

В. Н. КОРОЛЕВ
С. А. НЕЙСКАЯ
А. В. ОСТРОВСКАЯ

ТЕПЛОМАССООБМЕН

Учебно-методическое пособие

Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации
Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

В. Н. Королев, С. А. Нейская, А. В. Островская

Тепломассообмен

Учебно-методическое пособие

*Под общей редакцией доктора технических наук,
профессора В. Н. Королева*

Рекомендовано методическим советом
Уральского федерального университета для студентов вуза,
обучающихся по направлениям подготовки
13.03.03 — Энергетическое машиностроение,
13.03.01 — Теплоэнергетика и теплотехника,
14.05.02 — Атомные станции: проектирование,
эксплуатация и инжиниринг

Екатеринбург
Издательство Уральского университета
2022

УДК 621.1

ББК 31.3

К68

Рецензенты:

кафедра управления в технологических системах и инновационных технологиях УГЛТУ (завкафедрой, д-р техн. наук, проф. *А. Г. Гороховский*); заведующий сектором организации и содействия научной и инновационной деятельности УГЛТУ, канд. техн. наук, доц. *А. И. Сафронов*

На обложке использовано изображение из личного архива авторов.

Королев, Владимир Николаевич.

К68 Тепломассообмен : учебно-методическое пособие / В. Н. Королев, С. А. Нейская, А. В. Островская ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. Н. Королева ; М-во науки и высш. образования РФ. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2022. — 192 с.

ISBN 978-5-7996-3540-4

Настоящее учебно-методическое пособие дает возможность студентам самостоятельно решать задачи, связанные с процессами переноса теплоты и массы, в том числе по переносу теплоты теплопроводностью, конвекцией и излучением, чтобы использовать эти знания при тепловом расчете теплообменных аппаратов, в которых имеет место сложный теплообмен.

Пособие может использоваться студентами и других направлений всех форм обучения, изучающих основы тепломассообмена.

Библиогр.: 13 назв. Рис. 53. Прил. 5.

УДК 621.1

ББК 31.3

ISBN 978-5-7996-3540-4

© Уральский федеральный университет, 2022

Оглавление

Список основных обозначений	5
Основные понятия.....	7
Введение.....	9
1. Теплообмен теплопроводностью	11
1.1. Теплопроводность при стационарном режиме в отсутствие внутренних источников теплоты	14
1.1.1. Теплопроводность и теплопередача через плоские стенки.....	15
1.1.2. Теплопроводность и теплопередача через цилиндрические стенки.....	20
1.1.3. Теплопередача через ребристую стенку. Теплопроводность в ребре постоянного поперечного сечения	29
1.2. Теплопроводность при стационарном режиме при наличии внутренних источников теплоты	35
1.3. Теплопроводность при нестационарном режиме.....	47
1.3.1. Охлаждение (нагревание) тел бесконечных размеров правильной геометрической формы.....	48
1.3.2. Охлаждение (нагревание) тел конечных размеров правильной геометрической формы. Регулярный тепловой режим	54
2. Конвективный теплообмен	61
2.1. Теплоотдача при вынужденном движении жидкости вдоль плоской поверхности	67
2.2. Теплоотдача при вынужденном движении жидкости в трубе.....	73
2.3. Теплоотдача при вынужденном течении жидкости в каналах.....	80
2.4. Теплоотдача при вынужденном поперечном обтекании одиночной трубы и пучка труб	90
2.4.1. Теплоотдача при поперечном обтекании одиночной гладкой трубы	90

2.4.2. Теплоотдача при поперечном обтекании пучка гладких труб.....	91
2.4.3. Теплоотдача при поперечном обтекании оребранных труб	93
2.5. Теплоотдача при свободном движении жидкости	100
2.5.1. Теплоотдача при свободном движении жидкости в неограниченном пространстве	101
2.5.2. Теплоотдача при свободном движении жидкости в ограниченном пространстве	102
2.6. Теплообмен при фазовых превращениях	107
2.6.1. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на вертикальной поверхности	108
2.6.2. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на горизонтальной трубе и пучках труб	108
2.6.3. Теплообмен при кипении жидкости в большом объеме	109
2.6.4. Теплоотдача при кипении жидкости, движущейся внутри труб.....	110
3. Массообмен.....	117
4. Теплообмен излучением.....	127
4.1. Теплообмен излучением между твердыми телами, разделенными прозрачной для электромагнитных волн средой, и в среде, поглощающей электромагнитные волны	129
4.1.1. Теплообмен излучением между твердыми телами, разделенными прозрачной для электромагнитных волн средой.....	129
4.1.2. Теплообмен излучением в среде, содержащей CO_2 и H_2O	131
4.2. Сложный теплообмен	138
5. Тепловой расчет теплообменного аппарата	145
5.1. Элементы теплового расчета теплообменного аппарата.....	148
5.2. Тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата.....	153
Приложения	164
1. Физические и теплофизические свойства различных материалов и веществ.....	164
2. Значения показательных и гиперболических функций.....	176
3. Номограммы для расчета задач по нестационарной теплопроводности	177
4. Степень черноты поверхности излучения различных материалов	183
5. Номограммы для определения степени черноты дымовых газов	186
Список библиографических ссылок	190

Список основных обозначений

r — радиус, м;

l — длина, м;

δ — толщина стенки, м;

d, D — диаметр, м;

F — площадь поверхности тела, м²;

f — площадь поперечного сечения тела, м

u — периметр сечения тела, м;

t — температура, °С;

T — температура, К;

$\vartheta = t - t_{\text{ж}}$ — избыточная температура, °С;

q — плотность теплового потока, Вт/м²;

q_l — линейная плотность теплового потока, Вт/м;

q_v — объемная плотность теплового потока, Вт/м³;

Q — тепловой поток, Вт;

Q_{τ} — количество теплоты, Дж;

G — расход жидкости, кг/с;

λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м²·К);

α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);

k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);

a — коэффициент температуропроводности, м²/с;

μ — коэффициент динамической вязкости, [(Н·с)/м²];

ν — коэффициент кинематической вязкости, м²/с;

D_{AB} — коэффициент диффузии;

J — поток массы, кг/с;

β — коэффициент массоотдачи, (м/с);

c_p — теплоемкость, Дж/(кг·К);

w — скорость, м/с;

τ — время, с.

Основные понятия

Способы переноса теплоты в пространстве. Различают три способа переноса теплоты в пространстве: теплопроводность, конвекция и излучение.

Теплопроводность — это процесс распространения теплоты при непосредственном соприкосновении отдельных тел или частей одного и того же тела, имеющих разную температуру. В твердых телах теплота передается только теплопроводностью.

Конвекция теплоты — перенос теплоты при перемещении объемов жидкости в пространстве из области с одной температурой в область с другой температурой. При этом перенос теплоты неразрывно связан с переносом самой среды. Наряду с конвекцией в жидкостях теплота передается и теплопроводностью. Совместный перенос теплоты теплопроводностью и конвекцией в жидкостях называют *конвективным теплообменом*.

Тепловое излучение — процесс распространения тепловой энергии с помощью электромагнитных волн. Тепловое излучение имеет место в прозрачных для электромагнитных волн средах и в вакууме.

Процессы теплоотдачи и теплопередачи. *Теплоотдача* — процесс переноса теплоты от жидкости к твердой стенке (или наоборот).

Теплопередача — процесс передачи теплоты от одной жидкости к другой через разделяющую их стенку.

Процесс массообмена. *Массообмен* — процесс переноса компонента вещества, находящегося в смеси, из области с большей концентрацией этого компонента в область с меньшей концентрацией.

Процессы, в которых теплообмен сопровождается массообменом, называются *процессами тепломассообмена*.

Виды тепловых потоков. Для количественной характеристики переноса теплоты используются следующие виды тепловых потоков:

Q_τ , Дж — полное количество теплоты, которое передается через поверхность (F) тела за время τ ;

$Q = \frac{dQ_\tau}{d\tau}$, Дж/с, Вт — тепловой поток — количество теплоты, которое передается через поверхность (F) тела за единицу времени;

$q = \frac{dQ}{dF}$, Вт/м² — плотность теплового потока — тепловой поток, проходящий через единицу поверхности в единицу времени;

$q_l = \frac{dQ}{dl}$, Вт/м — линейная плотность теплового потока, т.е. тепловой поток с единицы длины;

$q_v = \frac{dQ}{dV}$, Вт/м³ — объемная плотность внутренних источников теплоты, т.е. тепловой поток с единицы объема тела.

Виды потоков массы. Для количественной характеристики переноса массы вводятся понятия:

J , кг/с — поток массы компонента, т.е. количество вещества, проходящего в единицу времени через выделенную поверхность;

j , кг/(м²·с) — плотность потока массы, т.е. поток массы через единицу площади поперечного сечения тела в единицу времени.

Введение

Теплота является наиболее универсальной формой энергии, возникающей в результате молекулярно-кинетического (теплового) движения микрочастиц — молекул, атомов, электронов. Универсальность тепловой энергии состоит в том, что любая форма энергии (механическая, электрическая, химическая, ядерная и т. п.) трансформируется в конечном итоге либо частично, либо полностью в теплоту. *Теплообменом* называют учение о самопроизвольных необратимых процессах переноса теплоты в пространстве с неодинаковым распределением температур.

Совершенно очевидным является положение, что использование теплоты лежит в основе современных технологий в любой сфере человеческой деятельности. Теплота — великий дар природы и естественно желание научиться разумно его применять, понять основные закономерности, управляющие процессами получения, переноса и использования теплоты.

Массообменом называют учение о закономерностях переноса массы одного компонента смеси относительно другого.

Тепломассообмен — это наука о закономерностях переноса теплоты и массы в окружающем нас пространстве [1; 2].

Пособие содержит задачи по курсу «Тепломассообмен», предлагаемые студентам на практических занятиях. Каждое занятие начинается с краткого изложения основных понятий, даны необходимые формулы, указан порядок решения задач, приведены примеры решения, в которых используются зависимости, приведенные в учебном пособии [1], а также некоторые другие расчетные соотношения, применя-

емые в инженерной практике. В приложении содержится справочный материал, необходимый для решения задач.

Данное учебно-методическое пособие дает возможность студентам самостоятельно наработать практику в решении задач, связанных с процессами переноса теплоты и массы. Последовательно учит решать задачи по переносу теплоты теплопроводностью, конвекцией и излучением, чтобы использовать эти знания при тепловом расчете теплообменных аппаратов, в которых имеет место сложный теплообмен.

1. ТЕПЛООБМЕН ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬЮ

Теплопроводность при стационарном режиме
в отсутствие внутренних источников теплоты



Теплопроводность при стационарном режиме
при наличии внутренних источников теплоты



Теплопроводность при нестационарном режиме



Процесс теплопроводности имеет место в твердых телах, жидкостях и газах. В жидкостях и газах наряду с теплопроводностью перенос теплоты осуществляется в основном за счет движения среды (конвекции). В твердых телах теплота передается только теплопроводностью.

Основной закон теплопроводности (закон Био — Фурье). Закон распространения теплоты теплопроводностью $q = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)$ [2]. Этот закон

можно сформулировать следующим образом: вектор плотности теплового потока в данной точке тела в данный момент времени пропорционален температурному градиенту в той же точке в тот же момент времени. Теплофизический параметр λ , входящий в уравнение, характеризует способность тела проводить теплоту и называется *коэффициентом теплопроводности*, имеет размерность [Вт/(м·К)]. На величину λ влияет много факторов: температура, давление, структура тела, влажность и т. д.

Теплопроводность в газах осуществляется за счет диффузии молекул и столкновения их между собой. Поскольку с ростом температуры скорость движения молекул возрастает, то будет увеличиваться и коэффициент теплопроводности. Значения коэффициентов теплопроводности различных газов изменяются в пределах 0,006...0,6 Вт/(м·К).

В капельных жидкостях перенос теплоты осуществляется упругими волнами (путем обмена энергией при соударениях молекул). Величина коэффициента теплопроводности капельных жидкостей изменяется в диапазоне 0,09...0,7 Вт/(м·К). С ростом температуры коэффициент теплопроводности практически у всех капельных жидкостей уменьшается [3].

В твердых телах (металлах) теплота передается в основном за счет движения свободных электронов. Для этих тел величина коэффициента теплопроводности находится в пределах 7,5...420 Вт/(м·К).

Величина коэффициента теплопроводности строительных и теплоизоляционных материалов изменяется в пределах 0,02...3,0 Вт/(м·К). Материалы с большей плотностью имеют более высокие значения λ . Для влажного материала λ значительно выше, чем для сухого материала и воды по отдельности. Например, для сухого красного кирпича $\lambda = 0,35$ Вт/(м·К), для воды $\lambda \sim 0,6$ Вт/(м·К), а для влажного красного кирпича $\lambda = 1,05$ Вт/(м·К).

Коэффициенты теплопроводности газов, жидкостей и твердых тел приводятся в справочниках (см. прил. 1).

Закономерность изменения температуры в твердом теле в любой его точке в любой момент времени описывается дифференциальным уравнением теплопроводности, имеющим вид:

$$\text{— в декартовых координатах } \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c_p \rho} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \frac{q_v}{c_p \rho};$$

$$\text{— в цилиндрических координатах } \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c_p \rho} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \frac{q_v}{c_p \rho}.$$

Условия однозначности для процессов теплопроводности. Дифференциальное уравнение теплопроводности описывает явление теплопроводности в общем виде. Для получения аналитического описания конкретного процесса необходимо указать его частные особенности, которые совместно с дифференциальным уравнением дают полное математическое описание конкретного процесса теплопроводности и называются условиями однозначности или краевыми условиями.

Условия однозначности включают в себя:

— геометрические условия, характеризующие форму и размеры тела, в котором протекает процесс;

— физические условия, характеризующие физические и теплофизические свойства тела;

— временные или начальные условия, характеризующие распределение температуры в теле в начальный момент времени;

— граничные условия, характеризующие условия взаимодействия рассматриваемого тела с окружающей средой.

Граничные условия могут быть заданы несколькими способами.

Граничными условиями первого рода задается распределение температуры на поверхности тела для каждого момента времени:

$$t_c = f(x_c, y_c, z_c, \tau).$$

Граничными условиями второго рода задаются значения теплового потока для каждой точки поверхности тела и любого момента времени:

$$q_c = f(x_c, y_c, z_c, \tau).$$

Граничными условиями третьего рода задаются температура окружающей среды ($t_{\text{ж}}$) и закон теплоотдачи между телом и средой:

$$q = \alpha(t_{\text{с}} - t_{\text{ж}}).$$

Согласно этому закону плотность теплового потока (q) на поверхности тела пропорциональна разности температур поверхности стенки и окружающей среды. Коэффициент пропорциональности в этом уравнении называют *коэффициентом теплоотдачи* и обозначают α [Вт/(м²·К)]. Он характеризует интенсивность теплопереноса между поверхностью тела и окружающей средой.

Граничными условиями четвертого рода рассматривается случай, когда два или большее количество тел плотно соприкасаются между собой. Если тепловые потери в месте контакта отсутствуют, то тепловой поток, прошедший через поверхность одного тела, пройдет и через поверхность другого тела:

$$-\lambda_1 \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_1 = -\lambda_2 \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_2.$$

1.1. Теплопроводность при стационарном режиме в отсутствие внутренних источников теплоты

Для решения задач необходимо придерживаться следующего порядка.

1. Уяснить условие задачи (определить процесс, которым передается теплота).
2. Сделать рисунок к задаче.
3. Найти формулы (в конспекте или учебном пособии) для расчета переноса теплоты в данном процессе.
4. Выполнить расчет, указав размерность полученной величины.

Примечания

1. Индексами «с» и «ж» будем обозначать параметры, относящиеся к поверхности (стенке) и жидкости соответственно. Например: $t_{\text{с}}$ — температура стенки, $t_{\text{ж}}$ — температура жидкости. Под жидкостью понимается любая текучая среда: вода, воздух и т. п.

2. При решении задач по переносу теплоты через многослойные стенки с идеальным контактом между соприкасающимися слоями

(граничные условия четвертого рода) необходимо помнить, что тепловой поток, который передается теплопроводностью через первый слой, пройдет без изменения через каждый последующий слой.

1.1.1. Теплопроводность и теплопередача через плоские стенки

Температура по толщине плоской стенки изменяется по линейному закону (рис. 1): $t = t_{c_1} - \frac{t_{c_1} - t_{c_2}}{\delta} x$.

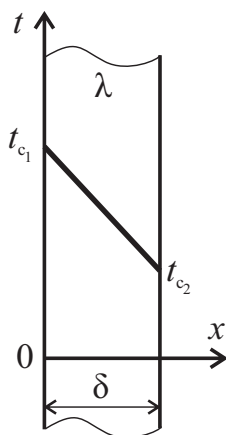


Рис. 1. Изменение температуры по толщине плоской стенки

Плотность теплового потока (q) и тепловой поток (Q) через однослойную плоскую стенку, если известны температуры поверхностей стенок (заданы граничные условия первого рода), рассчитываются по формулам:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} = \frac{\lambda}{\delta} (t_{c_1} - t_{c_2}), \quad Q = qF = \frac{\lambda}{\delta} (t_{c_1} - t_{c_2}) F.$$

Для многослойной стенки эти формулы имеют вид:

$$q = \frac{t_{c_1} - t_{c_{n+1}}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \quad Q = qF = \frac{t_{c_1} - t_{c_{n+1}}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} F.$$

Плотность теплового потока (q) и тепловой поток (Q) через однослойную плоскую стенку, если известны температуры жидкости (заданы граничные условия третьего рода), находящейся с одной и другой стороны стенки, рассчитываются по формулам:

$$q = \frac{t_{ж_1} - t_{ж_2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad Q = qF.$$

Формулы можно записать компактнее:

$$q = k(t_{ж_1} - t_{ж_2}), \quad Q = k(t_{ж_1} - t_{ж_2})F,$$

где $k = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)$ — коэффициент теплопередачи, [Вт/(м²·К)].

Характеризует интенсивность передачи теплоты от одной жидкости к другой через разделяющую их стенку. $\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$ — представляет собой сумму термических сопротивлений процесса теплопроводности (δ/λ) и процессов теплоотдачи ($1/\alpha$).

При расчете теплопередачи через многослойную плоскую стенку формулы плотности теплового потока и теплового потока соответственно имеют вид:

$$q = \frac{t_{ж_1} - t_{ж_2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad Q = qF.$$

Примеры решения задач по теме «Теплопроводность и теплопередача через плоские стенки»

Пример 1. Для постройки временного жилища у арктической экспедиции имеются в распоряжении: доски сосновые толщиной 50 мм и снег. Какой оптимальной толщины должен быть слой снега, чтобы температура стенки внутри жилища была $t_{c_1} = 10^\circ\text{C}$, при температуре снега снаружи $t_{c_3} = -45^\circ\text{C}$?

Решение. В данной задаче имеет место процесс теплопроводности через двухслойную плоскую стенку (рис. 2).

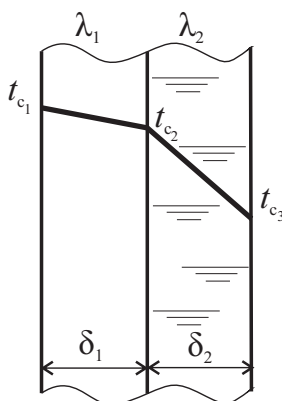


Рис. 2. Схема двухслойной плоской стенки

Прежде всего, необходимо принять решение относительно температуры на стыке слоев досок и снега при его оптимальной толщине. Температура на стыке снега и доски должна быть 0°C , чтобы снег не таял.

Выпишем из прил. 1, табл. П1.1 коэффициенты теплопроводности сосновой доски и снега: $\lambda_1 = 0,107 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; $\lambda_2 = 0,465 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ соответственно.

Тепловой поток, передающийся через первый и второй слои конструкции стенки, одинаковый (выполняются граничные условия четвертого рода). Поэтому запишем формулу для теплового потока, проходящего через первый $q = \frac{\lambda_1}{\delta_1}(t_{c_1} - t_{c_2})$ и второй $q = \frac{\lambda_2}{\delta_2}(t_{c_2} - t_{c_3})$ слои

стенки. Приравнивая правые части формул $\frac{\lambda_1}{\delta_1}(t_{c_1} - t_{c_2}) = \frac{\lambda_2}{\delta_2}(t_{c_2} - t_{c_3})$,

выразим искомую величину (толщину снега):

$$\delta_2 = \frac{\lambda_2}{\frac{\lambda_1}{\delta_1}(t_{c_1} - t_{c_2})}(t_{c_2} - t_{c_3}) = \frac{0,465 \cdot (0 - (-45))}{\frac{0,107}{5 \cdot 10^{-2}}(10 - 0)} = 0,98 \text{ м.}$$

Ответ. Минимальная толщина снега 0,98 м.

Пример 2. Вычислить тепловые потери через 1 м^2 поверхности стенки, выполненной из строительного кирпича, и определить температуры на ее внутренней и наружной сторонах, если заданы следующие

величины: температура среды с одной стороны стенки $t_{ж_1} = 30^\circ\text{C}$, коэффициент теплоотдачи $\alpha_1 = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; с другой стороны стенки $t_{ж_2} = -20^\circ\text{C}$, $\alpha_2 = 50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Коэффициент теплопроводности материала стенки $0,25 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, толщина стенки 500 мм .

Решение. Теплота передается от одной жидкости к другой через плоскую стенку, т. е. имеет место процесс теплопередачи (рис. 3).

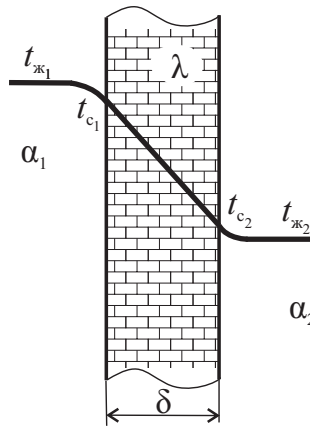


Рис. 3. Условное изображение процесса теплопередачи через плоскую стенку

Рассчитаем плотность теплового потока:

$$q = \frac{t_{ж_1} - t_{ж_2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{30 - (-20)}{\frac{1}{10} + \frac{0,5}{0,25} + \frac{1}{50}} = 23,6 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Для определения температур t_{c_1} и t_{c_2} запишем формулы для процессов теплоотдачи от жидкости с температурой $t_{ж_1}$ к поверхности стенки, температура которой t_{c_1} : $q = \alpha_1 (t_{ж_1} - t_{c_1})$, и от наружной стенки, температура которой t_{c_2} , к среде с температурой $t_{ж_2}$: $q = \alpha_2 (t_{c_2} - t_{ж_2})$.

Поскольку величина плотности теплового потока известна, то найдем t_{c_1} и t_{c_2} .

$$q = \alpha_2 (t_{c_2} - t_{ж_2}) \rightarrow t_{c_2} = t_{ж_2} + \frac{q}{\alpha_2} = -20 + \frac{23,6}{50} = -19,53^\circ\text{C},$$

$$q = \alpha_1 (t_{ж_1} - t_{c_1}) \rightarrow t_{c_1} = t_{ж_1} - \frac{q}{\alpha_1} = 30 - \frac{23,6}{10} = 27,64 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Ответ. Тепловые потери с 1 м^2 поверхности стенки $23,6 \text{ Вт}$, температура стенки с внутренней стороны $27,64 \text{ } ^\circ\text{C}$, а с наружной ($-19,53 \text{ } ^\circ\text{C}$).

Задачи для самостоятельного решения по теме «Теплопроводность и теплопередача через плоские стенки»

Задача 1. Стенка топочной камеры состоит из карборундового кирпича (коэффициент теплопроводности карборунда $11,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$) толщиной 125 мм , шамотного кирпича ($\lambda = 1,16 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$) толщиной 250 мм , а снаружи покрыта асбестовым листом ($\lambda = 0,116 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$) толщиной 30 мм . Температура стенки со стороны топки $1300 \text{ } ^\circ\text{C}$, с наружной стороны ($-30 \text{ } ^\circ\text{C}$). Определить плотность теплового потока, проходящего через стенку, и температуры на границах слоев.

Ответ. $q = 2616,9 \text{ Вт}/\text{м}^2$, $t_{c2} = 1270,8 \text{ } ^\circ\text{C}$, $t_{c3} = 706,8 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Задача 2. Определить плотность теплового потока, передаваемого через кирпичную стену помещения толщиной 510 мм (коэффициент теплопроводности кирпича $0,8 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$). Температура воздуха внутри помещения $18 \text{ } ^\circ\text{C}$, коэффициент теплоотдачи от воздуха к внутренней поверхности стенки $7,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Температура наружного воздуха ($-30 \text{ } ^\circ\text{C}$), коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности стены, обдуваемой ветром, $20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Вычислить также температуры на внутренней и наружной поверхностях стены t_{c1} и t_{c2} .

Ответ. $q = 58,48 \text{ Вт}/\text{м}^2$, $t_{c1} = 10,2 \text{ } ^\circ\text{C}$, $t_{c2} = -27,08 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Задача 3. Определить плотность теплового потока, передаваемого через плоскую стенку от дымовых газов к воде, если температура газа $1000 \text{ } ^\circ\text{C}$, коэффициент теплоотдачи от газа к стенке $35 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, температура воды $150 \text{ } ^\circ\text{C}$, коэффициент теплоотдачи от стенки к воде $5830 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Толщина стенки 10 мм . Коэффициент теплопроводности материала стенки $58,3 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Определить также температуру стенки со стороны воды и со стороны газа.

Решить эту же задачу, если стенка со стороны воды покрыта накипью ($\lambda = 0,93 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$) толщиной 5 мм, а со стороны газа покрыта сажей толщиной 1 мм ($\lambda = 0,093 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$).

Ответ. $q = 29397 \text{ Вт}/\text{м}^2$, $t_{c1} = 160,1 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{c2} = 155,0 \text{ }^\circ\text{C}$.

$q' = 18876,7 \text{ Вт}/\text{м}^2$, $t'_{c1} = 463,0 \text{ }^\circ\text{C}$, $t'_{c2} = 456,0 \text{ }^\circ\text{C}$, $t'_{c3} = 256 \text{ }^\circ\text{C}$, $t'_{c4} = 153 \text{ }^\circ\text{C}$.

Задача 4. Стенка здания толщиной 0,6 м выполнена из бетона (коэффициент теплопроводности бетона $0,93 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$). В стене имеется окно. Определить количество камер в стеклопакете (оконное стекло толщиной 4 мм и прослойка воздуха толщиной 5 мм), которое необходимо поставить, чтобы плотность теплового потока, передаваемого через окно, была такой же, как и через стену. Температура стены (окна) внутри здания $20 \text{ }^\circ\text{C}$, а снаружи ($-20 \text{ }^\circ\text{C}$). Коэффициенты теплопроводности стекла и воздуха соответственно равны $0,74 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ и $0,025 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Ответ. $n = 5$.

