,\,1}-t_{ж,\,2}}{t_{г,\,вх}-t_{х,\,вых}}$
4	$1>P_{х/г}>R_{ж/г}$	$\dfrac{1}{\dfrac{P_{х/г}}{R_{ж/г}}\left(\dfrac{1}{\epsilon_х}+\dfrac{1}{\epsilon_г}-1\right)}=\dfrac{t_{ж,\,1}-t_{ж,\,2}}{t_{г,\,вх}-t_{х,\,вых}}$

Продолжение табл. 6.5

№ п. п.	Пределы изменения отношения водяных эквивалентов теплоносителя $1>P>R$	Коэффициент термической эффективности ϵ
5	$1>P_{ж/х}>R_{г/х}$	$\dfrac{1}{\dfrac{1}{\epsilon_г}+\dfrac{R_{г/х}}{P_{ж/х}}\left(\dfrac{1}{\epsilon_х}-1\right)}=\dfrac{t_{г,\,вх}-t_{г,\,вых}}{t_{г,\,вх}-t_{х,\,вых}}$
6	$1>P_{ж/г}>R_{х/г}$	$\dfrac{1}{\dfrac{1}{\epsilon_х}+\dfrac{R_{х/г}}{P_{ж/г}}\left(\dfrac{1}{\epsilon_г}-1\right)}=\dfrac{t_{х,\,вых}-t_{х,\,вх}}{t_{г,\,вх}-t_{х,\,вых}}$
7	$1=P_{х/г}>R_{ж/г}$	$\dfrac{R_{ж/г}}{\dfrac{1}{\epsilon_х}+\dfrac{1}{\epsilon_г}-1}=\dfrac{t_{ж,\,1}-t_{ж,\,2}}{t_{г,\,вх}-t_{х,\,вых}}$
8	$1>P_{г/ж}=R_{х/ж}$	$\dfrac{1}{\dfrac{1}{\epsilon_х}+\dfrac{1}{\epsilon_г}-R_{х/ж}}=\dfrac{t_{х,\,вых}-t_{х,\,вх}}{t_{г,\,вх}-t_{х,\,вых}}=\dfrac{t_{г,\,вх}-t_{г,\,вых}}{t_{г,\,вх}-t_{х,\,вых}}$
9	$1=P=R$	$\dfrac{1}{\dfrac{1}{\epsilon_х}+\dfrac{1}{\epsilon_г}-1}=\dfrac{t_{х,\,вых}-t_{х,\,вх}}{t_{г,\,вх}-t_{х,\,вых}}=\dfrac{t_{г,\,вх}-t_{г,\,вых}}{t_{г,\,вх}-t_{х,\,вых}}$

По известным значениям ϵ при незначительных потерях тепла полное количество переданного тепла можно определить с помощью выражения

$$Q=\epsilon\,(Q_m c\,p)_{мин}\,(t_{г,\,вх}-t_{х,\,вх})\ \text{Вт}.$$

6.6. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

К этому типу теплообменных аппаратов относится регенератор. Он имеет насадку из пористого материала, через которую попеременно протекают потоки холодной и горячей жидкости. При этом тепло, запасаемое в насадке от горячего теплоносителя, за короткий период времени передается холодной жидкости при ее проходе через насадку. В таком аккумулирующего типа теплообменнике передача тепла между матрицей и жидкостями происходит в условиях переходного режима. Для осуществления непрерывного процесса необходимо иметь два регенератора, оснащенных клапанами, которые обеспечивают циркуляцию холодного и горячего теплоносителей между ними через определенные интервалы времени. Используется также конструкция теплообменника с вращающейся насадкой, выполненной в форме цилиндра. В процессе теплопередачи каждый элемент ротора периодически контактирует с горячим и холодным потоками жидкости, что обеспечивает непрерывность теплообмена.

Проведение точного анализа конструкции и параметров регенераторов представляет чрезвычайно трудную задачу, поэтому вводят ряд упрощающих предположений. Тепловой поток от горячего теплоносителя к холодному в условиях противотока можно определить с помощью следующего выражения:

$$Q = KF\Delta t_{lm} = \frac{F\Delta t_{lm}}{\left[\frac{1}{\alpha_г \tau_г} + \frac{1}{\alpha_х \tau_х} + \left(\frac{1}{\tau_г} + \frac{1}{\tau_х}\right)\frac{\delta_{экв}}{6\lambda}\right](\tau_г + \tau_х)} \text{ Вт}, \qquad (6.9)$$

где $\Delta t_{lm} = \frac{(t_{г,\,вх} - t_{х,\,вых}) - (t_{г,\,вых} - t_{х,\,вх})}{\ln\left(\frac{t_{г,\,вх} - t_{х,\,вых}}{t_{г,\,вых} - t_{х,\,вх}}\right)}$ — среднелогарифмическая разность температуры, °С; $\alpha_г$, $\alpha_х$ — коэффициенты теплоотдачи между жидкостью и стенкой в процессе нагрева и охлаждения соответственно, Вт/(м²·°С); $\tau_г$, $\tau_х$ — продолжительность периодов нагрева и охлаждения соответственно, с; F — полная площадь поверхности тела, омываемой жидкостью, м²; λ — коэффициент теплопроводности материала насадки, Вт/(м·°С); $\delta_{экв}$ — эквивалентная толщина стенки, м.

К регенераторам может быть применен $\epsilon - NTK$-метод, если взять за основу следующие определения из работы [6.2]:

для отношения водяных эквивалентов теплоносителей

$$R = (Q_m c_p)_{мин}/(Q_m c_p)_{макс};$$

для числа единиц переноса тепла

$$NTK = \frac{1}{(Q_m c_p)_{мин}}\left[\frac{1}{1/(\alpha F)_г + 1/(\alpha F)_х}\right];$$

для коэффициента термической эффективности

$$\epsilon = \frac{(Q_m c_p)_г (t_{г,вх} - t_{г,вых})}{(Q_m c_p)_{мин} (t_{г,вх} - t_{х,вх})} \text{ или } \frac{(Q_m c_p)_х (t_{х,вых} - t_{х,вх})}{(Q_m c_p)_{мин} (t_{г,вх} - t_{х,вх})}.$$

Для регенераторов с вращающейся насадкой

$$\epsilon \simeq \left\{\frac{1 - \exp[-NTK(1-R)]}{1 - R\exp[-NTK(1-R)]}\right\}\left\{1 - \frac{1}{9[(Q_m c_p)_r/(Q_m c_p)_{мин}]^{1,93}}\right\}, \epsilon \leqslant 0{,}9,$$

где $(Q_m c_p)_r = (Q_m c_p)_{\text{насадки}}$, умноженному на число оборотов в секунду.

Соотношения $\epsilon = NTK$ в графической форме приведены в работе [6.2]. Основными преимуществами регенератора являются его высокие параметры. Это обстоятельство позволяет успешно использовать теплообменники данного типа в качестве газогенераторов для нагрева и конверсии жидкости.

6.7. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ С НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ КОНТАКТОМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

В теплообменниках обычного типа с двумя потоками теплоносителя, разделенными твердой стенкой, предотвращающей их смешение, во время эксплуатации часто образуется накипь. В теплообменных аппа-

ратах с непосредственным контактом теплоносителей отсутствует теплопередающая поверхность и обе несмешивающиеся жидкости приходят в непосредственное соприкосновение; тем самым исключается термическое сопротивление, вносимое разделяющей стенкой. Если жидкая среда хорошо испаряется, то при распылении достигается тесный контакт ее с другой жидкостью и очень высокая интенсивность теплопередачи. Охлаждающая колонна является именно таким устройством, в котором два потока жидкости обмениваются теплом по схеме противотока. Подробно этот тип теплообменного аппарата описан в работах [6.21, 6.22].

Термин *охлаждающая колонна* обычно используют при описании процесса охлаждения воздушным потоком водяного конденсата паропроизводящей установки. При смешении двух потоков часть воды испаряется, и в результате большое количество скрытой теплоты парообразования усваивается воздухом. Этот процесс носит постоянный характер. При этом одновременно с теплообменом происходит массообмен.

6.8. ТЕПЛОВЫЕ ТРУБЫ

Тепловая труба представляет собой разновидность теплообменного аппарата, передающего тепло на значительное расстояние под воздействием относительно небольшой разности температуры. Она представляет собой полую трубку с запаянными торцами. Трубка частично заполнена жидкостью, которая испаряется при достижении определенной температуры. При кипении жидкость у горячего торца трубы испаряется, в результате создается область повышенного давления. Под действием этого давления испарившаяся жидкость движется к холодному торцу, где и конденсируется, отдавая именно то определенное количество тепла (при условии отсутствия потерь тепла на пути движения), которое она запасла при кипении. Конденсат затем стекает по стенкам капилляра обратно в испарительную зону. Благодаря высокому значению скрытой теплоты парообразования (и конденсации) при капиллярном действии «фитиля» большое количество тепла может непрерывно переноситься от одного торца трубы к другому без участия механического насоса. Если предположить, что фитиль состоит из материала с круглыми капиллярами радиусом r, интенсивность теплообмена с единицы площади между двумя торцами трубы можно получить из выражения

$$q_s = \frac{Sk}{L} N \left[\frac{2}{r} (\cos \varphi_e + \cos \varphi_c) - \frac{g\rho L}{\gamma} \cos \beta \right] \text{ Вт/м}^2, \qquad (6.10)$$

а также

$$q_{s,\text{макс}} = \frac{2Sk}{rL} N \left[1 - \left(\frac{g\rho Lr}{2\gamma} \right) \cos \beta \right] \text{ Вт/м}^2,$$

где $N = (\gamma r_{f,g}\ \rho/\mu)$—коэффициент переноса жидкости, Вт/м^2; $q_{s,\text{макс}}$— максимальная плотность теплового потока, Вт/м^2; r — радиус трубки, м; $r_{f,g}$ — удельная скрытая теплота парообразования или конденсации, Дж/кг; γ — поверхностное натяжение на границе раздела фаз, Н/м; ρ — плотность жидкости, кг/м^3; μ — динамическая вязкость жидкости, Н·с/м^2; S — площадь поперечного сечения фитиля, м^2; k —

коэффициент проницаемости фитиля; $g = 9{,}81$ — ускорение силы тяжести, м/с^2; L — эффективная длина трубы, м; φ_e — угол смачиваемости капилляра парообразующего торца; φ_c — угол смачиваемости капилляра конденсирующего торца; β — угол ориентации трубы относительно гравитационного вектора (положителен, когда парообразующий торец размещен выше, чем конденсирующий).

Для положительного теплового баланса выражение ($\cos\varphi_e$ — $\cos\varphi_c$) должно быть величиной положительной.

Высокий удельный тепловой поток обеспечивается жидкостью, обладающей большим коэффициентом переноса. Поэтому при расчете и конструировании тепловой трубы большое значение имеет выбор оптимального типа жидкости и материала капилляров. Можно использовать такие жидкости, как спирт, аммиак, азот, вода и жидкие металлы, а для изготовления капилляров можно применять широкий круг материалов, вплоть до ткани.

6.9. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЖИДКИХ МЕТАЛЛОВ

Отличительной особенностью жидких металлов является высокая теплопроводность.

В отличие от жидкостей, в которых тепло передается преимущественно конвекцией, основной механизм теплообмена жидких металлов — процесс теплопроводности. Теплопередача жидких металлов незначительно зависит от режима течения жидкости (т. е. от того, турбулентный он или ламинарный). Они также обладают незначительной кинематической вязкостью и низким парциальным давлением. Благодаря этим свойствам жидкие металлы нашли широкое применение в качестве теплоносителей теплообменных аппаратов ядерных реакторов, от которых необходимо отводить большое количество тепловой энергии. Хорошо известными уравнениями для определения теплообмена в трубах являются уравнение Лайона

$$\mathrm{Nu} = 7 + 0{,}025\,(\mathrm{Re}\cdot\mathrm{Pr})^{0,8} \qquad (6.11)$$

для условия, когда на теплопередающей поверхности поддерживается постоянная плотность теплового потока, и уравнение Зебана—Шимазаки

$$\mathrm{Nu} = 4{,}8 + 0{,}025\,(\mathrm{Re}\cdot\mathrm{Pr})^{0,8} \qquad (6.12)$$

для условия, когда на теплопередающей поверхности поддерживается постоянная температура.

Для параллельных пластин и кольцеобразного слоя с $D_0/D_i < 1{,}4$ при условии постоянной плотности теплового потока в работе [6.25] приводится следующее уравнение:

$$\mathrm{Nu} = 5{,}8 + 0{,}02\,(\mathrm{Re}\cdot\mathrm{Pr})^{0,8}. \qquad (6.13)$$

6.10. СРЕДСТВА УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

При проектировании теплообменных аппаратов такие вопросы, как назначение, размеры, масса, стоимость, удобство регулирования, заслуживают самого тщательного внимания. Конструктор должен стре-

миться к тому, чтобы теплообменник обеспечивал по возможности наиболее высокие параметры теплообмена. Этого можно достичь различными средствами, например, увеличив скорости потоков жидкостей, развив площадь теплопередающей поверхности или турбулизацию потоков теплоносителей. В основу разработки высококачественных компактных теплообменных аппаратов могут быть положены различные решения. Для заданной разности температуры между потоками жидкостей высокая интенсивность теплопередачи достигается за счет высокого параметра теплопередачи $\mathcal{K}$.

Применительно в основном к кожухотрубным теплообменным аппаратам для этой цели используются два способа: оребрение труб и турбулизация потоков.

Оребрение поверхностей. В практике общепринято развивать поверхности обычно с помощью ребер и шипов, которые повышают интенсивность теплопередачи теплообменного аппарата.

Так как температура поверхности по высоте ребра не может поддерживаться равной базовой температуре, то действительная эффективность ребра ниже, чем та, которая была бы, если бы температурный градиент вдоль ребра отсутствовал. Эффективность ребра входит в модифицированные соотношения значений местных коэффициентов теплоотдачи, используя которые основное выражение для параметра теплопередачи теплообменных аппаратов с непосредственной теплопередачей можно записать так:

$$\frac{1}{(\mathcal{K})_г} = \frac{1}{(\mathcal{K})_х} = \frac{1}{(\alpha F \eta)_г} + \frac{\delta}{\lambda F_{ст}} + \frac{1}{(\alpha F \eta)_х}, \qquad (6.14)$$

где $\eta = 1 - (F_р/F)(1 - \eta_р)$; $\eta_р = \mathcal{K}/\alpha F_р$; $\mathcal{K}$ — параметр теплопередачи, Вт/° С (см. табл. 2.3 для поверхности с ребрами различной конфигурации); F — полная площадь поверхности, м^2; $F_р$ — площадь поверхности ребра, м^2; $F_{ст}$ — площадь поверхности стенки без учета ребер, м^2; δ — толщина стенки, м.

Соотношение для оребренных труб, расположенных в шахматном порядке, было получено Бригсом и Янгом. Значение коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}$ может быть получено из уравнения

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 0{,}134\,(\mathrm{Re})^{0{,}681}\,(\mathrm{Pr})^{0{,}33}\,(s/l)^{0{,}2}\,(s/b)^{0{,}113}, \qquad (6.15)$$

где $\overline{\mathrm{Nu}} = D_0\bar{\alpha}/\lambda$ — критерий Нуссельта; $\mathrm{Re} = D_0 u_m/\mu$ — критерий Рейнольдса; $\mathrm{Pr} = c_p\mu/\lambda$ — критерий Прандтля; D_0 — внешний диаметр трубы, м; u_m — массовая скорость, рассчитанная для минимальной теплопередающей поверхности без учета ребер, кг/(м^2·с); $F_{мин} = Q_m/F_{мин}$; s — шаг оребрения, м; l — высота ребра, м; b — толщина ребра, м. Значения физических свойств c_p, μ, λ берутся при температуре смешения жидкости $t_ж$.

Турбулизаторы. Турбулизаторы обычно устанавливают в каналах кожуха для организации механического перемешивания жидкости и удлинения пути прохождения потока внутри корпуса. Увеличение степени турбулизации и скорости потока жидкости через смесители ведет к повышению коэффициента теплопередачи кожуха теплообмен-

ника. Приближенное выражение для определения коэффициента теплопередачи кожуха имеет вид [6.5]

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 0{,}36\,(\mathrm{Re})^{0{,}55}\,(\mathrm{Pr})^{0{,}33}\,(\mu/\mu_{ст})^{0{,}14}\,, \qquad (6.16)$$

где $\overline{\mathrm{Nu}} = \bar{\alpha}D/\lambda$ — критерий Нуссельта; $\mathrm{Re} = Du_m/\mu$ — критерий Рейнольдса; $\mathrm{Pr} = c_p\mu/\lambda$ — критерий Прандтля; D — гидравлический диаметр, м; u_m — массовая скорость, кг/(м^2·с), рассчитанная на минимальную теплопередающую поверхность без учета ребер. Значения физических свойств c_p, μ, λ берутся при температуре смешения жидкости $t_ж$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

6.1. **Якоб М.** Вопросы теплопередачи. Пер. с англ. М., Изд-во иностр. лит., 1960.
6.2. **Kays W. M., London A. L.** Compact Heat Exchangers. McGraw-Hill, 1964.
6.3. **Фраас А., Оцисик М.** Расчет и конструктирование теплообменников. Пер. с англ. М., Атомиздат, 1971.
6.4. **Institute** of Mechanical Engineers. Recent Developments in Compact High Duty Heat Exchangers. Conf., Thermodynamics and Fluid Mechanics, Oct. 1972.
6.5. **Kern D. G.** Process Heat Transfer. McGraw-Hill, 1950.
6.6. **Afgan N., Schlunder E. U.** Heat Exchangers; Design and Theory Sourcebook. McGraw-Hill, 1974.
6.7. **Bowman R. A., Mueller A. C., Nagle W. M.** Mean Temperature Difference in Heat Exchanger Design. — «Trans. ASME», 1940, v. 62, p. 283.
6.8. **Standards** of Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc., N. Y., 1959.
6.9. **Briggs D. E., Young E. H.** Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes. — «Chem. Engng Progr. Sympl.», 1963, Series 41, p. 59.
6.10. **Feldman K. T., Whiting G. H.** The Heat Pipe. — «Mech. Engng», 1967, Feb.
6.11. **Hryniszak W.** Heat Exchangers. Lond., Butterworths, 1958.
6.12. **London A. L., Kays W. M.** The Liquid-Coupled Indirect Transfer Regenerator for Gas Turbine Plants. — «Trans. ASME», 1951, v. 73, p. 529.
6.13. **Coppage J. E., London A. L.** The Periodic-flow Regenerator-A Summary of Design Theory. — «Trans. ASME», 1953, v. 75, p. 779.
6.14. **Winter E. R. F., Barsch W. O.** The Heat Pipe. — In: Advances of Heat Transfer. V. 7. Academic Press, 1971.
6.15. **Cotter T. P.** Theory of Heat Pipe. Los Alamos Science Lab. Rep. LA-3246-MS. Los Alamos, NM, 1965.
6.16. **Gardner H. S., Siller I.** Shell Side Coefficients of Heat Transfer in a Baffled Heat Exchanger. — «Trans. ASME», 1947, v. 69, p. 687.
6.17. **Morton D. S.** Thermal Design of Heat Exchangers. — «Industr. Engng Chem.», 1960, v. 52, p. 474.
6.18. **Stevens R. A., Fernandez J., Woolf J. R.** Mean Temperature Difference in One, Two, and Three-Pass Crossflow Heat Exchangers. — «Trans. ASME», 1957, v. 79, p. 287—297.
6.19. **Kays W. M., London A. L.** Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Some Compact Heat Exchanger Surfaces. — «Trans. ASME», 1950, v. 72.
6.20. **Kays W. M.** The Basic Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Six Compact High-Performance Heat Transfer Surfaces. — «J. Engng for Power, Trans. ASME», 1960, v. 82, p. 27.
6.21. **Nance G. R.** Fundamental Relationships in the Design of Cooling Towers. — «Trans. ASME», 1939, v. 61, p. 721.
6.22. **Berman L. D.** Evaporative Cooling Circulating Water. Pergamon Press, 1961.
6.23. **Stein R. P.** Liquid Metals Heat Transfer. — In: Advances in Heat Transfer. V. 3. Academic Press, 1966.
6.24. **Seban R. A., Shinazaki T. T.** «Trans. ASME», 1951, v. 73, p. 803.
6.25. **Seban R. A.** «Trans. ASME», 1950, v. 72, p. 789.
6.26. **Norman W. S.** Absorption, Distillation and Cooling Towers. Longmans, 1961.
6.27. **Jackson J.** Cooling Towers. Lond., Butterworths, 1951.

Глава 7

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

7.1. ВВЕДЕНИЕ

Теплообмен между зданием и окружающей его средой в большой степени зависит от суммарной теплопроводности стен и перегородок внутри здания, от погодных условий и от разности температуры внутри и вне помещения. В свою очередь, эти факторы находятся в тесной связи с видом строительных материалов и их способностью поглощать влагу, с типом конструкций, качеством исполнения и месторасположением строения. Очевидно, что определяющие условия могут изменяться в широких пределах. Следовательно, любые оценки теплообмена могут носить только приближенный характер. В целях облегчения расчетов нагрева и вентиляции были выпущены различные пособия [7.1—7.3] с достаточным количеством фактического материала, так что инженеры имеют возможность получить необходимую информацию. Эти пособия общедоступны и обеспечивают должную широту охвата и достоверность данных. Знание баланса тепла и зависимости теплообмена здания от внешних условий важно не только для контроля за тепловым комфортом, но и для обеспечения стабильности температурного режима внутри здания.

Обычно теплообмен здания с окружающей средой разделяют на три категории.

1. Теплообмен через конструкции здания. Тепловые потери за счет конвекции от воздушной среды помещения к внутренним поверхностям панелей, теплопроводностью через толщину стены панелей здания к внешней поверхности, а затем конвекцией и излучением в окружающую среду. Тепловые потери в виде лучистой энергии от стен помещения на внутреннюю поверхность наружных панелей за счет теплопроводности через толщу стены панелей к ее наружной поверхности, а затем конвекцией и излучением в окружающую среду.

2. Теплообмен за счет вентиляции. Тепловые потери за счет утечки теплого воздуха или притока холодного воздуха в здание.

3. Периодический теплообмен. Тепловой поток, направленный внутрь или из здания вследствие колебаний температуры.

Вычисление параметров для первых двух категорий традиционно основано на стационарном методе, который играет значительную роль в расчетах теплообмена. Наиболее трудно определить параметр для третьей категории теплообмена в зданиях при нестационарных условиях подвода тепла, обусловленных периодическим поступлением солнечной энергии или тепла от источников внутри строения, а также изменениями температуры внешней среды.

Обычно здания из тяжелых конструкций в меньшей степени подвержены воздействиям колебаний температуры внешней среды.

Тепловой баланс при стационарных условиях требует, чтобы суммарные потери тепла восполнялись от источников тепла, что позволяет поддерживать необходимый тепловой комфорт внутри здания. Поэтому температуру внутри здания принимают постоянной [7.4] и тепловой расчет проводят для различных значений температуры окружающей среды. Для четкого представления механизма передачи тепла возникла необходимость во введении целой группы характерных температур (табл. 7.1)

Таблица 7.1

Формулы для характерных температур, используемых при расчетах теплообмена строительных конструкций

Температура	Обозначение	Формула
Температура воздуха внутри помещения	$t_{a,\,t}$	$t_{e,\,i}+\dfrac{Q_f}{\alpha_a \Sigma F}$ (конвективный нагрев)
		$t_{e,\,i}-\dfrac{Q_{\text{вент}}}{\alpha_a \Sigma F}$ (нагрев излучением)
Температура воздуха вне помещения	$t_{a,\,0}$	$t_{s,\,0}-Q_f \Omega_{s,\,0}/F$
Средняя температура излучения в помещении	$t_{л,\,i}$	$\Sigma\,(F t_{s,\,i})/\Sigma F$*
Равновесная температура	$t_{\text{равн}}$	$\dfrac{1}{2}(t_{л,\,i}+t_{a,\,i})$*
Температура среды внутри помещения	$t_{e,\,i}$	$\dfrac{2\,t_{л,\,i}}{3}+\dfrac{t_{a\;i}^{*}}{3}$
Солнечно-воздушная температура	$t_{e,\,0}$	$t_{a,\,0}+\Omega_{s,\,0}\,[\alpha \bar{J}-\varepsilon \alpha_{л}\,(t_{s,\,0}-t_{л,\,0})]$
То же, без учета солнечного излучения	$t_{e,\,0}$	$t_{a,\,0}^{*}$
Температура внутренней поверхности	$t_{s,\,i}$	$t_{e\;i}-Q_f \Omega_{s,\,i}/F$
Температура внешней поверхности:		
с учетом солнечной радиации	$t_{s,\,0}$	$t_{e;\,0}+Q_f \Omega_{s,\,0}/F$
без учета солнечной радиации	$t_{s,\,0}$	$t_{a,\,0}+Q_f \Omega_{s,\,0}/F$
Заданный температурный перепад в панели	Δt	t_x-t_0

* Только приближенные значения.

F — площадь поверхности помещения; площадь коридора, м^2;

ΣF — суммарная площадь поверхности помещения, м^2;

c_p — удельная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·°С);

f_D — коэффициент сопротивления давления;

$\mathcal{K}_{\text{вент}}$ — составляющая параметра теплопередачи за счет вентиляции, Вт/° С;

ε — коэффициент излучения поверхности с учетом угловых коэффициентов излучения;

h — высота, м;

$\alpha_a = \alpha_c/(1 - \alpha_c \Omega_{s,i}) \simeq 1{,}6\alpha_c$ — гипотетический коэффициент теплоотдачи между воздухом и окружающей средой, Вт/(м^2·° С);

α_c — коэффициент теплоотдачи конвекцией между воздухом и панелью, Вт/(м^2·°С);

$\alpha_л \approx 4\sigma_0 T_s^3$ — коэффициент теплоотдачи излучением абсолютно черного тела, Вт/(м^2·К);

$\sigma_0 = 5{,}67 \cdot 10^{-8}$–постоянная Стефана–Больцмана, Вт/(м^2·К^4);

J — плотность потока солнечного излучения, Вт/м^2;

λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°С);

l — расстояние по вертикали между входом и выходом воздуха, м;

N — кратность воздухообмена, ч$^{-1}$;

Δp — перепад давления, Н/м^2;

Q_f — тепловой поток от конструкции здания, Вт;

$Q_{\text{вент}}$ — тепловой поток за счет вентиляции, Вт;

Q_t — суммарный тепловой поток, Вт;

Q_s — приток солнечного тепла, Вт;

Q_v — объемный расход воздуха, м^3/с;

R — термическое сопротивление (величина, обратная параметру теплопередачи), °С/Вт;

$\Omega = FR$ — удельное термическое сопротивление, м^2·°С/Вт;

r — коэффициент нагрева излучением;

S — коэффициент солнечной составляющей энергии;

T — абсолютная температура, К;

K — полный коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·°С);

ΣKF — интегральное значение параметра теплопередачи стен здания, Вт/° С;

$\bar{K} = \Sigma KF\Delta t / \Sigma F\,(t_x - t_0)$ — средневзвешенное по площади и температуре значение коэффициента теплопередачи K, Вт/(м^2· °С);

V — объем помещения, м^3;

v — скорость ветра, м/с;

v_m — метеорологическая скорость ветра на высоте h, м/с;

Y — тепловая инерционность, Вт/(м^2·° С);

η — коэффициент поглощения излучения; показатель степени в законе распределения энергии ветра;

ρ — плотность воздуха, кг/м^3;
δ — толщина элементов конструкции здания, м;
$t_п$ — средняя температура воздуха, °С;
$t_{e,\,i}$ — температура среды внутри помещения, °С;
$t_{e,\,0}$ — солнечно-воздушная температура, °С;
t_0 — заданная температура вне помещения, °С;
$t_{л,\,i}$ — средняя температура излучения в помещении, °С;
$t_л$ — средняя температура излучения наружной стены, °С;
$t_{равн}$ — равновесная температура, °С;
t_s — температура поверхности, °С;
t_x — заданная температура внутри помещения, °С;
Δt — заданная разность температуры внутри и вне помещения, °С.

Индексы:
i — внутри помещения;
0 — вне помещения или внешняя поверхность;
s — поверхность;
f — конструкция здания;
w — окно.

7.3. ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Тепловая инерционность Y — мера тепловой инерционности элементов здания, которая снижает эффект периодического воздействия притока тепла на температуру внутри помещения. Обычно тяжеловесные конструкции имеют более высокую тепловую инерционность.

Температура среды внутри помещения $t_{e,i}$ — эквивалентная температура внутри помещения, применяемая, в частности, для расчетов теплообмена в случае стационарного состояния и при колебаниях суточной температуры. Использование температуры среды позволяет также обеспечить лучший контроль за тепловым комфортом в помещении.

Тепловое шунтирование характерно для металлических или других высокотеплопроводных конструкционных элементов здания, увеличивающих потери тепла. Интегральное значение параметра теплопередачи — это сумма параметров шунтированных элементов конструкции здания, образующих параллельную схему термических сопротивлений, каждое из которых рассчитывается отдельно для каждого элемента конструкции.

Утечка воздуха — неконтролируемый поток воздуха из здания. Утечка воздуха происходит главным образом через трещины в местах заделки окон и дверей и через щели и проемы, неизбежно имеющиеся в здании.

Естественная вентиляция — поток воздуха из здания через регулируемые проходки, такие, как окна и двери, вентиляционные короба и т. п. Суммарное количество воздуха, входящего и выходящего из здания, включает в себя также составляющую неконтролируемой утечки воздуха. Предполагается, что если все регулируе-

мые отверстия закрыты, то естественная вентиляция сводится к неконтролируемым утечкам воздуха.

Равновесная температура $t_{равн}$ — температура, характеризующая тепловой режим помещения. Она равна половине суммы, составленной из значений средней температуры излучения в помещении и температуры воздуха.

Солнечно-воздушная температура $t_{e,0}$ — эквивалентная температура окружающей среды, равная такой температуре воздуха вне здания, при которой должен обеспечиваться такой же тепловой поток через строение, какой был бы при действительной температуре воздуха с учетом солнечного излучения.

Коэффициент солнечной составляющей энергии S характеризует интенсивность притока солнечной энергии на единицу площади поверхности здания с учетом поглощающих и передаточных характеристик элементов конструкций.

Эффект вытяжной трубы — один из двух основных факторов, влияющих на утечку воздуха, возникающий при наличии разности температуры внутри и вне помещения. Эта разность температуры, влияя на плотность воздуха, становится причиной появления перепадов давления на случайных отверстиях. В нагретом здании воздух поступает в его нижнюю часть, а уходит через более высокую часть. Если же воздух внутри здания холоднее, чем снаружи, то происходит обратный процесс. Эффективное расстояние по вертикали между входом и выходом воздуха из здания называется *эффективной высотой трубы*

7.4. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА КОНСТРУКЦИЙ ЗДАНИЙ

Тепловой поток через конструкции здания определяется из выражения

$$Q_f = KF\,(t_{e,\,i} - t_{e,\,0}) \quad \text{Вт}, \tag{7.1}$$

где K — полный коэффициент теплопередачи. Значения K определяются экспериментально или расчетом термических сопротивлений элементов конструкий здания, через которые распространяется тепло. Обычно конструкционные элементы зданий представляются выполненными таким образом, что тепловые потоки по ним распространяются преимущественно в параллельных направлениях; K определяется в этом случае как величина, обратная сумме термических сопротивлений, т. е.

$$K = \frac{1}{\Omega_{s,i,} + \Omega_{п} + \Omega_{s,0}} = \frac{1}{\Omega_t} \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°С)}, \tag{7.2}$$

где Ω_t — полное удельное термическое сопротивление.

На внутреннюю поверхность тепло передается излучением от окружающих помещение поверхностей и конвекцией воздуха, и теплообмен определяется термическим сопротивлением $\Omega_{s,i}$; с внешней поверхности тепло снимается за счет конвекции воздушного потока, а также за счет излучения в окружающую среду; теплообмен в этом случае определяется сопротивлением $\Omega_{s,\,0}$. Два процесса — конвекцию

и излучение — удобно описывать единым простым выражением путем введения коэффициента теплоотдачи излучением $\alpha_л$. Величина $\Omega_п$ представляет собой полное удельное термическое сопротивление элементов конструкции (внутренние и внешние слои кирпичной кладки, листы изоляционных материалов, воздушная прослойка и пр.). Очевидно, что величина K зависит от таких факторов, как теплопроводность, толщина конструкционных материалов, излучательная способность поверхностей здания, коэффициенты теплоотдачи обеих сторон здания и скорость ветра. Уравнения для расчета K простых стен и кровли приведены в табл. 7.2.

Таблица 7.2

Уравнения для расчета коэффициента теплопередачи и потерь тепла элементами конструкций зданий

Формулы:

$$K = \frac{1}{\Omega_{s,\,i} + \Omega_п + \Omega_{s,\,0}} = \frac{1}{\Omega_t} \text{ Вт/(м}^2 \cdot °\text{C)};$$

$$Q_f = KF\,(t_{e,\,i} - t_{e,\,0}) \text{ Вт}$$

Обозначения:

F — площадь наружной поверхности стен, м^2;
ε — коэффициент излучения;
$\varepsilon = 0{,}9$ для обычных строительных материалов*;
$\varepsilon = 0{,}2$ для сильноокисленного алюминия*;
$\varepsilon = 0{,}05$ для полированного алюминия*;
α_c — коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м^2 · °С).
Внутри помещения*:
$\alpha_c = 1{,}5$ для полов;
$\alpha_c = 3{,}0$ для стен;
$\alpha_c = 4{,}5$ для потолка.
Вне помещения*:
$\alpha_c = 5{,}8 + 4{,}1\ v$;
$\alpha_л \simeq 4\sigma_0/T_s^3$ — коэффициент теплоотдачи излучением абсолютно черного тела, Вт/(м^2 · К):
при $t_s = 20°$ С $\alpha_л = 5{,}7$;
при $t_s = 10°$ С $\alpha_л = 5{,}14$;
при $t_s = 0°$ С $\alpha_л = 4{,}61$;
при $t_s = -10°$ С $\alpha_л = 4{,}12$;
λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м · °С);
T_s — абсолютная температура поверхности, К;
v — скорость ветра, м/с;
$\Omega_{s,\,i}$ — термическое сопротивление на внутренней поверхности, м^2 · °С/Вт;
$\Omega_{s,\,0}$ — термическое сопротивление на внешней поверхности, м^2 · °С/Вт;
$\Omega_п$ — термическое сопротивление различных структурных компонент, м^2 · °С/Вт;
Ω_a — термическое сопротивление воздушной прослойки, м^2 · °С/Вт;
для полой стены с толщиной воздушной прослойки > 2 см* $\Omega_a = 0{,}18$;
для конструкции, образованной наклонной крышей и плоским потолком*, $\Omega_a = 0{,}11 \div 0{,}14$;
t_a — температура воздуха, °С;
$t_{e,\,i}$ — температура среды внутри помещения, °С;

*Значения рекомендованы IHVE-A Справочником 1970.

$t_{e,\,0}$ — температура окружающей среды вне помещения; $t_{e,\,0} \approx t_{a,\,0}$ при незначительном солнечном излучении, °С;
t_s — температура поверхности, °С;
δ — толщина плиты, м.

Термическое сопротивление, м²·°С/Вт	Потери тепла конструкцией здания, Вт
$\Omega_{s,\,i} = \dfrac{1}{1{,}2\varepsilon\alpha_л + \alpha_c}$ (см. рис. 7.1)	$Q_f = \dfrac{F(t_{e,\,i} - t_{s,\,i})}{\Omega_{s,\,i}}$
$\Omega_{s,\,0} = \dfrac{1}{\varepsilon\alpha_л + \alpha_c}$ (см. рис. 7.2)	$Q_f = \dfrac{F(t_{s,\,0} - t_{a,\,0})}{\Omega_{s,\,0}}$
$\Omega_п = \Sigma\dfrac{\delta}{\lambda} + \Omega_a$	$Q_f = \dfrac{F(t_{s,\,i} - t_{s,\,0})}{\Omega_п}$

Температура поверхности, °С

$$t^{s,\,i} = \left(\frac{\Omega_п + \Omega_{s,\,0}}{\Omega_t}\right) t_{e,\,i} + \left(\frac{\Omega_{s,\,i}}{\Omega_t}\right) t_{a,\,0} = K\left[(\Omega_п + \Omega_{s,\,0})\, t_{e,\,i} + \Omega_{s,\,i} t_{a,\,0})\right]$$

$$t_{s,\,0} = \left(\frac{\Omega_{s,\,0}}{\Omega_t}\right) t_{e,\,i} + \left(\frac{\Omega_п + \Omega_{s,\,i}}{\Omega_t}\right) t_{a,\,0} = K\left[\Omega_{s,\,0}\, t_{e,\,i} + (\Omega_п + \Omega_{s,\,i})\, t_{a,\,0}\right]$$

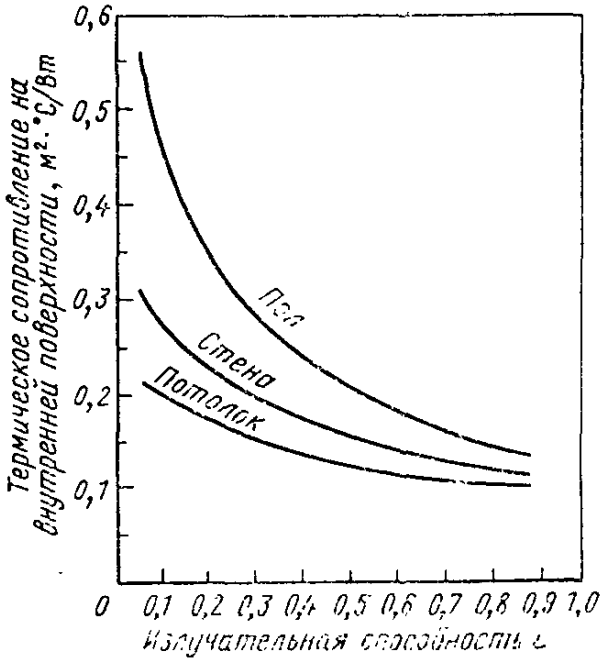


Рис. 7.1. Термическое сопротивление на внутренней поверхности $\Omega_{s,\,i}$ при средней температуре поверхности 20° С

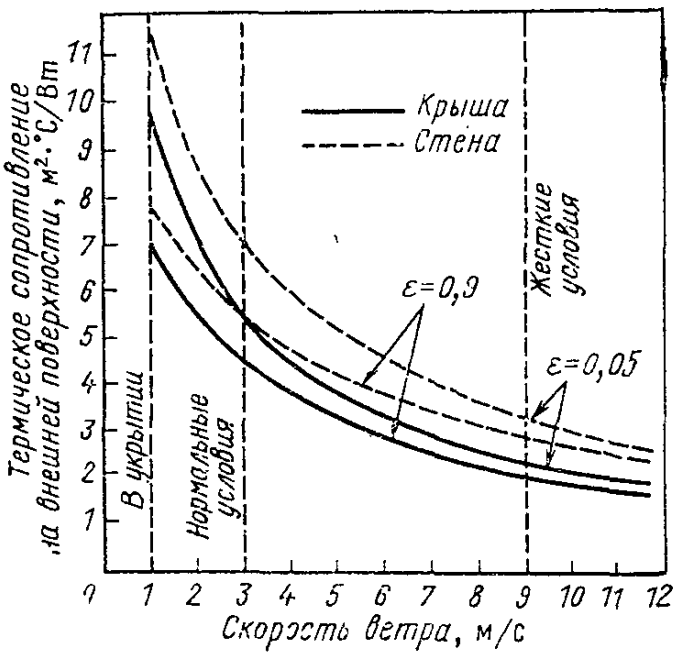


Рис. 7.2. Термическое сопротивление на внешней поверхности $\Omega_{s,\,0}$ при средней температуре поверхности 0° С

Как известно, теплопроводность кирпичной кладки и других материалов зависит от плотности материала и содержания в нем влаги. На рис. 7.3 приведены некоторые типичные значения стандартных данных по содержанию влаги.

Коэффициент теплоотдачи внешней поверхности очень сильно зависит от местоположения конструкции по отношению к солнцу, ветру и т. п. и от высоты здания.