Задача 5. Стенка топочной камеры состоит из карборундового кирпича (коэффициент теплопроводности карборунда $11,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$) толщиной 125 мм, шамотного кирпича ($\lambda = 1,16 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$) толщиной 250 мм, а между ними расположена засыпка из диатомита ($\lambda = 0,13 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$) толщиной 50 мм. Какой толщины следует сделать слой из карборундового кирпича, если отказаться от применения засыпки из диатомита, чтобы тепловой поток через стенку оставался неизменным?

Ответ. $\delta = 4,43 \text{ м}$.

1.1.2. Теплопроводность и теплопередача через цилиндрические стенки

Температура по толщине цилиндрической стенки (рис. 4) изменяется по логарифмическому закону: $t = t_{c1} + \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \ln \frac{r}{r_1}$.

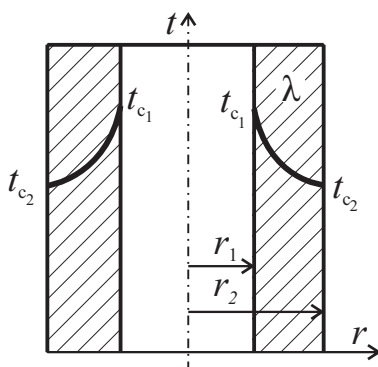


Рис. 4. Изменение температуры по толщине цилиндрической стенки

Тепловой поток, отнесенный к единице длины цилиндрической стенки (трубы), называется *линейной плотностью теплового потока*, обозначается q_l , имеет размерность [Вт/м] и определяется по формуле:

$$q_l = \frac{Q}{l} = \frac{(t_{c_1} - t_{c_2})\pi}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1}} = \frac{(t_{c_1} - t_{c_2})\pi}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}.$$

Выражение для расчета линейной плотности теплового потока через многослойную цилиндрическую стенку имеет вид:

$$q_l = \frac{(t_{c_1} - t_{c_{n+1}})\pi}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i}} = \frac{(t_{c_1} - t_{c_{n+1}})\pi}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}.$$

Линейная плотность теплового потока (q_l) и тепловой поток (Q) через однослойную цилиндрическую стенку, если известны температуры жидкости, находящейся с внутренней и наружной сторонах стенки (заданы граничные условия третьего рода), рассчитываются по формулам:

$$q_l = \frac{(t_{ж_1} - t_{ж_2})\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \quad Q = q_l \cdot l.$$

Или

$$q_l = k_l (t_{ж_1} - t_{ж_2}) \pi,$$

где k_l — линейный коэффициент теплопередачи,

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \text{ [Вт/(м} \cdot \text{К)]}.$$

Формула для расчета q_l для n -слойной цилиндрической стенки имеет вид:

$$q_l = \frac{(t_{ж_1} - t_{ж_2}) \pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}}, \quad Q = q_l \cdot l.$$

Приближенный расчет теплопередачи через цилиндрическую стенку.

При $\frac{d_2}{d_1} < 2$ расчет теплового потока в процессе теплопередачи через

цилиндрическую стенку трубы можно вести по приближенной формуле (погрешность не превышает 2 %):

$$Q = \frac{(t_{ж_1} - t_{ж_2}) \cdot F}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где $\delta = \frac{d_2 - d_1}{2}$ — толщина стенки трубы, а $F = \pi \cdot d_2 \cdot l$ — площадь наружной поверхности трубы.

Критический диаметр тепловой изоляции. Назначение тепловой изоляции — уменьшать потери теплоты в окружающую среду. Для правильного выбора тепловой изоляции необходимо прежде рассчитать ее критический диаметр:

$$d_{из(кр)} = 2\lambda_{из} / \alpha_2.$$

Если критический диаметр окажется больше величины наружного диаметра трубы, то такую изоляцию использовать нецелесообразно, т. к. часть нанесенной такой тепловой изоляции размером $(d_{из(кр)} - d_2)$ будет не уменьшать тепловые потери, а увеличивать их. Тепловая изоляция

будет теплоизолировать трубу с первых нанесенных на ее поверхность миллиметров, если рассчитанный для этой тепловой изоляции критический диаметр будет меньше диаметра неизолированного трубопровода.

Примеры решения задач по теме «Теплопроводность и теплопередача через цилиндрические стенки»

Пример 1. В районах вечной мерзлоты природный газ транспортируется по трубопроводу, уложенному в землю. Температура земли ($-5\text{ }^{\circ}\text{C}$). Труба стальная ($\lambda_c = 45\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$), внутренний диаметр трубы 1400 мм, а наружный 1420 мм. Температура внутренней стенки трубы $t_{c1} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Трубопровод покрыт двумя слоями тепловой изоляции: слоем битума толщиной 10 мм ($\lambda_6 = 0,47\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$) и слоем пенополиуретана ($\lambda_{п} = 0,029\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$) толщиной 300 мм. Температура с внешней стороны тепловой изоляции, чтобы не нарушать условие вечной мерзлоты, должна быть равна температуре земли ($t_{c4} = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$). Вычислить тепловые потери с 1 м длины трубопровода и рассчитать температуру на стыке слоев изоляции.

Как изменятся тепловые потери и температура на стыке слоев изоляции, если слои изоляции поменять местами? Слой тепловой изоляции с меньшим коэффициентом теплопроводности наложить непосредственно на поверхность трубы. Все другие условия оставить без изменения.

Решение. В данной задаче имеет место процесс теплопроводности через трехслойную цилиндрическую стенку (рис. 5).

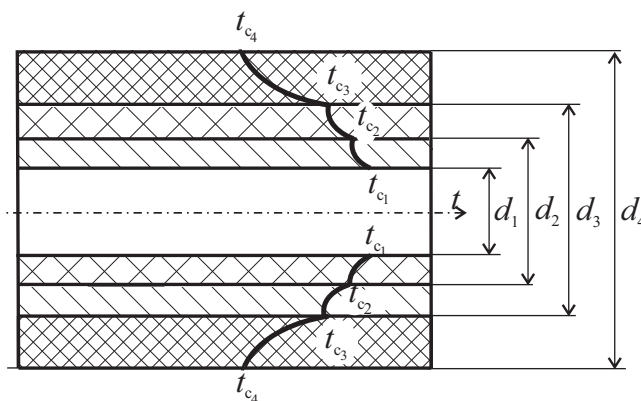


Рис. 5. Изменение температуры по сечению теплоизолированной трубы

Трехслойная цилиндрическая стенка диаметрами: $d_1 = 1400$ мм; $d_2 = 1420$ мм; $d_3 = 1420 + 2 \cdot 10 = 1440$ мм; $d_4 = 1440 + 2 \cdot 300 = 2040$ мм. Тепловые потери на стыке слоев отсутствуют (выполняются граничные условия четвертого рода). Потери теплоты с 1 м длины трубопровода рассчитываем по формуле:

$$q_l = \frac{(t_{c_1} - t_{c_4})\pi}{\frac{1}{2\lambda_c} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_6} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\lambda_n} \ln \frac{d_4}{d_3}} =$$

$$= \frac{(10 - (-5)) \cdot 3,14}{\frac{1}{2 \cdot 45} \ln \frac{1420}{1400} + \frac{1}{2 \cdot 0,47} \ln \frac{1440}{1420} + \frac{1}{2 \cdot 0,029} \ln \frac{2040}{1440}} = 7,82 \text{ Вт/м.}$$

Поскольку тепловой поток, проходящий через каждый слой, одинаковый, то для расчета температуры на стыке слоев изоляции воспользуемся формулой для линейной плотности теплового потока, проходящего через третий слой, $q_l = \frac{(t_{c_3} - t_{c_4})\pi}{\frac{1}{2\lambda_n} \ln \frac{d_4}{d_3}}$ (через слой тепловой

изоляции из пенополиуретана). Тогда

$$t_{c_3} = t_{c_4} + q_l \cdot \frac{1}{2\lambda_n} \ln \frac{d_4}{d_3} \cdot \frac{1}{\pi} = -5 + 7,82 \cdot \frac{1}{2 \cdot 0,029} \ln \frac{2040}{1440} \cdot \frac{1}{3,14} = 9,93^\circ \text{C.}$$

Выясним, изменятся ли тепловые потери и температура на стыке слоев тепловой изоляции, если слой изоляции с меньшим коэффициентом теплопроводности (пенополиуритан) наложим прямо на стальную стенку, а слой битума на слой пенополиуритана.

В этом случае $d_1 = 1400$ мм; $d_2 = 1420$ мм; $d_3 = 1420 + 2 \cdot 300 = 2020$ мм; $d_4 = 2020 + 2 \cdot 10 = 2040$ мм. С учетом этих изменений потери теплоты:

$$q_l = \frac{(t_{c_1} - t_{c_4})\pi}{\frac{1}{2\lambda_c} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_n} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\lambda_6} \ln \frac{d_4}{d_3}} =$$

$$= \frac{(10 - (-5)) \cdot 3,14}{\frac{1}{2 \cdot 45} \ln \frac{1420}{1400} + \frac{1}{2 \cdot 0,029} \ln \frac{2020}{1420} + \frac{1}{2 \cdot 0,47} \ln \frac{2040}{2020}} = 7,75 \text{ Вт/м.}$$

Тогда температура на стыке слоев тепловой изоляции будет равна:

$$t_{c_3} = t_{c_4} + q_l \cdot \frac{1}{2\lambda_{\text{п}}} \ln \frac{d_4}{d_3} \cdot \frac{1}{\pi} = -5 + 7,75 \cdot \frac{1}{2 \cdot 0,47} \ln \frac{2040}{2020} \cdot \frac{1}{3,14} = -4,97^\circ\text{C}.$$

Ответ. Тепловые потери с 1 м длины трубопровода 7,82 Вт и 7,75 Вт. Температура на стыке слоев изоляции $9,93^\circ\text{C}$ и $(-4,97^\circ\text{C})$. Таким образом, тепловые потери практически не изменяются, т. к. величина термического сопротивления теплопроводности $\left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} \right)$ мало

зависит от перестановки слоев тепловой изоляции. Температура на стыке слоев изоляции изменится, поскольку ее величина напрямую связана с термическим сопротивлением слоя тепловой изоляции: чем это сопротивление больше, тем больше градиент температуры.

Пример 2. Определить количество воды, прокачиваемой за 1 ч через трубчатый теплообменник, который состоит из 12 медных труб. Внутренний диаметр трубы 18 мм, а наружный 21 мм. Длина трубы 3 м. Снаружи труб конденсируется пар, его температура $t_{\text{ж}_1} = 55^\circ\text{C}$, коэффициент теплоотдачи $\alpha_1 = 7000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$. Внутри труб движется вода, ее температура на входе в трубы 16°C , а на выходе из них 48°C , коэффициент теплоотдачи со стороны движущейся внутри труб воды $\alpha_2 = 2500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$. Коэффициент теплопроводности меди $\lambda = 384 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$.

Решение. Вода, протекая внутри труб (рис. 6), нагревается.

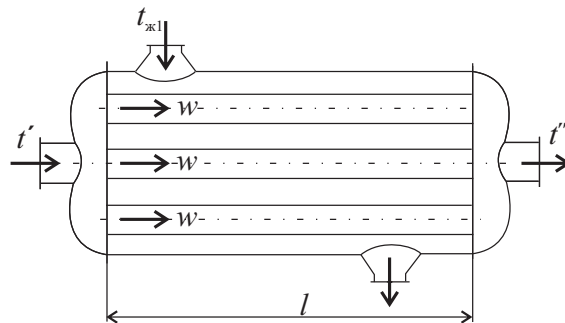


Рис. 6. Схематичное изображение трубчатого теплообменника

Запишем формулу теплового потока $Q = G \cdot c_p (t'' - t')$, где G , кг/с — массовый расход воды через все $n = 12$ труб, а c_p , Дж/(кг · К) — удельная теплоемкость воды. Из этой формулы выразим $G = \frac{Q}{c_p (t'' - t')}$. Те-

пловой поток, передаваемый через 12 труб, найдем, воспользовавшись формулой теплопередачи через однослойную цилиндрическую стенку:

$$Q = q_l \cdot l \cdot n = \frac{(t_{ж_1} - t_{ж_2}) \pi l n}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}},$$

где $t_{ж_2} = \frac{t' + t''}{2} = \frac{16 + 48}{2} = 32^\circ \text{C}$.

Тогда

$$\begin{aligned} Q &= q_l \cdot l = \frac{(t_{ж_1} - t_{ж_2}) \pi l n}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} = \\ &= \frac{(55 - 32) \cdot 3,14 \cdot 3 \cdot 12}{\frac{1}{7000 \cdot 18 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{384 \cdot 2} \ln \frac{0,021}{0,018} + \frac{1}{2500 \cdot 21 \cdot 10^{-3}}} = 74530 \text{ Вт.} \end{aligned}$$

Значения удельной теплоемкости воды $c_p = 4174$ Дж/(кг · К) определяем по прил. 1, табл. П1.5 по температуре $t_{ж_2} = \frac{t' + t''}{2} = \frac{16 + 48}{2} = 32^\circ \text{C}$.

Массовый расход воды за 1 с составит:

$$G_1 = \frac{Q}{c_p (t'' - t')} = \frac{74530}{4,212 \cdot 10^3 (48 - 16)} = 0,55 \text{ кг/с.}$$

Расход воды за 1 ч составит: $G = G_1 \cdot 3600 = 0,55 \cdot 3600 = 1990$ кг/ч.

Ответ. Расход воды 1990 кг/ч.

Пример 3. По трубе наружным диаметром $d_2 = 120$ мм к дому подводится горячая вода. Для уменьшения тепловых потерь в окружающую среду трубопровод необходимо теплоизолировать. В наличии имеется

шлаковата ($\lambda = 0,47 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$), стекловата ($\lambda = 0,037 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$) и пенополиуретан ($\lambda = 0,029 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$). Какую тепловую изоляцию нецелесообразно использовать для теплоизоляции трубопровода и почему? Коэффициент теплоотдачи с внешней поверхности трубы в окружающую среду $\alpha = 5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Решение. Изобразим трубопровод с нанесенной на его поверхность тепловой изоляцией (рис. 7).

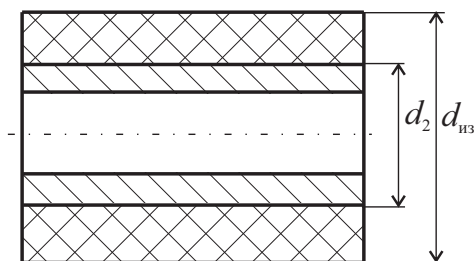


Рис. 7. Трубопровод с нанесенной на его поверхность тепловой изоляцией

Для того чтобы ответить на поставленный вопрос, необходимо вычислить критический диаметр тепловой изоляции для всех трех теплоизоляционных материалов:

— для шлаковаты $d_{\text{из(кр)}} = \frac{2\lambda}{\alpha} = \frac{2 \cdot 0,47}{5} = 0,188 \text{ м} = 188 \text{ мм};$

— для стекловаты $d_{\text{из(кр)}} = \frac{2\lambda}{\alpha} = \frac{2 \cdot 0,037}{5} = 0,0148 \text{ м} = 14,8 \text{ мм};$

— для пенополиуретана $d_{\text{из(кр)}} = \frac{2\lambda}{\alpha} = \frac{2 \cdot 0,029}{5} = 0,0116 \text{ м} = 11,6 \text{ мм}.$

Ответ. Сравнивая диаметр неизолированного трубопровода (d_2) с величиной критического диаметра ($d_{\text{из(кр)}}$) для соответствующего теплоизоляционного материала, делаем вывод, что для шлаковаты величина $d_{\text{из(кр)}} > d_2$. Следовательно, эту изоляцию использовать нецелесообразно, т. к. часть слоя этой тепловой изоляции толщиной $(188 - 120 = 68 \text{ мм})$ будет не теплоизолировать, а, наоборот, увеличивать тепловые потери с поверхности трубопровода.

**Задачи для самостоятельного решения
по теме «Теплопроводность и теплопередача
через цилиндрические стенки»**

Задача 1. Стальной паропровод наружным/внутренним диаметрами 110/112 мм (коэффициент теплопроводности стали 50 Вт/(м·К)) покрыт двумя слоями тепловой изоляции: толщина первого слоя 50 мм ($\lambda = 0,06$ Вт/м·К), толщина второго слоя 60 мм ($\lambda = 0,12$ Вт/м·К). Определить потери теплоты с единицы длины трубопровода и температуру на границе соприкосновения слоев тепловой изоляции, если температура внутренней поверхности трубы 250 °С, а наружной поверхности изоляции 50 °С.

Ответ. $q_l = 87,5$ Вт/м, $t_{с3} = 102,05$ °С.

Задача 2. Стальной паропровод наружным/внутренним диаметрами 110/112 мм (коэффициент теплопроводности стали 50 Вт/(м·К)) покрыт двумя слоями тепловой изоляции: толщина первого слоя 50 мм ($\lambda = 0,06$ Вт/(м·К)), толщина второго слоя 60 мм ($\lambda = 0,12$ Вт/(м·К)). Определить потери теплоты с единицы длины трубопровода и температуру на границе соприкосновения слоев тепловой изоляции, если внутри трубы течет вода, температура которой 80 °С, коэффициент теплоотдачи от воды к внутренней стенке трубы 3500 Вт/(м²·К), а снаружи находится воздух, его температура 10 °С. Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности изоляции к воздуху 11 Вт/(м²·К).

Ответ. $q_l = 30,3$ Вт/м, $t_{с3} = 28,5$ °С.

Задача 3. Вычислить потерю теплоты с 1 погонного метра неизолированного трубопровода диаметрами 150 мм и 160 мм, проложенного на открытом воздухе, если внутри трубы протекает вода со средней температурой 90 °С, а температура окружающего воздуха 5 °С. Коэффициент теплопроводности материала трубы 50 Вт/(м·К). Коэффициент теплоотдачи от воды к стенке трубы 1000 Вт/(м²·К), от трубы к окружающему воздуху 12 Вт/(м²·К).

Ответ. $q_l = 85,25$ Вт/м.

Задача 4. По трубе диаметром 18/20 мм течет трансформаторное масло ($\lambda = 1,28$ Вт/(м·К)). Средняя по длине трубы температура масла

120 °С. Температура окружающего трубу воздуха 20 °С. Коэффициент теплоотдачи от масла к стенке трубы 100 Вт/(м²·К), от трубы к окружающему воздуху 10 Вт/(м²·К). Определить, во сколько раз уменьшатся тепловые потери с 1 м длины трубопровода, если на его поверхность наложить слой тепловой изоляции из совелита ($\lambda = 0,08$ Вт/(м·К)) толщиной 50 мм.

Ответ. $q_l = 87,5$ Вт/м, $q'_l = 24,88$ Вт/м. Тепловые потери снизятся в 2,26 раза.

Задача 5. По трубопроводу наружным диаметром 125 мм, внутренним диаметром 120 мм течет горячая вода, температура которой 170 °С. Для уменьшения тепловых потерь в окружающую среду, температура которой 3 °С, необходимо трубу теплоизолировать. Для этого имеется асбест и шлаковата (коэффициенты теплопроводности асбеста 0,116 Вт/(м·К), шлаковаты (0,8 Вт/(м·К)). Какой материал можно использовать в этом случае, и какой толщины его необходимо нанести на поверхность трубопровода, чтобы тепловые потери уменьшились в три раза по сравнению с неизолированным трубопроводом? Коэффициенты теплоотдачи от воды к стенке трубы 1000 Вт/(м²·К), а от наружной ее поверхности к воздуху 10 Вт/(м²·К). Коэффициент теплопроводности материала трубопровода 45 Вт/(м·К). Поскольку $d_2/d_1 < 2$, то для расчета можно воспользоваться формулой для теплопередачи через плоскую стенку.

Ответ. Асбест, $\delta_{асб} = 0,024$ м.

1.1.3. Теплопередача через ребристую стенку.

Теплопроводность в ребре постоянного поперечного сечения

Для расчета теплопередачи через ребристую стенку (рис. 8) без учета изменения температуры по длине ребра используется формула:

$$Q = \frac{(t_{ж_1} - t_{ж_2})F}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 n}},$$

где $n = \frac{F_{\text{рс}}}{F}$ — коэффициент оребрения, который показывает во сколько раз площадь поверхности ребристой стенки больше площади поверхности гладкой стенки.

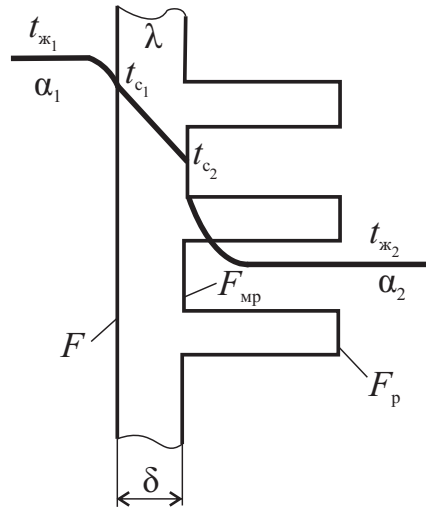


Рис. 8. Ребристая стенка

Для точного расчета теплопередачи через ребристую стенку необходимо знать закономерность изменения температуры по длине ребра.

Изменения температуры по длине ребра описываются уравнением:

$$\vartheta = \vartheta_0 \frac{\text{ch}[m(l-x)]}{\text{ch}(ml)}.$$

Согласно этому уравнению температура по длине ребра постоянного поперечного сечения изменяется по гиперболическому (экспоненциальному) закону.

Тепловой поток, передаваемый с поверхности ребра в окружающую среду, равен тепловому потоку, прошедшему теплопроводностью через основание ребра, и рассчитывается по формуле $Q_p = \vartheta_0 \lambda f m \text{th}(ml)$,

где $m = \sqrt{\frac{\alpha u}{\lambda f}}$. С учетом этого формула для расчета теплового потока,

передаваемого с поверхности ребра, имеет вид: $Q_p = \vartheta_0 \sqrt{\alpha u \lambda f} \text{th}(ml)$.

Формула для расчета теплопередачи через ребристую стенку с учетом изменения температуры по длине ребра имеет вид:

$$Q = \frac{(t_{ж_1} - t_{ж_2}) F}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{пр} n}},$$

где $\alpha_{пр}$ — приведенный коэффициент теплоотдачи: $\alpha_{пр} = \alpha_2 \left(\frac{F_{мп}}{F_{рс}} + \frac{F_p}{F_{рс}} \Phi \right)$.

Φ — коэффициент эффективности работы ребра: $\Phi = \frac{\text{th}(ml)}{ml}$.

Если известна температура t_{c_2} (см. рис. 8), то можно рассчитать теплоотдачу с ребристой поверхности, не прибегая к вычислению приведенного коэффициента теплоотдачи. При известной температуре t_{c_2} тепловой поток, передаваемый с ребристой поверхности, можно определить по формуле:

$$Q = Q_p \cdot Z + Q_{мп},$$

где Q_p — тепловой поток с поверхности одного ребра:

$Q_p = \vartheta_0 \sqrt{\alpha u \lambda f} \text{th}(ml) \Phi$; Z — количество ребер; $Q_{мп}$ — тепловой поток

с межреберной поверхности: $Q_{мп} = \alpha_2 (t_{c_2} - t_{ж_2}) F_{мп}$. При расчете считается, что коэффициент теплоотдачи с поверхности ребер и межреберного пространства одинаковый.

Пример решения задачи по теме «Теплопередача через ребристую стенку. Теплопроводность в ребре постоянного поперечного сечения»

Пример. Нагревательный прибор выполнен в виде вертикальной трубы с продольными стальными ребрами прямоугольного сечения. Высота трубы 1200 мм, наружный диаметр трубы 60 мм, длина ребер 50 мм, а их толщина $\delta = 3$ мм. Общее число ребер 20. Температура у основания ребра $t_c = 80$ °С. Температура окружающего воздуха $t_{ж} = 18$ °С. Коэффициент теплоотдачи от ребер и внешней поверхности трубы к окружающему воздуху $\alpha = 9,3$ Вт/(м² · К), коэффициент теплопроводности стали $\lambda = 55,7$ Вт/(м · К). Коэффициент эффективности работы

ребра 0,9. Вычислить тепловой поток, передаваемый ребристой стенкой в окружающую среду, и температуру на конце ребра.

Решение. В данной задаче имеет место процесс теплоотдачи с поверхности, которая оребрена продольными ребрами постоянного поперечного сечения (рис. 9).

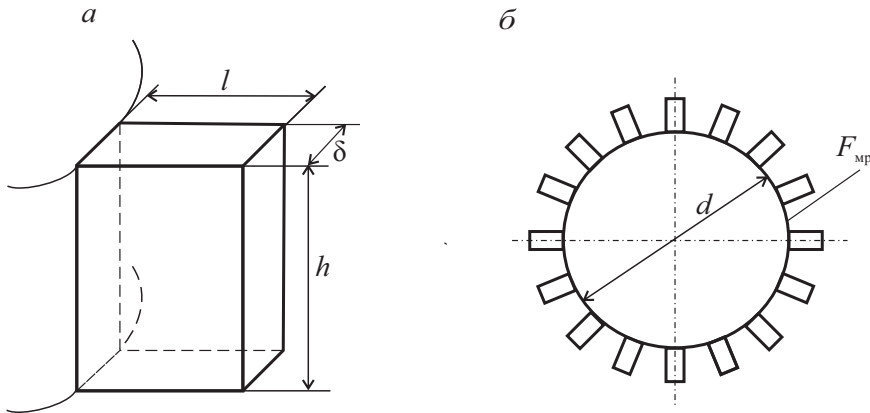


Рис. 9. Изображение ребра:

a — в изометрии; *б* — вид сверху на нагревательный прибор

Теплота передается в окружающую среду как с поверхности ребер, так и с неоребренной части поверхности нагревательного элемента. Поскольку температура у основания ребра известна, то для решения данной задачи воспользуемся формулой $Q = Q_p \cdot Z + Q_{mp}$. Тепловой поток с поверхности одного ребра находим по формуле $Q_p = \vartheta_0 \sqrt{\alpha u \lambda f} \operatorname{th}(ml) \Phi$, а тепловой поток с межреберной поверхности по формуле $Q_{mp} = \alpha_2 (t_{c_2} - t_{ж_2}) F_{mp}$. Рассчитаем площадь поверхности трубы незанятой ребрами:

$$F_{mp} = (\pi \cdot d_2 - \delta \cdot Z) h = (3,14 \cdot 0,06 - 0,003 \cdot 20) \cdot 1,2 = 0,128 \text{ м}^2.$$

Определим тепловой поток с межреберной поверхности:

$$Q_{mp} = \alpha_2 (t_{c_2} - t_{ж_2}) F_{mp} = 9,3 \cdot (80 - 18) \cdot 0,128 = 73,8 \text{ Вт}.$$

Рассчитаем тепловой поток с поверхности одного ребра:

$$Q_p = \vartheta_0 \sqrt{\alpha u \lambda f} \operatorname{th}(ml) \Phi,$$

где периметр сечения ребра $u = 2 \cdot \delta + 2 \cdot h = 2 \cdot 0,003 + 2 \cdot 1,2 = 2,406$ м, а площадь поперечного сечения ребра $f = \delta \cdot h = 0,003 \cdot 1,2 = 0,0036$ м².