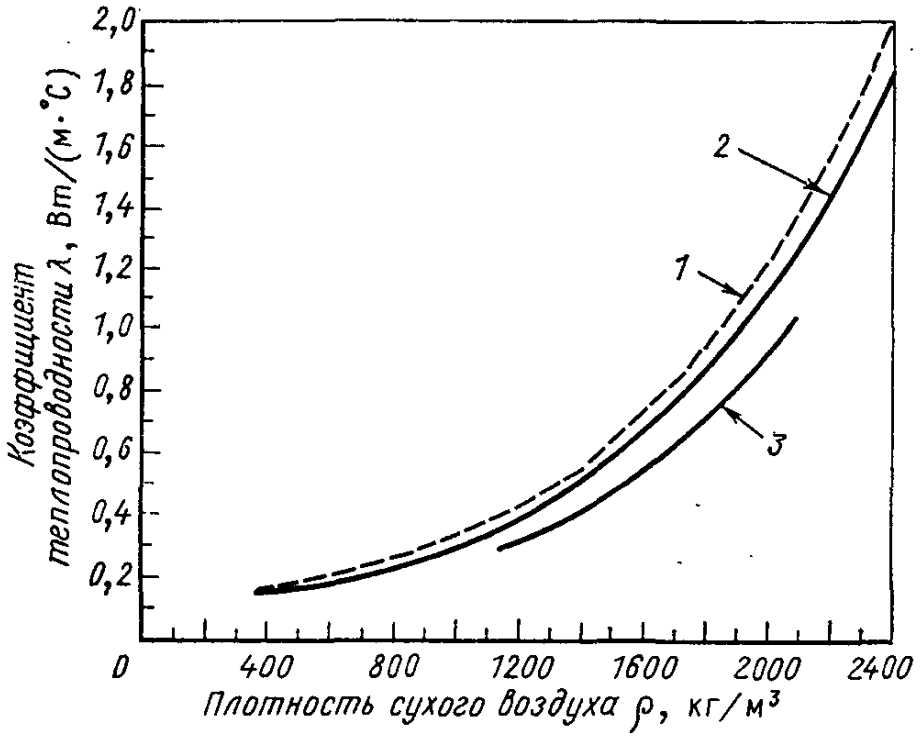


Рис. 7.3. Зависимость теплопроводности материалов кладки от плотности воздуха при различном объемном содержании влаги:

1 — бетон и кирпичная кладка после дождя (5%); *2* — бетон, защищенный от дождя (3%); *3* — кирпичная кладка, защищенная от дождя (1%)

При проектировании обычно различают три категории условий [7.1]: здание укрыто от ветра (v = 1 м/с), нормальные условия (v = = 3 м/с) и жесткие условия (v = 9 м/с). Предполагается, что численные выражения связывают коэффициент теплоотдачи α_c со скоростью ветра. Была обнаружена незначительная корреляция между тепловым потоком и установившейся скоростью ветра. Локальные характеристики воздушного потока, обтекающего здание, которое является источником сильного возмущения, зависят от местоположения здания. В некоторых точках поток может оказаться очень неустойчивым, оторваться от поверхности и создать изолированный слой с сильным вихревым движением; в других точках поток может изменить направление своего движения на противоположное и иметь скорость, значительно превышающую среднюю скорость ветра. Поэтому для того, чтобы достаточно точно определить коэффициент теплоотдачи, необходимо знать большое число локальных параметров воздушного потока по периметру

здания. При проектировании это, конечно, вызывает определенные трудности. Для расчета кривых, представленных на рис. 7.2, удобно использовать простое уравнение $\alpha_c = 5{,}8 + 4{,}1v$ [7.1].

За скорость ветра обычно принимают метеорологическую скорость ветра. В Англии метеорологическую скорость ветра измеряют на высоте 10 м на открытой местности. Обычно усредненный профиль ветра представляется рядом эмпирических выражений. Например, установлено, что логарифмический закон изменения профиля скорости [7.5] справедлив для нижних частей пограничного слоя воздушного потока. Гораздо проще использовать закон распределения энергии [7.6]. Тогда распределение скорости определяется как

$$v = v_m \, (h/h_m)^{\varkappa} \ \text{м/с}, \qquad (7.3)$$

где v и v_m — среднее значение скорости ветра на высоте h и h_m соответственно и $\varkappa$ — параметр, характеризующий степень неровности местности. Если известна метеорологическая скорость ветра на высоте h_m (т. е. на высоте 10 м), то для высоты h скорость можно рассчитать по уравнению (7.3), используя при этом следующие значения, $\varkappa = 0{,}15$ — для ровной открытой местности; $\varkappa = 0{,}29$ — для небольшого города и окрестностей большого города; $\varkappa = 0{,}45$ — для застроек центра города.

Можно считать, что вертикальные стены способны воспринимать силу ветра, скорость которого превышает скорость ветра на крыше в два-три раза.

Значения K для различных конструкций зданий приведены в работе [7.7], однако предпочтительнее пользоваться расчетными значениями K, так как они обычно отражают типичные для данной местности усредненные условия. Значения K, приведенные в работе [7.1], рассчитаны с учетом сопротивлений элементов конструкций зданий с привлечением стандартных данных по содержанию влаги в материалах, тепловых потоков на поверхностях элементов конструкций за счет излучения и конвекции, а также с учетом вентилируемых воздушных объемов. Значения коэффициентов теплопередачи K, приведенные в табл. 7.3, взяты из IHVE-A Справочника, 1970.

7.5. ТЕПЛООБМЕН ЗА СЧЕТ УТЕЧКИ ВОЗДУХА

Утечка воздуха из здания через трещины и отверстия — это неконтролируемый процесс, в то время как естественная вентиляция — это движение воздуха через специальные отверстия, например окна, двери и вентиляционные отверстия, обычно контролируемые обитателями здания. Когда все эти каналы доступа воздуха закрыты, естественная вентиляция сводится к неконтролируемой утечке воздуха. Интенсивность утечки зависит от размера и гидравлических характеристик трещин и от перепада давления. Если перепад давления устанавливается под напором ветра, то воздух проникает в здание через трещины с наветренной стороны и покидает его через трещины с подветренной сто-

Таблица 7.3

Значення коэффицнента теплопередачн K для некоторых нанболее общнх конструкцнонных элементов зданий

Формула:

$$Q_f = KF\,(t_{e,\,i} - t_{e,\,0})\ \text{Вт}$$

Конструкционный элемент здания	Стандартные значения коэффициента K, Вт/(м²·°С)		
	В укрытии	Нормальные условия	Жесткие условия
220-мм неоштукатуренная кирпичная стена	2,2	2,3	2,4
220-м кирпичная стена с 16-мм слоем легкой штукатурки	1,8	1,9	2,0
260-мм полая стена (полость не веитилируется), с наружной и внутренней стороны кирпичная кладка толщиной 105 мм с дополнительным 16-мм слоем легкой штукатурки с внутренней стороны	1,3	1,3	1,3
260-мм полая стена (полость не вентилируется) со 105-мм слоем кирпича, 100-мм бетонным блоком с внешней стороны и 16-мм слоем плотной штукатурки с внутренней стороны	0,93	0,96	0,98
Навесная стена, закрытая панелью, с 25-мм слоем полистирола между 5-мм асбоцементными плитами в металлическом обрамлении, 50-мм полостью, 100-мм бетонным блоком, 16-мм слоем штукатурки	0,79	0,81	0,83
Плоская крыша, покрытая 19-мм слоем асфальта нли войлочно-битумным слоем, 150 мм бетона*	3,1	3,4	3,7
Та же конструкция крыши со 150-мм пористыми бетонными плитами	0,87	0,88	0,89
Наклонная крыша из черепицы на досках и войлоке; пространство под крышей и оштукатуренный потолок на балках с алюминиевой фольгой, закрепленной на досках	1,4	1,5	1,6
Окно в металлической раме:			
с одним стеклом	5,0	5,6	6,7
с двумя стеклами	3,0	3,2	3,5

* Взято с разрешения из IHVE-A Справочника, 1970.

роны, так как давление ветра на наветренной стене выше, чем на подветренной, где оно сравнимо со статическим давлением покоящейся массы воздуха. Если же перепад давления вызван разностью температуры внутри и вне помещения, то имеет место так называемый *эффект трубы*, когда движение воздуха в нагретом здании направлено от входа на самой нижней отметке к выходу на самом высоком уровне. Эффективное расстояние между входной и выходной точками называют *эффективной высотой трубы*. Направление циркуляции воздуха может быть и обратным (когда температура воздуха внутри помещения ниже температуры окружающей здание среды).

Существуют два метода количественной оценки утечки воздуха из здания: 1) *метод трубы*, основанный на регистрации утечки через элементы конструкции вблизи окон и дверей в соответствии с перепадом давления на каждом из них; 2) *метод воздухообмена*, основанный на предположении о постоянстве обмена между помещением и окружающей средой определенного количества воздуха за один час для каждого помещения отдельно.

Метод трубы хотя и более точен, но очень трудоемок, так как требует знания характеристик утечек в зависимости от разновидностей трещин элементов конструкций и перепада давления на каждой из них. Расчетом установлено, что утечка воздуха через трещины по своей физической сущности аналогична движению жидкости через отверстие с коэффициентом пропускания $C = 0{,}65$. Таким образом, с хорошим приближением объемный расход воздуха можно получить из выражения

$$Q_v = CF\sqrt{2\Delta p/\rho} = 0{,}827F\sqrt{\Delta p} \quad \text{м}^3/\text{с}. \tag{7.4}$$

По вполне понятным причинам метод воздухообмена нашел широкое применение. Обычно оценка эффективности воздухообмена основывается на экспериментальных данных и здравом смысле. Эмпирические значения N изменяются в интервале 0,25—2 в час для обогреваемых и вентилируемых зданий различных типов. Таким образом, если объем помещения V известен, то утечку воздуха можно получить из выражения

$$Q_v = NV/3600 \quad \text{м}^3/\text{с}. \tag{7.5}$$

Кратность воздухообмена N также можно выразить через вентиляционную составляющую, которая равна $N/3$. По известному значению объемного расхода воздуха потери тепла за счет утечки воздуха можно определить так:

$$Q_{\text{вент}} = Q_v c_p \rho \Delta t \quad \text{Вт}. \tag{7.6}$$

В табл. 7.4 сведены расчетные данные по потере тепла за счет утечки воздуха.

Таблица 7.4

Потери тепла за счет утечки воздуха

Формула:

$$Q_{\text{вент}} = Q_v c_p \rho \Delta t \text{ Вт.}$$

Обозначения:

Q_v — объемный расход воздуха, м³/с;
ρ — плотность воздуха, кг/м³;
c_p — удельная теплоемкость воздуха, Дж/(кг · °С);
$\Delta t = t_{a,\,i} - t_{a,\,0}$ — разность температуры воздуха внутри и вне помещения, °С;
v — скорость ветра, м/с;
F — площадь отверстия, м²;
Δp — перепад давления на отверстии, Н/м²;
f_D — коэффициент сопротивления давления; среднее значение его для квадратного или прямоугольного здания равно $\simeq$0,7 с наветренной стороны и $\simeq$0,4 с подветренной стороны [7.3];
C — коэффициент пропускания потока (принят равным 0,65);
l — расстояние по вертикали между входной и выходной точками; эффективная высота трубы, м;
N — кратность воздухообмена, $ч^{-1}$;
V — объем помещения, м³;
T_0, T_i — абсолютная температура воздуха вне и внутри помещения, К.

Параметр	Ветровой эффект	Эффект трубы
Метод трубы		
Перепад давления Δp	$f_D \frac{1}{2} \rho v^2$	$3462\, l \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_i}\right)$
Объемный расход воздуха Q_v	$0{,}827\ \Sigma\,(F \Delta p^{1/2})$	$0{,}827\ \Sigma\,(F \Delta p^{1/2})$
Тепловой поток $Q_{\text{вент}}$	$1200\, Q_v \Delta t$	$1200\, Q_v \Delta t$
Метод воздухообмена		
Объемный расход воздуха Q_v	$NV/3600$	
Тепловой поток $Q_{\text{вент}}$	$\frac{1}{3} NV\,(t_{a,\,i} - t_{a,\,0})$	

7.6. ТРЕБОВАНИЯ К ТЕПЛОВОМУ РЕЖИМУ ПОМЕЩЕНИЯ

Тепловой комфорт в помещении зависит от температуры воздуха в нем и температуры окружающих поверхностей. В качестве показателя теплового режима используется равновесная температура $t_{\text{равн}}$. Температура среды внутри помещения $t_{e,\,i}$ также дает достаточно хорошее

представление о тепловом комфорте, хотя и не считается определяющей. Поэтому представляется целесообразным формулировать требуемые условия по обеспечению теплового режима помещения на основе равновесной температуры или температуры среды внутри помещения. Зная точное значение температуры $t_{\text{равн}}$ или $t_{e,\,i}$, можно вычислить требуемое количество тепла, необходимое для обеспечения заданной температуры независимо от погодных условий и температуры вне помещения.

Обычно при таком расчете исходят из условия стационарного состояния, предполагая, что на внутренних поверхностях панелей здания (стена, окно, крыша или навес) теплообмен осуществляется конвекцией воздуха в помещении, а также излучением от других поверхностей.

Уравнение теплового потока на внутренней поверхности имеет вид

$$Q_f = F\,[\varepsilon\alpha_{\text{л}}\,(t_{\text{л},\,i} - t_{s,\,i}) + \alpha_c\,(t_{a,\,i} - t_{s,\,i})] = \\ = (F/\Omega_{s,\,i})\,(t_{e,\,i} - t_{s,\,i})\ \text{Вт}. \qquad (7.7)$$

В расчетах температуры какого-либо помещения необходимо учитывать также вклад от теплопередачи соседних помещений, если они имеют несколько отличную температуру. Полные тепловые потери здания при этом можно представить в виде алгебраической суммы Q_f от всех стенных панелей, участвующих в теплообмене. Но значение $t_{s,\,i}$ зависит как от полного коэффициента теплопередачи K, так и от температуры внешней поверхности t_0. Расчет Q_f выполняется по формуле (7.1).

Часть тепловых потерь здания, а именно потери за счет вентиляции, также должна быть учтена в суммарном количестве тепла, необходимого для поддержания теплового комфорта в помещении.

Потери тепла за счет вентиляции определяются на основе метода воздухообмена:

$$Q_f = (NV/3)\,(t_{a,\,i} - t_{a,\,0}) = \mathcal{K}_{\text{вент}}\,(t_{e,\,i} - t_{a,\,0})\ \text{Вт}. \qquad (7.8)$$

В режиме динамического равновесия потери тепла элементами конструкции здания восполняются за счет конвективной теплоотдачи от воздуха помещения к внутренним поверхностям здания, тогда как потери тепла вентиляцией компенсируются подводом тепла от поверхностей помещения за счет конвекции. При рассмотрении теплового баланса необходимо иметь в виду, что теплообмен внутри помещения в значительной мере зависит от используемой системы нагрева. Можно рассматривать конвективный нагрев, который обеспечивается за счет нагревания воздуха, и нагрев излучением от отопительных элементов, встроенных в панели. Другие виды нагрева по своей эффективности находятся между этими двумя основными видами. С применением этих видов нагрева представляется возможным обеспечивать теплообмен внутри помещения, который осуществляется главным образом только между поверхностями и между поверхностями и воздухом. Для удобства расчета вводится *гипотетический коэффициент теплоотдачи* α_a. Тогда:

конвективный нагрев

$$Q_f = \Sigma F \alpha_a (t_{a,i} - t_{c,i}) \text{ Вт;} \quad (7.9)$$

нагрев излучением

$$Q_{\text{вент}} = \Sigma F \alpha_a (t_{e,i} - t_{a,i}) \text{ Вт.} \quad (7.10)$$

Значение α_a можно получить из выражения

$$\alpha_a = \alpha_c/(1 - \alpha_c \Omega_{s,i}) \simeq 1{,}6\alpha_c \text{ Вт/(м}^2\cdot^\circ\text{C).} \quad (7.11)$$

В рамках этих предположений, если принять, что теплообмен происходит гипотетически между поверхностью с заданной температурой (подразумевается $t_{e,i}$) и воздушной средой с температурой $t_{a,i}$, расчет потерь можно предельно упростить.

Уточненный способ расчета значения $\overline{K}$, предложенный Гаррисоном специально для случая, когда необходимо учитывать теплообмен перегородок помещения, основан на использовании взвешенных по температурным зонам значений:

$$\overline{K} = \frac{\Sigma KF\Delta t}{\Sigma F (t_x - t_0)} \text{ Вт/(м}^2\cdot^\circ\text{C),} \quad (7.12)$$

где Δt — заданная разность температуры на элементе панели, т. е. $t_x - t_{a,0}$ для стен и $t_x - t_п$ — для перегородок, разделяющих помещение на внутренние секции и имеющих температуру $t_п$.

IHVE-A Справочник, 1970 г., содержит средневзвешенные данные K, т. е. $K = \Sigma KF/\Sigma F$.

Метод расчета значения K изложен в разд. 7.4. В табл. 7.5 приведены формулы для расчета тепловых потерь помещения.

Формулы табл. 7.5 дают возможность определять различные температуры и суммарные утечки тепла. Например, для расчета температуры среды внутри помещения, являющейся определяющей температурой помещения, и требуемого для обеспечения этой температуры количества тепла может быть использована следующая схема.

7.6.1. Конвективный нагрев

а) задаются проектное значение $t_{e,0}$ и проектное значение температуры вне помещения;

б) находится значение K (см. разд. 7.4);

в) рассчитывается $Q_f = \Sigma KF (t_{e,i} - t_{e,0})$.

В отсутствие солнечного излучения вместо $t_{e,0}$ используется $t_{a,0}$; для случаев, когда тепло теряется через внутренние перегородки, используется $t_п$ вместо $t_{e,0}$;

г) рассчитывается ΣF для помещения в целом;

д) определяется $(t_{a,i} - t_{e,i}) = Q_f/\alpha_a \Sigma F$;

е) находится $t_{a,i}$ из (д);

ж) рассчитывается $Q_{\text{вент}}$ из $(NV/3)(t_{a,i} - t_{a,0})$ или из $\mathcal{K}_{\text{вент}} (t_{e,i} - t_{a,0})$, где $\mathcal{K}_{\text{вент}} = (NV/3)(1 + \Sigma KF/\alpha_a \Sigma F)$;

з) определяется $Q_i = Q_f + Q_{\text{вент}}$.

Таблица 7.5

Уравнения к расчету количества тепла для поддержания необходимого температурного режима помещения

Обозначения:

F — площадь поверхности элемента, м²;

ΣF — полная площадь поверхности помещения, м²;

$\mathcal{K}_{вент}$ — составляющая параметра теплопередачи за счет вентиляции, Вт/°С;

$\alpha_a \simeq 1{,}6\ \alpha_c$ — гипотетический коэффициент теплоотдачи между воздухом и средой внутри помещения, имеющей заданную температуру, Вт/(м² · °С);

$\alpha_л \simeq 4\sigma_0 T_s^3$ — коэффициент теплоотдачи излучением абсолютно черного тела, Вт/(м² · К);

α_c — коэффициент теплоотдачи конвекцией от воздуха к панели, Вт/(м² · °С);

N — кратность воздухообмена, $ч^{-1}$;

Q_f — тепловой поток от конструкций здания, Вт;

$Q_{вент}$ — тепловой поток за счет вентиляции, Вт;

r — коэффициент, учитывающий количество тепла, поступающего вследствие лучистого теплообмена от нагревательного элемента.

В работе [7.13] получены следующие значения r:

Система нагрева	r	Система нагрева	r
Панели с встроенными в них нагревательными элементами	2/3	Четырехстержневой секционный коллектор	1/5
Одиночные батареи на панели	1/2	Шестистержневой секционный коллектор	7/40
Двойная панель и двухстержневой секционный коллектор	1/3	Воздушный нагреватель	0

K — полный коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · °С);

ΣKF — значение параметра теплопередачи всех стен, Вт/°С;

$$\bar{K} = \Sigma KF\Delta t / \Sigma F\ (t_x - t_0)\ \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)};$$

V — объем помещения, м³;

$t_{e,\,i}$ — температура среды внутри помещения, °С;

$t_{a,\,i}$ — средняя температура воздуха внутри помещения, °С;

$t_{a\,0}$ — средняя температура воздуха вне помещения, °С;

$t_{e,\,0}$ — солнечно-воздушная температура; температура окружающей среды вне помещения, °С;

$t_{л,\,i}$ — средняя температура излучения в помещении, °С;

$t_п$ — заданная температура соседних помещений, °С;

t_x — заданная температура помещения, °С;

t_0 — заданная температура вне помещения; для перегородок $t_0 \approx t_п$, °С;

Δt — заданная разность температуры внутри и вне помещения, °С.

Параметр	Формула	Литература
Потери тепла, Вт: через стены здания	$Q_f = \Sigma KF\,(t_{e,\,i} - t_{e,\,0})$	[7.1]
за счет вентиляции или неконтролируемых утечек воздуха	$Q_{вент} = \frac{NV}{3}(t_{a,\,i} - t_{a,\,0}) = \mathcal{K}_{вент}(t_{e\,,\,i} - t_{a,\,0})$	
суммарные	$Q_t^* = Q_f + Q_{вент}$	

Продолжение табл. 7.5

Параметр	Формула	Литература
Количество тепла, необходимого для поддержания заданного температурного режима, Вт:		
за счет конвективного нагрева	$\alpha_a \Sigma F (t_{a,\,i} - t_{e,\,i}) = Q_f;$ $\mathcal{K}_{\text{вент}} = \frac{NV}{3}\left(1 + \frac{\Sigma KF}{\alpha_a \Sigma F}\right)$	
за счет лучистого нагрева	$\alpha_a \Sigma F (t_{e,\,i} - t_{a,\,i}) = Q_{\text{вент}};$ $\mathcal{K}_{\text{вент}} = 1\Big/\left(\frac{3}{NV} + \frac{1}{\alpha_a \Sigma F}\right)$	
Потери тепла в случае поддержания заданного температурного режима помещения смешанной системой обогрева, Вт		[7.13]
конструкциями здания	$Q_f = \bar{K}\Sigma F (t_x - t_0) \times \left[1{,}5\, r \left(\frac{1 + \frac{NV/3}{\alpha_a \Sigma F}}{1 + \frac{3}{4}\frac{NV/3}{\alpha_a \Sigma F}}\right) + (1 - 1{,}5\, r)\frac{1}{1 + \bar{K}/4\alpha_a}\right]$	
вентиляционные	$Q_{\text{вент}} = \frac{NV}{3}(t_x - t_0) \times \left[1{,}5\, r \left(\frac{1}{1 + \frac{3}{4}\frac{NV/3}{\alpha_a \Sigma F}}\right) + (1 - 1{,}5\, r)\frac{1 + (\bar{K}/\alpha_a)}{1 + (\bar{K}/4\alpha_a)}\right]$	
суммарные	$Q^{**}_t = Q_f + Q_{\text{вент}}$	

* Q_t—количество тепла, необходимого для достижения температуры среды $t_{e,\,i}$ при наличии тепловых потерь только через стены. Когда происходит теплообмен и через перегородки, то используется t_0 вместо $t_{e,\,0}$ и $t_{a,\,0}$ и $\bar{K}$—вместо $\Sigma FK/\Sigma F$.

**Q_t—количество тепла, необходимого для обеспечения заданной температуры помещения t_x, равной равновесной температуре $t_{\text{равн}}$.

7.6.2. Нагрев излучением

(а) — (г) — аналогично соответствующим пунктам для конвективного нагрева;

д) рассчитывается $Q_{\text{вент}} = \mathcal{K}_{\text{вент}} (t_{e,\,i} - t_{a,\,0})$, где $\mathcal{K}_{\text{вент}} = 1/(3/NV + 1/\alpha_a \Sigma F)$;

е) определяется $(t_{e,\,i} - t_{a,\,i}) = Q_{\text{вент}}/\alpha_a \Sigma F$;

ж) находится $t_{a,\,i}$ из (е);

з) определяется $Q_t = Q_f + Q_{\text{вент}}$.

7.7. ПЕРИОДИЧЕСКАЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

Для определения количества тепла, необходимого для поддержания требуемого температурного режима внутри здания в течение продолжительного зимнего периода, обычно используют метод стационарного режима. Условия становятся нестационарными в тех случаях, когда здание периодически получает тепло от таких источников, как солнечное излучение, искусственное освещение, электрические нагревательные приборы, или когда изменяется температура внешней среды. Все эти причины вызывают колебания температуры внутри помещения около среднесуточного значения. Наинизшие и наивысшие значения температур могут быть использованы как исходные для определения количества тепла при нагреве и охлаждении здания. Если эти значения становятся чрезмерными, как, например, в случае летней жары, то предпринимаются меры для обеспечения необходимого уровня естественной вентиляции или при определенных обстоятельствах — кондиционирования воздуха.

Основной метод расчета, предложенный Лоундоном и Дантером [7.14, 7.15], позволяет определять температуру внутри естественно вентилируемого здания с учетом притока тепла за счет солнечной энергии и тепловой инерционности здания.

Из всех разнообразных причин, вызывающих изменение теплового режима здания, излучение Солнца играет наиболее важную роль. Поэтому наличие окон становится превалирующим фактором. Когда солнечное излучение попадает на оконное стекло или на жалюзи оконного проема, тепло частично отражается, частично передается и частично поглощается. Поглощенное тепло затем частично отдается внутрь помещения и частично наружу. Полное количество тепла, подводимого к зданию, — это соответственно усредненная часть солнечной энергии, проникающей в здание за определенный период времени (например, за 24 ч). Вводимый коэффициент солнечной нагрузки позволяет рассчитывать поглощающие, передающие и ретрансляционные характеристики окон, так что количество тепла, эквивалентное подводимой солнечной энергии, легко может быть получено из соотношения

$$\bar{Q}_s = S\bar{J}F_w. \tag{7.13}$$

Доля солнечного тепла, падающего на стены и проникающего затем в помещение, обычно незначительна по сравнению с теплом, попадаю-

щим через окна. Для получения суммарного количества подводимого тепла $\bar{Q}_t$ кроме солнечной составляющей необходимо учесть тепло от других случайных источников. Степень влияния $\bar{Q}_t$ на температуру внутри помещения зависит от значения параметра теплопередачи системы $\mathcal{K} = \Sigma KF$ и параметра теплопередачи за счет вентиляции $\mathcal{K}_{\text{вент}}$.

Изменения интенсивности солнечного излучения и других источников тепла могут стать причинами колебания температуры внутри помещения около ее среднего значения. Приток тепла во времени может быть представлен синусоидой за период времени 24 ч с амплитудой

$$\tilde{Q} = \hat{Q} - \bar{Q} \text{ Вт}, \tag{7.14}$$

где $\hat{Q}$ — максимальный приток тепла, а $\bar{Q}$ — среднее значение. Переменные составляющие притока тепла $\tilde{Q}$ определяются отдельно для различных источников тепла и затем складываются для получения суммарного колебания тепловой нагрузки $\tilde{Q}_t$.

Под воздействием циклических изменений поступления тепловой энергии происходят колебания температуры внутри помещения, причем тепло поступает в здание или отдается им в окружающую среду с некоторым запаздыванием. Колебания температуры внутри помещения более плавные для здания, сооруженного из массивных конструкций, обладающих большей теплоемкостью по сравнению с легкими кострукциями. Реакция строительного сооружения на изменение притока тепла характеризуется *тепловой инерционностью* Y [7.15], которая без учета времени запаздывания может быть использована в расчетах по аналогии с полным коэффициентом теплопередачи K. Это обстоятельство дает возможность получить простое уравнение, связывающее колебания температуры внутри помещения $\tilde{t}_{e.i}$ с циклическими изменениями подводимого тепла $\tilde{Q}_t$, т. е.

$$\tilde{Q}_t = (\Sigma FY + \mathcal{K}_{\text{вент}})\,\tilde{t}_{e.i} \text{ Вт}. \tag{7.15}$$

Из этого уравнения видно, что вентиляционная составляющая входит в него в качестве самостоятельного слагаемого, характеризующего переменную часть теплоподвода.

В табл. 7.6 приведены уравнения для определения значений и колебаний температуры внутри помещения под воздействием циклических изменений подводимого тепла. Установлено, что изменение температуры массивных конструкций здания при переменном теплоподводе происходит спустя час после изменения температурных условий. Чтобы учесть это обстоятельство, необходимо, как предлагается в работе [7.1], учитывать начало воздействия лучистой энергии со сдвигом на час раньше.

Таблица 7.6

Уравнения для определения температуры среды внутри помещения при изменении количества подводимого тепла и периодичности его подвода

Обозначения:
F_f — площадь поверхности конструкции, м^2;
F_w — застекленная площадь поверхиости окна, м^2;

ΣF — полная площадь поверхности помещения, м²;

$\mathcal{K}_{\text{вент}} = 1/(3/NV + 1/\alpha_a \Sigma F)$ — составляющая параметра теплопередачи за счет вентиляции, Вт/°С;

f — коэффициент затухания, зависящий от толщины стены; $f = 0{,}32 \div 0{,}15$ для толщины от 20 до 30 см соответственно (более детально см. [7.1]);

J — плотность потока солнечного излучения, Вт/м²;

$t_{e\,i}$ — температура среды внутри помещения, °С;

$t_{e.\,0}$ — солнечно-воздушная температура, °С;

$t_{a,\,0}$ — температура воздуха вне помещения, °С;

S — коэффициент солнечной нагрузки;

S_a — переменная составляющая коэффициента солнечной нагрузки;

Y — тепловая инерционность, Вт/(м² · °С);

ΣFY — суммарная площадь всех поверхностей помещения, умноженных на соответствующие значения Y, Вт/°С.

Индексы:

a — изменение температуры воздуха;
c — нерегулярная составляющая подводимого тепла;
f — здание:
s — Солнце:
t — полный.

Символами —, ~, ∧ обозначены средние, переменные и максимальные значения, соответственно.

Подводимое к зданию тепло:

эквивалентное солнечному излучению, подаваемому в помещение через освещенные окна — $\bar{Q}_s = S\bar{J}F_w$

от осветительных приборов, оборудования и т. п. (нерегулярное поступление) — $\bar{Q}_c$

от солнечного излучения и других источников (полное эквивалентное количество тепла) — $\bar{Q}_t = \bar{Q}_s + \bar{Q}_c$

Средняя температура среды внутри помещения — $(\Sigma K_w F_w + \mathcal{K}_{\text{вент}})\,(\bar{t}_{e,\,i} - \bar{t}_{a,0}) + \Sigma K_f F_f\,(\bar{t}_{e,\,i} - \bar{t}_{e,0}) = \bar{Q}_t$

Циклический режим подвода тепла:

энергии солнечного излучения через окна — $\tilde{Q}_s = S_a F_w\,(\hat{J} - \bar{J})$

к конструкции здания — $\tilde{Q}_f = fF_f\,K_f\,(\hat{t}_{e,\,0} - \bar{t}_{e,0})$

за счет нерегулярной составляющей — $\tilde{Q}_c = \hat{Q}_c - \bar{Q}_c$

за счет изменения температуры воздуха внутри помещения — $\tilde{Q}_a = (\Sigma K_w F_w + \mathcal{K}_{\text{вент}})\,\tilde{t}_{a,\,0}$

полное эквивалентное количество тепла, подводимого к зданию — $\tilde{Q}_t = \tilde{Q}_s + \tilde{Q}_f + \tilde{Q}_c + \tilde{Q}_a$

колебания (среднего значения по отношению к максимальному) температуры среды внутри помещения — $(\Sigma FY + \mathcal{K}_{\text{вент}})\,\tilde{t}_{e,\,i} - \tilde{Q}_t$

Продолжение табл. 7.6

Максимальное значение температуры среды внутри помещения	$\hat{t}_{e,\,i}=\overline{t}_{e,\,i}+\widetilde{t}_{e,\,i}$

В условиях нестационарного подвода тепла за счет лучистой энергии панели здания обладают определенным полным термическим со-

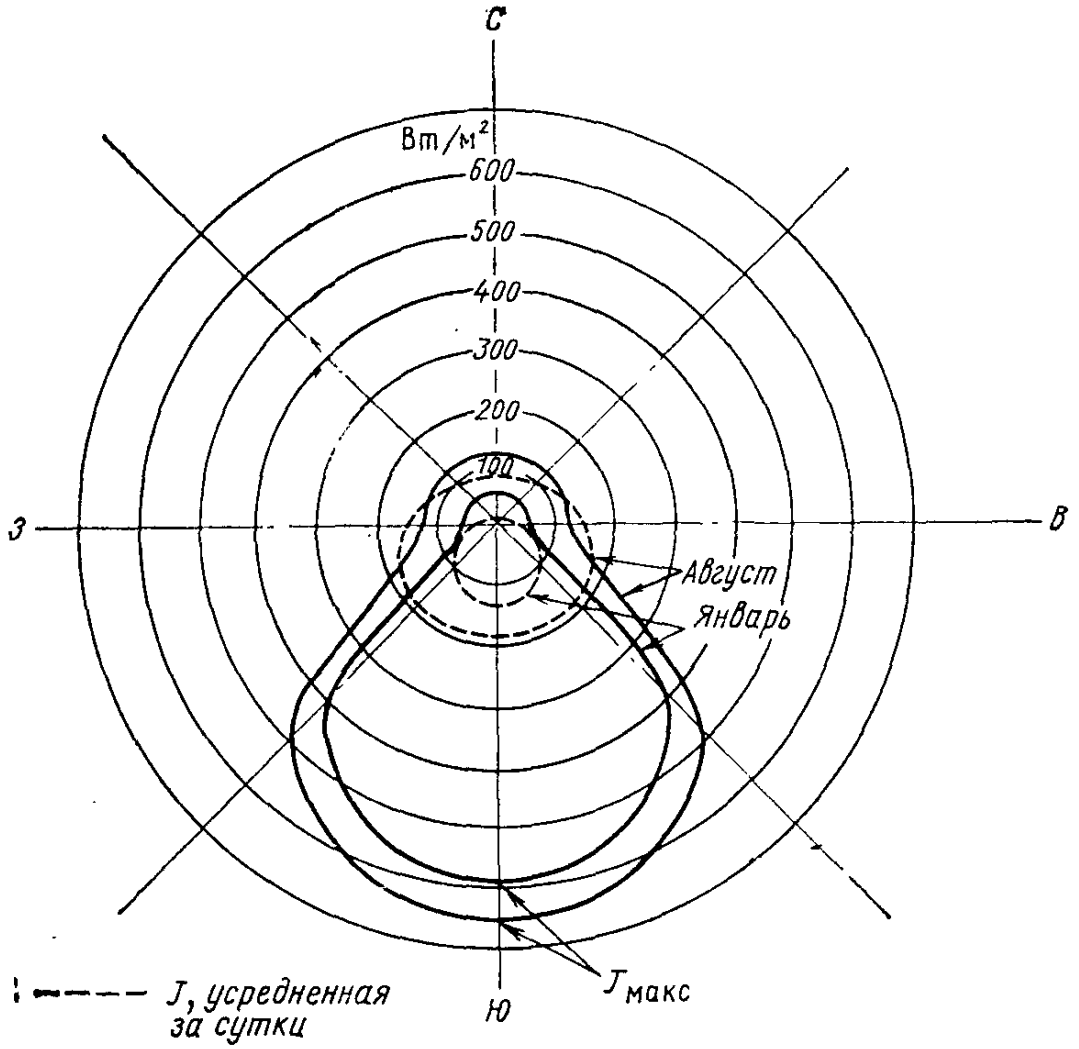


Рис. 7.4. Максимальная интенсивность Солнца в полдень на вертикальных поверхностях при ясной погоде на территории Великобритании.
(Кривые на рисунке построены с разрешения по результатам, приведенным в IHVE-A Справочнике, 1970)

противлением, в то время как в условиях стационарного режима радиационного теплоподвода это сопротивление становится неопределенным. Чтобы связать обе составляющие лучистого теплоподвода, вводится коэффициент S_a, учитывающий непостоянство солнечной нагрузки. Принимаются во внимание также различия элементов панелей посредством классификации зданий на *тяжелые* и *легкие*. Некоторые типичные значения S, S_a и Y, взятые из работы [7.14], приведены в табл. 7.7. Максимальная интенсивность Солнца на территории Великобритании в полдень на поверхности вертикальных стен (в августе и январе) при ясной погоде приведена на рис. 7.4.

Таблица 7.7

Некоторые типичные значения S, S_a и Y

Система	S	S_a (легкие конструкции)	Элементы здания	Y, Вт/(м²·°С)
Одинарное стекло	0,77	0,54	Окно с одним стеклом	5,6
Двойное стекло	0,67	0,49	Окно с двумя стеклами	3,2
Жалюзи:			7,5 см стены с $\rho=1750$ кг/м³	5,0
за одним стеклом	0,46	0,46	Деревянные полы	2,0
между двумя стеклами	0,28	0,25	Оштукатуренный потолок	3,0

Примечание. Значения взяты из работы [7.14].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

7.1. **IHVE** Guide Book A. Institution of Heating and Ventilation Engineers, 1970.

7.2. **ASHRAE** Handbook of Fundamentals. American Society of Heating Refrigerating and Air-conditioning Engineers, 1967.

7.3. a) **DIN 4701,** Regeln für die Berechnung des Warme-bedarfs von Gebauden, German Standards; b) Association des Ingeniers en Chauffage et Ventilation de France; c) NEN 1068, Thermal Insulation of Dwellings, Netherland; d) Dansk Forening for Varme-Ventilation-og Sanitetsteknik.

7.4. **Humphreys M. A.** Environmental Temperature and Thermal Comfort. — «Build. Services Engineers», 1974, v. 2, p. 77—81.

7.5. **Simiu E.** Logarithmic Profile and Design Wind Speeds. — «J. Engng Mech. Div.», 1973, October.

7.6. **Davenport A. G.** The Dependence of Wind Loads on Meteorological Parameters, Proc. Symp. Wind Effects on Buildings and Structures. V. 1. Ottowa, 1967.

7.7. **Loundon A. G.** U-values in the 1970 Guide. — «J. IHVE», 1968, September.

7.8. **Jackman P. J.** A Study of the Natural Ventilation of Tall Office Buildings. — «J. IHVE», 1970, v. 38, p. 103—118.

7.9. **Jackman P. J.** Heat Loss in Buildings as a Result of Infiltration. — «Build. Services Engineers», 1974, v. 42, p. 6—14.

7.10. **Danter E.** Heat Exchanges in a Room and the Definition of Room Temperature. — «Build. Services Engineers», 1974, N 41, p. 231—243.

7.11. **Bull L. C.** The Practical Approach of Heat Loss Calculations. — «Build. Services Engineers», 1974, v. 41, p. 261—267.

7.12. **Harrison E.** Environmental Temperature and the Calculation of Heat Losses. — «Build. Services Engineers», 1974, v. 41, p. 261—267.

7.13. **Harrison E.** The Calculation of the Heat Requirements of Rooms. — «Build. Services Engineers», 1975, v. 43, p. 19—23.

7.14. **Loundon A. G.** Summertime Temperatures in Buildings without Air-Conditioning. — «J. IHVE», 1970, v. 37, p. 280—290.

7.15. **Loundon A. G., Danter E.** Investigations of Summer Overheating. — «Build. Science», 1965, v. 1, p. 89—94.
7.16. **Milbank P. L., Marrington-Lynn J.** Thermal Response and Admittance Procedure. — «Build. Service Engineers», 1974, v. 42, p. 38—51.
7.17. **Billington N. S.** Thermal Insulation and Thermal Capacity of Buildings. — «Build. Service Engineers», 1976, v. 43, p. 226—233.
7.18. **Down P. G.** Heating and Cooling Load Calculations. Pergamon Press, 1969.
7.19. **Laue E. G., Drummond A. J.** Solar Constants. — «Science», 1968, v. 161, p. 888.
7.20. **Thermal** Insulation of Buildings. Dept. of Environment. HMSO, 1971.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Единицы и переводные коэффициенты
Теплофизические свойства
Математические функции
Физические свойства
Список литературы

Таблица П.1

Переводные коэффициенты в системе единиц СИ

Длина l
Дюйм (in) $= 2{,}54 \cdot 10^{-2}$ м
Фут (ft) $= 3{,}048 \cdot 10^{-1}$ м
Миля (mile) $= 1{,}609 \cdot 10^{3}$ м

Объем V
Кубический дюйм (in^3) $= 1{,}639 \cdot 10^{-5}$ м^3
Кубический фут (ft^3) $= 2{,}832 \cdot 10^{-2}$ м^3
Галлон американский (gal US) $= 3{,}785 \cdot 10^{-3}$ м^3
Галлон английский (gal Imp.) (имперский) $= 4{,}546 \cdot 10^{-3}$ м^3

Масса m
Фунт-масса (lbm) $= 4{,}536 \cdot 10^{-1}$ кг
Слаг (slug) $= 1{,}459 \cdot 10$ кг

Плотность ρ
Фунт-масса на метр кубический (lbm/m^3) $= 2{,}768 \cdot 10^{4}$ кг/м^3
Фунт-масса на фут кубический (lbm/ft^3) $= 1{,}602 \cdot 10$ кг/м^3
Слаг на фут кубический (slug/ft^3) $= 5{,}154 \cdot 10^{2}$ кг/м^3

Давление p, напряжение σ, τ
Бар (bar) $= 10^{5}$ Н/м^2
Килограмм-сила на саитиметр кубический (kgf/cm^3) $= 9{,}807 \cdot 10^{4}$ Н/м^2
Фуит-сила на дюйм квадратиый (lbf/in^2) $= 6{,}894 \cdot 10^{3}$ Н/м^2
Атмосфера физическая (atm) $= 1{,}013 \cdot 10^{5}$ Н/м^2
мм рт. ст. (1 mm Hg) $= 1{,}333 \cdot 10^{2}$ Н/м^2
Дюйм водяного столба (1 in H_2O) $= 2{,}491 \cdot 10^{2}$ Н/м^2

Площадь F
Квадратный дюйм (in^2) $= 6{,}45 \cdot 10^{-4}$ м^2
Квадратный фут (ft^2) $= 9{,}29 \cdot 10^{-2}$ м^2
Квадратный ярд (yd^2) $= 8{,}36 \cdot 10^{-1}$ м^2

Скорость v
Фут в секуиду (ft/s) $= 3{,}048 \cdot 10^{-1}$ м/с
Морская миля в час (mile/h) $= 4{,}47 \cdot 10^{-1}$ м/с
Морской узел или узел (knot) $= 5{,}144 \cdot 10^{-1}$ м/с
Километр в час (km/h) $= 2{,}778 \cdot 10^{-1}$ м/с

Массовый расход Q_m
Фунт-масса в секунду (lbm/s) $= 4{,}536 \cdot 10^{-1}$ кг/с
Фунт-масса в минуту (lbm/min) $= 7{,}56 \cdot 10^{-3}$ кг/с

Сила F
Фунт-сила (lbf) $= 4{,}448$ Н
Тонна длинная-сила (ton) $= 9{,}964 \cdot 10^{3}$ Н
Килограмм-сила (kgf) $= 9{,}807$ Н