Значение $m = \sqrt{\frac{\alpha u}{\lambda f}} = \sqrt{\frac{9,3 \cdot 2,406}{55,7 \cdot 0,0036}} = 10,56 \frac{1}{\text{м}}$. Определяем величину

$\text{th}(ml)$ (см. прил. 2):

$$\text{th}(ml) = \text{th}(10,56 \cdot 0,05) = \text{th}(0,528) = 0,47.$$

Величина теплового потока с поверхности ребра:

$$Q_p = \vartheta_0 \sqrt{\alpha u \lambda f} \text{th}(ml) \Phi = (80 - 18) \sqrt{9,3 \cdot 2,406 \cdot 55,7 \cdot 0,0036} \cdot 0,47 \cdot 0,9 = 55,6 \text{ Вт}.$$

Тепловой поток с поверхности ребристой стенки:

$$Q = Q_p \cdot Z + Q_{\text{мп}} = 55,6 \cdot 20 + 73,8 = 1185,8 \text{ Вт}.$$

Температуру на конце ребра определим, воспользовавшись формулой $\vartheta = \vartheta_0 \frac{\text{ch}[m(l-x)]}{\text{ch}(ml)}$. В этой формуле $\vartheta = t - t_{\text{ж}}$, где t — искомая температура, а $\vartheta_0 = t_c - t_{\text{ж}} = 80 - 18 = 62$ °С. Поскольку находим температуру на конце ребра, то $x = l$. Тогда

$$t - 18 = 62 \frac{\text{ch}[m(l-l)]}{\text{ch}(ml)} = 62 \frac{1}{\text{ch}(ml)} = \frac{62}{\text{ch}(0,528)} = \frac{62}{1,146} = 54,10.$$

Температура на конце ребра составит $t = 54,10 + 18 = 72,10$ °С.

Ответ. Тепловой поток, передаваемый ребристой стенкой в окружающую среду, равен 1185,8 Вт. Температура на конце ребра 72,1 °С.

Задачи для самостоятельного решения по теме «Теплопередача через ребристую стенку. Теплопроводность в ребре постоянного поперечного сечения»

Задача 1. Определить, как изменится тепловой поток, передаваемый через плоскую стенку, если ее оребрить. Толщина стенки 5 мм, коэффициент теплопроводности материала стенки 46,5 Вт/(м · К).

Коэффициент теплоотдачи с одной стороны стенки $290 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а температура жидкости 20°С , с другой стороны $11,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а температура жидкости 20°С . Коэффициент оребрения 10. Считать температуру по длине ребра постоянной.

Ответ. $q_p/q = 7,37$.

Задача 2. Один конец круглого стального стержня диаметром 20 мм и длиной 300 мм поддерживается при температуре 350°С . Определить температуру (t_l) на свободном конце стержня, если температура окружающей среды 30°С , а коэффициент теплоотдачи от поверхности стержня в окружающую среду $20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Коэффициент теплопроводности стали $50 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Определить также передаваемый тепловой поток с поверхности стержня.

Ответ. $t_l = 73,6^\circ \text{С}$, $Q_\tau = 43,48 \text{ Вт}$.

Задача 3. Определить влияние материала, из которого сделано ребро, на величину коэффициента эффективности работы ребра. Ребро постоянного поперечного сечения $2 \times 6 \text{ мм}$, длиной 20 мм изготовлено из титана ($\lambda = 15 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$) и меди ($\lambda = 384 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$). Условия теплообмена одинаковые, коэффициент теплоотдачи $100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Ответ. $\Phi_{\text{титан}} = 0,5$, $\Phi_{\text{медь}} = 0,958$.

Задача 4. Вертикальная чугунная труба с продольными ребрами прямоугольного сечения находится в среде нагретых до температуры 400°С газов. Высота трубы 3 м, наружный диаметр трубы 76 мм, длина ребер 62 мм, их толщина 5 мм. Общее число ребер 15. Температура у основания ребра 180°С . Коэффициент теплоотдачи от газов к поверхности ребристой стенки $46,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, коэффициент теплопроводности чугуна $52,4 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Вычислить тепловой поток, передаваемый от газов к поверхности трубы, и температуру на конце ребра.

Ответ. $Q = 11217,98 \text{ Вт}$, $t_l = 179,96^\circ \text{С}$.

Задача 5. Холодильная камера высотой 1 м, размер боковых стенок 0,8 м (камера квадратная), оребрена вертикальными алюминиевыми ребрами длиной 40 мм, толщиной 3 мм. Каждая стенка имеет по 40 ребер. Температура у основания ребра 40°С , температура окружающей среды 20°С , коэффициент теплопроводности алюминия

202 Вт/(м·К), а коэффициент теплоотдачи от ребристой поверхности 8 Вт/(м²·К). Определить тепловой поток, передаваемый всеми четырьмя боковыми стенками камеры в окружающую среду. Вычислить тепловой поток, передаваемый стенками камеры, если ее стенки не будут оребрены.

Ответ. $Q = 512$ Вт, $Q_p = 574,6$ Вт.

1.2. Теплопроводность при стационарном режиме при наличии внутренних источников теплоты

В рассмотренных выше задачах внутренние источники теплоты отсутствовали. Однако в ряде случаев внутри объектов исследования могут протекать процессы, в результате которых выделяется или поглощается теплота. Примерами таких процессов являются выделение теплоты при прохождении электрического тока по проводникам; объемное выделение теплоты в тепловыделяющих элементах ядерных реакторов вследствие деления ядер; выделение или поглощение теплоты при протекании химических реакций.

Теплопроводность пластины и цилиндрического стержня с внутренними источниками теплоты. Закономерность распределения температуры в пластине с внутренними источниками теплоты, когда известна температура поверхности (граничные условия первого рода), описывается уравнением:

$$t = t_c + \frac{q_v}{2\lambda}(\delta^2 - x^2).$$

Если известна температура жидкости, соприкасающаяся с поверхностью пластины (граничные условия третьего рода), то температуру в любой точке по сечению пластины (рис. 10) можно найти по уравнению:

$$t = t_{\text{ж}} + \frac{q_v \delta}{\alpha} + \frac{q_v}{2\lambda}(\delta^2 - x^2).$$

Согласно этим уравнениям температура по толщине пластины изменяется по параболическому закону.

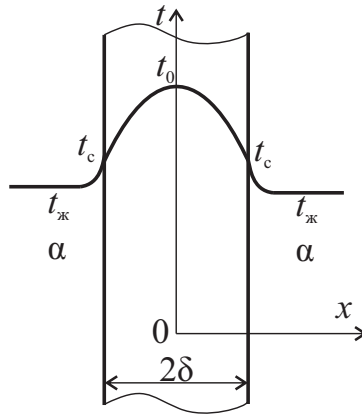


Рис. 10. Распределение температуры по сечению плоской стенки с внутренними источниками теплоты

Плотность теплового потока и тепловой поток с поверхности пластины определяются соответственно по формулам: $q = q_v \delta$ и $Q = qF = q_v \delta F$.

Закономерность распределения температуры в цилиндрическом стержне, когда известна температура поверхности (граничные условия первого рода), описывается уравнением: $t = t_c + \frac{q_v}{4\lambda}(r_0^2 - r^2)$. Если известна температура жидкости, соприкасающаяся с поверхностью стержня (граничные условия третьего рода), то температуру в любой точке по его сечению (рис. 11) можно найти по уравнению:

$$t = t_{\text{ж}} + \frac{q_v r_0}{2\alpha} + \frac{q_v}{4\lambda}(r_0^2 - r^2).$$

Плотность теплового потока, тепловой поток с поверхности стержня находятся соответственно по формулам:

$$q = \frac{q_v r_0}{2}, \quad Q = qF = \frac{q_v r_0}{2} 2\pi r_0 l = q_v r_0^2 \pi l.$$

Приведенные выше формулы получены при условии, что внутренние источники теплоты равномерно распределены по всему объему, а температура жидкости постоянная по всей высоте тела.

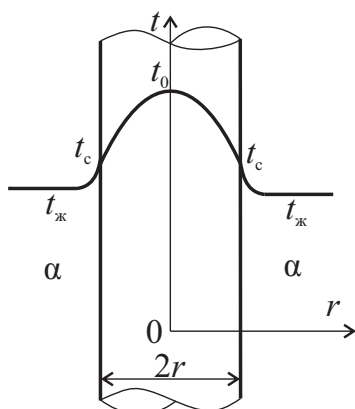


Рис. 11. Распределение температуры по сечению стержня с внутренними источниками теплоты

В тепловыделяющих элементах (ТВЭлах) ядерного реактора при симметричном (относительно центра ТВЭла) тепловыделении линейная плотность теплового потока (q_l) по высоте ТВЭла изменяется по закону косинуса (рис. 12): $q_l(z) = q_l(0) \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot z}{l}\right)$, где $q_l(0)$ — максимальная линейная плотность теплового потока в середине (по высоте l) ТВЭла.

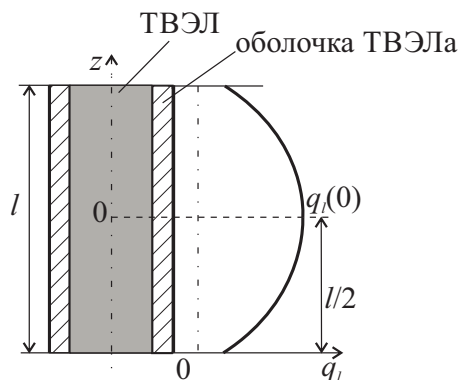


Рис. 12. Изменение линейной плотности теплового потока по высоте ТВЭла

Линейная и объемная плотности теплового потока связаны выражением $q_l = q_v \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}$, где d_0 — диаметр ТВЭла. Тепловой поток

от тепловыделяющего элемента отводится к охлаждающей его жидкости (воде, газу или жидкому металлу), которая движется в канале (рис. 13), омывая поверхность оболочки твэла.

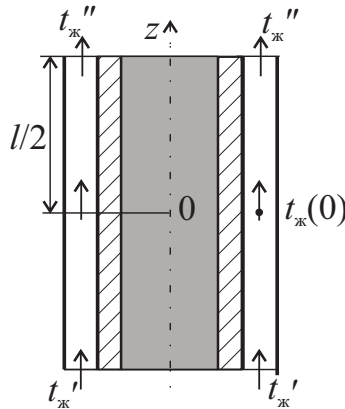


Рис. 13. Канал для течения жидкости, охлаждающей твэл

Изменение температуры жидкости по высоте канала описывается выражением $t_{\text{ж}}(z) = t'_{\text{ж}} + \int_{\frac{l}{2}}^z \frac{q_l(z)}{G c_p} dz$, где $t'_{\text{ж}}$ — температура жидкости

на входе в канал; G — расход жидкости через канал. При неизменной теплоемкости жидкости ($c_p = \text{const}$), равенстве высоты канала и твэла, учтите, что $q_v = \frac{4 \cdot q_l}{\pi \cdot d_0^2}$, изменение температуры жидкости по высоте

канала описывается выражением $t_{\text{ж}}(z) = t'_{\text{ж}} + \frac{q_l(0) \cdot l}{G \cdot c_p \cdot \pi} \left(\sin \frac{\pi \cdot z}{l} + 1 \right)$. При

$z = \frac{l}{2}$ температура жидкости на выходе из канала: $t_{\text{ж}}\left(\frac{l}{2}\right) = t''_{\text{ж}}$. Тогда раз-

ность температур жидкости на выходе и входе в канал определяется

как: $t''_{\text{ж}} - t'_{\text{ж}} = \frac{2 \cdot q_l(0) \cdot l}{G \cdot c_p \cdot \pi}$. В силу симметрии температура жидкости в се-

редине (по высоте канала) равна $t_{\text{ж}}(0) = t'_{\text{ж}} + \frac{t''_{\text{ж}} - t'_{\text{ж}}}{2} = t'_{\text{ж}} + \frac{\Delta t_{\text{ж}}}{2}$.

Тепловыделяющий элемент вставляется в металлическую оболочку, температура которой по высоте твэла неодинаковая. Температура наружной поверхности оболочки $t_{об}(z) = t_{ж}(z) + \Delta t_{\alpha}(z)$. В этом выражении $\Delta t_{\alpha}(z)$ — перепад температур между наружной поверхностью твэла и жидкостью: $\Delta t_{\alpha}(z) = \Delta t_{\alpha}(0) \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot z}{l}\right)$, где $\Delta t_{\alpha}(0)$ — темпе-

ратурный перепад между наружной поверхностью оболочки и жидкостью при $z = 0$. Температура наружной поверхности оболочки в ее центральной плоскости (при $z = 0$) записывается $t_{об}(z) = \Delta t_{\alpha}(0) \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot z}{l}\right) + t'_{ж} + \frac{\Delta t_{ж}}{2} + \frac{q_l(0) \cdot l}{G \cdot c_p \cdot \pi} \left(\sin \frac{\pi \cdot z}{l} + 1 \right)$.

Суммарный температурный перепад между твэлом в его центральном сечении ($z = 0$) и жидкостью, при наличии зазора между поверхностью твэла и его металлической оболочкой, можно найти по выражению: $\Delta t(0) = \Delta t_{\alpha}(0) + \Delta t_{об}(0) + \Delta t_3(0) + \Delta t_{тв}(0)$, где $\Delta t_{\alpha}(0)$ — температурный перепад между наружной поверхностью твэла и жидкостью; $\Delta t_{об}(0)$ — температурный перепад в стенке оболочки; $\Delta t_3(0)$ — температурный перепад в зазоре между твэлом и внутренней стенкой оболочки; $\Delta t_{тв}(0)$ — температурный перепад по сечению самого твэла.

Величина $\Delta t_{\alpha}(0) = \frac{q_l(0)}{\pi \cdot d_2 \cdot \alpha}$ прямо пропорциональна линейной плот-

ности теплового потока и обратно пропорциональна значению коэффициента теплоотдачи и наружного диаметра оболочки твэла.

Перепад температур в металлической оболочке твэла можно найти, используя уравнение теплопроводности через цилиндрическую стенку:

$$\Delta t_{об}(0) = \frac{q_l(0)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{об}} \ln \frac{d_2}{d_1}.$$

Перепад температур в зазоре между твэлом и внутренней стенкой оболочки определяется по формуле:

$$\Delta t_3(0) = \frac{q_l(0)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_3} \ln \frac{d_1}{d_0}.$$

Распределение температуры в самом твэле можно рассчитать, используя формулу теплопроводности круглого стержня с внутренними

источниками теплоты, предполагая, что величина коэффициента теплопроводности не изменяется:

$$\Delta t_{\text{тв}}(0) = \frac{q_l(0)}{\pi \cdot 4 \cdot \lambda}.$$

Суммарный температурный перепад между твэлом в его центральном сечении ($z = 0$) и жидкостью:

$$\begin{aligned} \Delta t(0) &= \Delta t_{\alpha}(0) + \Delta t_{\text{об}}(0) + \Delta t_3(0) + \Delta t_{\text{тв}}(0) = \\ &= \frac{q_l(0)}{\pi \cdot d_2 \cdot \alpha} + \frac{q_l(0)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{об}}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{q_l(0)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_3} \ln \frac{d_1}{d_0} + \frac{q_l(0)}{\pi \cdot 4 \cdot \lambda} = \\ &= \frac{q_l(0)}{\pi} \left(\frac{1}{\alpha \cdot d_2} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{\text{об}}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_3} \ln \frac{d_1}{d_0} + \frac{1}{4 \cdot \lambda} \right). \end{aligned}$$

Примеры решения задач по теме «Теплопроводность пластины и цилиндрического стержня с внутренними источниками теплоты»

Пример 1. По стержню, выполненному из нихрома, диаметром 5 мм и длиной 420 мм течет электрический ток. Разность потенциалов на концах проводника $\Delta U = 10$ В. На поверхности стержня кипит вода, ее температура 100°C . Коэффициент теплоотдачи от поверхности стержня к воде $\alpha = 24400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Коэффициент теплопроводности нихрома $\lambda = 17,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, удельное сопротивление нихрома $\rho = 1,17 \cdot 10^{-6} \text{ Ом} \cdot \text{м}$. Определить объемную производительность внутренних источников теплоты, плотность и линейную плотность теплового потока, температуры на поверхности и на оси стержня.

Решение. Определяем тепловой поток, выделяемый в стержне (рис. 14) за счет прохождения электрического тока: $Q = \frac{\Delta U^2}{R}$, где

$R = \rho \frac{l}{S}$ — электрическое сопротивление:

$$R = \rho \frac{l}{S} = \rho \frac{l}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = 1,17 \cdot 10^{-6} \frac{0,42}{3,14 \frac{25 \cdot 10^{-6}}{4}} = 0,025 \text{ Ом},$$

$$Q = \frac{\Delta U^2}{R} = \frac{10^2}{0,025} = 4000 \text{ Вт.}$$

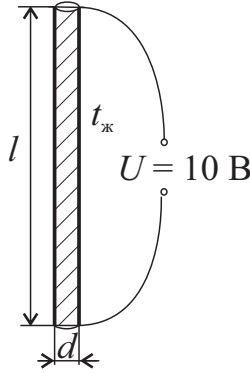


Рис. 14. Стержень, по которому течет электрический ток

Объемная плотность теплового потока

$$q_v = \frac{Q}{V} = \frac{Q}{l \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{4000}{0,42 \frac{3,14 \cdot 25 \cdot 10^{-6}}{4}} = 485,3 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^3.$$

Плотность теплового потока $q = \frac{Q}{F} = \frac{Q}{\pi \cdot d \cdot l} = \frac{4000}{3,14 \cdot 0,005 \cdot 0,42} = 6 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2.$

Линейная плотность теплового потока $q_l = \frac{Q}{l} = \frac{4000}{0,42} = 9524 \text{ Вт/м.}$

Для расчета температур на поверхности стержня и в его центре воспользуемся формулой $t = t_{\text{ж}} + \frac{q_v \cdot r_0}{2\alpha} + \frac{q_v}{4\lambda}(r_0^2 - r^2)$. При $r = r_0$ $t = t_c$:

$$t_c = t_{\text{ж}} + \frac{q_v \cdot r_0}{2 \cdot \alpha} = 100 + \frac{485,3 \cdot 10^6 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 24400} = 100,25^\circ \text{C.}$$

При $r = r_0$ $t = t_0$:

$$t_0 = t_{\text{ж}} + \frac{q_v \cdot r_0}{2\alpha} + \frac{q_v \cdot r_0^2}{4\lambda} = 100 + \frac{485,3 \cdot 10^6 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 24400} + \frac{485,3 \cdot 10^6 (2,5 \cdot 10^{-3})^2}{4 \cdot 17,5} = 143,58^\circ \text{C.}$$

Ответ. Объемная производительность внутренних источников теплоты $485,3 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^3$, плотность теплового потока $6 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2$, линей-

ная плотность теплового потока 9524 Вт/м . Температура на поверхности стержня $100,25^\circ\text{C}$, на оси $143,58^\circ\text{C}$.

Пример 2. Тепловыделяющий элемент (ТВЭЛ) длиной $2,5 \text{ м}$ имеет цилиндрическую форму диаметром 15 мм (рис. 15). ТВЭЛ выполнен из урана ($\lambda = 31 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$), а его поверхность покрыта плотно прилегающей оболочкой ($d_1 = d_0$) из нержавеющей стали ($\lambda = 21 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$) толщиной $0,5 \text{ мм}$ и диаметром 16 мм .

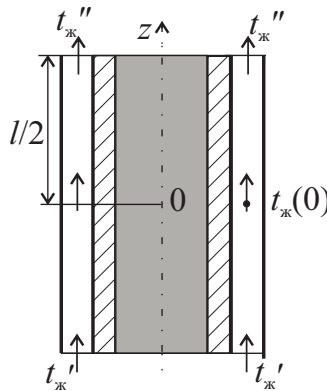


Рис. 15. ТВЭЛ цилиндрической формы

ТВЭЛ охлаждается жидким натрием, его температура на входе в канал 250°C . Коэффициент теплоотдачи от поверхности оболочки к натрию $1 \cdot 10^5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. Расход натрия $0,6 \text{ кг/с}$. Максимальная объемная плотность твэла (при $z = 0$) $2,2 \cdot 10^8 \text{ Вт/м}^3$.

Определить в середине по длине твэла ($z = 0$):

- температуру твэла на его оси;
- температуры на внешней и внутренней поверхностях оболочки твэла;
- температуру натрия;
- температуру натрия на выходе из канала ($z = 0,5 l$).

При расчете принять величину объемной плотности постоянной по сечению твэла, а по его длине изменяющейся по косиносоидальному закону.

Изобразить перепад температуры:

- между твэлом в его центральном сечении ($z = 0$) и жидкостью;
- в стенке оболочки;

- между поверхностью оболочки и жидкостью;
- внутри самого твэла.

Решение. Рассчитаем линейную плотность теплового потока по известной объемной плотности $q_l(0) = q_v \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}$, где d_0 — диаметр твэла. Поскольку зазора между твэлом и оболочкой нет, то $d_0 = d_1$. Тогда

$$q_l(0) = q_v \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{2,2 \cdot 10^8 \cdot 3,14 \cdot (15 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 3,9 \cdot 10^4 \text{ Вт/м.}$$

Используя выражение для расчета изменения температуры жидкости по высоте канала, определим температуру жидкости на выходе из канала. Теплоемкость жидкого натрия, согласно прил. 1, табл. П1.7, слабо зависит от температуры. При расчете она принимает значение $c_p = 1300 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$. Тогда

$$t''_ж - t'_ж = \frac{2 \cdot q_l(0) \cdot l}{G \cdot c_p \cdot \pi} = \frac{2 \cdot 3,9 \cdot 10^4 \cdot 2,5}{0,6 \cdot 1300 \cdot 3,14} = 79,2^\circ \text{C.}$$

Рассчитаем температуру жидкости в середине канала ($z = 0$):

$$t_ж(0) = t'_ж + \frac{t''_ж - t'_ж}{2} = t'_ж + \frac{\Delta t_ж}{2} = 250 + \frac{79,2}{2} = 289,2^\circ \text{C.}$$

Рассчитаем средний температурный напор между поверхностью твэла и жидкостью:

$$\begin{aligned} \Delta t(0) &= \frac{q_l(0)}{\pi} \left(\frac{1}{4 \cdot \lambda} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{\text{об}}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha \cdot d_2} \right) = \\ &= \frac{3,9 \cdot 10^4}{3,14} \left(\frac{1}{4 \cdot 31} + \frac{1}{2 \cdot 21} \ln \frac{15 + 2 \cdot 0,5}{15} + \frac{1}{10^5 \cdot 16 \cdot 10^{-3}} \right) = 127^\circ \text{C.} \end{aligned}$$

Зная величину среднего температурного напора, рассчитаем температуру твэла на его оси $\Delta t(0) = \Delta t_{\text{ТВ}}^{\text{осб}}(0) - t_ж(0)$. Отсюда

$$\Delta t_{\text{ТВ}}^{\text{осб}}(0) = t_ж(0) + \Delta t(0) = 289,6 + 127 = 416,6^\circ \text{C.}$$

Рассчитаем перепад температур между наружной поверхностью твэла и жидкостью:

$$\Delta t_{\alpha}(0) = t_{c_2}(0) - t_{\text{ж}}(0) = \frac{q_l(0)}{\pi \cdot d_2 \cdot \alpha} = \frac{3,9 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 10^5} = 7,8^{\circ}\text{C}.$$

Рассчитаем перепад температур в металлической оболочке твэла:

$$\Delta t_{\text{об}}(0) = t_{c_1}(0) - t_{c_2}(0) = \frac{q_l(0)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{об}}} \ln \frac{d_2}{d_1} = \frac{3,9 \cdot 10^4}{2 \cdot 3,14 \cdot 21} \ln \frac{16}{15} = 19^{\circ}\text{C}.$$

Определим температуры на внешней и внутренней поверхностях оболочки твэла:

$$t_{c_2}(0) = t_{\text{ж}}(0) + \Delta t_{\alpha}(0) = 289,6 + 7,8 = 297,4^{\circ}\text{C};$$

$$t_{c_1}(0) = t_{c_2}(0) + \Delta t_{\text{об}}(0) = 297,4 + 19 = 316,4^{\circ}\text{C}.$$

Рассчитаем температурный перепад в самом твэле:

$$\Delta t_{\text{ТВ}}(0) = \Delta t_{\text{ТВ}}^{\text{осб}}(0) - \Delta t_{c_1}(0) = \frac{q_l(0)}{\pi \cdot 4 \cdot \lambda} = \frac{3,9 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 4 \cdot 31} = 100,2^{\circ}\text{C}.$$

С целью проверки расчетов определим температуру твэла на его оси:

$$\Delta t_{\text{ТВ}}^{\text{осб}}(0) = \Delta t_{c_1}(0) + \Delta t_{\text{ТВ}}(0) = 316,4 + 100,2 = 416,6^{\circ}\text{C}.$$

На рис. 16 показан суммарный температурный перепад между твэлом в его центральном сечении ($z = 0$) и жидкостью ($\Delta t(0)$) и перепады температур в стенке оболочки ($\Delta t_{\text{об}}(0)$), между поверхностью оболочки и жидкостью ($\Delta t_{\alpha}(0)$) и в самом твэле ($\Delta t_{\text{ТВ}}(0)$).

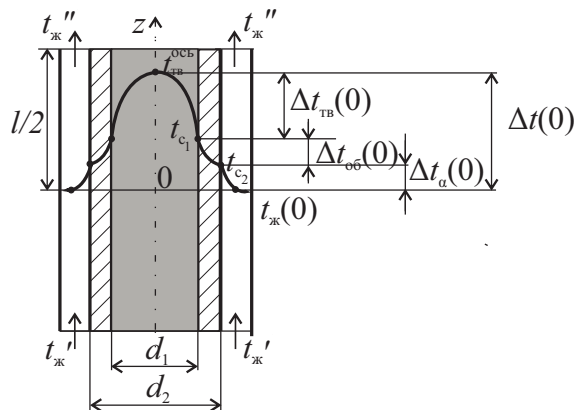


Рис. 16. Перепады температур в твэле, его оболочке и жидкости

Ответ. Температура твэла на его оси $416,6^{\circ}\text{C}$, на внутренней поверхности оболочки — $316,4^{\circ}\text{C}$, на внешней оболочке — $297,4^{\circ}\text{C}$. Температура натрия в середине канала $289,2^{\circ}\text{C}$, на выходе из канала $329,2^{\circ}\text{C}$.