Энергия E, количество тепла Q
Килокалория (kcal) $= 4{,}187 \cdot 10^{3}$ Дж
Британская тепловая единица (Btu) $= 1{,}055 \cdot 10^{3}$ Дж
1 Therm $= 100\,000$ Btu $= 1{,}055 \cdot 10^{8}$ Дж
Стоградусная тепловая единица (Chu) $= 1{,}9 \cdot 10^{3}$ Дж
Киловатт-час (kWh) $= 3{,}6 \cdot 10^{6}$ Дж
Фунт-сила-фут (ft-lbf) $= 1{,}356$ Дж

Динамическая вязкость μ

Фуит-сила-час на фут квадратиый (lbf-h/ft^2) = 1,723·10^5 Н·с/м^2

Фуит-масса иа фут-час (lbm/(ft·h)) = =4,134·10^{-4} Н·с/м^2

Слаг на фут-секуида (slug/(ft·s)) = =4,788·10 Н·с/м^2

Пуаз (poise) = 10^{-1} Н·с/м^2

Тепловой поток Q

Британская тепловая едииица в час (Btu/h) = 2,93·10^{-1} Вт

Калория в секуиду (cal/s) = 4,187 Вт

Мощность N

Килограмм-сила-метр в секуиду (kgf-m/s) = 9,807 Вт

Фунт-сила-фут в секуиду (ft-lbf/s) = =1,356 Вт

Лошадиная сила британская (hp) = =745,7 Вт

Плотиость теплового потока q_s

Британская тепловая едииица иа фут квадратиый-час (Btu/(ft^2·h)) = =3,157 Вт/м^2

Килокалория иа метр квадратиый-час (kcal/(m^{2}h)) = 1,163 Вт/м^2

Удельная теплота фазового перехода r_{fg}

Фунт-сила-фут иа фуит-масса (ft-lbf/lbm) = 3,0 Дж/кг

Британская тепловая единица иа фуит-масса (Btu/lbm) = 2,326·10^3 Дж/кг

Килокалория иа килограмм (kcal/kg) = =4,187·10^3 Дж/кг

Удельиая теплоемкость c

Фуит-сила-фут иа градус Фареигейта (ft-lbf/° F) = 5,38 Дж/(кг·° С)

Британская тепловая едииица иа фуит-масса-градус Реомюра (Btu/(lbm·°R)) = 4,187·10^3 Дж/(кг·°С)

Килокалория иа килограмм-градус Кельвииа (kcal/(kg·° К)) = =4,187·10^3 Дж/(кг·°С)

Коэффициеит теплоотдачи α

Калория иа саитиметр квадратиый-секуида-градус Цельсия (cal/(cm^2·s· ·°С)) = 4,187·10^4 Вт/(м^2·°С)

Килокалория на метр квадратиый-час-градус Цельсия (kcal/(m^2·h·°С)) = =1,163 Вт/(м^2·°С)

Британская тепловая едииица иа фут квадратиый-час-градус Фареигейта (Btu/(ft^2·h·° F)) = 5,678 Вт/(м^2·° С)

Коэффициеит теплопроводиости λ

Калория на саитиметр-секунда-градус Цельсия (cal/(cm·s·°С)) = =4,187·10^2 Вт/(м·°С)

Килокалория иа метр-час-градус Цельсия (kcal/(m·h·°С) = =1,163 Вт/(м·°С))

Британская тепловая едииица на фут-час-градус Фареигейта (Btu/(ft·h·°F)) = 1,731 Вт/(м·°С)

Примечание. В системе СИ применительио к теплопередаче используются следующие осиовиые едииицы:

длииа	— метр (м);
масса	— килограмм (кг);
время	— секуида (с);
температура	— градус Кельвина (К).

Из иих дополнительно получаются следующие едииицы:

сила (ньютои)	Н = кг·м/с^2;
давлеиие (паскаль)	Па = Н/м^2;
энергия (джоуль)	Дж = Н·м;
мощиость (ватт)	Вт = Дж/с.

Таблица П.2

Некоторые физические коистаиты

Ускорение силы тяжести g	9,8066 м/с^2
Скорость света в вакууме c	$2{,}9979 \cdot 10^6$ м/с
Скорость звука в воздухе при 20° С a	$3{,}43 \cdot 10^2$ м/с
Стандартная температура T_0	273,15 К
Стаидартиое давлеиие p_0	$1{,}0133 \cdot 10^5$ Н/м^2
Число Авогадро N_A	$6{,}022 \cdot 10^{23}$ моль$^{-1}$
Удельиый объем идеальиого газа при иормальиых условиях V_0	$22{,}414 \cdot 10^{-3}$ м^3/моль
Уииверсальиая газовая постояииая $R_0 = p_0 V_0 / T_0$	8,314 Дж/(моль·К)
Солиечиая постояиная S (средияя величина)	$1{,}325 \cdot 10^3$ Вт/м^2
Удельиая газовая постояииая $R = R_0/M$	$2{,}87 \cdot 10^2$ Дж/(кг·К)
Удельиая газовая постоянная водяного пара $R = R_0/M$	$4{,}61 \cdot 10^2$ Дж/(кг·К)
Давлеиие водяиого пара при температуре 20° С	$2{,}337 \cdot 10^3$ Н/м^2
Молекуляриая масса воздуха M	28,96
Молекулярная масса воды M	18,015
Отношеиие удельиых теплоемкостей для воздуха $\gamma = c_p/c_v$	1,4

Таблица П.3

Теплофизические свойства металлов

Металл	Свойства при 20 °С					Коэффициент теплопроводиостн λ, Вт/(м·°С), прн температуре, °С							
	ρ, кг/м³	c_p, Дж/(кг·°С)	λ Вт/(м·°С)	—100	0	100	200	300	400	600	800	1000	1200
Алюминий:													
чистый	2710	902	236	243	236	240	238	234	228	215	—	—	—
дюралюминий (96 % Al+ +4 % Cu+следы Mg)	2790	881	169	124	160	188	188	193	—	—	—	—	—
Силумин (87 % Al+13 % Si)	2660	871+	162	139*	158	173	176	180	—	—	—	—	—
Бериллий	1850	1758	219	382	218	170	145	129	118	—	—	—	—
Медь:													
чистая	8930	386	398	421	401	393	389	384	379	366	352	—	—
алюминиевая бронза (90 % Cu+10 % Al)	8360	420	56	—	49	57	66	—	—	—	—	—	—
бронза (89 % Cu+11 % Sn)	8800	343+	24,8*	—	24*	28,4	33,2	—	—	—	—	—	—
латуиь (70 % Cu+30 % Zn)	8440	377	109	90	106	131	143	145	148	—	—	—	—
медно-никелевый сплав (60 % Cu+40 % Ni)	8920	410*	22,2	19*	22,2	23,4	—	—	—	—	—	—	—
Золото	19300	127	315	331	318	313	310	305	300	287	—	—	—
Железо:													
чистое	7870	455	81,1	96,7	83,5	72,1	63,5	56,5	50,3	39,4	29,6	29,4	31,6
армко	7860	455	73,2	82,9	74,7	67,5	61,0	54,8	49,9	38,6	29,3	29,3	31,1
серый чугун (C≃3 %)	7570	470+	29,2	—	28,5	32,4	35,8	37,2	36,6	20,8	19,2	—	—
углеродистая сталь:													
C≃0,5 %	7840	465	49,8	—	50,5	47,5	44,8	42,0	39,4	34,0	29,0	—	—
C≃1,0 %	7790	470	43,2	—	43,0	42,8	42,2	41,5	40,6	36,7	32,2	—	—
C≃1,5 %	7750	470	36,7	—	36,8	36,6	36,2	35,7	34,7	31,7	27,8	—	—
хромистая сталь													
Cr≃5 %	7830	460	36,1*	—	36,3*	35,2	34,7	33,5	31,4	28,0	27,2	27,2	27,2
Cr≃13 %	7740	460	26,8	—	26,5	27,0	27,0	27,0	27,6	28,4	29,0	29,0	—
Cr≃17 % (AISI-430)	7710	460	22*	—	22	22,2	22,6	22,6	23,3	24,0	24,8	25,5*	—
Cr≃26 %	7650	460	22,6	—	22,6	23,8	25,5	27,2	28,5	31,8	35,1	38*	—

хромо-никелевая сталь (18—20 % Cr+8—12 % Ni) (AISI-304)	7820	460	15,2	12,2	14,7	16,6	18,0	19,4	20,8	23,5	26,3*	—	—
(17—19 % Cr+9—13 % Ni) (AISI-347)	7830	460	14,7	11,8	14,3	16,1	17,5	18,8	20,2	22,8	25,5	28,2	30,9
никелевая сталь:													
Ni ≃ 1 %	7900	460	45,5	40,8	45,2	46,8	46,1	44,1	41,2	35,7*	—	—	—
Ni ≃ 3,5 %	7910	460	36,5	30,7	36,0	38,8	39,7	39,2	37,8	—	—	—	—
Ni ≃ 25 %	8030	460	13,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ni ≃ 35 % (инвар)	8110	460	13,8	10,9	13,4	15,4	17,1	18,6	20,1	23,1*	—	—	—
Ni ≃ 44 % (42 % железа)	8190	460	15,8	—	15,7*	16,1	16,5	16,9	17,1	17,8	18,4	—	—
Ni ≃ 50 %	8260	460	19,6	17,3	19,4	20,5	21,0	21,1	21,3	22,5*	—	—	—
марганцевая сталь (Mn≈12÷13 % + Ni≈3%) (Mn-Ni-сталь)	7800	487	13,6*	—	—	14,8	16,0	17,1	18,3	—	—	—	—
Mn ≃ 0,4% (BS970 En32A, BGK1)	7860	440	51,2*	—	—	51,0	50,0	47,0	43,5	35,5	27*	—	—
вольфрамовая сталь (W≈5÷6 %, ТМ-1)	8070	430	18,7	—	18,4*	19,7	21,0	22,3	23,6	24,9	26,3*	—	—
Свинец	11340	128	35,3	37,2	35,5	34,3	32,8	31,5	—	—	—	—	—
Магний	1730	1020	156	160	157	154	152	150	—	—	—	—	—
Молибден	9590	255	138	146	139	135	131	127	123	116	109	103	93,7
Никель:													
чистый	8900	444	91,4	144	94	82,8	74,2	67,3	64,6	69,0	73,3	77,6	81,9
хромель Р (90 % Ni+ +10 % Cr)	8670	440	18*	—	17*	19,0	20,9	22,8	24,7	—	—	—	—
нихром (80 % Ni+20 % Cr)	8310	440	12,7	—	12,3	13,8	15,6	17,1	18,9	22,5	—	—	—
железо (99 % Ni+0,6 % Fe)	8900	410*	69,5	—	—	64,9	59,9	54,9	52,4	—	—	—	—

Продолжение табл. П.3

Металл	Свойства при 20 °С			Коэффициент теплопроводности λ, Вт/(м·°С), при температуре, °С							
	ρ, (кг/м³)	c_p, Дж/(кг·°С)	λ, Вт/(м·°С)	−100	0	100	200	300	400	600	800	1000	1200
Платина	21450	133	71,4	73,3	71,5	71,6	72,0	72,8	73,6	76,6	80,0	84,2	88,9
Серебро	10500	234	427	431	428	422	415	407	399	384	—	—	—
Олово	7310	228	67	75	68,2	63,2	60,9	—	—	—	—	—	—
Титан	4500	520	22	23,3	22,4	20,7	19,9	19,5	19,4	19,9	—	—	—
Вольфрам	19350	134	179	204	182	166	153	142	134	125	119	114	110
Уран	19070	116	27,4	24,3	27	29,1	31,1	33,4	35,7	40,6	45,6	—	—
Цинк	7140	388	121	123	122	117	112	—	—	—	—	—	—
Цирконий	6570	276	22,9	26,5	23,2	21,8	21,2	20,9	21,4	22,3	24,5	26,4	28,0

Примечание: Данные с разрешения взяты из книги: Thermophysical Properties of Matters, the TPRC Data Series. V. I, by Y. S. Touloukian, R. W. Powell, C. Y. Ho, P. G. Klemens, IFI / Plenum, 1970.

* Значения экстраполированы.

\+ Данные взяты из других источников.

Теплофизические свойства жидкостей на линии насыщения Таблица П.4

t, °C	ρ, кг/м³	c_p, Дж/(кг·°C)	ν, м²/с	λ, Вт/(м·°C)	a, м²/с	Pr	β, K^{-1}	$Gr/X^3\Delta t$, $м^{-3}\cdot°C^{-1}$
Вода, H_2O								
0	1002,28	$4,218\cdot10^{-3}$	$1,788\cdot10^{-6}$	0,552	$1,308\cdot10^{-7}$	13,6	—	—
20	1000,52	4,182	1,006	0,597	1,430	7,02	$2,0\cdot10^{-4}$	$1,938\cdot10^{9}$
40	994,59	4,178	$6,58\cdot10^{-7}$	0,628	1,512	4,34	3,5	7,930
60	985,46	4,184	4,78	0,651	1,554	3,02	4,8	$2,061\cdot10^{10}$
80	974,08	4,196	3,64	0,668	1,636	2,22	6,0	4,442
100	960,63	4,216	2,94	0,680	1,680	1,74	7,3	8,285
120	945,25	4,250	2,47	0,685	1,708	1,446	8,4	$1,350\cdot10^{11}$
140	928,27	4,283	2,14	0,684	1,724	1,241	9,6	2,056
160	909,69	4,342	1,90	0,680	1,729	1,099	10,8	2,935
180	889,03	4,417	1,73	0,675	1,724	1,004	12,2	4,000
200	866,76	4,505	1,60	0,665	1,706	0,937	13,6	5,211
220	842,41	4,610	1,50	0,652	1,680	0,891	15,2	6,627
240	815,66	4,756	1,43	0,635	1,639	0,871	17,2	8,251
260	785,87	4,949	1,37	0,611	1,577	0,874	19,8	$1,035\cdot10^{12}$
280,6	752,55	5,208	1,35	0,580	1,481	0,910	23,2	1,249
300	714,26	5,728	1,35	0,540	1,324	1,019	27,3	1,469
Аммиак, NH_3								
—50	703,69	$4,463\cdot10^{3}$	$4,35\cdot10^{-7}$	0,547	$1,742\cdot10^{-7}$	2,60	$1,69\cdot10^{-3}$	$8,761\cdot10^{10}$
—40	691,68	4,467	4,06	0,547	1,775	2,28	1,78	$1,059\cdot10^{11}$
—30	679,34	4,476	3,87	0,549	1,801	2,15	1,88	1,231
—20	666,69	4,509	3,81	0,547	1,819	2,09	1,96	1,324
—10	653,55	4,564	3,78	0,543	1,825	2,07	2,04	1,401
0	640,10	4,635	3,73	0,540	1,819	2,05	2,16	1,523
10	626,16	4,714	3,68	0,531	1,801	2,04	2,28	1,651
20	611,75	4,798	3,59	0,521	1,775	2,02	2,42	1,842
30	596,37	4,890	3,49	0,507	1,742	2,01	2,57	2,069
40	580,99	4,999	3,40	0,493	1,701	2,00	2,76	2,342
50	564,33	5,116	3,30	0,476	1,654	1,99	3,07	2,765

Примечание: Даиные взяты из книги: Analisis of Heat and Mass Transfer, by E. R. G. Eckert, R. M. Drake. Copyright McGraw-Hill Book Company, 1972. Материал используется с разрешения Издательства.

Продолжение табл. П.4

t, °C	ρ, кг/м³	c_p, Дж/(кг·°C)	ν, м²/с	λ, Вт/(м·°C)	a, м²/с	Pr	β, К$^{-1}$	$Gr/X\Delta t$, м$^{-3}$·°C^{-1}
Двуокись углерода, CO_2								
—50	1156,34	$1,84\cdot10^3$	$1,19\cdot10^{-7}$	0,0855	$4,021\cdot10^{-8}$	2,96	—	—
—40	1117,77	1,88	1,18	0,1011	4,810	2,46	—	—
—30	1076,76	1,97	1,17	0,1116	5,272	2,22	—	—
—20	1032,39	2,05	1,15	0,1151	5,445	2,12	—	—
—10	983,38	2,18	1,13	0,1099	5,133	2,20	—	—
0	926,99	2,47	1,08	0,1045	4,578	2,38	—	—
10	860,03	3,14	1,01	0,0971	3,608	2,80	—	—
20	772,57	5,00	$9,1\cdot10^{-8}$	0,0872	2,219	4,10	$1,40\cdot10^{-2}$	$1,658\cdot10^{13}$
30	597,81	$3,64\cdot10^4$	8,0	0,0703	0,279	$2,87\cdot10$	—	
Дихлородифторометан (фреон), CCl_2F_2								
—50	1546,75	$0,8750\cdot10^3$	$3,10\cdot10^{-5}$	0,067	$5,01\cdot10^{-8}$	6,2	—	—
—40	1518,71	0,8847	2,79	0,069	5,14	5,4	$1,83\cdot10^{-3}$	$2,305\cdot10^7$
—30	1489,56	0,8956	2,53	0,069	5,26	4,8	1,93	2,958
—20	1460,57	0,9073	2,35	0,071	5,39	4,4	2,05	3,641
—10	1429,49	0,9203	2,21	0,073	5,50	4,0	2,19	4,398
0	1397,45	0,9345	2,14	0,073	5,57	3,8	2,35	5,034
10	1364,30	0,9496	2,03	0,073	5,60	3,6	2,53	6,023
20	1330,18	0,9659	1,98	0,073	5,60	3,5	2,71	6,781
30	1295,10	0,9835	1,94	0,071	5,60	3,5	2,91	7,585
40	1257,13	1,0019	1,91	0,069	5,55	3,5	3,19	8,551
50	1215,96	1,0216	1,90	0,067	5,45	3,5	—	—
Машинное масло (обыкновенное)								
0	899,12	$1,796\cdot10^3$	$4,28\cdot10^{-3}$	0,147	$9,11\cdot10^{-8}$	$4,710\cdot10^4$	$7,0\cdot10^{-4}$	$3,749\cdot10^2$
20	888,23	1,880	$9,0\cdot10^{-4}$	0,145	8,72	1,040	—	—
40	876,05	1,964	2,40	0,144	8,34	$2,870\cdot10^3$	—	—
60	864,04	2,047	$8,39\cdot10^{-5}$	0,140	8,00	1,050	—	—
80	852,02	2,131	3,75	0,138	7,69	$4,90\cdot10^2$	—	—

100	840,01	2,219	2,03	0,137	7,38	2,76	—	—
120	828,96	2,307	1,24	0,135	7,10	1,75	—	—
140	816,94	2,395	$8,0 \cdot 10^{-6}$	0,133	6,86	1,16	—	—
160	805,89	2,483	5,6	0,132	6,63	$8,4 \cdot 10$	—	—

Этилеигликоль, $C_2H_4(OH)_2$

0	1130,75	$2,294 \cdot 10^3$	$5,753 \cdot 10^{-5}$	0,242	$9,34 \cdot 10^{-8}$	$6,15 \cdot 10^2$	—	—
20	1116,65	2,382	1,918	0,249	9,39	2,04	$6,5 \cdot 10^{-4}$	$1,733 \cdot 10^7$
40	1101,43	2,474	$8,69 \cdot 10^{-6}$	0,256	9,39	$9,3 \cdot 10$	—	—
60	1087,66	2,562	4,75	0,260	9,32	5,10	—	—
80	1077,56	2,650	2,98	0,261	9,21	3,24	—	—
100	1058,50	2,742	2,03	0,263	9,08	2,24	—	—

Эвтектический раствор хлорида кальция, 29,9 % $CaCl_2$

—50	1319,76	$2,608 \cdot 10^3$	$3,635 \cdot 10^{-5}$	0,402	$1,166 \cdot 10^{-7}$	$3,12 \cdot 10^2$	—	—
—40	1314,96	2,6356	2,497	0,415	1,200	2,08	—	—
—30	1310,15	1,6611	1,718	0,429	1,234	1,39	—	—
—20	1305,51	2,688	1,104	0,445	1,267	$8,71 \cdot 10$	—	—
—10	1300,70	2,713	$6,96 \cdot 10^{-6}$	0,459	1,300	5,36	—	—
0	1296,06	$2,738 \cdot 10^3$	4,39	0,472	$1,332 \cdot 10^{-7}$	3,30	—	—
10	1291,41	2,763	3,35	0,485	1,363	2,46	—	—
20	1286,61	2,788	2,72	0,498	1,394	1,96	—	—
30	1281,96	2,814	2,27	0,511	1,419	1,60	—	—
40	1277,16	2,839	1,92	0,523	1,445	1,33	—	—
50	1272,51	2,868	1,65	0,535	1,468	1,13	—	—

Глицерии, $C_3H_5(OH)_3$

0	1276,03	$2,261 \cdot 10^3$	$8,31 \cdot 10^{-3}$	0,282	$9,83 \cdot 10^{-8}$	$8,47 \cdot 10^4$	$4,85 \cdot 10^{-3}$	$6,890 \cdot 10^2$
10	1270,11	2,319	3,00	0,284	9,65	3,10	4,95	$5,395 \cdot 10^3$
20	1264,02	2,386	1,18	0,286	9,47	1,25	5,00	$3,523 \cdot 10^4$
30	1258,09	2,445	$5,0 \cdot 10^{-4}$	0,286	9,29	$5,38 \cdot 10^3$	5,07	$2,0 \cdot 10^5$
40	1252,01	2,512	2,2	0,286	9,14	2,45	5,14	$1,042 \cdot 10^6$
50	1244,96	2,583	1,5	0,287	8,93	1,63	5,21	2,271

Продолжение табл. П.4

t, °C	ρ, кг/м³	c_p, Дж/(кг·°C)	ν, м²/с	λ, Вт/(м·°C)	a, м²/с	Pr	β, K^{-1}	$Gr/X\Delta t$, $м^{-3}\cdot°C^{-1}$
Ртуть, Hg								
0	13628,22	$1,403\cdot10^{2}$	$1,24\cdot10^{-7}$	8,20	$4,299\cdot10^{-6}$	$2,88\cdot10^{-2}$	$1,83\cdot10^{-4}$	$1,167\cdot10^{11}$
20	13579,04	1,394	1,14	8,69	4,606	2,49	1,820	1,374
50	13505,84	1,386	1,04	9,40	5,022	2,07	1,805	1,637
100	13384,58	1,373	$9,28\cdot10^{-8}$	10,51	5,716	1,62	1,781	2,029
150	13264,28	1,365	8,53	11,49	6,354	1,34	1,760	2,373
200	13144,94	1,570	8,02	12,34	6,908	1,16	1,740	2,654
250	13024,60	1,357	7,65	13,07	7,406	1,03	1,720	2,883
315,5	12847	1,340	6,73	14,02	8,150	$8,3\cdot10^{-3}$	1,694	3,670
Хлорид метила, CH_3Cl								
—50	1052,58	$1,4759\cdot10^{3}$	$3,20\cdot10^{-7}$	0,215	$1,388\cdot10^{-7}$	2,31	—	—
—40	1033,35	1,4826	3,18	0,209	1,368	2,32	—	—
—30	1016,53	1,4922	3,14	0,202	1,337	2,35	—	—
—20	999,39	1,5043	3,09	0,196	1,301	2,38	—	—
—10	981,45	1,5194	3,06	0,187	1,257	2,43	—	—
0	962,39	1,5378	3,02	0,178	1,213	2,49	—	—
10	942,36	1,5600	2,97	0,171	1,166	2,55	—	—
20	923,31	1,5860	2,93	0,163	1,112	2,63	—	—
30	903,12	1,6161	2,88	0,154	1,058	2,72	—	—
40	883,10	1,6504	2,81	0,144	$9,96\cdot10^{-8}$	2,83	—	—
50	861,15	1,6890	2,74	0,133	9,21	2,97	—	—
Двуокись серы, SO_2								
—50	1560,84	$1,3595\cdot10^{3}$	$4,84\cdot10^{-7}$	0,242	$1,141\cdot10^{-7}$	4,24	—	—
—40	1536,81	1,3607	4,24	0,235	1,130	3,74	—	—
—30	1520,64	1,3616	3,71	0,230	1,117	3,31	—	—
—20	1488,60	1,3624	3,24	0,225	1,107	2,93	—	—
—10	1463,61	1,3628	2,88	0,218	1,097	2,62	—	—
0	1438,46	1,3636	2,57	0,211	1,081	2,38	—	—
10	1412,51	1,3645	2,32	0,204	1,066	2,18	—	—
20	1386,40	1,3653	2,10	0,199	1,050	2,00	$1,94\cdot10^{-3}$	$4,13\cdot10^{11}$

30	1359,33	1,3662	1,90	0,192	1,035	1,83	—	—
40	1329,22	1,3674	1,73	0,185	1,019	1,70	—	—
50	1299,10	1,3683	1,62	0,177	1,000	1,61	—	—
Бензин, C_6H_6*								
15	884,9	$1,653 \cdot 10^3$	$0,754 \cdot 10^{-6}$	0,148	$1,012 \cdot 10^{-7}$	7,45	—	—
30	870,2	1,730	0,623	0,144	0,956	6,52	$1,33 \cdot 10^{-3}$	$3,36 \cdot 10^{10}$
45	851,0	1,791	0,529	0,139	0,912	5,80	1,28	4,487
60	835,6	1,859	0,462	0,134	0,863	5,35	1,24	5,700
75	819,3	1,928	0,410	0,129	0,817	5,02	—	—
90	802,7	1,996	0,369	0,124	0,774	4,77	—	—
Керосин*								
0	781,0	$1,913 \cdot 10^3$	$1,490 \cdot 10^{-5}$	0,140	$0,937 \cdot 10^{-7}$	$1,59 \cdot 10^2$	—	—
15	770,7	1,982	1,162	0,139	0,910	1,277	$1,065 \cdot 10^{-3}$	$7,737 \cdot 10^7$
30	760,3	2,075	0,917	0,138	0,875	1,048	0,85	9,916
45	751,8	2,152	0,753	0,137	0,848	$8,888 \cdot 10$	0,84	$1,453 \cdot 10^3$
60	742,3	2,232	0,660	0,137	0,828	7,98	—	—
Висмут, Bi*					0			
316	10011	$1,445 \cdot 10^2$	$1,619 \cdot 10^{-7}$	14,85	$1,026 \cdot 1^{-5}$	$1,58 \cdot 10^{-2}$	—	—
350	9985	1,466	1,527	15,18	1,037	1,47	—	—
400	9932	1,497	1,407	15,63	1,051	1,34	$1,144 \cdot 10^{-4}$	$5,669 \cdot 10^{10}$
450	9865	1,525	1,309	16,08	1,069	1,22	1,195	6,842
500	9792	1,552	1,226	16,52	1,087	1,13	1,244	8,119
550	9724	1,577	1,152	16,96	1,106	1,04	1,292	9,550
600	9664	1,598	1,079	17,39	1,126	0,958	1,340	$1,129 \cdot 10^{11}$
650	9592	1,617	1,020	17,87	1,152	0,885	1,388	1,308
700	9536	1,635	0,969	18,32	1,175	0,825	—	—
Натрий, Na*								
100	928	$1,387 \cdot 10^3$	$7,457 \cdot 10^{-7}$	86,1	$6,69 \cdot 10^{-5}$	$1,114 \cdot 10^{-2}$	$2,7 \cdot 10^{-4}$	$4,551 \cdot 10^9$
200	902	1,329	5,064	82,0	6,839	0,740	2,7	$1,025 \cdot 10^{10}$
300	875	1,280	3,895	75,6	6,750	0,577	2,7	1,804
400	853	1,274	3,271	67,8	6,237	0,524	2,7	2,640
500	829	1,273	2,895	63,5	6,019	0,481	2,7	3,476
600	804	1,274	2,587	60,5	5,908	0,438	2,7	4,456
700	780	1,277	2,282	59,2	5,943	0,383	2,7	5,840

Примечание: Данные по материалам, отмеченным звездочкой, взяты с разрешения из Engineering Heat Transfer by J. R. Welty, John Wiley and Sons, 1974.

Значения β получены из различных источников; Gr — число Грасгофа; X — характерностическая длина.

Теплофизические свойства газов при атмосферном давлении

Таблица П.5

T, К	ρ, кг/м³	c_p, $\frac{Дж}{кг \cdot К}$	μ, кг/(м·с)	ν, м²/с	λ, $\frac{Вт}{м \cdot К}$	a, м²/с	Pr	β, $К^{-1}$	$Gr/X^3\Delta t$, $м^{-3} \cdot К^{-1}$
Воздух									
100	3,6010	1027	$0,6924 \cdot 10^{-5}$	$1,923 \cdot 10^{-6}$	0,00925	$2,501 \cdot 10^{-6}$	0,770	$1,0 \cdot 10^{-2}$	$2,653 \cdot 10^{10}$
150	2,3675	1010	1,0283	4,343	0,01374	5,745	0,753	$6,67 \cdot 10^{-3}$	$3,469 \cdot 10^{9}$
200	1,7684	1006	1,3289	7,490	0,01809	$1,016 \cdot 10^{-5}$	0,739	5,00	$8,743 \cdot 10^{8}$
250	1,4128	1005	1,488	9,49	0,02227	1,316	0,722	4,00	4,357
300	1,1774	1006	1,983	$1,568 \cdot 10^{-5}$	0,02624	2,216	0,708	3,33	1,329
350	0,9980	1009	2,075	2,076	0,03003	2,983	0,697	2,86	$6,510 \cdot 10^{7}$
400	0,8826	1014	2,286	2,590	0,03365	3,760	0,689	2,50	3,656
450	0,7833	1021	2,484	2,886	0,03707	4,222	0,683	2,22	2,615
500	0,7048	1030	2,671	3,790	0,04038	5,564	0,680	2,00	1,366
550	0,6423	1039	2,848	4,434	0,04360	6,532	0,680	1,82	$9,081 \cdot 10^{6}$
600	0,5879	1055	3,018	5,134	0,04659	7,512	0,680	1,67	6,215
650	0,5430	1064	3,177	5,851	0,04953	8,578	0,682	1,54	4,413
700	0,5030	1075	3,332	6,625	0,05230	9,672	0,684	1,43	3,196
750	0,4709	1086	3,481	7,391	0,05509	$1,077 \cdot 10^{-4}$	0,686	1,33	2,388
800	0,4405	1098	3,625	8,229	0,05779	1,195	0,689	1,25	1,810
850	0,4149	1110	3,765	9,075	0,06028	1,310	0,692	1,18	1,406
900	0,3925	1121	3,899	9,930	0,06279	1,427	0,696	1,11	1,104
950	0,3716	1132	4,023	$1,082 \cdot 10^{-4}$	0,06525	1,551	0,699	1,05	$8,798 \cdot 10^{5}$
1000	0,3524	1142	4,152	1,178	0,06752	1,678	0,702	1,00	7,069
1100	0,3204	1160	4,44	1,386	0,0732	1,969	0,704	$9,09 \cdot 10^{-4}$	4,642
1200	0,2947	1179	4,69	1,591	0,0782	2,251	0,707	8,33	3,228
1300	0,2707	1197	4,93	1,821	0,0837	2,583	0,705	7,69	2,275
1400	0,2515	1214	5,17	2,055	0,0891	2,920	0,705	7,14	1,659
1500	0,2355	1230	5,40	2,291	0,0946	3,262	0,705	6,67	1,247
1600	0,2211	1248	5,63	2,545	0,100	3,609	0,705	6,25	$9,466 \cdot 10^{4}$
1700	0,2082	1267	5,85	2,805	0,105	3,977	0,705	5,88	7,331
1800	0,1970	1287	6,07	3,081	0,111	4,379	0,704	5,56	5,746
1900	0,1858	1309	6,29	3,385	0,177	4,811	0,704	5,26	4,504
2000	0,1762	1338	6,50	3,690	0,124	5,260	0,702	5,00	3,602
2100	0,1682	1372	6,72	3,996	0,131	5,715	0,700	4,76	2,924

2200	0,1602	1419	6,93	4,326	0,139	6,120	0,707	4,54	2,380
2300	0,1538	1482	7,14	4,640	0,149	6,540	0,710	4,35	1,982
2400	0,1458	1574	7,35	5,040	0,161	7,020	0,718	4,17	1,610
2500	0,1394	1688	7,57	5,435	0,175	7,441	0,730	4,00	1,328
Аммиак, NH_3									
220	0,3823	2198	$7,255\cdot10^{-6}$	$1,90\cdot10^{-5}$	0,0171	$2,054\cdot10^{-5}$	0,93	$4,55\cdot10^{-3}$	$1,236\cdot10^{8}$
273	0,7929	2177	9,353	1,18	0,0220	1,308	0,90	3,66	2,578
323	0,6487	2177	$1,1035\cdot10^{-5}$	1,70	0,0270	1,920	0,88	3,10	1,052
373	0,5590	2236	1,2886	2,30	0,0327	2,619	0,87	2,68	$4,969\cdot10^{7}$
423	0,4934	2315	1,4672	2,97	0,0391	3,432	0,87	2,36	2,625
473	0,4405	2395	1,649	3,74	0,0467	4,421	0,84	2,11	1,480
Двуокись углерода, CO_2									
220	2,4733	783	$1,1105\cdot10^{-5}$	$4,490\cdot10^{-6}$	0,01081	$5,920\cdot10^{-6}$	0,818	$4,55\cdot10^{-3}$	$2,214\cdot10^{9}$
250	2,1657	804	1,2590	5,813	0,01288	7,401	0,793	4,00	1,161
300	1,7973	871	1,4958	8,321	0,01657	$1,059\cdot10^{-5}$	0,770	3,33	$4,718\cdot10^{8}$
350	1,5362	900	1,7205	$1,119\cdot10^{-5}$	0,02047	1,481	0,755	2,86	2,240
400	1,3424	942	1,932	1,439	0,02461	1,946	0,738	2,50	1,184
450	1,1918	980	2,134	1,790	0,02897	2,481	0,721	2,22	$6,797\cdot10^{7}$
500	1,0732	1013	2,326	2,167	0,03352	3,084	0,702	2,00	4,178
550	0,9739	1047	2,508	2,574	0,03821	3,750	0,685	1,82	2,694
600	0,8938	1076	2,683	3,002	0,04311	4,483	0,668	1,67	1,818
Моноокись углерода, CO									
220	1,5536	1043	$1,383\cdot10^{-5}$	$8,903\cdot10^{-6}$	0,01906	$1,1760\cdot10^{-5}$	0,758	$4,55\cdot10^{-3}$	$5,631\cdot10^{8}$
250	0,8410	1043	1,540	$1,128\cdot10^{-5}$	0,02144	1,5063	0,750	4,00	3,083
300	1,1388	1042	1,784	1,567	0,02525	2,1280	0,737	3,33	1,330
350	0,9743	1043	2,009	2,062	0,02883	2,836	0,728	2,86	$6,598\cdot10^{7}$
400	0,8536	1048	2,219	2,599	0,03226	3,605	0,722	2,50	3,631
450	0,7585	1055	2,418	3,188	0,04360	4,439	0,718	2,22	2,143
500	0,6822	1064	2,606	3,819	0,03863	5,324	0,718	2,00	1,345
550	0,6202	1076	2,789	4,497	0,04162	6,240	0,721	1,82	$8,829\cdot10^{6}$
600	0,5685	1088	2,960	5,206	0,04446	7,190	0,724	1,67	6,045

Примечание: Данные взяты из книги: Analisis of Heat and Mass Transfer, by E. R. G. Eckert, R. M. Drake. McGraw-Hill Book Company, 1972. Материал используется с разрешения Издательства.

Продолжение табл. П.5

T, К	ρ, кг/м³	c_p, $\frac{Дж}{кг \cdot К}$	μ, кг/(м·с)	ν, м²/с	λ, $\frac{Вт}{м \cdot К}$	a, м²/с	Pr	β, $К^{-1}$	$Gr/X^3\Delta t$, $м^{-3} \cdot К^{-1}$
Гелий, He									
3	—	5200	$8{,}42 \cdot 10^{-7}$	—	0,0106	—	—	—	—
33	1,4657	5200	$5{,}02 \cdot 10^{-6}$	$3{,}42 \cdot 10^{-6}$	0,0353	$4{,}625 \cdot 10^{-6}$	0,74	$3 \cdot 10^{-2}$	$2{,}516 \cdot 10^{10}$
144	3,3799	5200	$1{,}225 \cdot 10^{-5}$	$3{,}711 \cdot 10^{-5}$	0,0928	$5{,}275 \cdot 10^{-5}$	0,70	$6{,}94 \cdot 10^{-3}$	$4{,}943 \cdot 10^{7}$
200	0,2435	5200	1,566	6,438	0,1177	9,289	0,694	5,00	1,183
255	0,1906	5200	1,817	9,550	0,1357	$1{,}368 \cdot 10^{-4}$	0,70	3,92	$4{,}216 \cdot 10^{6}$
366	0,1328	5200	2,305	$1{,}736 \cdot 10^{-4}$	0,1691	2,449	0,71	2,73	$8{,}886 \cdot 10^{5}$
477	0,1020	5200	2,750	2,693	0,197	3,716	0,72	2,09	2,827
589	0,0828	5200	3,113	3,758	0,225	5,215	0,72	1,70	1,181
700	0,0703	5200	3,475	4,942	0,251	6,661	0,72	1,43	$5{,}743 \cdot 10^{4}$
800	0,0602	5200	3,817	6,341	0,275	8,774	0,72	1,25	3,049
900	0,0529	5200	4,136	7,813	0,298	$1{,}083 \cdot 10^{-3}$	0,72	1,11	1,784
Водород, H									
30	0,8472	10840	$1{,}606 \cdot 10^{-6}$	$1{,}895 \cdot 10^{-6}$	0,0228	$2{,}493 \cdot 10^{-6}$	0,759	$3{,}33 \cdot 10^{-2}$	$9{,}097 \cdot 10^{10}$
50	0,5096	10501	2,516	4,880	0,0362	6,76	0,721	2,00	$8{,}239 \cdot 10^{9}$
100	0,2457	11229	4,212	$1{,}714 \cdot 10^{-5}$	0,0665	$2{,}408 \cdot 10^{-5}$	0,712	1,00	$3{,}339 \cdot 10^{8}$
150	0,1637	12602	5,595	3,418	0,0981	4,75	0,718	$6{,}67 \cdot 10^{-3}$	$5{,}601 \cdot 10^{7}$
200	0,1227	13540	6,813	5,553	0,1282	7,72	0,719	5,00	1,591
250	0,0982	14059	7,919	8,064	0,1561	$1{,}310 \cdot 10^{-4}$	0,713	4,00	$6{,}034 \cdot 10^{6}$
300	0,0819	14314	8,963	$1{,}095 \cdot 10^{-4}$	0,182	1,554	0,706	3,83	2,724
350	0,0702	14436	9,954	1,419	0,206	2,031	0,697	2,86	1,393
400	0,0614	14491	$1{,}0864 \cdot 10^{-5}$	1,771	0,228	2,568	0,690	2,50	$7{,}819 \cdot 10^{5}$
450	0,0546	14499	1,1779	2,156	0,251	3,164	0,682	2,22	4,685
500	0,0492	14507	1,2636	2,570	0,272	3,817	0,675	2,00	2,971
550	0,0447	14532	1,3475	3,016	0,292	4,516	0,668	1,82	1,963
600	0,0408	14537	1,4285	3,497	0,315	5,306	0,664	1,67	1,339
700	0,0349	14574	1,589	4,551	0,351	6,903	0,659	1,43	$6{,}778 \cdot 10^{4}$
800	0,0306	14675	1,740	5,690	0,384	8,563	0,664	1,25	3,787
900	0,0272	14821	1,878	6,900	0,412	$1{,}0217 \cdot 10^{-3}$	0,676	1,11	2,287

1000	0,0245	14968	2,016	8,220	0,440	1,1997	0,686	1,00	1,452
1100	0,0223	15165	2,146	9,650	0,464	1,3726	0,703	$9,09\cdot10^{-4}$	$9,576\cdot10^{3}$
1200	0,0205	15366	2,275	$1,107\cdot10^{-3}$	0,488	1,5484	0,715	8,33	6,668
1300	0,0189	15575	2,408	1,273	0,512	1,7394	0,733	7,69	4,655
1333	0,0184	15638	2,444	1,328	0,519	1,8013	0,736	7,50	4,172

Азот, N

100	3,4808	1072	$6,862\cdot10^{-6}$	$1,971\cdot10^{-6}$	0,0095	$0,253\cdot10^{-5}$	0,786	$1,00\cdot10^{-2}$	$2,525\cdot10^{10}$
200	1,7103	1043	$1,295\cdot10^{-5}$	7,568	0,0182	1,022	0,747	$5,00\cdot10^{-3}$	$8,564\cdot10^{6}$
300	1,1421	1041	1,784	$1,563\cdot10^{-5}$	0,0262	2,204	0,713	3,33	1,337
400	0,8538	1046	2,198	2,574	0,0334	3,734	0,691	2,50	$3,702\cdot10^{7}$
500	0,6824	1056	2,570	3,766	0,0398	5,530	0,684	2,00	1,383
600	0,5687	1076	2,911	5,119	0,0458	7,486	0,686	1,67	$6,252\cdot10^{6}$
700	0,4934	1097	3,213	6,513	0,0512	9,466	0,691	1,43	3,307
800	0,4277	1123	3,484	8,146	0,0561	$1,168\cdot10^{-4}$	0,700	1,25	1,848
900	0,3796	1146	3,749	9,106	0,0607	1,395	0,711	1,11	1,313
1000	0,3412	1168	4,000	$1,117\cdot10^{-4}$	0,0648	1,625	0,724	1,00	$7,862\cdot10^{5}$
1100	0,3108	1186	4,228	1,360	0,0685	1,859	0,736	$9,09\cdot10^{-6}$	4,821
1200	0,2851	1204	4,450	1,561	0,0718	2,093	0,748	8,33	3,353