**Задачи для самостоятельного решения по теме
«Теплопроводность пластины и цилиндрического стержня
с внутренними источниками теплоты»**

Задача 1. По электрическому нагревателю, выполненному из константановой ленты сечением $1 \times 6 \text{ мм}^2$ и длиной 1 м, протекает электрический ток силой 20 А. Напряжение 200 В. Температура окружающей среды 100°C . Коэффициент теплоотдачи $1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$. Коэффициент теплопроводности константана $20 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$. Определить температуру на поверхности ленты и в ее центре.

Ответ. $t_c = 433^{\circ}\text{C}$, $t_0 = 437^{\circ}\text{C}$.

Задача 2. Электрический нагреватель выполнен из нихромовой проволоки диаметром 2 мм и длиной 10 м. Он обдувается воздухом, температура которого 20°C . Определить линейную плотность теплового потока, а также температуру на поверхности и на оси проволоки, если сила тока, проходящего через нагреватель, составляет 20 А, а коэффициент теплоотдачи от поверхности нагревателя к воздуху равен $50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$. Удельное электрическое сопротивление нихрома $\rho = 1,17 \cdot 10^{-6} \text{ Ом} \cdot \text{м}$, а коэффициент его теплопроводности $17,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$.

Ответ. $q_l = 148,9 \text{ Вт}/\text{м}$, $t_c = 494,2^{\circ}\text{C}$, $t_0 = 494,7^{\circ}\text{C}$.

Задача 3. Тепловыделяющий элемент (твэл) ядерного реактора выполнен из смеси карбида урана и графита в виде цилиндрического стержня диаметром 12 мм. Объемная производительность источников теплоты $3,88 \cdot 10^8 \text{ Вт}/\text{м}^3$. Теплопроводность материала твэла $58 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$. Определить температуру и плотность теплового потока на поверхности тепловыделяющего элемента, если его максимальная температура на оси 2000°C . При расчете считать, что источники теплоты равномерно распределены по всему объему твэла.

Ответ. $q = 1,16 \cdot 10^6 \text{ Вт}/\text{м}^2$, $t_c = 1940^{\circ}\text{C}$.

Задача 4. Тепловыделяющий элемент (ТВЭЛ) имеет цилиндрическую форму диаметром 11 мм. ТВЭЛ выполнен из диоксида урана ($\lambda = 3 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$), а его поверхность покрыта плотно прилегающей оболочкой ($d_1 = d_0$) из циркония ($\lambda = 20 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$) толщиной 0,5 мм и диаметром 12 мм, наружная поверхность оболочки (14 мм) омывается водой, температура жидкости в середине канала ($z = 0$) 290°C . Коэффициент теплоотдачи от поверхности оболочки к воде $30\,000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Объемная производительность источников теплоты (при $z = 0$) $3 \cdot 10^8 \text{ Вт}/\text{м}^3$. Определить в середине по длине ТВЭЛА ($z = 0$) температуры на его оси и на внешней и внутренней поверхностях оболочки. Показать на графике перепад температур между ТВЭлом в его центральном сечении ($z = 0$) и жидкостью и перепады температур в стенке оболочки, между поверхностью оболочки и жидкостью и в самом ТВЭЛЕ.

Ответ. $t_0 = 1087,9^\circ\text{C}$, $t_{c1} = 334,9^\circ\text{C}$, $t_2 = 315,2^\circ\text{C}$.

Задача 5. Тепловыделяющий элемент (ТВЭЛ) длиной 2,5 м имеет цилиндрическую форму диаметром 15 мм. ТВЭЛ выполнен из урана ($\lambda = 31 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$), между его поверхностью и оболочкой из нержавеющей стали ($\lambda = 21 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$) имеется зазор, заполненный гелием ($\lambda = 0,3 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$) толщиной 0,1 мм. Толщина стенки оболочки 1 мм. Наружная поверхность оболочки охлаждается жидким натрием, его температура на входе в канал 250°C . Коэффициент теплоотдачи от поверхности оболочки к натрию $1 \cdot 10^5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Расход натрия $0,6 \text{ кг}/\text{с}$. Объемная производительность источников теплоты (при $z = 0$) $2,2 \cdot 10^8 \text{ Вт}/\text{м}^3$. Определить в середине по длине ТВЭЛА ($z = 0$): температуру ТВЭЛА на его оси; температуры на внешней и внутренней поверхностях оболочки; температуру натрия на выходе из канала.

При расчете принять величину объемной плотности постоянной по сечению ТВЭЛА, а по его длине изменяющейся по косинусоидальному закону.

Изобразить суммарный температурный перепад между ТВЭлом в его центральном сечении ($z = 0$) и жидкостью, а также перепады температур в зазоре и в стенке оболочки, между поверхностью оболочки и жидкостью и в самом ТВЭЛЕ.

Ответ. $t_{ж,0} = 289,7^\circ\text{C}$, $t_{c,0} = 297,5^\circ\text{C}$, $t_{c1,0} = 315,9^\circ\text{C}$, $t_{оси,0} = 415,9^\circ\text{C}$.

1.3. Теплопроводность при нестационарном режиме

Нестационарный теплообмен встречается во многих практических ситуациях. Например, чтобы получить требуемые физические свойства, металлы нагревают и охлаждают. Нестационарные тепловые процессы всегда связаны с изменением внутренней энергии тела [3].

Цель решения нестационарной задачи состоит в определении температурного поля тела и количества полученной или отданной телом теплоты за истечение определенного периода времени.

Решение задач по нестационарной теплопроводности ведется с помощью номограмм (сложных графиков). Для практики часто бывает достаточно контролировать температуру тела в его центре или на поверхности и по изменению ее величины судить о процессе нагревания (охлаждения). Пользуясь этими номограммами, можно легко найти температуру в центре и на поверхности бесконечной пластины в любой момент времени. Для этого необходимо рассчитать безразмерные числа Bi и Fo и отложить их значения на соответствующей номограмме. Точка пересечения даст величину безразмерной температуры $\theta = \frac{t - t_{ж}}{t_0 - t_{ж}}$.

Зная θ , можно вычислить размерную температуру $t = \theta(t_0 - t_{ж}) + t_{ж}$.

Количество теплоты, получаемое (отдаваемое) телом в процессе охлаждения (нагревания) в любой момент времени, также является функцией от чисел Bi и Fo : $Q_{\tau} = Q_{\text{полн}} \cdot f(Bi, Fo)$, где $Q_{\text{полн}} = c_p M(t_0 - t_{ж})$ — полное количество отданной (или полученной) пластиной теплоты при $\tau \rightarrow \infty$, когда температура тела и среды выравниваются. Масса тела $M = \rho \cdot V$.

Физический смысл безразмерных чисел Bi и Fo . $Bi = \frac{\alpha \delta}{\lambda} = \frac{\delta/\lambda}{1/\alpha} = \frac{R_{\lambda}}{R_{\alpha}}$ ха-

рактеризует соотношение между термическими сопротивлениями теплопроводности и теплоотдачи.

$Fo = \frac{a\tau}{\delta^2}$ является безразмерным временем. В этом выражении

$a = \frac{\lambda}{c_p \rho}$ — коэффициент температуропроводности [$\text{м}^2/\text{с}$].

Характерный геометрический размер, входящий в безразмерные числа Bi и Fo . В качестве характерного геометрического размера в безразмерных числах Bi и Fo берется: для пластины — половина ее толщины; для цилиндра и шара — их радиус. Это в том случае, если интенсивность теплоотдачи со всех сторон одинаковая (температурное поле симметрично относительно середины тела). Когда тело, например пластина, охлаждается (нагревается) только с одной стороны, то в качестве геометрического размера в безразмерные числа Bi и Fo подставляется полная толщина пластины, для цилиндра и шара — диаметр.

Охлаждение (нагревание) тел при $Bi \rightarrow 0$ ($Bi \leq 0,1$). Если при решении задач нестационарной теплопроводности число Bi мало ($Bi \leq 0,1$), то пользоваться вышеупомянутыми номограммами для определения температуры тела невозможно (очень мала точность). В этом случае решение находится аналитически. При $Bi \leq 0,1$ температура тел по их сечению не изменяется. Температура изменяется только со временем.

Расчет температуры тел при $Bi \leq 0,1$:

- в пластине $t = t_{\text{ж}} + (t_0 - t_{\text{ж}}) e^{-BiFo}$;
- в цилиндре $t = t_{\text{ж}} + (t_0 - t_{\text{ж}}) e^{-2BiFo}$;
- в шаре $t = t_{\text{ж}} + (t_0 - t_{\text{ж}}) e^{-3BiFo}$.

1.3.1. Охлаждение (нагревание) тел бесконечных размеров правильной геометрической формы

Для решения задач нужно придерживаться следующего порядка.

1. Необходимо понять: конечный или бесконечный размер тела (если в задаче задан один размер тела — тело бесконечное, если заданы два размера, то тело конечных размеров). Для нахождения распределения температуры в теле конечных размеров используется теорема о перемножении решений.

2. Выяснить: охлаждение (нагревание) тела равномерное со всех сторон или нет. При равномерном со всех сторон охлаждении (нагревании) тела в качестве определяющего геометрического размера в числах Bi и Fo берется половина толщины пластины, радиус цилиндра или шара. При неравномерном охлаждении (нагревании) берется толщина пластины, диаметр цилиндра или шара.

3. Необходимо вычислить безразмерное число Bi и по его величине установить: если $Bi > 0,1$, то задача решается графически (по номограммам, прил. 3–6); если $Bi \leq 0,1$, задача решается аналитически (по формулам).

Примеры решения задач по теме «Охлаждение (нагревание) тел бесконечных размеров правильной геометрической формы»

Пример 1. Стальной вал диаметром 400 мм равномерно нагрет до температуры 400°C . Вал погружают в масляную ванну с температурой $t_{\text{ж}} = 30^\circ\text{C}$. Определить температуру на оси и на поверхности вала через 10 мин после начала охлаждения. Коэффициент теплоотдачи от поверхности вала к среде $582 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Определить также количество теплоты, которое будет отдано с 1 м длины вала за это время.

Решение. Поскольку длина вала в задаче не оговаривается, принимаем, что тело бесконечного размера (диаметр вала много меньше его длины). Полагаем, что вал, погруженный в масляную ванну (рис. 17), охлаждается со всех сторон равномерно, а это значит, что в качестве определяющего геометрического размера при расчете безразмерных чисел Bi и Fo необходимо брать половину толщины тела, т. е. в данном случае — радиус вала.

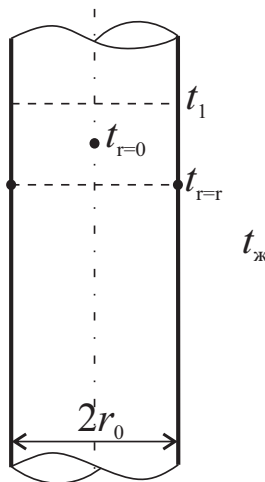


Рис. 17. Охлаждение равномерно нагретого вала

Из прил. 1, табл. П1.1 выпишем значения теплофизических величин для стали, из которой вал изготовлен: $\rho = 7900 \text{ кг/м}^3$; $\lambda = 45,4 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; $c_p = 0,462 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$; $a = 12,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Вычислим величину безразмерного числа Bi ($Bi = \frac{\alpha r}{\lambda}$):

$$Bi = \frac{\alpha r}{\lambda} = \frac{582 \cdot 200 \cdot 10^{-3}}{45,4} = 2,6.$$

Делаем заключение, что величина $Bi > 0,1$, значит, задача решается графически (по номограммам). Вычисляем безразмерное число Фурье:

$$Fo = \frac{\alpha \tau}{r^2} = \frac{12,5 \cdot 10^{-6} \cdot 10 \cdot 60}{0,04} = 0,2.$$

Определяем температуру на оси вала. Безразмерную температуру $\theta = f(Bi, Fo)$ находим из прил. 3, рис. П3.4 как точку пересечения величин $Bi = 2,6$ и $Fo = 0,2$: $\theta_{r=0} = 0,8$. Определив безразмерную температуру на оси вала, рассчитываем размерную температуру:

$$\theta_{r=0} = \frac{t_{r=0} - t_{\text{ж}}}{t_1 - t_{\text{ж}}} \rightarrow t_{r=0} = \theta_{r=0} (t_1 - t_{\text{ж}}) + t_{\text{ж}} = 0,8(400 - 30) + 30 = 326^\circ\text{C}.$$

Таким же образом определяем температуру на поверхности вала: $\theta_{r=r_0} = f(Bi, Fo)$. Из прил. 3, рис. П3.3 находим $\theta_{r=r_0} = 0,33$. Тогда

$$\theta_{r=r_0} = \frac{t_{r=r_0} - t_{\text{ж}}}{t_1 - t_{\text{ж}}} \rightarrow t_{r=r_0} = \theta_{r=r_0} (t_1 - t_{\text{ж}}) + t_{\text{ж}} = 0,33(400 - 30) + 30 = 152^\circ\text{C}.$$

Для того, чтобы вычислить теплоту, отданную валом за 10 мин его охлаждения, воспользуемся прил. 3, рис. П3.6 и найдем отношение количества теплоты, отданной валом за промежуток времени (τ), к количеству теплоты при его полном охлаждении как точку пересечения величин $Bi = 2,6$ и $Fo = 0,2$:

$$Q_\tau / Q_{\text{полн}} = f(Bi, Fo); Q_\tau / Q_{\text{полн}} = 0,45.$$

Рассчитаем количество теплоты при полном охлаждении тела от 400°C до 30°C :

$$Q_{\text{полн}} = c_p M (t_1 - t_{\text{ж}}) = c_p \rho V (t_1 - t_{\text{ж}}) = c_p \rho \frac{\pi d^2}{4} l (t_1 - t_{\text{ж}}) =$$

$$= 0,462 \cdot 10^3 \cdot 7900 \frac{3,14 \cdot 0,16^2}{4} 1 (400 - 30) = 169,7 \cdot 10^6 \text{ Дж.}$$

Тогда количество теплоты, отданное телом за 10 мин, будет равно $Q_{\tau} = 0,45 \cdot Q_{\text{полн}} = 0,45 \cdot 169,7 \cdot 10^6 = 76,34 \cdot 10^6 \text{ Дж.}$

Ответ. Температура на оси вала 326°C , на его поверхности 152°C . Количество теплоты $76,34 \cdot 10^6 \text{ Дж.}$

Пример 2. Определить время нагрева листа стали толщиной $2\delta = 14 \text{ мм}$, который имел температуру $t_0 = 20^\circ\text{C}$, а затем был плашмя положен на пол (под) печи, температура в которой $t_{\text{ж}} = 400^\circ\text{C}$. Нагрев считать законченным, когда температура листа достигнет $t = 300^\circ\text{C}$. Коэффициент теплоотдачи $45 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Решение. Поскольку лист стали положен на под (рис. 18), то интенсивность теплообмена с верхней и нижней его поверхностями неодинаковая (задача несимметричная), поэтому в качестве определяющего геометрического размера при расчете безразмерных чисел Bi и Fo будет фигурировать полная толщина пластины (14 мм).

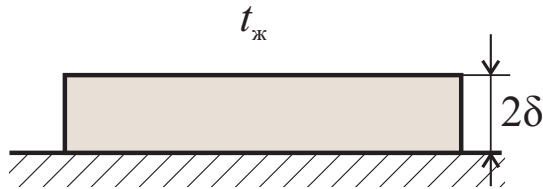


Рис. 18. Нагрев листа стали, положенного на под печи

Вычислим величину $Bi = \frac{\alpha 2\delta}{\lambda}$. Из табл. П1 выпишем значения тепло-

физических величин для стали, из которой вал изготовлен: $\rho = 7900 \text{ кг}/\text{м}^3$; $\lambda = 45,4 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $c_p = 0,462 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; $a = 12,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Тогда

$$Bi = \frac{\alpha 2\delta}{\lambda} = \frac{45 \cdot 14 \cdot 10^{-3}}{45,4} = 0,014.$$

Величина $Bi < 0,1$, следовательно задача решается аналитически. Для пластины закон распределения температуры имеет вид $\vartheta = \vartheta_0 e^{-BiFo}$, где $\vartheta = t - t_{ж}$, а $\vartheta_0 = t_0 - t_{ж}$. Для ответа на вопрос о времени нагрева листа стали выразим безразмерное число Fo из выражения $\frac{\vartheta}{\vartheta_0} = e^{-BiFo}$,

прологарифмировав его левую и правую части $\ln \frac{\vartheta}{\vartheta_0} = -BiFo$. Из этого равенства найдем величину безразмерного числа Fo :

$$Fo = \frac{\ln \frac{\vartheta}{\vartheta_0}}{-Bi} = \frac{\ln \frac{(300 - 400)}{(20 - 400)}}{-0,014} = \frac{\ln \frac{-100}{-380}}{-0,014} = \frac{\ln 0,263}{-0,014} = \frac{-1,335}{-0,014} = 95,4.$$

Зная величину безразмерного числа Fo , найдем время нагрева листа стали:

$$\tau = \frac{Fo \cdot (2\delta)^2}{a} = \frac{95,4 \cdot 0,014^2}{12,5 \cdot 10^{-6}} = 1496 \text{ с} = 24,93 \text{ мин.}$$

Ответ. Время нагрева листа стали 24,93 мин.

Задачи для самостоятельного решения по теме «Охлаждение (нагревание) тел бесконечных размеров правильной геометрической формы»

Задача 1. Резиновая пластина толщиной 10 мм, имеющая температуру 20 °С, помещена для нагревания в термостат, где поддерживается температура 140 °С. Коэффициент теплоотдачи 30 Вт/(м²·К). Коэффициент теплопроводности резины 0,163 Вт/(м·К), коэффициент температуропроводности 0,1·10⁻⁶ м²/с. Определить температуру в центре и на поверхности пластины через 6 мин после начала нагрева. Определить также количество теплоты, которое необходимо подвести к пластине, чтобы нагреть до такой температуры. Расчет произвести для 1 м² площади поверхности. Плотность резины 1200 кг/м³, удельная теплоемкость 1,38 кДж/(кг·К).

Ответ. $t_{x=0} = 92$ °С, $t_{x=\delta} = 112,4$ °С, $Q_{\tau} = 109,3 \cdot 10^4$ Дж.

Задача 2. Определить время, необходимое для нагрева длинного стального вала диаметром 140 мм, который имел температуру 30 °С, а затем был помещен в печь с температурой 900 °С. Коэффициент теплоотдачи 150 Вт/(м²·К). Коэффициент теплопроводности стали 25 Вт/(м·К), коэффициент температуропроводности 0,0216 м²/с. Нагрев считать законченным, когда температура вала на его поверхности будет равна 850 °С.

Ответ. $\tau = 50,36$ мин.

Задача 3. Стальная пластина толщиной 54 мм, нагретая до 200 °С, положена на дно ванны, температура жидкости в которой 20 °С. Определить температуру на поверхности пластины через 10 мин после начала охлаждения. Коэффициент теплоотдачи со стороны жидкости 80 Вт/(м²·К). Коэффициент теплопроводности стали 15,5 Вт/(м·К), удельная теплоемкость 462 Дж/(кг·К), плотность 7800 кг/м³. Определить также количество теплоты, которое отвелось от пластины за этот промежуток времени. Расчет произвести для 1 м² площади поверхности.

Ответ. $t_{x=\delta} = 167,6$ °С, $Q_\tau = 980,8 \cdot 10^4$ Дж.

Задача 4. Определить промежуток времени, по истечении которого лист стали, нагретый до температуры 600 °С, будучи положенным на пол в цехе, температура воздуха в котором 25 °С, примет температуру, отличающуюся на 5 °С от температуры окружающей среды. Толщина листа 12 мм. Коэффициент теплопроводности стали 25 Вт/(м·К), удельная теплоемкость 550 Дж/(кг·К), плотность 7800 кг/м³. Коэффициент теплоотдачи от поверхности листа к воздуху 25 Вт/(м²·К).

Ответ. $\tau = 163,4$ мин = 2,7 ч.

Задача 5. Определить время, необходимое для нагрева листа стали толщиной 24 мм, который имел начальную температуру 25 °С, а затем был помещен в печь, температура в которой 600 °С. Нагрев считать законченным, когда температура листа достигнет 450 °С. Коэффициент теплопроводности стали 25 Вт/(м·К), удельная теплоемкость 550 Дж/(кг·К), плотность 7800 кг/м³. Коэффициент теплоотдачи к поверхности листа стали 25 Вт/(м²·К). Определить также количество

теплоты, которое подведено к стальному листу за этот промежуток времени. Расчет произвести для 1 м^2 площади поверхности.

Ответ. $\tau = 46$ мин, $Q_\tau = 437,6 \cdot 10^5$ Дж.

1.3.2. Охлаждение (нагревание) тел конечных размеров правильной геометрической формы. Регулярный тепловой режим

Любое тело конечных размеров правильной геометрической формы можно получить путем пересечения бесконечных тел. Например, на рис. 19 изображен цилиндр конечных размеров, который получен путем пересечения бесконечного цилиндра диаметром $2r$ и бесконечной пластины толщиной 2δ .

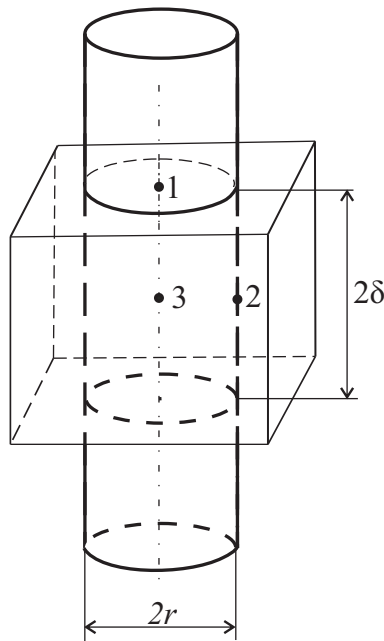


Рис. 19. Цилиндр конечных размеров

Для нахождения распределения температуры в теле конечных размеров необходимо воспользоваться теоремой о перемножении решений. Теорема гласит: *безразмерная температура тела конечных размеров в данной точке в данный момент времени равна произведению безразмер-*

ных температур в той же точке и в тот же момент времени бесконечных тел, в результате пересечения которых образовалось данное тело конечных размеров.

Для задач эту теорему можно использовать следующим образом. Например, пусть необходимо найти температуру цилиндра конечных размеров в точке (2), лежащей на поверхности бесконечного цилиндра и в центре бесконечной пластины (см. рис. 19), в результате пересечения которых данный цилиндр конечных размеров получен. Решение запишется в виде:

$$\theta_1 = \theta_{\text{цил}}^{\text{пов}} \theta_{\text{пл}}^{\text{центр}},$$

где $\theta_{\text{цил}}^{\text{пов}}$ — безразмерная температура на поверхности бесконечного цилиндра, определяется как функция Bi и Fo для цилиндра $\left(Bi = \frac{\alpha r}{\lambda}, Fo = \frac{a\tau}{r^2} \right)$; $\theta_{\text{пл}}^{\text{центр}}$ — безразмерная температура в центре бесконечной пластины, являющаяся функцией также Bi и Fo , но для пластины $\left(Bi = \frac{\alpha \delta}{\lambda}, Fo = \frac{a\tau}{\delta^2} \right)$. Безразмерные температуры находят по соответствующим графикам $\theta_{\text{цил}}^{\text{пов}} = f(Bi, Fo)$ и $\theta_{\text{пл}}^{\text{центр}} = f(Bi, Fo)$, а затем, перемножая их значения, определяют безразмерную температуру θ_1 и искомую температуру t_1 :

$$\theta_1 = \frac{t_1 - t_{\text{ж}}}{t_0 - t_{\text{ж}}} \rightarrow t_1 = \theta_1 (t_0 - t_{\text{ж}}) + t_{\text{ж}}.$$

Регулярный тепловой режим. Это режим охлаждения или нагрева тела, когда процесс полностью определяется только условиями охлаждения на границе тела и среды, физическими свойствами тела, его геометрической формой и размерами.

Темп охлаждения (нагрева) m , [1/с] характеризует относительную скорость изменения температуры в теле и зависит от физических свойств тела, его геометрической формы, размеров и условий охлаждения на границе тела и среды.

$$\text{Темп охлаждения (нагрева)} \quad m = \frac{\alpha F}{c_p \rho V} \frac{\overline{\Theta_F}}{\Theta_V} \text{ однородного и изотропного}$$

тела пропорционален коэффициенту теплоотдачи, площади

поверхности тела и обратно пропорционален удельной теплоемкости, плотности и объему тела. Отношение $\bar{\vartheta}_F / \bar{\vartheta}_V$ называется *коэффициентом неравномерности распределения температуры в теле* и зависит от условий охлаждения на поверхности тела. При $Bi \rightarrow 0$ ($Bi < 0,1$) $\frac{\bar{\vartheta}_F}{\bar{\vartheta}_V} = 1$. При $Bi \rightarrow \infty$ ($Bi > 100$) $\frac{\bar{\vartheta}_F}{\bar{\vartheta}_V} = 0$.

При регулярном режиме натуральный логарифм избыточной температуры ($\vartheta = t - t_{\text{ж}}$) для всех точек тела изменяется во времени по линейному закону. Поэтому, если в процессе, например охлаждения тела, зафиксированы температуры начала и конца процесса, то темп охлаждения можно рассчитать по формуле $m = \frac{\ln \vartheta_1 - \ln \vartheta_2}{\tau_2 - \tau_1}$.

Примеры решения задач по теме «Охлаждение (нагревание) тел конечных размеров правильной геометрической формы. Регулярный тепловой режим»

Пример 1. Стальной цилиндр ($\lambda = 25$ Вт/(м·К)) диаметром 200 мм и длиной $l = 2\delta = 400$ мм, нагретый до температуры $t_0 = 800$ °С, охлаждается в среде с температурой $t_{\text{ж}} = 20$ °С. Определить температуру цилиндра в точке (1) (см. рис. 19) через 60 мин после начала охлаждения. Коэффициент теплоотдачи от поверхности цилиндра к среде 100 Вт/(м²·К). Коэффициент температуропроводности стали $a = 6 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Решение. Длина цилиндра задана. Данный цилиндр конечных размеров, а это значит, что температура в точке (1) найдется путем перемножения решений бесконечных тел, в результате пересечения которых это тело конечных размеров получено. В данном случае — путем пересечения бесконечного цилиндра диаметром $d = 2r_0$ и бесконечной пластины толщиной 2δ . Охлаждение со всех сторон равномерное, т. е. в качестве определяющего геометрического размера в безразмерных числах Bi и Fo будут r_0 для цилиндра и δ для пластины. Точка (1) лежит в центре (на оси) бесконечного цилиндра и на поверхности бесконечной пластины, значит безразмерная температура в искомой точке найдется по выражению $\theta_1 = \theta_{\text{цил}}^{\text{ось}} \cdot \theta_{\text{пл}}^{\text{пов}}$.

Найдем отдельно безразмерные температуры цилиндра на его оси ($\theta_{\text{цил}}^{\text{ось}}$) и безразмерную температуру пластины на ее поверхности ($\theta_{\text{пл}}^{\text{пов}}$). Для этого вычислим Bi и Fo для цилиндра и пластины. Для цилиндра:

$$Bi = \frac{\alpha r_0}{\lambda} = \frac{100 \cdot 0,1}{25} = 0,4, \quad Fo = \frac{a\tau}{r_0^2} = \frac{6 \cdot 10^{-6} \cdot 3600}{0,01} = 2,2.$$

Для пластины:

$$Bi = \frac{\alpha \cdot \delta}{\lambda} = \frac{100 \cdot 0,2}{25} = 0,8, \quad Fo = \frac{a\tau}{\delta^2} = \frac{6 \cdot 10^{-6} \cdot 3600}{0,04} = 0,54.$$

Из прил. 3, рис. П3.4 находим $\theta_{\text{цил}}^{\text{ось}} = f(Bi, Fo)$ как точку пересечения Bi и Fo , рассчитанных для цилиндра: $\theta_{\text{цил}}^{\text{ось}} = 0,25$. Из прил. 3, рис. П3.1 находим $\theta_{\text{пл}}^{\text{пов}}$ как точку пересечения Bi и Fo , рассчитанных для пластины: $\theta_{\text{пл}}^{\text{пов}} = 0,56$. Тогда $\theta_1 = \theta_{\text{цил}}^{\text{ось}} \cdot \theta_{\text{пл}}^{\text{пов}} = 0,25 \cdot 0,56 = 0,14$, откуда находится размерная температура в искомой точке:

$$\theta_1 = \frac{t_1 - t_{\text{ж}}}{t_0 - t_{\text{ж}}} \rightarrow t_1 = \theta_1 (t_0 - t_{\text{ж}}) + t_{\text{ж}} = 0,14(800 - 20) + 20 = 125^\circ\text{C}.$$

Ответ. Температура цилиндра в точке (1) 125°C .

Пример 2. Вычислить коэффициент теплоотдачи от медного цилиндра, погруженного в воду, если в процессе охлаждения после наступления регулярного температурного режима температура цилиндра за $\Delta\tau = \tau_2 - \tau_1 = 100$ с уменьшилась с 80°C до 30°C . Температура воды 15°C . Радиус цилиндра $0,1$ м. Плотность меди 8700 кг/м^3 , удельная теплоемкость меди $381 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}$. Коэффициент неравномерности распределения температуры $0,9$.

Решение. Для решения этой задачи воспользуемся первой теоремой Кондратьева, согласно которой темп охлаждения однородного и изотропного тел пропорционален коэффициенту теплоотдачи, площади поверхности тела и обратно пропорционален удельной теплоемкости, плотности и объему тела: $m = \frac{\alpha F}{c_p \rho V} \frac{\bar{\vartheta}_F}{\bar{\vartheta}_V}$, где $\bar{\vartheta}_F / \bar{\vartheta}_V$ — коэффициент

неравномерности распределения температур по поверхности

и объему тела. Выразим из этого выражения коэффициент теплоотдачи: $\alpha = \frac{m \cdot c_p \cdot \rho \cdot V}{F \cdot \bar{\vartheta}_F / \bar{\vartheta}_V}$. Учитывая, что при регулярном режиме натуральный

логарифм избыточной температуры для всех точек тела изменяется во времени по линейному закону (рис. 20), рассчитаем темп охлаждения по формуле $m = \frac{\ln \vartheta_1 - \ln \vartheta_2}{\tau_2 - \tau_1}$. В этом выражении

$\vartheta_1 = t_1 - t_{\text{ж}} = 80 - 15 = 65^\circ\text{C}$, $\vartheta_2 = t_2 - t_{\text{ж}} = 30 - 15 = 15^\circ\text{C}$, $\tau_2 - \tau_1 = 100$ с. Тогда

$$m = \frac{\ln 65 - \ln 15}{100} = 0,0147, 1/\text{с}.$$

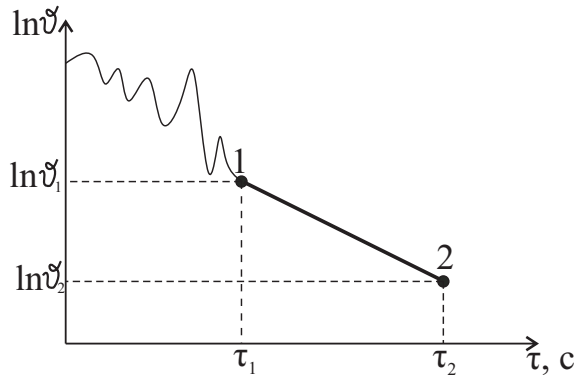


Рис. 20. Изменение натурального логарифма избыточной температуры при регулярном режиме охлаждения (нагревания)

Подставляем в формулу для расчета коэффициента теплоотдачи значение темпа охлаждения, а также выражаем объем и площадь поверхности цилиндра через его радиус и длину и получаем величину коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha = \frac{m \cdot c_p \cdot \rho \cdot V}{F \cdot \bar{\vartheta}_F / \bar{\vartheta}_V} = \frac{m \cdot c_p \rho \cdot \pi \cdot r^2 l}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot l \cdot \bar{\vartheta}_F / \bar{\vartheta}_V} = \frac{0,0147 \cdot 381 \cdot 8700 \cdot 0,1}{2 \cdot 0,9} = 2707 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Ответ. Коэффициент теплоотдачи $2707 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

**Задачи для самостоятельного решения по теме
«Охлаждение (нагревание) тел конечных размеров
правильной геометрической формы.
Регулярный тепловой режим»**

Задача 1. Стальная болванка цилиндрической формы диаметром 200 мм и длиной 400 мм в начальный момент времени имеет температуру 800 °С. Болванка охлаждается на воздухе, имеющем температуру 20 °С. Определить температуру болванки в точке (2) (см. рис. 19) через 30 мин после начала охлаждения. Коэффициент теплоотдачи 100 Вт/(м² · К). Коэффициент теплопроводности стали 25 Вт/(м · К), коэффициент температуропроводности 0,0216 м²/ч.

Ответ. $t_2 = 269,6$ °С.

Задача 2. Стальная болванка цилиндрической формы диаметром 200 мм и длиной 400 мм в начальный момент времени имеет температуру 800 °С. Болванка охлаждается на воздухе, имеющем температуру 20 °С. Определить температуру болванки в точке (3) (см. рис. 19) через 30 мин после начала охлаждения. Коэффициент теплоотдачи 100 Вт/(м² · К). Коэффициент теплопроводности стали 25 Вт/(м · К), коэффициент температуропроводности 0,0216 м²/ч.

Ответ. $t_3 = 410$ °С.

Задача 3. Стальная болванка цилиндрической формы диаметром 80 мм и длиной 160 мм в начальный момент времени была равномерно нагрета до температуры 800 °С. Болванка охлаждается на воздухе, имеющем температуру 30 °С. Определить температуру в центре болванки через 30 мин после начала охлаждения. Коэффициент теплоотдачи от поверхности болванки 118 Вт/(м² · К). Коэффициент теплопроводности стали 25 Вт/(м · К), коэффициент температуропроводности 0,022 м²/ч.

Ответ. $t_{x=0} = 77,1$ °С.

Задача 4. Медный цилиндр диаметром 20 мм и длиной 120 мм охлаждается в воде. Вычислить темп его охлаждения после наступления регулярного режима. Плотность меди 8700 кг/м³, теплоемкость 381 Дж/(кг · К), коэффициент теплопроводности 384 Вт/(м · К).

Коэффициент теплоотдачи от поверхности цилиндра к воде $870 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Ответ. $m = 5,25 \cdot 10^{-2} \text{ с}^{-1}$.

Задача 5. Вычислить коэффициент теплоотдачи от медного шара к воздуху, если в процессе охлаждения шара после наступления регулярного температурного режима температура его за 50 с уменьшилась с 80°С до 40°С . Температура окружающей среды 20°С . Радиус шара $0,05 \text{ м}$, плотность меди $8700 \text{ кг}/\text{м}^3$, теплоемкость $381 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$. Считать температуры центра и поверхности шара одинаковыми.

Ответ. $\alpha = 1213,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

2. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН

Теплоотдача при вынужденном движении
жидкости вдоль плоской поверхности



Теплоотдача при вынужденном движении жидкости в трубе



Теплоотдача при вынужденном течении жидкости в каналах



Теплоотдача при вынужденном поперечном обтекании
одиночной трубы и пучка труб



Теплоотдача при свободном движении жидкости



Теплообмен при фазовых превращениях



Конвективный теплообмен между жидкостью (под жидкостью понимается любая текучая среда, например вода, воздух, жидкий металл) и соприкасающейся с ней поверхностью тела называют *конвективной теплоотдачей* или просто *теплоотдачей*. Для количественного описания процесса теплоотдачи используется уравнение теплоотдачи (Ньютона — Рихмана) для единицы поверхности $q = \alpha(t_c - t_{ж})$ или для всей площади поверхности тела F : $Q = \alpha(t_c - t_{ж})F$ [4].

Коэффициент теплоотдачи α , [Вт/(м²·К)] характеризует интенсивность процесса переноса теплоты на границе «твердое тело — жидкость».

Интенсивность теплообмена может быть неодинакова по поверхности тела, вследствие чего численные значения коэффициента теплоотдачи для разных участков поверхности будут различными. Различают местный или локальный (α) и средний по поверхности тела ($\bar{\alpha}$) коэффициенты теплоотдачи.

Коэффициент теплоотдачи зависит от многих факторов: от формы тела, его размеров и ориентации в потоке жидкости; скорости жидкости и ее температуры; физических свойств жидкости и режимов ее движения; от того, нагревается или охлаждается жидкость (направления теплового потока) и т. д.

Виды движения (конвекции) жидкости. Различают вынужденное и свободное (естественное) движение жидкости. Движение называется *вынужденным*, если оно происходит за счет внешних сил, не связанных с процессом теплообмена (например, за счет сообщения жидкости энергии насосом или вентилятором). Движение называется *естественным (свободным)*, если оно происходит за счет разности плотностей нагретых и холодных макрообъемов жидкости в гравитационном поле.

Режимы движения жидкости. Экспериментально установлены [4] два режима движения жидкости: ламинарный и турбулентный. При *ламинарном* режиме все частицы жидкости движутся параллельно друг другу и ограждающим поверхностям. При *турбулентном* режиме, наряду с направленным движением вдоль потока, частицы могут участвовать в поперечном и даже в обратном движении.

Физические свойства жидкости, существенные для процесса теплоотдачи. На интенсивность процесса теплоотдачи влияют физические и теплофизические свойства жидкости: плотность (ρ); теплоемкость

(c_p); коэффициент теплопроводности (λ); коэффициент температуропроводности (a).

Кроме того, все реальные жидкости обладают вязкостью, которая проявляется в том, что при движении соседних слоев жидкости с разными скоростями между ними возникают силы, препятствующие движению.

Жидкости характеризуются коэффициентом динамической вязкости μ , $[(\text{Н} \cdot \text{с})/\text{м}^2]$. Отношение $\mu/\rho = \nu$, $\text{м}^2/\text{с}$ называется *коэффициентом кинематической вязкости*. С ростом температуры коэффициенты μ и ν для капельных жидкостей уменьшаются, а для газов — возрастают.

Большое значение для процессов теплоотдачи имеет тепловое расширение жидкостей, которое характеризуется коэффициентом объемного расширения $\beta = \frac{1}{V} \frac{\partial V}{\partial t} \Big|_{p=\text{const}}$ $[1/\text{K}]$, представляющим собой от-

носительное изменение объема при изменении температуры на 1°C при $p = \text{const}$. Для капельных жидкостей коэффициент β является табличной величиной, а для газов, если считать их идеальными, т. е. подчиняющимися закону Клапейрона, коэффициент β является расчетной величиной: $\beta = \frac{1}{T_{\text{ж}}}$.

Определение величины коэффициента теплоотдачи. Тепловой поток легко определяется по уравнению Ньютона — Рихмана, если известен коэффициент теплоотдачи (α). Поэтому исследование конвективного теплообмена сводится к определению коэффициента теплоотдачи.

Уравнение теплоотдачи в дифференциальной форме имеет вид $\alpha = - \frac{\lambda}{t_{\text{ж}} - t_{\text{с}}} \frac{dt}{dn} \Big|_{\text{с}}$. В этом уравнении кроме искомой величины α неиз-

вестным является также градиент температуры жидкости $\left(\frac{dt}{dn} \Big|_{\text{с}} \right)$ в при-

стенном слое. Для нахождения распределения температуры жидкости в пристенном слое используется дифференциальное уравнение энергии:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right).$$

Из этого уравнения следует, что для определения температурного поля в жидкости необходимо знать распределение скоростей жидкости в пристенном слое. Распределение скоростей жидкости в пристенном слое находится из уравнения движения, записанного в проекциях на ось x , y и z . В проекции на ось x уравнение имеет вид:

$$\rho \left(\frac{\partial w_x}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_x}{\partial z} \right) = \rho g_x + \rho \beta g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right).$$

Аналогичные записи будут для проекций на оси y и z . Поскольку в уравнение движения входит еще одна неизвестная величина — градиент давления в пристенном слое жидкости $\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)$, то для получения

замкнутой системы необходимо добавить еще уравнение неразрывности (сплошности) потока. Для несжимаемой жидкости это уравнение имеет вид:

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} = 0.$$

Для того чтобы получить частное решение для конкретной задачи, к этой системе дифференциальных уравнений необходимо добавить условия однозначности. О сложности математического вычисления коэффициента теплоотдачи свидетельствует система дифференциальных уравнений. Эта система даже при введении упрощающих предположений решается только для некоторых простейших случаев. Во многих случаях эксперимент остается единственным способом получения закономерностей, определяющих теплоотдачу. Однако и постановка эксперимента сопряжена с большими трудностями, т. к. коэффициент теплоотдачи, согласно дифференциальным уравнениям конвективного теплообмена, функционально зависит от большого количества переменных $\alpha = f(x, y, z, w_x, w_y, w_z, t_c, t_{ж}, \lambda, \nu, \rho, p, \dots)$, и, чтобы экспериментально установить зависимость α от каждой из этих переменных, необходимо затратить огромное количество времени.

Все эти трудности можно разрешить, если воспользоваться теорией подобия, которая позволяет сократить количество переменных (путем объединения их в безразмерные комплексы), от которых зависит коэффициент теплоотдачи. Безразмерные комплексы, называемые

числами подобия, и которым присвоены имена выдающихся мировых ученых, внесших значительный вклад в развитие теплообмена или гидродинамики, имеют вид:

$$\frac{\alpha l_0}{\lambda}, \frac{w_0 l_0}{a}, \frac{g \beta \vartheta l_0^3}{\nu^2}, \frac{w_0 l_0}{\nu}, \frac{\Delta p}{\rho w_0^2}.$$

$\frac{\alpha l_0}{\lambda} = \text{Nu}$ — безразмерное число Нуссельта. Оно характеризует интенсивность процесса теплоотдачи на границе «стенка — жидкость».

Примечание

Безразмерное число Нуссельта и безразмерное число Vi (раздел нестационарной теплопроводности) составлены из одинаковых размерных величин. Отличие между ними в том, что в безразмерном числе Нуссельта λ — коэффициент теплопроводности жидкости, а в Vi — λ — коэффициент теплопроводности твердого тела. Кроме того, в безразмерном числе Нуссельта α является величиной определяемой, а в Vi значение α задается.

$$\frac{w_0 l_0}{a} = \text{Pe} \text{ — безразмерное число Пекле. Характеризует соотношение}$$

между теплом, переданным за счет конвекции, и теплом, переданным за счет теплопроводности.

$$\frac{g \beta \vartheta l_0^3}{\nu^2} = \text{Gr} \text{ — безразмерное число Грасгофа. Характеризует подь-}$$

емные силы, обусловленные разностью плотностей нагретых и холодных частей жидкости, находящейся в гравитационном поле. Является основным безразмерным числом при описании свободной конвекции.

$$\frac{w_0 l_0}{\nu} = \text{Re} \text{ — безразмерное число Рейнольдса. Характеризует соотно-}$$

шение между силами инерции и вязкости и определяет режим движения жидкости при ее вынужденном течении.

В некоторых случаях безразмерное число Re удобнее представить как $\text{Re} = \frac{w_0 l_0}{a} = \frac{w_0 l_0}{\nu} \cdot \frac{\nu}{a} = \text{Re} \cdot \text{Pr}$, где $\text{Pr} = \frac{\nu}{a}$ — безразмерное число Прандтля.

Характеризует теплофизические свойства жидкости и является табличной величиной, т. к. целиком состоит из теплофизических параметров.

Безразмерные числа делятся на *определяющие* и *определяемые*. *Определяющие* — это безразмерные числа (Re , Pr , Gr , ...), составленные из независимых переменных и величин, входящих в условия однозначности. *Определяемые* — это безразмерное число Нуссельта, в которое входит искомая величина — коэффициент теплоотдачи.

Безразмерные комплексы рассматриваются в качестве новых переменных и решение для искомой величины (Nu) представляется в виде критериального уравнения. Вид критериального уравнения устанавливается экспериментальным путем. Исследования показали, что большинство процессов конвективного теплообмена может быть описано степенной функцией, типа $Nu = c Re^m Pr^n$, где c , m , n — постоянные, определяемые опытным путем. Такие уравнения называются *эмпирическими*, ими можно пользоваться лишь в интервалах определяющих безразмерных чисел, непосредственно проверенных в опытах; экстраполяция их недопустима.

Определяющий геометрический размер и определяющая температура.

В безразмерные числа подобия входит некоторый характерный размер l_0 , который называется определяющим. Выбор определяющего размера зависит от исследователя. Обычно в качестве такового выбирают тот размер, который сильнее других влияет на процесс теплоотдачи.

Кроме того, в безразмерные числа подобия входят теплофизические параметры, которые зависят от температуры. Температура, по которой из справочника выписывают значения теплофизических параметров, входящих в безразмерные числа подобия, называется *определяющей*. От исследователя зависит, какую температуру считать определяющей, т. к. теория подобия ничего не говорит на этот счет. На практике, как правило, в качестве определяющей берут ту температуру, которую легче всего измерить экспериментальным путем.

Для решения задач необходимо придерживаться следующего порядка.

1. Уяснить по условию задачи, от какой поверхности к какой жидкости передается теплота.
2. Выяснить, что при решении данной задачи берется в качестве определяющего геометрического размера и определяющей температуры.
3. Из таблицы теплофизических свойств (прил. 1) для данной жидкости и по определяющей температуре выписать значения коэффициентов теплопроводности, кинематической вязкости и число

Прандтля, используя формулу линейной интерполяции. Например, нужно определить коэффициент теплопроводности при 27 °С:

$$\lambda_{27} = \lambda_{20} + \frac{\lambda_{30} - \lambda_{20}}{30 - 20} \cdot (27 - 20).$$

4. Определить режим течения жидкости по величине числа Рейнольдса, если течение жидкости вынужденное, или по произведению чисел Грасгофа и Прандтля ($Gr \cdot Pr$), если течение жидкости свободное.

5. Зная режим течения жидкости, выбрать соответствующую формулу для расчета числа Нуссельта. Определив значение Нуссельта, найти величину коэффициента теплоотдачи $\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l_0}$.

6. Если требуется, рассчитать тепловой поток $Q = \bar{\alpha}(t_c - t_{ж})F$.

2.1. Теплоотдача при вынужденном движении жидкости вдоль плоской поверхности

Опытным путем было установлено, что если величина безразмерного числа Re при движении жидкости вдоль плоской поверхности не превышает 10^5 , то режим течения ламинарный, если $Re \geq 10^5$, то характер течения жидкости турбулентный.

При ламинарном режиме ($Re < 10^5$) течении жидкости вдоль плоской поверхности формулы имеют вид:

— для расчета локального (в данной точке) коэффициента теплоотдачи:

$$Nu_{ж,x} = 0,33 Re_{ж,x}^{0,5} Pr_{ж}^{0,33} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25};$$

$$Nu_{ж,x} = \frac{\alpha x}{\lambda} \rightarrow \alpha = \frac{Nu_{ж,x} \lambda}{x};$$

— для расчета среднего по длине плоской поверхности коэффициента теплоотдачи:

$$\overline{Nu}_{ж,l} = 0,66 Re_{ж,l}^{0,5} Pr_{ж}^{0,33} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25};$$

$$\overline{Nu}_{ж,l} = \frac{\bar{\alpha} l}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu}_{ж,l} \lambda}{l}.$$

При турбулентном режиме ($Re \geq 10^5$) течения жидкости вдоль плоской поверхности формулы имеют вид:

— для расчета локального (в данной точке) коэффициента теплоотдачи:

$$Nu_{ж,x} = 0,029 Re_{ж,x}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25};$$

$$Nu_{ж,x} = \frac{\alpha x}{\lambda} \rightarrow \alpha = \frac{Nu_{ж,x} \lambda}{x};$$

— для расчета среднего по длине плоской поверхности коэффициента теплоотдачи:

$$\overline{Nu}_{ж,l} = 0,037 Re_{ж,l}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25};$$

$$\overline{Nu}_{ж,l} = \frac{\bar{\alpha} l}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu}_{ж,l} \lambda}{l}.$$

За определяющую температуру при расчете по этим формулам принимается температура набегающего потока жидкости $t_{ж} = t_0$. Определяющим размером в формулах для расчета локального коэффициента теплоотдачи является координата x , а при расчете среднего по длине плоской поверхности — длина (l).

Примеры решения задач по теме «Теплоотдача при вынужденном движении жидкости вдоль плоской поверхности»

Пример 1. Пластина длиной $l = 125$ мм омывается продольным потоком воздуха, температура которого $t_{ж} = 20^\circ\text{C}$, а скорость 10 м/с. Определить средний по длине пластины коэффициент теплоотдачи, если температура ее поверхности $t_c = 50^\circ\text{C}$.

Решение. В данной задаче имеет место вынужденное движение жидкости (воздуха) вдоль плоской поверхности (рис. 21).

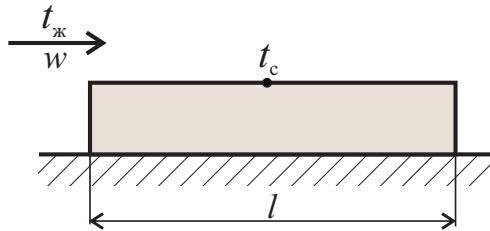


Рис. 21. Теплоотдача от поверхности пластины к движущемуся вдоль нее воздуху

Определим режим движения жидкости. Для этого рассчитаем значение безразмерного числа Рейнольдса: $Re = \frac{wl}{\nu}$. По определяющей температуре, а в данном случае это $t_{ж} = 20^{\circ}\text{C}$, из прил. 1, табл. П1.2 выписываем значения физических параметров воздуха: $\nu = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda = 2,59 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $Pr_{ж} = 0,703$. Тогда значение безразмерного числа Re равняется:

$$Re_{ж} = \frac{wl}{\nu} = \frac{10 \cdot 0,125}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 83 \cdot 10^3.$$

При вынужденном движении жидкости вдоль плоской поверхности критическое число Re , определяющее переход от ламинарного режима движения к турбулентному, равно 10^5 [1]. Сравнивая полученное значение Re с критическим, делаем вывод, что $83 \cdot 10^3 < 10^5$, значит, режим движения ламинарный. Выписываем формулу для расчета среднего значения Нуссельта:

$$\overline{Nu}_{ж,l} = 0,66 Re_{ж,l}^{0,5} Pr_{ж}^{0,33} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}.$$

Pr_c определяется из прил. 1, табл. П1.2 по t_c : $Pr_c = 0,698$.

Для газов, в частности для воздуха, значения Pr мало зависят от температуры, поэтому при расчетах $\left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \approx 1$. Тогда

$$\overline{Nu} = 0,66(83 \cdot 10^3)^{0,5} 0,703^{0,33} = 169.$$

Рассчитав величину Нуссельта, определяем средний коэффициент теплоотдачи:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha} l}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu} \lambda}{l} = \frac{169 \cdot 2,59 \cdot 10^{-2}}{0,125} = 35 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Ответ. Средний по длине пластины коэффициент теплоотдачи 35 Вт/(м²·К).

Пример 2. Ветер дует вдоль дороги, которую только что заасфальтировали. Длина дороги 1000 м, а ширина 12 м. Скорость ветра 10 м/с. Температура воздуха 20 °С. Температура асфальтового покрытия 30 °С. Определить локальные коэффициенты теплоотдачи на расстояниях 100 м и 800 м от начала дороги. Рассчитать также средний по длине улицы коэффициент теплоотдачи и тепловой поток, передаваемый от асфальтового покрытия дороги к воздуху.

Решение. В данной задаче имеет место вынужденное движение жидкости (воздуха) вдоль плоской поверхности (рис. 22).

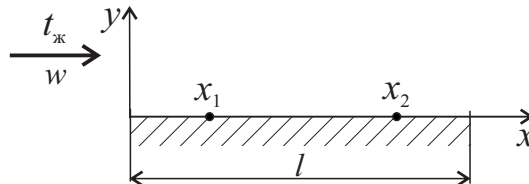


Рис. 22. Теплообмен между поверхностью и потоком жидкости

По определяющей температуре, а в данном случае это $t_{\text{ж}} = 20^\circ\text{С}$, из прил. 1, табл. П1.2 выписываем значения физических параметров воздуха: $\nu = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda = 2,59 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $Pr_{\text{ж}} = 0,703$. $Pr_{\text{с}}$ определяется из этой же таблицы по $t_{\text{с}} = 30^\circ\text{С}$: $Pr_{\text{с}} = 0,701$.