Кислород, O

100	3,9918	947,9	$7,768\cdot10^{-6}$	$1,946\cdot10^{-6}$	0,0090	$0,2387\cdot10^{-5}$	0,815	$1,00\cdot10^{-2}$	$2,590\cdot10^{10}$
150	2,6190	917,8	$1,115\cdot10^{-5}$	4,387	0,0137	0,5688	0,773	$6,67\cdot10^{-3}$	$3,400\cdot10^{9}$
200	1,9559	913,1	1,485	7,593	0,0182	1,0214	0,745	5,00	$8,508\cdot10^{6}$
250	1,5618	915,7	1,787	$1,145\cdot10^{-5}$	0,0226	1,5794	0,725	4,00	2,993
300	1,3007	920,3	2,063	1,586	0,0268	2,2353	0,709	3,33	1,298
350	1,1133	929,1	2,316	2,080	0,0307	2,968	0,702	2,86	$6,485\cdot10^{7}$
400	0,9755	942,0	2,554	2,618	0,0346	3,768	0,695	2,50	3,578
450	0,8682	956,7	2,777	3,199	0,0383	4,609	0,694	2,22	2,128
500	0,7801	972,2	2,991	3,834	0,0417	5,502	0,697	2,00	1,335
550	0,7096	988,1	3,197	4,505	0,0452	6,441	0,700	1,82	$8,797\cdot10^{6}$
600	0,6504	1004,4	3,392	5,215	0,0483	7,399	0,704	1,67	6,024

Продолжение табл. П.5

T, К	ρ, кг/м³	c_p, $\frac{Дж}{кг \cdot К}$	μ, кг/(м·с)	ν, м²/с	λ, $\frac{Вт}{м \cdot К}$	a, м²/с	Pr	β, $К^{-1}$	$Gr/X\Delta t$, $м^{-3} \cdot К^{-1}$
Пар (пары H_2O)									
380	0,5863	2060	$1,271 \cdot 10^{-5}$	$2,16 \cdot 10^{-5}$	0,0246	$2,036 \cdot 10^{-5}$	1,060	$2,63 \cdot 10^{-3}$	$5,530 \cdot 10^{7}$
400	0,5542	2014	1,344	2,42	0,0201	2,338	1,040	2,50	4,188
450	0,4902	1980	1,525	3,11	0,0299	3,07	1,010	2,22	2,252
500	0,4405	1985	1,704	3,86	0,0339	3,87	0,996	2,00	1,317
550	0,4005	1997	1,884	4,70	0,0379	4,75	0,991	1,82	$8,082 \cdot 10^{6}$
600	0,3852	2026	2,067	5,66	0,0422	5,73	0,986	1,67	5,114
650	0,3380	2056	2,247	6,64	0,0464	6,66	0,995	1,54	3,426
700	0,3140	2085	2,426	7,72	0,0505	7,72	1,000	1,43	2,354
750	0,2931	2119	2,604	8,88	0,0549	8,33	1,005	1,33	1,655
800	0,2730	2152	2,786	$1,020 \cdot 10^{-4}$	0,0592	$1,001 \cdot 10^{-4}$	1,010	1,25	1,178
850	0,2579	2186	2,969	1,152	0,0637	1,130	1,019	1,18	$8,723 \cdot 10^{5}$

Примечание: Gr — критерий Грасгофа. Плотность при давлении, отличающемся от атмосферного, может быть определена из выражения $\rho = \rho_0 (p/p_0)$, где p_0 — атмосферное давление, а ρ_0 — табличные значения. Поэтому для любой заданной температуры в предположении, что λ, μ и c_p не зависят от давления, величины ν и a обратно пропорциональны плотности, а следовательно, и давлению.

Таблица П.6

Теплопроводность некоторых широко используемых строительных материалов

Материал	Плотность ρ, кг/м³	Коэффициент теплопроводности λ, Вт/(м·°С)
Алюминиевый сплав	2800	160
Асбоцемент листовой	1600	0,40
Асбоцемент войлочный	144	0,078
Асбестовый изолирующий картон	720—900	0,11—0,21
Асфальтовое покрытие для крыши	1920	0,58
Пробковый картон	145	0,042
Пробковое покрытие для полов	540	0,085
Рубероидный картон	960	0,19
Войлок подстилочный	120	0,045
Фибровый изолирующий картон	240—400	0,053—0,063
Стеклянный лист для окон	2500	1,05
Стекловата	25	0,04
Стекловолокно, пропитанное эпоксидной смолой	1500	0,23
Твердый картон	600—900	0,08—0,13
Линолеум (PVC)	1600	0,22
Материалы кладки стен (см. рис. 7.3.):		
Уложенная между конструкциями минеральная вата	50	0,039
Полистирол, раскатанный на доске	15—25	0,036
Полистирол — пенопласт	16—40	0,031
Полистирол листовой	1050	0,17
Губчатый полиуретан	30	0,026
Поливинилхлорид (PVC):		
Твердый пенопласт	25—80	0,035—0,041
твердый лист	1350	0,16
Прессованная бумажная плита	600	0,07
Изолирующий порошок кремнезема	90—130	0,02—0,024
Углеродистая сталь	7800	50
Карбамидный формальдегид (в виде насыпных гранул)	8—16	0,03—0,036
Известняковый камень	2180	1,5
Песчаник (камень)	2000	1,3
Сланцевый камень	2700	1,9
Черепица глиняная	1900	0,85
Черепица бетонная	2100	1,10
Черепица из PVC-асбеста	2000	0,85
Балки сосновые	660	0,14
Фанера деревяниая	530	0,14
Балки еловые	415	0,105
Балки дубовые	770	0,29
Вермикулит (в виде насыпных гранул)	100	0,065
Прессованная деревянная стружка	800	0,15
Строительные плиты из тонкой древесной стружки	600	0,11

Примечание. Данные взиты с разрешения из IHVE-A Справочника, 1970.

Свойства жидких металлов

Таблица П.7

Металл	t, °С	ρ, кг/м³	c_p, Дж/(кг·°С)	ν, м²/с	λ, Вт/(м·°С)	a, м²/с	Pr
Висмут (см. табл. П.4)							
$t_{пл}=271$ °С							
$t_{кип}=1477$ °С							
Свинец	400	10510	157	$2{,}23\cdot10^{-7}$	15,94	$9{,}66\cdot10^{-6}$	0,023
$t_{пл}=327{,}4$ °С	500	10390	155	1,78	15,50	9,62	0,018
$t_{кип}=1737$ °С	600	10270	154	1,51	15,15	9,58	0,016
	700	10150	—	1,33	15,00	—	—
Свинец-висмут (44,5 %/55,5%)	300	10320	147	$1{,}74\cdot10^{-7}$	10,90	$7{,}18\cdot10^{-6}$	0,024
$t_{пл}=125$ °С	400	10190	147	1,5	12,2	8,14	0,018
$t_{кип}=1670$ °С	600	9910	—	1,2	—	—	—
Литий	200	507	4187	$1{,}08\cdot10^{-6}$	43	$2{,}03\cdot10^{-5}$	0,053
$t_{пл}=179$ °С	400	490	4187	$9{,}18\cdot10^{-7}$	50	2,44	0,038
$t_{кип}=1318$ °С	600	474	4187	9,11	56,4	2,84	0,032
	800	457	4187	9,26	61,8	3,23	0,029
	1000	441	4187	9,52	66	3,57	0,027
Ртуть (см. табл. П.4)							
$t_{пл}=-38{,}9$ °С							
$t_{кип}=357$ °С							

Калий	100	819	805	$5{,}5\cdot10^{-7}$	46,6	$7{,}07\cdot10^{-5}$	0,0078
$t_{пл}=63{,}7$ °C	250	783	783	3,85	44,8	7,31	0,0053
$t_{кип}=760$ °C	400	747	769	2,96	39,4	6,86	0,0043
	550	711	768	2,40	32,7	5,99	0,0040
	750	676	775	2,02	28,4	5,42	0,0037
Натрий (см. табл. П.4)							
$t_{пл}=97{,}8$ °C							
$t_{кип}=883$ °C							
Натрий-калий (22 %/78 %)	100	847	942	$6{,}11\cdot10^{-7}$	23,2	$2{,}91\cdot10^{-5}$	0,021
$t_{пл}=-11$ °C	250	811	900	4,06	25,3	3,47	0,017
$t_{кип}=784$ °C	400	775	879	3,01	27,3	4,01	0,0075
	550	739	872	2,41	29,1	4,52	0,0053
	700	703	878	2,10	30,9	5,00	0,0042
Натрий-калий (56 %/44 %)	100	886	1126	$6{,}21\cdot10^{-7}$	25,8	$2{,}59\cdot10^{-5}$	0,024
$t_{пл}=19$ °C	250	850	1068	3,72	26,8	2,95	0,013
$t_{кип}=825$ °C	400	814	1042	2,83	27,7	3,27	0,0087
	550	778	1038	2,38	28,5	3,53	0,0067
	700	742	1059	2,17	29,1	3,70	0,0059

Таблица П.8

Поверхностное натяжение жидкостей в контакте с воздухом или собственным паром (при комнатной и другнх указанных температурах)

Жидкость	σ, Н/м	Жидкость	σ, Н/м
Уксусная кислота, $C_2H_4O_2$	$2{,}78\cdot10^{-2}$	Тетрахлорэтилен C_2Cl_4	$3{,}17\cdot10^{-2}$
Ацетон, $(CH_3)_2CO$	2,37	Толуол C_7H_8	2,85
Этиловый спирт, C_2H_6O	2,27	Скипидар	2,70
Метиловый спирт, CH_4O	2,26	Вода 0° С	7,56
Аммиак (11° С), NH_3	2,34	Вода 20° С	7,28
Анилии, C_6H_7N	4,29	Вода 40° С	6,96
Бензин, C_6H_6	2,89	Вода 60° С	6,63
Бром, Br_2	4,15	Вода 80° С	6,26
Четыреххлористый углерод, CCl_4	2,70	Вода 100° С	5,89
Этиловый эфир, $C_4H_{10}O$	1,71	Соляной раствор (NaCl 5%)	7,43
Глицерин, $C_3H_5(OH)_3$	6,34	Соляной раствор (NaCl 10%)	7,59
Нефть	2,58	Соляной раствор (NaCl 15%)	7,77
Фенол, C_6H_6O	4,09	Соляной раствор (NaCl 20%)	7,97

Таблица П.9

Теплота парообразования жидкостей прн атмосферном давленнн

Жидкость	Точка кипения, °С	Плотность в жидком состоянии $\rho_ж$, кг/м³	Плотность пара иа линии насыщения $\rho_{пар.нас}$, кг/м³	r_{fg}, Дж/кг
Аммиак, NH_3	—33,3	683	0,89	$1{,}370\cdot10^6$
Бутан, C_4H_{10}	—0,5	601	2,76	0,384
Двуокнсь углерода (прн 20 атм, —20° С), CO_2	—78,5	1001	51,16	0,278
Днсульфид углерода, CS_2	46,3	1260 (20°С)	2,99	0,355
Четыреххлористый углерод (прн 0,4 атм, 48,3° С), CCl_4	76,5	1590 (20 °С)	2,10	0,205
Этнловый эфир, $C_4H_{10}O$	34,5	714 (20° С)	3,31	0,378
Фреон-12, CCl_2F_2	—29,8	1480	6,24	0,167
Ртуть, Hg	356,6	$12{,}75\cdot10^3$	4,06	0,284
Пропан, C_3H_8	—42,1	582	2,41	0,425
Двуокись серы, SO_2	—10,0	1461	3,10	0,388
Вода, H_2O	100	958	0,598	2,256

Таблица П.10

Полная нормальная излучательная способность различных поверхностей

Поверхность	t, °С	ε, %	Поверхность	t, °С	ε, %
Металлы					
Алюминий			никелевая сталь AISI-304	100	7,4
тщательно полированный	227	3,9	(18% Ni+8% Cr)	215	44,0
98,3%-ной чистоты	577	5,7		490	36,0
шлифованный	100	9,5	Сталь:		
грубошлифованный	100	18,0	никелевая AISI 321*	200	35
коммерческий листовой	100	9,0	(18% Cr+9,3% Ni)	400	39
сильноокисленный	93	20,0		800	49
	504	31,0	обработанная на станке	1000	58
кровельный	38	22,0	листовая	21	66
Латунь:			шероховатая листовая	350	96
тщательно полированная	247	2,8	Свинец		
(73,2% Cu+26,7% Zn)	357	3,1	чистый неокисленный	127	5,7
прокат обычный	22	6,0	окисленный	227	7,5
тусклая пластина	350	22,0		24	28
Хром:			Ртуть	0	9
шлифованный	38	8,0		100	12
	1093	36,0	Никель:		
Медь:			шлифованный	100	7,2
тщательно полированная	80	1,8	окисленный при 900° С*	700	44
шлифованная	100	5,2		800	52
сильноокисленная	25	78,0		900	63
Золото			нихром (провод, окисленный)	49	95
тщательно полированное	226	1,8		500	98
Железо и сталь:			Платина (нить)	27	3,6
железо шлифованное	427	14,0		1227	19,2
железо грубошлифованное	100	17,0	Серебро шлифованное	38	2,2
чугун шлифованный	200	21,0		371	3,1
кованое железо шлифованное	100	28,0	Таитал (нить)	1326	19
				3000	31
листовое железо сильноокисленное	25	69,0	Олово блестящее	50	6
сталь шлифованная	100	6,6	Вольфрам (нить)	27	3,2
				1500	33
				3300	35
Неметаллы					
Окись алюминия средней зернистости	1288	33,5	Магнезитовый огнеупорный кирпич	1000	38
Асбестовый картон	23	96	Краска черная	28	80
Кирпич красный грубый	0—90	93		93	95
Кирпич из огнеупорной глины	1000	75	Отражающая краска	100	77
			Алюминиевая краска	100	52
Угольный электрод лампы накаливания	От 1050 до 1430	53	Вода	100	95
			Дуб (обработанная доска)	90	90
Ламповая сажа +	50-400	94			
Шероховатый бетон	34	94	Ель (обработанная доска)	34	82
Гладкое стекло	22	94			
Стекло пирекс	400	90			

Примечания: Данные взяты из книги: «Heat Transmission» W. H. McAdams, McGraw-Hill Book Company, 1954. Материал используется с разрешения Издательства.

* Интегральная полусферическая степень черноты [П. 30, П. 31].

\+ Интегральная полусферическая степень черноты [П. 33]. Для блестящих металлов ее значения могут быть приняты выше на 20% по сравнению с полной нормальной излучательной способностью, в то время как для других блестящих поверхностей она ниже на 2—5%.

Таблица П.11

Значения функций Бесселя

X	$J_0(X)$	$J_1(X)$	$Y_0(X)$	$Y_1(X)$	$I_0(X)$	$I_1(X)$	$K_0(X)$	$K_1(X)$
0,0	1,0000	0,0000	$-\infty$	$-\infty$	1,00000	0,0000	∞	∞
0,2	0,9900	0,0995	−1,081	−3,324	1,0100	0,1005	1,7527	4,7760
0,4	0,9604	0,1960	−0,6060	−1,781	1,0404	0,2040	1,1145	2,1844
0,6	0,9120	0,2867	−0,3085	−1,260	1,0920	0,3137	0,7775	1,3028
0,8	0,8463	0,3688	−0,0868	−0,9781	1,1665	0,4329	0,5653	0,8618
1,0	0,7652	0,4401	+0,0883	−0,7812	1,2661	0,5652	0,4210	0,6019
1,2	0,6711	0,4983	0,2281	−0,6211	1,3937	0,7147	0,3185	0,4346
1,4	0,5669	0,5419	0,3379	−0,4791	1,5534	0,8861	0,2437	0,3208
1 6	0,4554	0,5699	0,4204	−0,3476	1,7500	1,0848	0,1880	0,2406
1,8	0,3400	0,5815	0,4774	−0,2237	1,9896	1,3172	0,1459	0,1820
2,0	0,2239	0,5767	0,5104	−0,1070	2,2796	1,5906	$1{,}1389^{-1*}$	$1{,}3987^{-1*}$
2,2	0,1104	0,5560	0,5208	+0,0015	2,6291	1,9141	$0{,}8926^{-1}$	$1{,}0790^{-1}$
2,4	0,0025	0,5202	0,5104	0,1005	3,0493	2,2981	$0{,}7022^{-1}$	$0{,}8372^{-1}$
2,6	−0,0968	0,4708	0,4813	0,1884	3,5533	2,7554	$0{,}5540^{-1}$	$0{,}6528^{-1}$
2,8	−0,1850	0,4097	0,4359	0,2635	4,1573	3,3011	$0{,}4382^{-1}$	$0{,}5111^{-1}$
3,0	−0,2601	0,3391	0,3769	0,3247	4,8808	3,9534	$0{,}3474^{-1}$	$0{,}4016^{-1}$
3,2	−0,3202	0,2613	0,3071	0,3707	5,7472	4,7343	$0{,}2759^{-1}$	$0{,}3164^{-1}$
3,4	−0,3643	0,1792	0.2296	0,4010	6,7848	5,6701	$0{,}2196^{-1}$	$0\ 2500^{-1}$
3,6	−0,3918	0,0955	0,1477	0,4154	8,0277	6,7927	$0{,}1750^{-1}$	$0{,}1979^{-1}$
3,8	−0,4026	0,0128	0,0645	0,4141	9,5169	8,1404	$0{,}1397^{-1}$	$0{,}1571^{-1}$
4,0	−0,3971	−0,0660	−0,0169	0,3979	$1{,}1302^{1*}$	9,7595	$0{,}1160^{-2*}$	$1{,}2484^{-2}$
4,2	−0,3766	−0,1386	−0,0938	0,3680	$1{,}3442^{1}$	$1{,}1706^{1}$	$0{,}8927^{-2}$	$0{,}9938^{-2}$

4,4	—0,3423	—0,2028	—0,1633	0,3260	$1,6010^{1}$	$1,4046^{1}$	$0,7149^{-2}$	$0,7923^{-2}$
4,6	—0,2961	—0,2566	—0,2235	0,2737	$1,9093^{1}$	$1,6863^{1}$	$0,5730^{-2}$	$0,6325^{-2}$
4,8	—0,2404	—0,2985	—0,2723	0,2136	$2,2794^{1}$	$2,0253^{1}$	$0,4597^{-2}$	$0,5055^{-2}$
5,0	—0,1776	—0,3276	—0,3085	0,1479	$2,7240^{1}$	$2,4336^{1}$	$0,3691^{-2}$	$0,4054^{-2}$
5,2	—0,1103	—0,3432	—0,3313	0,0792	$3,2584^{1}$	$2,9254^{1}$	$0,2966^{-2}$	$0,3239^{-2}$
5,4	—0,0412	—0,3453	—0,3402	0,0101	$3,9009^{1}$	$3,5182^{1}$	$0,2385^{-2}$	$0,2597^{-2}$
5,6	+0,0270	—0,3343	—0,3354	—0,0568	$4,6738^{1}$	$4,2328^{1}$	$0,1918^{-2}$	$0,2083^{-2}$
5,8	0,0917	—0,3110	—0,3177	—0,1192	$5,6038^{1}$	$5,0946^{1}$	$0,1544^{-2}$	$0,1673^{-2}$
6,0	0,1506	—0,2767	—0,2882	—0,1750	$6,7234^{1}$	$6,1342^{1}$	$1,2440^{-3}$	$1,3439^{-3}$
6,2	0,2017	—0,2329	—0,2483	—0,2223	$8,0718^{1}$	$7,3886^{1}$	$1,0025^{-3}$	$1,0805^{-3}$
6,4	0,2433	—0,1816	—0,1999	—0,2596	$9,6962^{1}$	$8,9026^{1}$	$0,8083^{-3}$	$0,8693^{-3}$
6,6	0,2740	—0,1250	—0,1452	—0,2857	$1,1654^{2}$	$1,0730^{2}$	$0,6520^{-3}$	$0,6998^{-3}$
6,8	0,2931	—0,0652	—0,0864	—0,3002	$1,4014^{2}$	$1,2938^{2}$	$0,5262^{-3}$	$0,5636^{-3}$
7,0	0,3001	—0,0047	—0,0259	—0,3027	$1,6859^{2}$	$1,5604^{2}$	$0,4248^{-3}$	$0,4542^{-3}$
7,2	0,2951	+0,0543	+0,0339	—0,2934	$2,0292^{2}$	$1,8825^{2}$	$0,3431^{-3}$	$0,3662^{-3}$
7,4	0,2786	0,1096	0,0907	—0,2731	$2,4434^{2}$	$2,2717^{2}$	$0,2772^{-3}$	$0,2953^{-3}$
7,6	0,2516	0,1592	0,1424	—0,2428	$2,9433^{2}$	$2,7422^{2}$	$0,2240^{-3}$	$0,2383^{-3}$
7,8	0,2154	0,2014	0,1872	—0,2039	$3,5468^{2}$	$3,3110^{2}$	$0,1811^{-3}$	$0,1924^{-3}$
8,0	0,1717	0,2346	0,2235	—0,1581	$4,2756^{2}$	$3,9987^{2}$	$1,4647^{-4}$	$1,5537^{-4}$
8,2	0,1222	0,2580	0,2501	—0,1072	$5,1559^{2}$	$4,8305^{2}$	$1,1849^{-4}$	$1,2552^{-4}$
8,4	0,0692	0,2708	0,2662	—0,0535	$6,2194^{2}$	$5,8366^{2}$	$0,9588^{-4}$	$1,0143^{-4}$
8,6	0,0146	0,2728	0,2715	+0,0011	$7,5046^{2}$	$7,9538^{2}$	$0,7761^{-4}$	$0,8200^{-4}$
8,8	—0,0392	0,2641	0,2659	0,0544	$9,0580^{2}$	$8,5266^{2}$	$0,6283^{-4}$	$0,6631^{-4}$
9,0	—0,0903	0,2453	0,2499	0,1043	$1,0936^{3}$	$1,0309^{3}$	$0,5088^{-4}$	$0,5364^{-4}$
9,2	—0,1367	0,2174	0,2245	0,1491	$1,3207^{3}$	$1,2467^{3}$	$0,4121^{-4}$	$0,4340^{-4}$
9,4	—0,1768	0,1816	0,1907	0,1871	$1,5953^{3}$	$1,5079^{3}$	$0,3339^{-4}$	$0,3512^{-4}$
9,6	—0,2090	0,1395	0,1502	0,2171	$1,9275^{3}$	$1,8241^{3}$	$0,2706^{-4}$	$0,2843^{-4}$
9,8	—0,2323	0,0928	0,1045	0,2379	$2,3294^{3}$	$2,2071^{3}$	$0,2193^{-4}$	$0,2303^{-4}$
10,0	—0,2459	0,0435	0,0557	0,2490	$2,8152^{3}$	$2,6707^{3}$	$0,1778^{-4}$	$0,1865^{-4}$

Примечание: J и Y — фуикцин Бесселя первого и второго рода; I и K — модифицированные фуикции Бесселя первого и второго рода.