Определим режим движения жидкости на расстоянии $x_1 = 100 \text{ м}$ от начала дороги. Для этого рассчитаем значение безразмерного числа Рейнольдса: $Re = \frac{w \cdot x_1}{\nu} = \frac{10 \cdot 100}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 66,4 \cdot 10^6$. Сравнивая получен-

ное значение Re с критическим, делаем вывод, что режим движения турбулентный. Используя формулу для расчета локального значения Нуссельта, рассчитываем его величину:

$$Nu_{ж, x} = 0,029 Re_{ж, x}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} = 0,029 (66,4 \cdot 10^6)^{0,8} \cdot 0,703^{0,43} \cdot 1 = 45115,3.$$

Зная величину Нуссельта, определяем локальный коэффициент теплоотдачи на расстоянии 100 м от начала дороги:

$$Nu = \frac{\alpha x_1}{\lambda} \rightarrow \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{x_1} = \frac{45115,3 \cdot 2,59 \cdot 10^{-2}}{100} = 11,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Поскольку на расстоянии 100 м режим турбулентный, то он останется таковым и дальше. Рассчитаем значение безразмерного числа Рейнольдса при $x_2 = 800$ м от начала дороги:

$$Re = \frac{w \cdot x_2}{\nu} = \frac{10 \cdot 800}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 531,2 \cdot 10^6.$$

Используя формулу для расчета локального значения Нуссельта, рассчитываем его величину:

$$Nu_{ж, x} = 0,029 Re_{ж, x}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} = 0,029 (531,2 \cdot 10^6)^{0,8} \cdot 0,703^{0,43} \cdot 1 = 238119,6.$$

Определяем локальный коэффициент теплоотдачи на расстоянии 800 м от начала дороги:

$$Nu = \frac{\alpha x_2}{\lambda} \rightarrow \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{x_2} = \frac{238119,6 \cdot 2,59 \cdot 10^{-2}}{800} = 7,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Рассчитаем средний по длине дороги коэффициент теплоотдачи. Для этого определим значение безразмерного числа Рейнольдса для $l = 1000$ м:

$$Re = \frac{wl}{\nu} = \frac{10 \cdot 1000}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 664 \cdot 10^6.$$

Воспользовавшись формулой для расчета среднего значения Нуссельта, рассчитываем его величину:

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{ж},l} = 0,037 \text{Re}_{\text{ж},l}^{0,8} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{с}}} \right)^{0,25} = 0,037 (664 \cdot 10^6)^{0,8} \cdot 0,703^{0,43} \cdot 1 = 363183,8.$$

Зная величину Нуссельта, определим средний по длине дороги коэффициент теплоотдачи:

$$\overline{\text{Nu}} = \frac{\bar{\alpha} l}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot \lambda}{l} = \frac{363183,8 \cdot 2,59 \cdot 10^{-2}}{1000} = 9,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определим тепловой поток, передаваемый от асфальтового покрытия дороги к воздуху:

$$Q = \bar{\alpha} (t_{\text{с}} - t_{\text{ж}}) F = 9,5 \cdot (30 - 20) \cdot 1000 \cdot 12 = 1129,5 \text{ кВт}.$$

Ответ. Локальный коэффициент теплоотдачи на расстоянии 100 м — $11,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, на расстоянии 800 м — $7,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, средний по длине дороги коэффициент теплоотдачи — $9,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Тепловой поток, передаваемый от асфальтового покрытия дороги к воздуху, 1129,5 кВт.

Задачи для самостоятельного решения по теме «Теплоотдача при вынужденном движении жидкости вдоль плоской поверхности»

Задача 1. Плоская горизонтальная крыша дома имеет зимой температуру 0°С . Крыша квадратная площадью 40×40 м. Определить конвективный тепловой поток от крыши к воздуху, температура которого (-20°С) , если скорость воздуха: а) 2 м/с; б) 6 м/с; в) 12 м/с.

Ответ. $Q_{\text{а}} = 159,9 \text{ кВт}$, $Q_{\text{б}} = 385,1 \text{ кВт}$, $Q_{\text{в}} = 670,4 \text{ кВт}$.

Задача 2. Тонкая пластина длиной 125 мм омывается продольным потоком воды, скорость которого 0,7 м/с, а температура 20°С . Определить средний коэффициент теплоотдачи по длине пластины и тепловой поток, передаваемый от ее поверхности. Температура поверхности пластины 50°С .

Ответ. $\bar{\alpha} = 2093 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $q = 62790,7 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Задача 3. Пластина длиной 2 м и шириной 1,5 м обтекается продольным потоком воздуха, скорость которого 3 м/с, а температура

20 °С. Температура поверхности пластины 90 °С. Определить средний по длине пластины коэффициент теплоотдачи и тепловой поток, передаваемый с поверхности пластины.

Ответ. $\bar{\alpha} = 12,44 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $Q = 2613 \text{ Вт}$.

Задача 4. Пластина длиной 1 м обтекается продольным потоком воздуха, скорость которого 30 м/с, а температура 10 °С. Перед пластиной установлена турбулизующая поток воздуха решетка, вследствие чего движение в пограничном слое по всей длине пластины турбулентное. Вычислить среднее значение коэффициента теплоотдачи с поверхности пластины и значение местного коэффициента теплоотдачи на задней кромке пластины.

Ответ. $\bar{\alpha} = 91,93 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $\alpha_{x=l} = 72,06 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Задача 5. Пластина длиной 1 м обтекается продольным потоком воздуха, скорость которого 30 м/с, а температура 10 °С. Перед пластиной установлена турбулизующая поток воздуха решетка, вследствие чего движение в пограничном слое по всей длине пластины турбулентное. Вычислить толщину гидродинамического пограничного слоя и значения локальных коэффициентов теплоотдачи на расстояниях 100 мм, 200 мм и 800 мм от передней кромки пластины. Проанализировать влияния толщины пограничного слоя на величину локального коэффициента теплоотдачи.

Ответ. $\delta_1 = 3,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $\delta_2 = 5,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $\delta_3 = 16,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

2.2. Теплоотдача при вынужденном движении жидкости в трубе

Экспериментальным путем установлено, что при движении жидкости в трубах, если $Re < 2300$, то режим движения жидкости ламинарный, при $Re \geq 10^4$ — турбулентный. Диапазон изменения Re от 2300 до 10^4 соответствует переходному режиму течения.

При движении жидкости в трубах в качестве определяющего геометрического размера берется внутренний диаметр трубы. Во всех формулах для расчета безразмерного числа Нуссельта для ламинарного, турбулентного и переходного режимов в качестве определяющей тем-

пературы принимается средняя температура жидкости $\bar{t}_ж = \frac{(t'_ж + t''_ж)}{2}$, где $t'_ж, t''_ж$ — температуры жидкости на входе и выходе из трубы соответственно.

Расчет среднего по длине трубы коэффициента теплоотдачи при ламинарном режиме. При ламинарном режиме ($Re < 2300$) могут иметь место два подрежима неизотермического движения: *вязкостный* и *вязкостно-гравитационный*. Вязкостный подрежим ($Gr \cdot Pr < 8 \cdot 10^5$) наблюдается при преобладании сил вязкости над подъемными силами, т. е. он имеет место при течении вязких жидкостей при отсутствии влияния естественной конвекции.

При вязкостном режиме силы внутреннего трения велики по сравнению с подъемными силами, поэтому влиянием свободной конвекции можно пренебречь. Для длинных труб, когда $\frac{l}{d} \geq 0,067 Re_{ж,d} Pr_{ж}^{5/6}$,

расчет теплоотдачи ведется по формуле: $\overline{Nu}_{ж,d} = 4 \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}$.

Для коротких труб, когда $\frac{l}{d} < 0,067 Re_{ж,d} Pr_{ж}^{5/6}$, расчет теплоотдачи ведется по формуле $\overline{Nu}_{ж,d} = 1,4 \left(Re_{ж,d} \cdot \frac{d}{l} \right)^{0,4} Pr_{ж}^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}$.

Если $Gr \cdot Pr \geq 8 \cdot 10^5$, то подрежим течения жидкости — *вязкостно-гравитационный*. В этом случае теплоотдача рассчитывается по формуле $\overline{Nu}_{ж,d} = 0,15 Re_{ж,d}^{0,33} Pr_{ж}^{0,33} (Gr_{ж,d} Pr_{ж})^{0,1} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon_l$, где ε_l — поправка на длину трубы. $\varepsilon_l = 1$ при $\frac{l}{d} \geq 50$.

Рассчитав безразмерное число Нуссельта, находим коэффициент теплоотдачи:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha} d}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu} \lambda}{d}.$$

Расчет среднего по длине трубы коэффициента теплоотдачи при турбулентном режиме. Расчет среднего коэффициента теплоотдачи при турбулентном режиме ($Re > 10^4$) движения жидкости ведется по формуле

$$\overline{Nu}_{ж,d} = 0,023 Re_{ж,d}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon_l, \quad \overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha} d}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu} \lambda}{d}.$$

Если $\left(\frac{l}{d} \right) \geq 15$, то $\varepsilon_l = 1$. При $\left(\frac{l}{d} \right) < 15$ поправочный коэффициент (μ) определяется по формуле $\varepsilon_l = 1,38 \left(\frac{l}{d} \right)^{-0,12}$.

Расчет среднего по длине трубы коэффициента теплоотдачи при переходном режиме. Для оценки теплоотдачи при переходном режиме ($2300 \leq Re \leq 10^4$) можно воспользоваться формулой:

$$\overline{Nu} = A Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25},$$

где $A = f(Re_{ж,d})$. Для инженерных расчетов можно приближенно принять следующие значения A в зависимости от числа Рейнольдса:

- если $2300 < Re_{ж,d} < 3000$, то $A = 6$;
- если $3000 \leq Re_{ж,d} < 4000$, то $A = 10$;
- если $4000 \leq Re_{ж,d} < 5000$, то $A = 20$;
- если $5000 \leq Re_{ж,d} < 6000$, то $A = 25$;
- если $6000 \leq Re_{ж,d} < 10^4$, то $A = 30$.

Примеры решения задач по теме «Теплоотдача при вынужденном движении жидкости в трубе»

Пример 1. Определить коэффициент теплоотдачи при течении воды в горизонтальной трубе внутренним диаметром 10 мм и длиной $l = 1,2$ м. Температура воды на входе в трубу $t_{ж_1} = 10^\circ\text{C}$, на выходе $t_{ж_2} = 30^\circ\text{C}$, средняя по длине трубы температура стенки $\bar{t}_c = 60^\circ\text{C}$, расход воды $20 \text{ кг/ч} = 0,0056 \text{ кг/с}$.

Решение. Определим скорость течения воды (рис. 23) по известному расходу $w = \frac{G}{\rho f}$,

$$f = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,01^2}{4} = 7,85 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$$

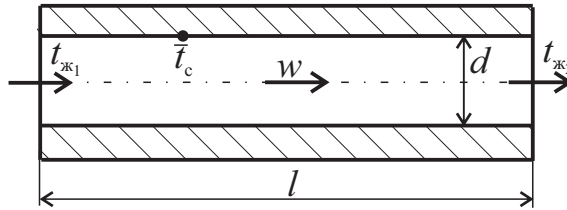


Рис. 23. Теплоотдача от внутренней стенки трубы к текущей в ней воде

По определяющей температуре, которая для данного типа задач $\bar{t}_ж = (t_{ж1} + t_{ж2})/2 = (10 + 30)/2 = 20^\circ\text{C}$, выпишем из прил. 1, табл. П1.5 теплофизические свойства воды: $\rho = 998,2 \text{ кг/м}^3$; $\lambda = 0,597 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; $\nu = 1,006 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\text{Pr}_ж = 7,03$; $\beta = 1,82 \cdot 10^{-4} \text{ 1/К}$. $\text{Pr}_c = 3,03$ — определяется по \bar{t}_c из этой же таблицы.

Рассчитаем скорость движения воды: $w = \frac{G}{\rho f} = \frac{0,0056}{998,2 \cdot 7,85 \cdot 10^{-5}} = 0,07 \text{ м/с}$.

По величине числа Рейнольдса определим режим течения жидкости: $\text{Re} = \frac{wd}{\nu} = \frac{0,07 \cdot 0,01}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 706 < 2300$, значит, режим течения ламинарный. Однако при ламинарном режиме могут иметь место два подрежима: вязкостный и вязкостно-гравитационный. Для того чтобы определить подрежим, рассчитаем величину Грасгофа:

$$\text{Gr}_{ж,d} = \frac{g\beta(t_c - t_{ж})d^3}{\nu^2} = \frac{9,81 \cdot 1,82 \cdot 10^{-4} (60 - 20) \cdot 10 \cdot 10^{-3}}{(1,006 \cdot 10^{-6})^2} = 7,14 \cdot 10^4,$$

а затем произведение $(\text{Gr}_{ж,d} \cdot \text{Pr}_ж) : (\text{Gr}_{ж,d} \cdot \text{Pr}_ж) = 7,14 \cdot 10^4 \cdot 7,03 = 5,02 \cdot 10^5 < 8 \cdot 10^5$, значит, течение вязкостное. Выясним, труба длинная или короткая.

Для этого сравним $\frac{l}{d} = \frac{1,2}{0,01} = 120$ с выражением $0,067 \text{Re}_{ж,d} \text{Pr}_{ж}^{5/6}$:
 $0,067 \cdot 706 \cdot 7,03^{5/6} = 0,067 \cdot 706 \cdot 7,03^{5/6} = 239$.

Поскольку $120 < 239$, делаем вывод, что труба короткая. Для определения среднего коэффициента теплоотдачи рассчитаем величину Нуссельта по формуле:

$$\overline{\text{Nu}}_{ж,d} = 1,4 \left(\text{Re}_{ж,d} \frac{d}{l} \right)^{0,4} \text{Pr}_{ж}^{0,33} \left(\frac{\text{Pr}_{ж}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} = 1,4 \left(705,8 \frac{0,01}{1,2} \right)^{0,4} 7,03^{0,33} \left(\frac{7,03}{3,03} \right)^{0,25} = 6,7;$$

$$\overline{\text{Nu}}_{ж,d} = \frac{\bar{\alpha} d}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{\text{Nu}}_{ж,d} \lambda}{d} = \frac{6,7 \cdot 0,597}{0,01} = 398 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Ответ. Коэффициент теплоотдачи $398 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Пример 2. Определить коэффициент теплоотдачи от стенки трубки конденсатора паротурбинной установки к охлаждающей воде, текущей внутри трубки. Средняя по длине трубки температура стенки $\bar{t}_c = 60^\circ \text{C}$, внутренний диаметр трубки 16 мм. Температура воды на входе в трубку $t_{ж1} = 20^\circ \text{C}$, на выходе $t_{ж2} = 48^\circ \text{C}$, скорость воды $0,071 \text{ м/с}$.

Решение. Вода, текущая внутри трубы (см. рис. 23), охлаждает ее стенки. По определяющей температуре, которая для данного типа задач $\bar{t}_ж = (t_{ж1} + t_{ж2})/2 = (20 + 48)/2 = 34^\circ \text{C}$, выпишем из прил. 1, табл. П1.5 теплофизические свойства воды: $\lambda = 0,617 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\nu = 1,006 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\text{Pr}_{ж} = 5,42$; $\beta = 3,47 \cdot 10^{-4} 1/\text{К}$.

По величине числа Рейнольдса определим режим течения жидкости: $\text{Re} = \frac{wd}{\nu} = \frac{0,071 \cdot 0,016}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 1420 < 2300$, значит, режим течения ламинарный. Определим подрежим течения: вязкостный или вязкостно-гравитационный. Для этого вычислим $(\text{Gr}_{ж,d} \cdot \text{Pr}_{ж})$:

$$(\text{Gr}_{ж,d} \cdot \text{Pr}_{ж}) = \frac{g \beta \vartheta d^3}{\nu^2} \text{Pr}_{ж} = \frac{9,81 \cdot 3,47 \cdot 10^{-4} \cdot (60 - 34) \cdot 0,016^3}{(0,805 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 5,42 = 2,9 \cdot 10^6.$$

Поскольку $2,9 \cdot 10^6 > 8 \cdot 10^5$, то подрежим вязкостно-гравитационный. Для определения среднего коэффициента теплоотдачи воспользуемся формулой $\overline{Nu}_{ж, d} = 0,15 Re_{ж, d}^{0,33} Pr_{ж}^{0,33} (Gr_{ж, d} \cdot Pr_{ж})^{0,1} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon_l$. Поправку на длину трубы принимаем равной единице ($\varepsilon_l = 1$), т.к. в конденсаторе трубы длинные.

$Pr_c = 2,98$ определяется по \bar{t}_c из прил. 1, табл. П1.6. Тогда

$$\overline{Nu}_{ж, d} = 0,15 (1420)^{0,33} \cdot 5,42^{0,33} (2,9 \cdot 10^6)^{0,1} \left(\frac{5,42}{2,98} \right)^{0,25} \cdot 1 = 14,24,$$

$$\overline{Nu}_{ж, d} = \frac{\bar{\alpha} \cdot d}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu}_{ж, d} \cdot \lambda}{d} = \frac{14,24 \cdot 0,017}{0,016} = 154,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Ответ. Коэффициент теплоотдачи $154,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Пример 3. По трубке внутренним диаметром 16 мм течет вода со скоростью 1 м/с. Температура воды на входе в трубку $t_{ж1} = 10^\circ \text{C}$, на выходе из нее $t_{ж2} = 20^\circ \text{C}$. Средняя температура стенки трубки $\bar{t}_c = 30^\circ \text{C}$. Определить тепловой поток, передаваемый от стенки трубки к воде, и длину трубы.

Решение. Вода, текущая внутри трубы (см. рис. 23), нагревается. По определяющей температуре, которая для данного типа задач $\bar{t}_ж = (t_{ж1} + t_{ж2})/2 = (10 + 20)/2 = 15^\circ \text{C}$, выпишем из прил. 1, табл. П1.5 теплофизические и физические свойства воды: $\lambda = 0,59 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; $\nu = 1,156 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr_{ж} = 8,24$; $\beta = 1,26 \cdot 10^{-4} 1/\text{К}$; $\rho = 999 \text{ кг/м}^3$; $c_p = 4187 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$.

По величине числа Рейнольдса определим режим течения жидкости: $Re = \frac{wd}{\nu} = \frac{1 \cdot 0,016}{1,156 \cdot 10^{-6}} = 13840,8 > 10^4$, значит, режим течения турбулентный. Для определения среднего коэффициента теплоотдачи воспользуемся формулой $\overline{Nu}_{ж, d} = 0,023 Re_{ж, d}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon_l$.

Поправку на длину трубы принимаем равной единице ($\varepsilon_l = 1$) с последующей проверкой, когда определим длину трубы.

$Pr_c = 5,45$ определяется по \bar{t}_c из прил. 1, табл. П1.6. Подставляя полученные значения, рассчитаем число Нуссельта и средний коэффициент теплоотдачи:

$$\overline{Nu}_{ж,d} = 0,023(13840,8)^{0,8} \cdot 8,24^{0,43} \left(\frac{8,24}{5,45} \right)^{0,25} \cdot 1 = 130,$$

$$\overline{Nu}_{ж,d} = \frac{\bar{\alpha} \cdot d}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu}_{ж,d} \cdot \lambda}{d} = \frac{130 \cdot 0,59}{0,016} = 4794 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определим тепловой поток, передаваемый воде от стенки трубы:

$$Q = G \cdot c_p (t_{ж_2} - t_{ж_1}) = \rho \cdot w \cdot f \cdot c_p (t_{ж_2} - t_{ж_1}) = 999 \cdot 1 \cdot 4187 (20 - 10) = 8406 \text{ Вт}.$$

С другой стороны тепловой поток можно определить по уравнению теплоотдачи $Q = \bar{\alpha} (t_c - \bar{t}_ж) F = \bar{\alpha} (t_c - t_ж) \pi \cdot d \cdot l$. Используя это выражение, рассчитаем длину трубы:

$$l = \frac{Q}{\bar{\alpha} (t_c - \bar{t}_ж) \pi \cdot d} = \frac{8406}{4794 (30 - 15) 3,14 \cdot 0,016} = 2,33 \text{ м}.$$

Сделаем проверку того, правильно ли выбрана величина поправки на длину трубы ε_l . Для этого определим $\left(\frac{l}{d} \right) = \left(\frac{2,33}{0,016} \right) = 145,6 > 15$, следовательно, поправка взята правильно: $\varepsilon_l = 1$.

Ответ. Тепловой поток 8406 Вт. Длина трубки 2,33 м.

Задачи для самостоятельного решения по теме «Теплоотдача при вынужденном движении жидкости в трубе»

Задача 1. По горизонтально расположенной трубе внутренним диаметром 10 мм и длиной 1,2 м течет вода. Средняя температура воды 30 °С, а температура стенки трубы 60 °С. Расход воды 0,007 кг/с. Определить средний коэффициент теплоотдачи и тепловой поток, передаваемый от стенки трубы к воде.

Ответ. $Q = 828,4 \text{ Вт}$, $\bar{\alpha} = 732,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Задача 2. Вода со скоростью 0,2 м/с движется по трубе, внутренний диаметр которой 12 мм, а длина 2 м. Температура стенки трубы

70 °С. Определить температуру воды на выходе из трубы, если на входе температура воды 10 °С.

Ответ. $t_{ж2} = 60,2$ °С.

Задача 3. По трубе вертикального теплообменника снизу вверх течет вода. Внутренний диаметр трубы 16 мм, а ее длина 2 м. Расход воды 580 кг/ч. Температура воды на входе в теплообменник 30 °С. Температура стенки трубы 80 °С. Определить тепловой поток, передаваемый от стенки трубы к воде.

Ответ. $Q = 19,3$ кВт.

Задача 4. Вода течет по трубе с внутренним диаметром 24 мм. Температура воды на входе в трубу 10 °С, а на выходе 70 °С. Температура стенки трубы 140 °С. Массовый расход воды 900 кг/ч. Определить длину трубы.

Ответ. $l = 1,01$ м.

Задача 5. Определить коэффициент теплоотдачи от стенки трубки конденсатора паротурбинной установки к охлаждающей воде, текущей внутри трубки. Средняя по длине трубки температура стенки 28 °С, внутренний диаметр трубки 16 мм. Температура воды на входе в трубку 10 °С, на выходе 18 °С, скорость воды 2 м/с. Рассчитать тепловой поток, передаваемый от стенки трубы к воде, и длину трубки.

Ответ. $l = 8,2$ м.

2.3. Теплоотдача при вынужденном течении жидкости в каналах

Под *каналом* понимают трубу некруглого сечения или кожух, в котором закреплен пучок труб (рис. 24), а в межтрубном пространстве движется жидкость. Занимаемое этой жидкостью пространство называется *каналом*. Это имеет место в кожухотрубных теплообменных аппаратах. Движение жидкости в каналах, так же как и в трубах, может быть ламинарным и турбулентным.

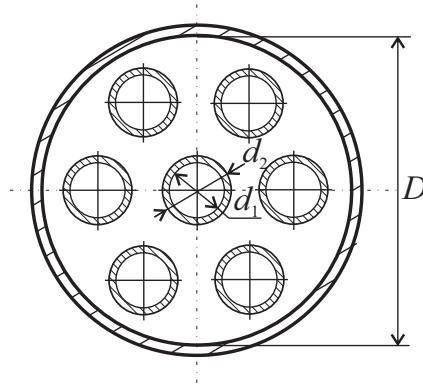


Рис. 24. Схема сечения кожухотрубного теплообменного аппарата

Режим движения определяется по безразмерному числу $Re = \frac{w d_3}{\nu}$,

где d_3 — эквивалентный или гидравлический диаметр. Эквивалентный диаметр определяется выражением [5]:

$$d_3 = \frac{4f}{\Pi},$$

где f — поперечное сечение канала; Π — его смоченный периметр.

Определим эквивалентный диаметр для жидкости, движущейся в межтрубном пространстве кожухотрубного теплообменного аппарата (см. рис. 24):

$$d_3 = \frac{4f}{\Pi} = \frac{4 \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} Z \right)}{\pi D + \pi d Z} = \frac{(\pi D^2 - \pi d^2 Z)}{\pi D + \pi d Z},$$

где D — внутренний диаметр кожуха; d — наружный диаметр труб, расположенных в кожухе; Z — количество труб в кожухе.

Разновидностью кожухотрубных теплообменников с круглыми трубами являются пластинчатые (ламельные) теплообменники, у которых вместо круглых труб используются плоские трубы (каналы), сваренные из узких металлических пластин (ламель от лат. слова *lamella* — пластинка). Поверхность теплообмена таких плоских труб образуется

из отдельных пластин, расположенных параллельно друг другу, поэтому каналы для рабочей среды имеют щелевидную форму (рис. 25, а).

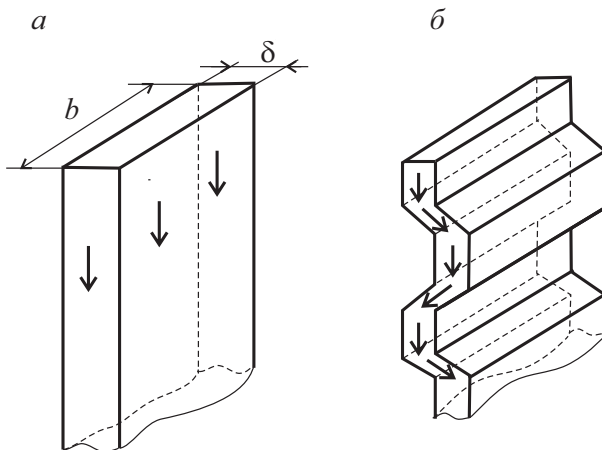


Рис. 25. Каналы щелевидной формы:

а — из гладких пластин; б — из гофрированных пластин
(гофры трапециевидальной формы)

Эквивалентный диаметр такого канала равен $d_3 = \frac{4f}{\Pi} = \frac{4(\delta \cdot b)}{2\delta + 2b}$. В со-

временных теплообменниках (в зависимости от типа) толщина канала (δ) изменяется примерно от 3 до 10 мм, а ширина пластин (b) от 150 мм до 750. Поскольку толщина канала (δ) намного меньше его ширины (b), то $d_3 \approx 2\delta$.

Формы пластин и профили их поверхностей в пластинчатых теплообменниках очень разнообразны [6] и это делается не только с целью интенсифицировать процесс теплоотдачи, но и для создания достаточной жесткости пластин, подвергающихся значительным механическим нагрузкам от давления рабочей среды внутри канала. Поверхности пластин плоских каналов чаще всего не гладкие, а выштампованы продольными желобками и шаровыми сегментами, которые в рабочем состоянии служат опорой смежных пластин и турбулизаторами потока рабочей среды. Однако степень турбулизации в таких каналах значительно меньше, чем в каналах из гофрированных пластин (рис. 25, б), которые имеют повышенную жесткость по сравнению с плоскими пластинами, а извилистый профиль гофр увеличивает поверхность теплообмена и создает значительную турбулентность движущейся рабочей

среды в проточной части канала при сравнительно малых скоростях потока. Основной особенностью течения жидкости в щелевидных каналах с гофрированными стенками является периодическая дестабилизация потока, обусловленная наличием частых поворотов, расстояния между которыми обычно не превышают необходимой длины участка гидродинамической стабилизации потока жидкости.

Для каждой конкретной формы поверхности пластин, образующих щелевидный канал, существует некоторый диапазон критических значений числа Рейнольдса, при которых происходит переход от одного режима к другому. На критическое число Рейнольдса существенно влияет форма поверхности стенок канала, а также источники искусственной турбулизации потока.

Так же как и при движении жидкости в круглой трубе, в канале с гладкими плоскими стенками в условиях стабилизированного потока область переходного режима лежит в пределах $2300 < Re < 10000$. В каналах с гофрированными стенками эта область, как показывает опыт [7], находится значительно ниже, и переход к турбулентному режиму в извилистых щелевидных каналах, создающих эффективную искусственную турбулизацию потока жидкости, происходит уже при $Re > 50$.

В исследовании процесса теплоотдачи при движении жидкости в каналах основное место занимает эксперимент с получением расчетных уравнений в форме связи между критериями подобия ($Nu = f(Re, Pr)$).

Согласно исследованиям [8], при вынужденном движении жидкости в каналах с плоскими гладкими стенками формулы для расчета среднего коэффициента теплоотдачи остаются такими же, как и для труб.

Коэффициент теплоотдачи при движении жидкости в каналах, образованных гофрированными пластинами, рассчитывается по формуле:

$$\overline{Nu}_{ж, d_s} = A Re_{ж, d_s}^n Pr_{ж}^m \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25},$$

где коэффициент A зависит от площади поверхности пластин и от режима движения жидкости.

Значения коэффициента A :

Площадь поверхности пластины, м ²	0,200	0,300	0,500	0,600	1,300
Турбулентный режим	0,065	0,100	0,135	0,135	0,135
Ламинарный режим	0,460	0,600	0,600	0,600	0,600

Показатели степени n и m выбираются в зависимости от режима течения:

- при турбулентном режиме ($Re > 50$) $n = 0,73$, $m = 0,43$;
- при ламинарном режиме ($Re \leq 50$) $n = 0,33$, $m = 0,33$.

В качестве определяющего геометрического размера берется $d_3 = \frac{4f}{\Pi} \approx 2\delta$, за определяющую температуру принимается средняя температура жидкости.

Теплоотдача при течении жидкости в кольцевом канале. При турбулентном течении жидкости в канале кольцевого поперечного сечения (достаточно распространенный теплообменный аппарат, который называется «труба в трубе», рис. 26) для расчета среднего коэффициента теплоотдачи рекомендуется формула [9]

$$\overline{Nu}_{ж, d_3} = 0,017 Re_{ж, d_3}^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{0,18},$$

$$\overline{Nu}_{ж, d_3} = \frac{\bar{\alpha} d_3}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu}_{ж, d_3} \lambda}{d_3}.$$

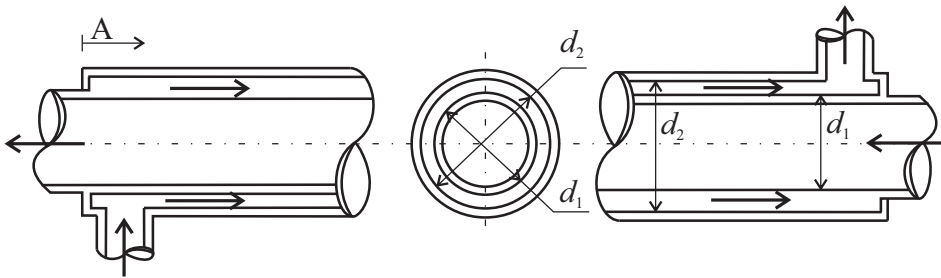


Рис. 26. Схема теплообменного аппарата типа «труба в трубе»

Здесь определяющей температурой является средняя температура жидкости в кольцевом канале, определяющим геометрическим размером — $d_3 = d_2 - d_1$, где d_1 — внутренний, а d_2 — внешний диаметр кольцевого канала.

Примеры решения задач по теме «Теплоотдача при вынужденном течении жидкости в каналах»

Пример 1. В кожухотрубном теплообменном аппарате вода движется в межтрубном пространстве вдоль горизонтально расположенных труб. Внутренний диаметр кожуха 300 мм, внешний диаметр труб 25 мм, число труб 10. Средняя температура воды $\bar{t}_ж = 20^\circ\text{C}$, а ее скорость 0,5 м/с. Средняя температура поверхности труб $\bar{t}_c = 30^\circ\text{C}$. Определить средний коэффициент теплоотдачи от поверхности труб к воде.

Решение. Определим эквивалентный диаметр канала, по которому течет вода (рис. 27), по формуле:

$$d_3 = \frac{4f}{\Pi} = \frac{4\left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}Z\right)}{\pi D + \pi dZ} = \frac{(D^2 - d^2Z)}{D + dZ} = \frac{(0,3^2 - 0,025^2 \cdot 10)}{(0,3 + 0,025 \cdot 10)} = 0,152\text{ м.}$$

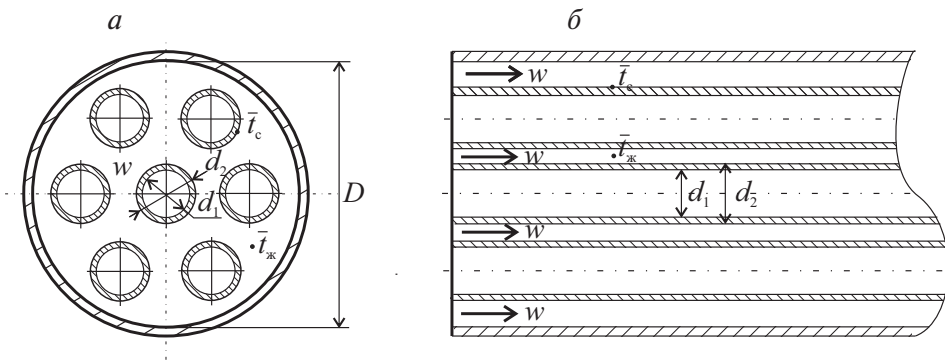


Рис. 27. Схема течения жидкости в межтрубном пространстве кожухотрубного теплообменного аппарата:

a — сечение по вертикали; *б* — сечение по горизонтали

По определяющей температуре, которая для данной задачи равна $\bar{t}_ж = 20^\circ\text{C}$, выпишем из прил. 1, табл. П1.5 физические и теплофизические свойства воды: $\rho = 998,2 \text{ кг/м}^3$; $\lambda = 0,597 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; $\nu = 1,006 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\text{Pr}_ж = 7,03$.

Рассчитаем величину Рейнольдса и определим режим течения воды:

$$Re = \frac{wd_3}{\nu} = \frac{0,5 \cdot 0,152}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 75546,7 > 10^4, \text{ значит, режим течения турбулентный.}$$

Для определения среднего коэффициента теплоотдачи воспользуемся формулой $\overline{Nu}_{ж, d} = 0,023 Re_{ж, d}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon_i$.

Поправку на длину трубы принимаем равной единице, т.к. считаем, что трубы длинные. $Pr_c = 5,45$ определяется по t_c из прил. 1, табл. П1.6. Тогда

$$\overline{Nu}_{ж, d_3} = 0,023 Re_{ж, d_3}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon_i = 0,023 (75546,7)^{0,8} \cdot 7,03^{0,43} \cdot \left(\frac{7,03}{5,45} \right)^{0,25} = 454,2.$$

По полученному значению числа Nu определяем средний коэффициент теплоотдачи:

$$\overline{Nu}_{ж, d_3} = \frac{\bar{\alpha} \cdot d_3}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu}_{ж, d_3} \cdot \lambda}{d_3} = \frac{454,2 \cdot 0,597}{0,152} = 1784,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Ответ. Средний коэффициент теплоотдачи $1784,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Пример 2. В кольцевом канале теплообменника типа «труба в трубе» длиной 1,5 м движется вода со скоростью 0,8 м/с. Средняя температура воды $\bar{t}_ж = 70^\circ\text{C}$. Внутренний диаметр большей трубы $d_2 = 32$ мм, а наружный диаметр меньшей трубы $d_1 = 20$ мм. Определить средний коэффициент теплоотдачи от воды к наружной поверхности внутренней трубы и рассчитать тепловой поток, если средняя температура стенки трубы $\bar{t}_c = 40^\circ\text{C}$.

Решение. Вода течет в кольцевом канале (см. рис. 26). По определяющей температуре, которая для данной задачи равна $\bar{t}_ж = 70^\circ\text{C}$, выпишем из прил. 1, табл. П1.5 теплофизические свойства воды: $\lambda = 0,662 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\nu = 0,415 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr_{ж} = 2,58$. Из этой же таблицы по температуре стенки ($\bar{t}_c = 40^\circ\text{C}$) выпишем значение $Pr_c = 4,36$. Определяющий геометрический размер для данной задачи $d_3 = d_2 - d_1 = 32 - 20 = 12 \text{ мм}$.

Рассчитаем величину Рейнольдса: $Re = \frac{wd_3}{\nu} = \frac{0,8 \cdot 0,012}{0,415 \cdot 10^{-6}} = 23132,5$.

Для определения величины среднего коэффициента теплоотдачи воспользуемся формулой:

$$\begin{aligned}\overline{\text{Nu}}_{\text{ж}, d_3} &= 0,017 \text{Re}_{\text{ж}, d_3}^{0,8} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,4} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{с}}} \right)^{0,25} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{0,18} = \\ &= 0,017 (23132,5)^{0,8} \cdot 2,58^{0,4} \cdot \left(\frac{2,58}{4,36} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{32}{20} \right)^{0,18} = 73,7.\end{aligned}$$

Тогда

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{ж}, d_3} = \frac{\bar{\alpha} d_3}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{\text{Nu}}_{\text{ж}, d_3} \lambda}{d_3} = \frac{73,7 \cdot 0,662}{0,012} = 4066 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тепловой поток, передаваемый от воды к стенке трубы:

$$Q = \bar{\alpha} (t_{\text{с}} - \bar{t}_{\text{ж}}) F = \bar{\alpha} (t_{\text{с}} - t_{\text{ж}}) \pi \cdot d \cdot l = 4066 (70 - 40) 3,14 \cdot 0,02 \cdot 1,5 = 11490 \text{ Вт}.$$

Ответ. Величина среднего коэффициента теплоотдачи $4066 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.
Тепловой поток равен 11490 Вт .

Пример 3. Определить средний коэффициент теплоотдачи при движении воды со скоростью $0,5 \text{ м/с}$ в канале прямоугольного сечения, выполненного из пластин с гофрированным профилем поверхности. Размер канала $b \gg \delta$. Площадь поверхности пластины $0,2 \text{ м}^2$. Зазор для прохода воды в канале 3 мм . Температура воды на входе в канал 60°C , на выходе из него 40°C . Средняя температура стенки канала 30°C .

Решение. Вода движется в канале прямоугольного сечения (рис. 28).

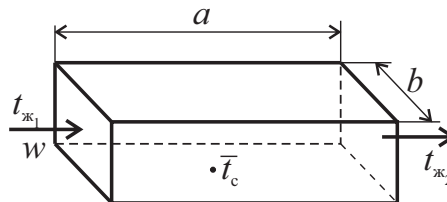


Рис. 28. Канал прямоугольного сечения с гофрированными пластинами

По определяющей температуре, которая для данной задачи равна $\bar{t}_ж = (t_{ж_1} + t_{ж_2}) / 2 = (60 + 40) / 2 = 50^\circ\text{C}$, выпишем из прил. 1, табл. П1.5 теплофизические свойства воды: $\lambda = 0,640 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\nu = 0,556 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\text{Pr}_ж = 3,59$. Из этой же таблицы по величине средней температуры стенки ($\bar{t}_с = 30^\circ\text{C}$) выпишем значение $\text{Pr}_с = 5,45$.

Определяющий геометрический размер для данной задачи:

$$d_э = \frac{4f}{\Pi} \approx 2\delta = 0,006 \text{ м.}$$

Рассчитаем безразмерное число Рейнольдса и определим режим движения воды в канале. Напомним, что критическим числом Рейнольдса при течении жидкости в каналах с гофрированными стенками является 50. Тогда $\text{Re} = \frac{wd_э}{\nu} = \frac{0,5 \cdot 0,006}{0,556 \cdot 10^{-6}} = 5396$. Режим течения турбулентный, т. к. $5396 > 50$.

Воспользуемся формулой для расчета числа Нуссельта при турбулентном режиме движения жидкости в канале с гофрированными пластинами площадью поверхности $0,2 \text{ м}^2$:

$$\overline{\text{Nu}}_{ж, d_э} = 0,065 \text{Re}_{ж, d_э}^{0,73} \text{Pr}_ж^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_ж}{\text{Pr}_с} \right)^{0,25} = 0,065 \cdot 5396^{0,73} \cdot 3,59^{0,43} \left(\frac{3,59}{5,45} \right)^{0,25} = 53,7.$$

Вычислим величину коэффициента теплоотдачи:

$$\overline{\text{Nu}}_{ж, d_э} = \frac{\bar{\alpha} d_э}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{\text{Nu}}_{ж, d_э} \lambda}{d_э} = \frac{53,7 \cdot 0,64}{0,006} = 5727 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Ответ. Средний коэффициент теплоотдачи $5727 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

Задачи для самостоятельного решения по теме «Теплоотдача при вынужденном течении жидкости в каналах»

Задача 1. В кожухотрубном теплообменном аппарате длиной 3 м вода движется в межтрубном пространстве вдоль горизонтально расположенных труб. Внутренний диаметр кожуха 400 мм, внешний диаметр труб 25 мм, число труб 25. Средняя температура воды 30°C , а ее

скорость 0,6 м/с. Средняя температура поверхности труб 50 °С. Определить средний коэффициент теплоотдачи от поверхности труб к воде и тепловой поток, передаваемый в процессе теплоотдачи.

Ответ. $\bar{\alpha} = 2303,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $q = 46074,8 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Задача 2. В теплообменнике типа «труба в трубе» по кольцевому каналу движется вода со скоростью 0,8 м/с. Средняя по длине канала температура воды 40 °С. Наружный и внутренний диаметры кольцевого канала равны 38 мм и 20 мм соответственно, длина канала 1,4 м. Температура внешней поверхности внутренней трубы 70 °С. Определить средний по длине канала коэффициент теплоотдачи и тепловой поток, передаваемый в процессе теплоотдачи.

Ответ. $\bar{\alpha} = 4045,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $Q = 9608 \text{ Вт}$.

Задача 3. Определить средний коэффициент теплоотдачи при движении воды со скоростью 0,25 м/с в канале прямоугольного сечения, выполненного из пластин с гофрированным профилем поверхности. Размер канала $b \gg \delta$ (см. рис. 28). Площадь поверхности пластины 0,3 м². Зазор для прохода воды в канале 4 мм. Температура воды на входе в канал 80 °С, на выходе из него 60 °С. Температура стенок канала 50 °С.

Ответ. $\bar{\alpha} = 5590,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $Q = 33545 \text{ Вт}$.

Задача 4. Вода со скоростью 0,7 м/с движется по кольцевому каналу, наружный и внутренний диаметры которого равны 38 мм и 20 мм соответственно. Температура внешней поверхности внутренней трубы 60 °С. Определить температуру воды на выходе из канала, если на входе в него температура воды 10 °С. Длина канала 1,4 м.

Ответ. $\bar{\alpha} = 5590,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $t_{\text{ж}2} = 22,2 \text{ °С}$.

Задача 5. В теплообменнике типа «труба в трубе» вода течет по кольцевому каналу, наружный и внутренний диаметры которого равны 32 мм и 18 мм соответственно. Температура воды на входе в канал 10 °С, а на выходе 70 °С. Температура внешней поверхности внутренней трубы 120 °С. Массовый расход воды 960 кг/ч. Определить длину кольцевого канала.

Ответ. $l = 2,1 \text{ м}$.

2.4. Теплоотдача при вынужденном поперечном обтекании одиночной трубы и пучка труб

В инженерной практике достаточно часто приходится рассчитывать теплоотдачу от поперечно обтекаемых гладких и оребренных труб, т. к. трубы являются элементами многих теплообменных аппаратов. Труба может быть расположена в поперечно обтекаемом ее потоке жидкости, также труб может быть сразу несколько, объединенных в пучок.

2.4.1. Теплоотдача при поперечном обтекании одиночной гладкой трубы

Характер обтекания трубы полностью определяется безразмерным числом $Re = \frac{w_0 d}{\nu}$, где d — внешний диаметр трубы.

Для расчета средних по окружности коэффициентов теплоотдачи при поперечном обтекании потоком одиночных гладких труб пользуются следующими формулами:

— при $5 < Re_{ж, d} < 10^3$

$$\overline{Nu}_{ж, d} = 0,5 Re_{ж, d}^{0,5} Pr_{ж}^{0,38} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \epsilon_{\psi};$$

— при $10^3 \leq Re_{ж, d} < 2 \cdot 10^5$

$$\overline{Nu}_{ж, d} = 0,25 Re_{ж, d}^{0,6} Pr_{ж}^{0,38} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \epsilon_{\psi};$$

— при $2 \cdot 10^5 \leq Re_{ж, d} < 10^7$

$$\overline{Nu}_{ж, d} = 0,023 Re_{ж, d}^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \epsilon_{\psi}.$$

Безразмерное число $Re_{ж, d}$ рассчитывается по скорости набегающего потока либо по скорости в самом узком сечении, если труба рас-

положена в канале; ε_ψ — поправка на угол атаки (угол между направлением потока и осью трубы). Если угол атаки $\psi = 90^\circ$, то $\varepsilon_\psi = 1$. При $\psi = 30 \dots 90^\circ$ можно использовать приближенную зависимость $\varepsilon_\psi = 1 - 0,54 \cdot \cos^2 \psi$.

2.4.2. Теплоотдача при поперечном обтекании пучка гладких труб

Многие теплообменные аппараты представляют собой пучки поперечно омываемых труб. При этом различают два основных типа пучков труб: коридорный (рис. 29, а) и шахматный (рис. 29, б).

Каждый из пучков характеризуется внешним диаметром труб (d), поперечным шагом (S_1), продольным шагом (S_2) и числом рядов труб по ходу движения жидкости (Z).

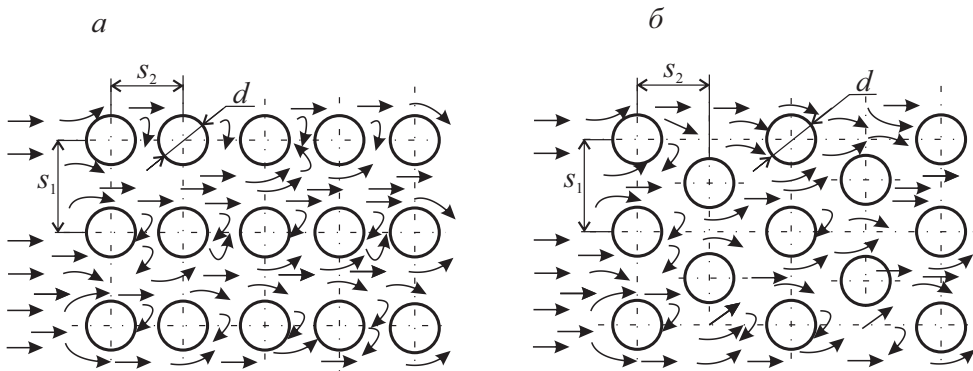


Рис. 29. Схемы пучков труб:
а — коридорного, б — шахматного

Режим движения жидкости в пучке полностью определяется безразмерным числом $Re_{ж,d} = \frac{w_{узк} d}{\nu}$, где $w_{узк}$ — скорость потока, отнесенная к самому узкому сечению. В зависимости от величины $Re_{ж,d}$ различают:

— ламинарный режим, когда $Re < 10^3$. В этом случае при небольших значениях Re может наблюдаться плавное безотрывное обтекание труб пучка;

— турбулентный режим ($Re > 10^5$), когда вся поверхность труб омывается турбулентным пограничным слоем;

— смешанный режим, когда $Re = 10^3 \dots 10^5$. Здесь наблюдается смешанное течение жидкости: турбулентное в пространстве между трубами и ламинарное на лобовой поверхности труб.

Чаще всего на практике встречается смешанный режим. В этом случае первый ряд труб обоих пучков омывается так же, как и одиночная труба. Характер обтекания остальных труб в значительной мере зависит от типа пучка. В коридорном пучке между трубами образуются застойные зоны со слабой циркуляцией жидкости, поэтому лобовая и кормовая части этих труб омываются с меньшей интенсивностью: поток в основном проходит в продольных зазорах между трубами. В шахматном пучке характер обтекания труб второго и последующего рядов качественно мало отличается от обтекания труб первого ряда.

Отмеченные особенности обтекания труб, расположенных в пучках, отражаются на теплоотдаче. Для труб первого ряда обоих пучков и последующих рядов шахматного пучка максимум коэффициента α_ϕ наблюдается в лобовой точке А. Для глубинных рядов коридорного пучка, вследствие наличия застойных зон, максимум α_ϕ смещается на расстояние $\phi \approx 50^\circ$.

Исследование теплоотдачи при поперечном обтекании пучка гладких труб показало, что с ростом номера ряда средний коэффициент теплоотдачи увеличивается. Однако, начиная с третьего ряда, интенсивность теплоотдачи остается практически постоянной, т. к. не изменяется структура потока.

В результате обработки опытных данных для определения средних коэффициентов теплоотдачи ($\bar{\alpha}_{3p}$) для труб, начиная с третьего ряда, при смешанном режиме были получены следующие формулы:

— при коридорном расположении труб в пучке:

$$\overline{Nu}_{ж, d} = 0,26 Re_{ж, d}^{0,65} Pr_{ж}^{0,33} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon_s \varepsilon_\psi,$$

где ε_s — поправочный коэффициент, учитывающий плотность расположения труб в пучке: $\varepsilon_s = (S_2/d)^{-0,15}$;

— при шахматном расположении труб в пучке:

$$\overline{\text{Nu}}_{ж, d} = 0,41 \text{Re}_{ж, d}^{0,6} \text{Pr}_{ж}^{0,33} \left(\frac{\text{Pr}_{ж}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} \varepsilon_s \varepsilon_\psi,$$

где $\varepsilon_s = \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{\frac{1}{6}}$ при $\left(\frac{S_1}{S_2} \right) < 2$, а при $\left(\frac{S_1}{S_2} \right) \geq 2$ $\varepsilon_s = 1,12$.

В формулах в качестве определяющих температуры, скорости и размера приняты средняя температура потока, скорость потока в узком сечении, наружный диаметр труб.

Из формул определяется коэффициент теплоотдачи для третьего и последующих рядов труб:

$$\bar{\alpha}_{3p} = \frac{\overline{\text{Nu}} \lambda}{d}.$$

Средний коэффициент теплоотдачи для всего пучка в целом определяется по формуле:

$$\bar{\alpha}_{\text{пуч}} = \frac{\bar{\alpha}_{1p} + \bar{\alpha}_{2p} + \bar{\alpha}_{3p}(Z-2)}{Z}.$$

где Z — количество рядов труб по ходу потока жидкости. Коэффициенты теплоотдачи для труб первого ($\bar{\alpha}_{1p}$) и второго ($\bar{\alpha}_{2p}$) рядов определяются по следующим формулам:

— для коридорного пучка: $\bar{\alpha}_{1p} = 0,6 \bar{\alpha}_{3p}$, $\bar{\alpha}_{2p} = 0,9 \bar{\alpha}_{3p}$;

— для шахматного пучка: $\bar{\alpha}_{1p} = 0,6 \bar{\alpha}_{3p}$, $\bar{\alpha}_{2p} = 0,7 \bar{\alpha}_{3p}$.

2.4.3. Теплоотдача при поперечном обтекании оребренных труб

Как уже отмечалось, в целях интенсификации процесса теплопередачи поверхность оребряется со стороны меньшего по величине коэффициента теплоотдачи. Если $\alpha_1 \ll \alpha_2$, то увеличивать поверхность путем оребрения со стороны α_1 следует до тех пор, пока $\alpha_1 \cdot F_1$ не достигнет значения $\alpha_2 \cdot F_2$. Дальнейшее увеличение поверхности F_1 малоэффективно [10].

Поперечное расположение ребер относительно оси трубы (рис. 30) позволяет максимально развить поверхность теплообмена за счет уменьшения шага ребер (b) и их толщины (σ). Однако с ростом коэффициента оребрения увеличивается термическое сопротивление ребристой стенки, следовательно уменьшается передача через нее теплоты и, как следствие, уменьшается коэффициент теплоотдачи (в расчете на единицу полной поверхности трубы). С этой точки зрения оребрение поверхности можно лишь условно рассматривать как способ интенсификации теплообмена, т. к. увеличение теплопередачи происходит за счет роста поверхности.

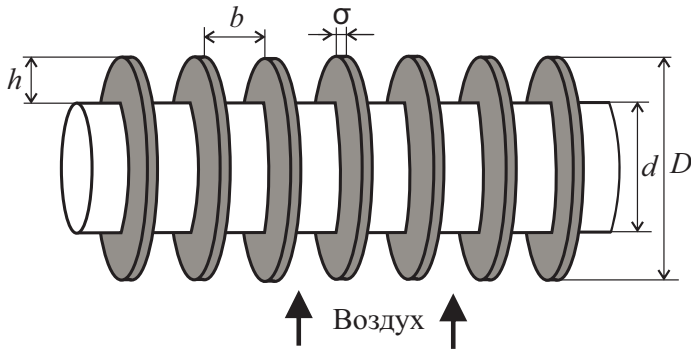


Рис. 30. Поперечное обтекание оребренной трубы

Картина обтекания оребренных труб практически не отличается от картины для гладких труб, за исключением того, что кромки ребер дополнительно турбулизуют поток, поэтому режим течения среды в межтрубном пространстве турбулентный [11].

Обобщение результатов экспериментов, выполненных в работе [10], показало, что коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании воздухом пучка оребренных труб зависит от высоты (h) и толщины (σ) ребра, а также расстояния между ребрами (b) (см. рис. 24). Рекомендуется расстояние между ребрами выбирать не менее $\frac{b}{d} = 0,06$. Опти-

мальные значения толщины и высоты ребра соответственно $\frac{\sigma}{d} = 0,005$,

$\frac{D}{d} = 1,8$. При этих размерах пучки имеют наименьшие габариты для

передачи одного и того же количества теплоты при прочих равных условиях.

Расчетные формулы для пучков труб с поперечным оребрением винтовыми и шайбовыми ребрами. Для расчета среднего коэффициента теплоотдачи от оребренной поверхности пучка труб при их поперечном обтекании газовым потоком (количество рядов труб по ходу потока $Z \geq 4$) предложены следующие формулы [8]:

— при шахматном расположении оребренных труб в пучке

$$\overline{Nu}_{ж, d_э} = 0,36 \cdot \beta^{0,1} \cdot n^{-0,5} Re_{ж, d_э}^m Pr_{ж}^{0,33};$$

— при коридорном расположении оребренных труб в пучке

$$\overline{Nu}_{ж, d_э} = 0,2 \cdot \beta^{0,1} \cdot n^{-0,7} Re_{ж, d_э}^m Pr_{ж}^{0,33},$$

где $\beta = \frac{S_1 - d}{S_2 - d}$ — коэффициент формы пучка (параметр, который ха-

рактеризует геометрическое расположение труб в пучке); n — коэффициент оребрения; $m = 0,6 \cdot n^{0,07}$.