* $1,1706^{1}=1,1706\cdot 10$; $1,1160^{-2}=1,1160\cdot 10^{-2}$ (в качестве примеров).

Таблица П.12

Интеграл вероятности или функция ошибок

$$\operatorname{erf} z = \frac{2}{\pi}\int_0^z \exp(-\beta^2)\,d\beta = \frac{2}{\pi}\int_{-z}^0 \exp(-\beta^2)\,d\beta$$

z	erf z	z	erf z	z	erf z	z	erf z
0,00	0,00000	0,64	0,63459	1,28	0,92978	1,92	0,99338
0,02	0,02256	0,66	0,64938	1,30	0,93401	1,94	0,99392
0,04	0,04511	0,68	0,66378	1,32	0,93807	1,96	0,99443
0,06	0,06762	0,70	0,67780	1,34	0,94191	1,98	0,99489
0,08	0,09008	0,72	0,69143	1,36	0,94556	2,00	0,99532
0,10	0,11246	0,74	0,70468	1,38	0,94902	2,05	0,99626
0,12	0,13476	0,76	0,71754	1,40	0,95229	2,10	0,99702
0,14	0,15696	0,78	0,73001	1,42	0,95538	2,15	0,99764
0,16	0,17901	0,80	0,74210	1,44	0,95830	2,20	0,99814
0,18	0,20094	0,82	0,75381	1,46	0,96105	2,25	0,99854
0,20	0,22270	0,84	0,76514	1,48	0,96365	2,30	0,99886
0,22	0,24430	0,86	0,77610	1,50	0,96611	2,35	0,999111
0,24	0,26570	0,88	0,78669	1,52	0,96841	2,40	0,9993115
0,26	0,28690	0,90	0,79691	1,54	0,97059	2,46	0,9994966
0,28	0,30788	0,92	0,80677	1,56	0,97263	2,48	0,9995472
0,30	0,32863	0,94	0,81627	1,58	0,97455	2,50	0,9995930
0,32	0,34913	0,96	0,82542	1,60	0,97635	2,55	0,9996893
0,34	0,36936	0,98	0,83423	1,62	0,97804	2,60	0,9997640
0,36	0,38933	1,00	0,84270	1,64	0,97962	2,65	0,9998213
0,38	0,40901	1,02	0,85084	1,66	0,98110	2,70	0,9998657
0,40	0,42839	1,04	0,85865	1,68	0,98249	2,75	0,9998994
0,42	0,44747	1,06	0,86614	1,70	0,98379	2,80	0,9999250
0,44	0,46623	1,08	0,87333	1,72	0,98500	2,85	0,9999443
0,46	0,48466	1,10	0,88020	1,74	0,98613	2,90	0,9999589
0,48	0,50275	1,12	0,88679	1,76	0,98719	2,95	0,9999698
0,50	0,52050	1,14	0,89308	1,78	0,98817	3,00	0,9999779
0,52	0,53790	1,16	0,89910	1,80	0,98909	3,20	0,9999939
0,54	0,55494	1,18	0,90484	1,82	0,98994	3,40	0,9999985
0,56	0,57162	1,20	0,91031	1,84	0,99074	3,60	0,9999996
0,58	0,58792	1,22	0,91553	1,86	0,99147	3,80	0,9999999
0,60	0,60386	1,24	0,92051	1,88	0,99216	∞	1,0000
0,62	0,61941	1,26	0,92524	1,90	0,99279	—	—

П. 1. **Touloukian Y. S., Ho C. Y.** (ed.) Thermophysical Properties of Matters. V. I—XIII, IFI/Plenum, 1970.

П. 2. **Thermodynamic** and Transport Properties of Gases, Liquids and Solids. Symp. in Thermal Properties, ASME, 1959.

П. 3. **Engineering** Science Data Units. ESDU Ltd., London.

П. 4. **Thermophysical** Properties Research Centre. Purdue University, West Lafayette, Indiana, U.S.A.

П. 5. **Tye R. R.** Thermal Conductivity. V. I, II. Academic Press, 1969.

П. 6. **Mantell C. L.** (ed). Engineering Materials Handbook. McGraw-Hill, 1958.

П.7. **Perry R. H., Chilton C. H.** Chemical Engineers Handbook. McGraw-Hill, 1973.

П. 8. **Handbook** of Chemistry and Physics. 56th ed, Chemical Rubber Co., 1975.

П. 9. **Baumeister T., Marks L. S.** Mechanical Engineers Handbook. McGraw-Hill, 1958.

П. 10. **McAdams W. H.** Heat Transmission. 3rd ed, McGraw-Hill, 1954.

П. 11. **Eckert E. R. G., Drake R. M.** Analysis of Heat and Mass Transfer. McGraw-Hill, 1972.

П. 12. **Lyon R. N.** Liquid Metals Handbook. US Government Printing Office, 1952.

П. 13. **Knudsen J. G., Katz D. L.** Fluid Dynamics and Heat Transfer. McGraw-Hill, 1958.

П. 14. **IHVE Guide** Book A. The Institution of Heating and Ventilating Engineers, Lond., 1970.

П. 15. **ASHRAE Handbook** of Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers.

П. 16. **UK Steam** Tables in SI Units. Edward Arnold, 1970.

П. 17. **Reid R. C., Sherwood T. K.** The Properties of Gases and Liquids. McGraw-Hill, 1958.

П. 18. **Lee J. S., Babitt P. J.** Transport Properties at High Temperatures of CO_2, N_2, O_2 and Ar Gas Mixtures for Planetary Entry Applications. NASA TN D5476, 1969.

П. 19. **Touloukian Y. S.** (ed.). Thermophysical Properties Research Literature Retrieval Guide. McDonald Co., Ltd., 1968.

П. 20. **Jamieson D. T., Tudhope J. S.** The Thermal Conductivity of Liquids, Rep. 137. National Engineering Laboratory, Scotland.

П. 21. **Rothman A. J., Bromley L. A.** High Temperature Thermal Conductivity of Gases. — «Industr. and Engng Chem.», 1955, v. 47, p. 899.

П. 22. **Keenan J. H., Kaye J.** Gas Tables, John Wiley, 1945.

П. 23. **Tables** of Thermal Properties of Gases, Circ. 564, National Bureau of Standards, US 1955. Auth.: J. Hilsenrath e. a.

П. 24. **Hilsenrath J., Beckett C. W.** Tables of Thermodynamic Properties of Argon-free-air to 15,000 K. National Bureau of Standards, MIPR-AEDC-1, 1956.

П. 25. **Tables** of Thermodynamic and Transport Properties of Air, Argon, Carbon Dioxide, Carbon Monoxide, Hydrogen, Nitrogen, Oxygen and Steam, Pergamon Press, 1960. Auth.: J. Hilsenrath e. a.

П. 26. **US Standard** Atmosphere, NASA, 1962.

П. 27. **Richmond J. C. (ed.)**, Measurement of Thermal Radiation Properties of Solids. NASA CP—31, 1963.

П. 28. **Seban R. A.** Thermal Radiation Properties of Materials. WADD-TR-60-370. Pt. III, Cal. Univ., 1963.

П. 29. **Wood W. D., Deem H. W., Lucks C. F.** Thermal Radiation Properties. Plenum Press, 1964.

П. 30. **Wong H. Y., Aggarwal S. R.** Total Hemispherical Emittance of Stainless Steel, AISI 321. — «J. Iron Steel Inst.», Aug., 1971.

П. 31. **Wong H. Y.** Oxidized Nickel as a Heating Element in Vacuum. — «Brit. J. App. Phys.», 1966, v. 17, p. 1329.

П. 32. **Singham J. R.** Tables of Emissivity of Surfaces. — «Intern. J. Heat Mass Trans.», 1962, v. 5, p. 67.

П. 33. **Dunkle R. V.** Thermal Radiation Characteristics of Surfaces. In: Theory and Fundamental Research in Heat Transfer. By J. A. Clark, Pergamon Press, 1963.

П. 34. **Rohsenow W. M., Hartnett J. P. (eds).** Handbook of Heat Transfer. McGraw-Hill, 1973.

АЛФАВИТНО-ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Абсолютная температура 16
Абсолютно черное тело 87
Анализ размерностей 53
Аналогия Рейнольдса 62
Аэродинамический нагрев 75

Безразмерные критерии 52

Взаимный обмен (см. Излучение) 93
Вентиляция (см. Строительная теплопередача) 164
Виды теплопередачи 11
Вода:
— давление пара 16
— испарение 120
— свойства 189
Вынужденная конвекция 55
Вязкость газов 194
— жидких металлов 200
— жидкостей 189
— зависимость от температуры 19

Газовый термометр 16
Гидравлический диаметр 51
Граничные условия при теплообмене теплопроводностью 48

Данные по поверхностному натяжению 202
Двухфазный поток 122
Динамическая вязкость (см. Вязкость) 54
Диффузное излучение 86
Диффузно отражающая поверхность 86

Единицы перевода в систему СИ 182
Естественная конвекция:
коэффициент конвективной теплоотдачи (см. Конвекция) 13

Жидкие металлы
— — свойства 186
— — формулы теплопередачи 158
Жидкости, свойства 189
Жидкость перемешанная 52

Закон Видемана — Франца 12
— Кирхгофа 89
— Ламберта 90
— Планка 90
— смещения Вина 91
— теплоотдачи Ньютона 22
Замкнутая область 86
Зеркальная поверхность 88
Значение параметра K (см. Полный коэффициент теплопередачи) 26

Излучение (см. Падающее излучение) 87
Изоляционные материалы (см. Строительные материалы) 170
Интенсивность излучения 88
Инфракрасное излучение 87

Капельная конденсация (см. Конденсация) 121
Касательное напряжение 62
Кинематическая вязкость:
газов 194
жидких металлов 200
жидкостей 189
Кипение:
— в большом объеме 121
— при вынужденной конвекции 121
— кризис 123
— критический тепловой поток 123
— пузырчатое 121
— точка пережога 122
— характеристическая кривая 121
— пленочное 120
Конденсация капельная 121
— пленочная 121
— формулы теплопередачи 124
Критерий конденсации 120
Конвекция вынужденная 55
движение с высокой скоростью 75
движение по трубам и каналам 64
естественная 54
обтекание пучков труб 74
омывание внешних поверхностей 65
тела вращения 78
формулы теплообмена 70
Критерий Грасгофа 53

— Гретца 52
— кипения 120
Критерий Нуссельта:
в теплообменниках с турбулизаторами 160
при вынужденной конвекции 62
при естественной конвекции 55
— конденсации пара 128
— обтекании плоских поверхностей 65
— — пучков труб 74
— — цилиндрических тел 72
— Пекле 52
— Прандтля 53
— — газов 194
— — жидкостей 189
— Рейнольдса 53
— Стантона 52

Кольцевой зазор 67
Коэффициент восстановления температуры 75
— конвективной теплоотдачи 13
— — — при движении потока с высокой скоростью 77
(см. Конвекция, см. также Критерий Нуссельта)
— — — — через трубы и каналы 66
— — — — естественной конвекции 56
— — — вертикальные цилиндры 57
— — — вертикальные поверхности 59
— — — горизонтальные цилиндры 56
— — — горизонтальные поверхности 59
— — — ограниченные пространства 59
— — — сферы 58
— — — при кипении (см. Кипение) 124
— — — — — конденсации (см. Конденсация) 128
— — — — — обтекании пучков труб 74
— — — — — омывании цилиндров 72
Коэффициент восстановления температуры при омывании плоских поверхностей 77
— — — — — — сфер 78
Коэффициент излучения 84
— — алгебраический метод 93
— — формулы 94
— объемного термического расширения 54
— ослабления 86
— поглощения 85
— поглощения солнечного излучения 165
— пропускания 88
— рассеяния 85
— температуропроводности 21
— теплоотдачи (см. Конвективный коэффициент) 21
— теплопередачи 21
— теплоотдачи излучением 14
— теплопроводности 21
— — газов 194
— — жидких металлов 200
— — жидкости 189
— — металлов 186
— — строительных материалов 199
— — кирпичной кладки 168
— трения (см. также Коэффициент трения) 62
— — при течении в трубах 66
— — при обтекании пучков (см. также Поверхностное трение) 63

Ламинарное течение 52
Лучеиспускательная способность 86
Лучистый теплообмен в замкнутой области 109

Массовый расход 54
Массовая скорость 54
Металлы, коэффициент теплопроводности 186
Метод воздухообмена (см. Строительная теплопередача) 171
Модель абсолютно черного тела 87
Модифицированная аналогия Рейнольдса 62
Многоходовой перекрестный теплообменный аппарат 149
Монохроматическое излучение 87

Нагрев излучением (см. Строительная теплопередача)
— конвекцией
Накипь 139
Направленное излучение 86
Непосредственная теплопередача (см. Теплообменные аппараты) 141
Нестационарная теплопроводность (см. Теплопроводность) 24

Обтекание внешних поверхностей
— с высокой скоростью 77
— плоской пластины 70
— коэффициент восстановления температуры 75
— коэффициент поверхностного трения 77
— критерий Стантона 76
— температура отнесения 77
— энтальпия отнесения 77
Одномерная теплопроводность 23
Оребренная поверхность (см. Развитые поверхности) 24
Отражательная способность 88
Отношение водяных эквивалентов теплоносителей 139

Падающее излучение 87
Падение давления:
на пучках труб 63
на трубах 66

Парообразование
— при кипении (см. Скрытая теплота парообразования) 120
Перегрев 121
Перекрестный ток 138
Переменная составляющая теплового потока
Переохлаждение 127
Пластинчатые теплообменные аппараты (см. Теплообменные аппараты) 153
Пленочная конденсация (см. Конденсация) 121
Плоская пластина:
обтекание с высокой скоростью 78
теплообмен 77
Плотность теплового потока (определение) 21
Площадь теплопередающей поверхности 140
Поверхностное трение 55
Подъемная сила 54
Полностью стабилизированный поток 52
Поправочный коэффициент для расчета теплообменных аппаратов 143
Постоянная Лоренца 12
Противоток 138
Прямоток 140
Пузырчатое кипение 121

Развитые поверхности 36
Распределение скорости ветра 169
— температуры:
в пластинах 25
в полуограниченных твердых телах 42
в сферах 25
в цилиндрах (ребрах) 25
Регенератор 141
Рекуператор 140

Свойства:
газов 194
жидких металлов 200
жидкостей 189
металлов 186
строительных материалов 199
Сверхзвуковой поток 75
Серое тело 87
Скорость ветра 168
Скорость звука в воздухе 184
Скрытая теплота парообразования 119
Сложный теплообмен 14
Солиечная постоянная 184
Солнечное излучение 177
Сопротивление давления 62
— трения 63
Сочетание естественной и вынужденной конвекции 78
Спектральное излучение 88
Среднелогарифмическая разность температуры 64
Стефана — Больцмана закон 88
— постоянная 92
Строительная теплопередача:
вентиляция 161
значения параметра 175
расчет 176
температура среды внутри помещения 164
теплопередача конструкций здания 165
теплопередача при переменных условиях теплообмена 177
теплообмен за счет утечки воздуха:
метод воздухообмена 171
метод трубы 171
требования к обеспечению теплового режима 172
Строительные материалы 170
Суммарное излучение 88

Тела вращения 78
Телесный угол 88
Температура абсолютная 16
— адиабатической стенки 75
— восстановления 75
— излучения 89
— насыщения 121
— окружающей среды 162
— равновесная 164
— смешения 52
— солнечно-воздушная (см. Температура) 162
— среднелогарифмическая 64
— торможения 75
— шкала 16
Температурная шкала Кельвина 16
Температуропроводность
— газов 194
— жидких металлов 200
— жидкостей 189
Тепловая инерционность строительных сооружений 164
Тепловое излучение (см. Излучение) 84
Тепловые потери конструкций (см. Строительные теплопотери) 172.
Теплообмен при переходных режимах (см. Теплопроводности при нестационарном режиме) 24
— — труба 157
Тепловой шунт 164
Теплообменники периодического действия (см. Теплообменные аппараты) 155
Теплообменные аппараты:
двухжидкостные с косвенной теплопередачей 154
кожухотрубные 141
прямоточные 141

с косвенной теплопередачей 153
с непосредственным теплообменом 141
с теплообменом периодического типа 155
с оребренной поверхностью 159
— — турбулизаторы: 159
перекрестный ток,
поправочные коэффициенты 144
метод истинного значении средней разности температуры 143
расчеты конструкций 143
эффективность 139
Теплоотдача жидких металлов (см. Коэффициенты) 158
— плоской пластины 70
— при высоких скоростях 75
— при непосредственном контакте теплоносителей 156
(см. Теплообменные аппараты)
— тел вращения 78
Теплопроводность:
основное уравнение 11
коэффициент теплопроводности 19
при стационарном режиме (см. Теплопроводность) 23
Теплопроводность, тепло:
граничные условия при теплообмене теплопроводностью 48
дифференциальные уравнения 41
стационарный режим:
развитая поверхность 24
одномерная система 23
для различных систем 26
уравнение Фурье 41
нестационарный режим 24
тела с ограниченно высокой теплопроводностью 38
тела с конечной теплопроводностью и конвективной теплоотдачей на поверхности 40
тела с низким термическим сопротивлением на поверхности 38
Термическая цепь 22
Термическое сопротивление:
в расчете строительной теплопередачи 165
в теплопроводности 21
реперные точки 17
Теплофизические свойства воздуха 194
— — газов 194
Течение в трубах 62
Толщина пограничного слоя жидкости 53
Точка образования пара 16
— таяния льда 16
Тройная точка воды 16
Требования по обеспечению теплового режима помещения (см. Строительная теплопередача) 172
Трубы и каналы:
коэффициент трения 62
перепад давления 62
теплопередача 66
Турбулентный поток 53
Турбулизаторы 159

Угловой коэффициент излучения (см. Коэффициент облученности) 85
Удельная теплоемкость:
газов 194
жидких металлов 200
жидкостей 189
металлов 186
Универсальная газовая постоянная 184
Уравнение Польгаузена 78
— Прандтля — Шлихтинга 78
— Сюзерланда 76
— теплопроводности Фурье 41

Число Маха 51
— Релея 52

Эквивалентный диаметр (см. Гидравлический диаметр) 53
Энтальпия восстановления 76
Эффективность оребрения теплообменных аппаратов 139
Эффективное излучение 87

ИБ № 895

Харри Уонг

ОСНОВНЫЕ ФОРМУЛЫ И ДАННЫЕ ПО ТЕПЛООБМЕНУ ДЛЯ ИНЖЕНЕРОВ

Справочник

Редактор *З. Д. Андреенко*

Художественный редактор *А. Т. Кирьянов*

Переплет художника *С. Н. Голубева*

Технический редактор *Л. Ф. Шкилевич*

Корректор *Л. С. Тимохова*

Сдано в набор 27.06.78 Подписано к печати 7.02.79.
Формат 60×90$^{1}/_{16}$. Бумага тип. № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая.
Усл. печ. л. 13,5 Уч.-изд. л. 14,64. Тираж 7820 экз. Зак. изд. 77541
Зак. тип. 469 Цена 1 р.

Атомиздат, 103031, Москва, К-31, ул. Жданова, 5

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