В формулах в качестве определяющих температуры и скорости потока приняты средняя температура жидкости и ее скорость в узком сечении. За определяющий геометрический размер принят эквивалентный диаметр, определяемый выражением:

$$d_э = \frac{F_{мп}}{F_{рс}} d + \frac{F_{\Sigma p}}{F_{рс}} \sqrt{0,785(D^2 - d^2)},$$

где $F_{рс} = F_{\Sigma p} + F_{мп}$ — площадь поверхности ребристой стенки трубы; $F_{\Sigma p}$ — площадь поверхности всех ребер на одной трубе; $F_{мп}$ — межреберная площадь поверхности на одной трубе; d — наружный диаметр гладкой трубы; D — диаметр трубы по вершинам ребер.

Сравнивая по величине коэффициенты теплоотдачи для пучков оребренных и неоребранных труб, следует заметить, что коэффициенты теплоотдачи оребренных труб, отнесенные к единице полной поверхности трубы, меньше значений коэффициентов для гладких труб. Несмотря на это, теплообменники, выполненные из оребренных труб, более компактны и имеют меньшие объемы по сравнению с теплообменниками с гладкотрубными пучками при прочих равных условиях.

Примеры решения задач по теме «Теплоотдача при вынужденном поперечном обтекании одиночной трубы и пучка труб»

Пример 1. Емкость для хранения сжиженного газа покрыта тепловой изоляцией, ее наружный диаметр 5 м. Температура наружной поверхности изоляции 10 °С. Воздух со скоростью 7 м/с поперечно обтекает емкость. Температура воздуха 30 °С. Определить линейную плотность теплового потока, отводимого от поверхности емкости в процессе теплоотдачи.

Решение. Цилиндрическая емкость, в которой находится сжиженный газ, поперечно обтекается воздухом (рис. 31).

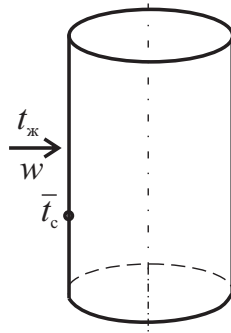


Рис. 31. Поперечное обтекание одиночной трубы
(цилиндрической емкости)

Необходимо определить интенсивность процесса теплоотдачи. Для этого по определяющей температуре, которая для данного типа задач принимается равной температуре набегающего потока, т. е. 30 °С, выпишем из прил. 1, табл. П1.2 теплофизические свойства воздуха: $\lambda = 2,67 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; $\nu = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\text{Pr}_\text{ж} = 0,701$.

Чтобы выбрать формулу для расчета числа Нуссельта, необходимо рассчитать безразмерное число Рейнольдса: $\text{Re} = \frac{wd}{\nu} = \frac{7 \cdot 5}{16 \cdot 10^{-6}} = 2,19 \cdot 10^6$.

Как видно, значение Рейнольдса попадает в диапазон $2 \cdot 10^5 \leq \text{Re}_{\text{ж},d} < 10^7$, следовательно формула для расчета числа Нуссельта имеет вид

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{ж},d} = 0,023 \text{Re}_{\text{ж},d}^{0,8} \text{Pr}_\text{ж}^{0,4} \left(\frac{\text{Pr}_\text{ж}}{\text{Pr}_\text{с}} \right)^{0,25}. \text{ Учитывая, что для газов } \left(\frac{\text{Pr}_\text{ж}}{\text{Pr}_\text{с}} \right)^{0,25} = 1,$$

формула упрощается. Подставляя в формулу значения Рейнольдса, Прандтля и проводя вычисления, получаем

$$\overline{Nu}_{ж, d} = 0,023 Re_{ж, d}^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} = 0,023 (2,19 \cdot 10^6)^{0,8} \cdot 0,701^{0,4} = 2355,7.$$

Зная величину Нуссельта, определяем искомый коэффициент теплоотдачи и линейную плотность теплового потока, передаваемого от воздуха к поверхности емкости:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha} d}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu} \lambda}{d} = \frac{2355,7 \cdot 2,67 \cdot 10^{-2}}{5} = 12,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$q_l = \bar{\alpha} (t_{ж} - t_c) \pi \cdot d = 12,5 (30 - 10) 3,14 \cdot 5 = 3925 \text{ Вт}/\text{м}.$$

Ответ. Линейная плотность теплового потока 3925 Вт/м.

Пример 2. Трубы наружным диаметром 30 мм расположены в пучке с шахматной компоновкой. Продольный и поперечный шаги равны: $S_1 = S_2 = 60$ мм. Снаружи трубы омываются дымовыми газами, средняя температура которых $\bar{t}_ж = 800$ °С, а скорость 20 м/с. Определить средний коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к наружной поверхности труб, средняя температура которых $\bar{t}_c = 500$ °С. Количество рядов труб по ходу дымовых газов 10.

Решение. В пучке труб режим течения жидкости смешанный (рис. 32), поэтому для расчета среднего коэффициента теплоотдачи для третьего и последующих рядов труб воспользуемся формулой для расчета числа Нуссельта при шахматном расположении труб в пучке.

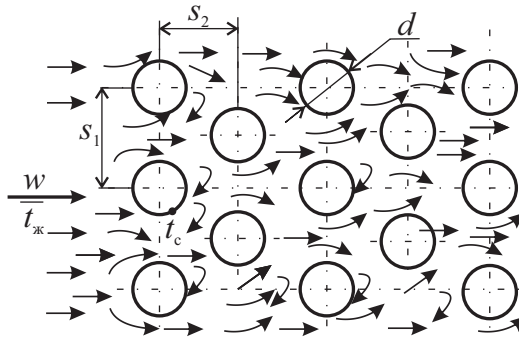


Рис. 32. Характер течения жидкости в шахматном пучке труб

Предварительно выпишем из прил. 1, табл. П1.3 физические параметры дымовых газов при определяющей температуре $\bar{t}_ж = 800^\circ\text{C}$ $\lambda = 9,15 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; $\nu = 131,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\text{Pr}_ж = 0,6$. По температуре стенки из этой же таблицы выписываем значение $\text{Pr}_c = 0,63$.

Принимаем $\varepsilon_\psi = 1$, т.к. поток перпендикулярно набегает на пучок труб.

$$\text{Поскольку } S_1/S_2 < 2, \text{ то } \varepsilon_s = \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{1/6} = \left(\frac{60}{60}\right)^{1/6} = 1.$$

$$\text{Учитывая, что для газов } \text{Pr}_ж \approx \text{Pr}_c, \text{ то } \left(\frac{\text{Pr}_ж}{\text{Pr}_c}\right)^{0,25} \approx 1.$$

Рассчитаем значение числа Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{wd}{\nu} = \frac{20 \cdot 0,03}{131,8 \cdot 10^{-6}} = 4,55 \cdot 10^3.$$

Подставим все значения в формулу для расчета величины Нуссельта:

$$\overline{\text{Nu}}_{ж,d} = 0,41 \text{Re}_{ж,d}^{0,6} \text{Pr}_{ж}^{0,33} \left(\frac{\text{Pr}_ж}{\text{Pr}_c}\right)^{0,25} \varepsilon_s \varepsilon_\psi = 0,41 \cdot (4,55 \cdot 10^3)^{0,6} \cdot 0,6^{0,33} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 54,3.$$

По известной величине безразмерного числа Нуссельта определим коэффициент теплоотдачи для третьего и последующих рядов труб:

$$\overline{\text{Nu}} = \frac{\alpha_{3p} d}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha}_{3p} = \frac{\overline{\text{Nu}} \lambda}{d} = \frac{54,3 \cdot 9,15 \cdot 10^{-2}}{0,03} = 165,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Средний коэффициент теплоотдачи всего пучка рассчитывается по формуле:

$$\bar{\alpha}_{\text{пучка}} = \frac{\bar{\alpha}_{1p} + \bar{\alpha}_{2p} + \bar{\alpha}_{3p} (Z - 2)}{Z},$$

где $\bar{\alpha}_{1p} = 0,6\bar{\alpha}_{3p} = 0,6 \cdot 165,4 = 99,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $\bar{\alpha}_{2p} = 0,7\bar{\alpha}_{3p} = 0,7 \cdot 165,4 = 115,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, тогда $\bar{\alpha}_{\text{пучка}} = \frac{99,3 + 115,8 + 165,4(10 - 2)}{10} = 153,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Ответ. Средний коэффициент теплоотдачи для пучка труб с шахматной компоновкой $153,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Задачи для самостоятельного решения по теме «Теплоотдача при вынужденном поперечном обтекании одиночной трубы и пучка труб»

Задача 1. Цилиндрическая трубка наружным диаметром 20 мм охлаждается поперечным потоком воды со скоростью 1 м/с. Средняя температура воды 20 °С, температура поверхности трубки 50 °С. Определить тепловой поток с 1 м² и с 1 погонного метра поверхности.

Ответ. $q = 52950 \text{ Вт}/\text{м}^2$, $q_l = 3326,9 \text{ Вт}/\text{м}$.

Задача 2. По трубе длиной 5 м и с наружным и внутренним диаметрами 20 и 26 мм соответственно течет вода со скоростью 0,2 м/с, ее температура на входе в трубу 20 °С, а на выходе 30 °С. Снаружи на трубу перпендикулярно набегают поток воздуха со скоростью 40 м/с, его температура 100 °С. Определить среднюю температуру стенки трубы.

Ответ. $t_c = 62,3 \text{ °С}$.

Задача 3. Определить средний коэффициент теплоотдачи конвекцией от поперечного потока дымовых газов к стенкам труб коридорного пучка. Наружный диаметр труб 42 мм, поперечный шаг пучка и продольный шаг одинаковые и равны 100 мм, скорость газов в узком сечении пучка 10 м/с, по направлению потока дымовых газов 6 рядов труб. Температура газов перед пучком 660 °С, за пучком 500 °С.

Ответ. $\alpha_{\text{пучка}} = 74,82 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Задача 4. Воздухоподогреватель выполнен из труб наружным диаметром 38 мм. Трубы скомпонованы в коридорный пучок, продольный

и поперечный шаг которого равны $2,5d$. Труб в одном ряду поперек потока 8, рядов 5. Температура воздуха, поступающего в подогреватель $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, а на выходе из подогревателя $80\text{ }^{\circ}\text{C}$. Температура наружной поверхности пучка труб $150\text{ }^{\circ}\text{C}$. Скорость воздуха в узком сечении пучка труб 10 м/с . Тепловой поток, передаваемый воздуху от поверхности пучка труб в процессе теплоотдачи, 125 кВт . Определить длину одной трубы воздухоподогревателя.

Ответ. $l = 2,9\text{ м}$.

Задача 5. Определить средний коэффициент теплоотдачи конвекцией от поперечного потока дымовых газов к стенке оребренных шайбовыми ребрами труб, скомпонованных в коридорный пучок. Коэффициент оребрения труб равен 10. Эквивалентный диаметр труб 42 мм , поперечный и продольный шаг пучка одинаковые и равны 100 мм , скорость газов в узком сечении пучка 10 м/с , по направлению потока дымовых газов 6 рядов труб. Температура газов перед пучком $660\text{ }^{\circ}\text{C}$, за пучком $500\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Ответ. $\alpha_{\text{пучка}} = 460,64\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

2.5. Теплоотдача при свободном движении жидкости

Свободное движение возникает за счет разности плотностей нагретых и холодных объемов жидкости в гравитационном поле. Возникновение и интенсивность свободного или естественного движения в гравитационном поле полностью определяются тепловыми условиями процесса и зависят от рода жидкости, разности температур и объема пространства, в котором протекает процесс. При свободной конвекции, так же как и при вынужденной, могут иметь место два основных режима движения: ламинарный и турбулентный. Режим течения жидкости определяется по величине $(Gr \cdot Pr)$.

Если объем жидкости настолько велик, что свободное движение, возникающее у поверхности других тел, расположенных в этом объе-

ме, не сказывается на рассматриваемом течении, то считается, что свободная конвекция происходит в неограниченном пространстве, в противном случае пространство считается ограниченным.

2.5.1. Теплоотдача при свободном движении жидкости в неограниченном пространстве

Свободная конвекция около вертикальной поверхности. Режим движения в восходящем потоке жидкости около вертикальной поверхности сначала ламинарный ($Gr \cdot Pr \leq 10^9$), а при достаточной протяженности стенки может перейти в турбулентный ($Gr \cdot Pr \geq 6 \cdot 10^{10}$); $Gr \cdot Pr \leq 10^9$.

Для расчета местных коэффициентов теплоотдачи при свободном ламинарном течении жидкости ($Gr \cdot Pr \leq 10^9$) вдоль вертикальной стенки используется формула:

$$Nu_{ж, x} = 0,60 (Gr_{ж, x} Pr_{ж})^{0,25} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25},$$

$$\overline{Nu}_{ж, x} = \frac{\bar{\alpha} x}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu}_{ж, x} \lambda}{x}.$$

За определяющий размер в формуле принята координата x , отсчитываемая от места начала теплообмена, а за определяющую температуру $t_{ж}$.

Расчет среднего коэффициента теплоотдачи рекомендуется вести по формуле:

$$\overline{Nu}_{ж, l} = 0,75 (Gr_{ж, l} \cdot Pr_{ж})^{0,25} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25},$$

$$\overline{Nu}_{ж, l} = \frac{\bar{\alpha} l}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu}_{ж, l} \lambda}{l}.$$

За определяющий размер в формуле принята высота стенки l , а за определяющую температуру $t_{ж}$.

При турбулентном режиме ($Gr \cdot Pr \geq 6 \cdot 10^{10}$) коэффициент теплоотдачи не зависит от высоты стенки, поэтому средний коэффициент теплоотдачи определяется по той же формуле, что и локальный:

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{ж},l} = 0,15 \left(\text{Gr}_{\text{ж},l} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}} \right)^{1/3} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{с}}} \right)^{0,25},$$

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{ж},l} = \frac{\bar{\alpha} l}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{\text{Nu}}_{\text{ж},l} \lambda}{l}.$$

Определяющим размером при расчете среднего коэффициента теплоотдачи является h , а определяющая температура $t_{\text{ж}}$.

Свободная конвекция около горизонтальной трубы. Для расчета средних коэффициентов теплоотдачи при свободном движении жидкости около горизонтальной трубы может быть использована формула [4]:

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{ж},d} = 0,5 \left(\text{Gr}_{\text{ж},d} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}} \right)^{0,25} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{с}}} \right)^{0,25},$$

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{ж},d} = \frac{\bar{\alpha} d}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{\text{Nu}}_{\text{ж},d} \lambda}{d}.$$

В качестве определяющего геометрического размера в формуле берется наружный диаметр трубы, а в качестве определяющей температуры — температура набегающего потока жидкости.

2.5.2. Теплоотдача при свободном движении жидкости в ограниченном пространстве

В ограниченном пространстве нагретая и холодная поверхности находятся вблизи друг от друга, поэтому ввиду сложности процесса для определения теплового потока через жидкостные прослойки сложный процесс конвективного теплообмена заменяют эквивалентным процессом теплопроводности, характеризуемым эквивалентным коэффициентом теплопроводности ($\lambda_{\text{экв}}$), и расчет ведется по формулам теплопроводности для плоской стенки (плоской щели):

$$q = \frac{\lambda_{\text{экв}}}{\delta} (t_{\text{с}_1} - t_{\text{с}_2}), \quad Q = q \cdot F$$

или цилиндрической стенки (цилиндрической прослойки):

$$q_l = \frac{\pi(t_{c_1} - t_{c_2})}{\frac{1}{2\lambda_{\text{экв}}} \ln \frac{d_2}{d_1}}, \quad Q = q_l \cdot l,$$

где $\lambda_{\text{экв}} = \varepsilon_{\kappa} \lambda_{\text{ж}}$.

$\varepsilon_{\kappa} = f(\text{Gr} \cdot \text{Pr})$ учитывает влияние свободной конвекции на перенос теплоты через жидкостные прослойки и называется коэффициентом конвекции:

- при $(\text{Gr}_{\text{ж}, \delta} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}}) < 10^3$ свободная конвекция отсутствует и $\varepsilon_{\kappa} = 1$;
- при $(\text{Gr}_{\text{ж}, \delta} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}}) = 10^3 \dots 10^6$, $\varepsilon_{\kappa} = 0,105 (\text{Gr}_{\text{ж}, \delta} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}})^{0,3}$;
- при $(\text{Gr}_{\text{ж}, \delta} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}}) \geq 10^6 \dots 10^{10}$, $\varepsilon_{\kappa} = 0,4 (\text{Gr}_{\text{ж}, \delta} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}})^{0,2}$.

Во всех случаях, независимо от формы прослойки, в качестве определяющего геометрического размера принята толщина прослойки δ ,

а в качестве определяющей температуры $t_{\text{ж}} = \frac{t_{c_1} + t_{c_2}}{2}$.

Примеры решения задач по теме «Теплоотдача при свободном движении жидкости»

Пример 1. Определить величину теплового потока, который передается воздуху при свободной конвекции от поверхности вертикальной трубы наружным диаметром 120 мм и высотой 6 м. Температура поверхности трубы $t_c = 250^\circ\text{C}$, температура окружающего воздуха $t_{\text{ж}} = 20^\circ\text{C}$.

Решение. В данной задаче теплообмен от поверхности вертикальной трубы осуществляется за счет свободной конвекции (рис. 33).

Формула для расчета теплового потока: $Q = \bar{\alpha}(t_c - t_{\text{ж}})F$. В этой формуле неизвестной величиной является коэффициент теплоотдачи. Для его расчета определим режим течения воздуха при свободной конвекции по величине $\text{Gr}_{\text{ж}, h} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}}$. По определяющей температуре $t_{\text{ж}} = 20^\circ\text{C}$ из прил. 1, табл. П1.2 выпишем следующие значения: $\lambda = 2,59 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\nu = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\text{Pr}_{\text{ж}} = 0,703$.

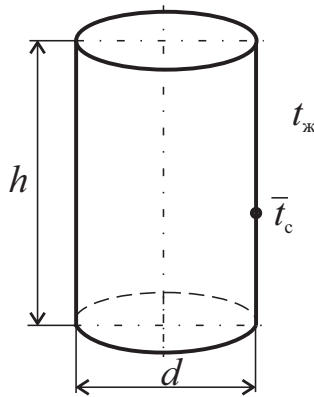


Рис. 33. Теплоотдача от поверхности вертикальной трубы к воздуху при свободной конвекции

Определяющим размером является высота трубы (h). Вычислим величину Грасгофа:

$$\text{Gr}_{ж,h} = \frac{g\beta(t_c - t_ж)h^3}{\nu^2},$$

где $\beta = \frac{1}{T_ж} = \frac{1}{293}, 1/\text{K}$. Тогда

$$\text{Gr}_{ж,h} = \frac{9,81(250 - 20)6^3}{293(15,06 \cdot 10^{-6})^2} = 7,3 \cdot 10^{12}.$$

Определим значение комплекса: $(\text{Gr}_{ж,h} \cdot \text{Pr}_ж) = 7,3 \cdot 10^{12} \cdot 0,703 = 5,16 \cdot 10^{12} > 6 \cdot 10^{10}$, значит, режим течения турбулентный. Формула для расчета $\bar{\alpha}$ при турбулентном режиме:

$$\bar{\text{Nu}}_{ж,h} = 0,15(\text{Gr}_{ж,h} \cdot \text{Pr}_ж)^{1/3} \left(\frac{\text{Pr}_ж}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}.$$

$\text{Pr}_c = 0,677$ — определяется по прил. 1, табл. П1.2. Поскольку $\text{Pr}_c \approx \text{Pr}_ж$, то $(\text{Pr}_ж/\text{Pr}_c)^{0,25} = 1$:

$$\bar{\text{Nu}} = 0,15(7,3 \cdot 10^{12})^{1/3} = 2825.$$

Тогда средний коэффициент теплоотдачи и тепловой поток:

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{\alpha} h}{\lambda} \rightarrow \overline{\alpha} = \frac{\overline{Nu} \lambda}{h} = \frac{2825 \cdot 2,59 \cdot 10^{-2}}{6} = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$Q = \overline{\alpha} (t_c - t_{\text{ж}}) \pi d h = 12 (250 - 20) 3,14 \cdot 0,12 \cdot 6 = 6240 \text{ Вт}.$$

Ответ. Величина теплового потока 6240 Вт.

Пример 2. Определить плотность теплового потока, передаваемого через щель от нижней поверхности, температура которой $t_{c_1} = 55^\circ\text{C}$, к верхней поверхности, имеющей температуру $t_{c_2} = 25^\circ\text{C}$. Щель заполнена трансформаторным маслом. Ширина щели $\delta = 15 \text{ мм}$.

Решение. В данной задаче необходимо рассчитать перенос теплоты в ограниченном пространстве. В тонкой горизонтальной щели (рис. 34) теплота передается свободной конвекцией и теплопроводностью.

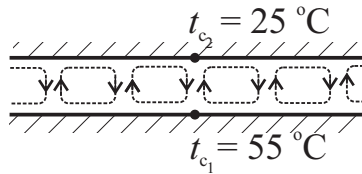


Рис. 34. Характер движения жидкости при свободной конвекции в ограниченном пространстве

В этом случае плотность теплового потока рассчитывается по формуле:

$$q = \frac{\lambda_{\text{экв}}}{\delta} (t_{c_1} - t_{c_2}),$$

где $\lambda_{\text{экв}} = \lambda_{\text{ж}} \epsilon_{\text{к}}$.

Для расчета эквивалентного коэффициента теплопроводности, который является функцией Грасгофа и Прандтля ($\epsilon_{\text{к}} = f(\text{Gr} \cdot \text{Pr})$), из прил. 1, табл. П1.4 выпишем физические параметры трансформаторного масла по определяющей температуре $t_{\text{ж}} = (t_{c_1} + t_{c_2}) / 2 = (55 + 25) / 2 = 40^\circ\text{C}$: $\lambda = 0,11 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\nu = 10,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $10,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\beta = 7 \cdot 10^{-4} \text{ 1/К}$; $\text{Pr}_{\text{ж}} = 146$.

Рассчитаем величину Грасгофа:

$$\text{Gr}_{\text{ж}, \delta} = \frac{g\beta(t_{c_1} - t_{c_2})\delta^3}{\nu^2} = \frac{9,81 \cdot 7 \cdot 10^{-4} (55 - 25) 0,015^3}{(10,3 \cdot 10^{-6})^2} = 6,6 \cdot 10^3.$$

Определим значение комплекса: $(\text{Gr}_{\text{ж}, \delta} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}}) = 6,6 \cdot 10^3 \cdot 146 = 957 \cdot 10^3$ и рассчитаем коэффициент конвекции: $\varepsilon_k = 0,105(\text{Gr}_{\text{ж}, \delta} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}})^{0,3} = 0,105(957 \cdot 10^3)^{0,3} = 6,54$.

Найдем величину эквивалентного коэффициента теплопроводности $\lambda_{\text{экв}} = \lambda_{\text{ж}} \varepsilon_k = 0,11 \cdot 6,54 = 0,72 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ и рассчитаем плотность теплового потока $q = \frac{\lambda_{\text{экв}}}{\delta}(t_{c_1} - t_{c_2}) = \frac{0,72}{0,015}(55 - 25) = 1440 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Ответ. Плотность теплового потока $1440 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Задачи для самостоятельного решения по теме «Теплоотдача при свободном движении жидкости»

Задача 1. Определить коэффициент теплоотдачи от вертикальной плиты высотой 3 м к окружающему спокойному воздуху. Температура поверхности плиты 120°C , а температура воздуха 10°C . Изменится ли коэффициент теплоотдачи, если высоту плиты уменьшить до 2 м?

Ответ. $\alpha = 8,21 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Задача 2. По трубопроводу диаметром 1,2 м (с учетом тепловой изоляции) подается горячая вода. Средняя температура поверхности трубопровода 20°C . Определить тепловые потери с одного погонного метра трубопровода за счет естественной конвекции воздуха, если его температура 0°C .

Ответ. $q_l = 203,57 \text{ Вт}/\text{м}$.

Задача 3. Отопительная батарея высотой 0,6 м состоит из 5 секций площадью поверхности $0,3 \text{ м}^2$ каждая. Температура поверхности батареи 50°C , температура воздуха 20°C . Определить тепловой поток, передаваемый от поверхности батареи к воздуху в условиях свободной конвекции. Полагая, что стены помещения полностью теплоизолиро-

ваны, а объем помещения составляет 90 м^3 , рассчитать время, за которое температура воздуха в помещении повысится на 1°С .

Ответ. $Q = 746,5 \text{ Вт}$, $\tau = 2,4 \text{ мин}$.

Задача 4. Определить плотность теплового потока, передаваемого через вертикальную воздушную щель шириной 30 мм . Температура ограничивающих щель поверхностей 250°С и 50°С .

Ответ. $q = 793,8 \text{ Вт/м}^2$.

Задача 5. Определить эквивалентный коэффициент теплопроводности и плотность теплового потока через вертикальную щель шириной 20 мм , заполненную воздухом. Температура одной поверхности 200°С , другой 80°С . Как изменится эквивалентный коэффициент теплопроводности, если ширину щели увеличить в 2 раза?

Ответ. $q_l = 203,57 \text{ Вт/м}$, $\lambda_{\text{экв}} = 7,17 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$. При увеличении ширины щели эквивалентный коэффициент теплопроводности увеличится в 1,9 раза.

2.6. Теплообмен при фазовых превращениях

При фазовых превращениях вещество из одного агрегатного состояния переходит в другое. Процесс перехода жидкости в пар называется процессом *кипения* или *фазовым переходом первого рода*. Для превращения килограмма кипящей жидкости в пар необходимо подвести теплоту парообразования (r). Превращение пара в жидкость называют *процессом конденсации*. При этом выделяется теплота фазового перехода (теплота парообразования r), которую необходимо непрерывно отводить. Следовательно, процессы кипения и конденсации неразрывно связаны с теплообменом.

Образующаяся при конденсации жидкость называется *конденсатом*. Конденсат выпадает на поверхности теплообмена либо в виде отдельных капель (капельная конденсация), либо в виде сплошной пленки (пленочная конденсация). Последняя возможна, когда поверхность смачивается конденсатом, и в инженерной практике встречается чаще всего. Режим течения пленки конденсата может быть ламинарным,

если $Re_\delta < 400$, или турбулентным ($Re_\delta \geq 400$). $Re_\delta = \frac{w\delta}{\nu}$, где δ — толщина пленки конденсата; w — скорость ее в том же месте, где измерена толщина пленки конденсата (δ). Турбулентный режим наблюдается лишь для достаточно протяженных поверхностей.

2.6.1. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на вертикальной поверхности

Для расчета среднего коэффициента теплоотдачи при конденсации неподвижного чистого пара на вертикальной поверхности при ламинарном режиме течения пленки конденсата используется формула

$$\bar{\alpha} = 0,943 \sqrt[4]{\frac{r \rho_{\text{ж}}^2 g \lambda_{\text{ж}}^3}{\mu_{\text{ж}} (t_s - t_c) h}} \varepsilon_t \varepsilon_v, \text{ где } \varepsilon_t \text{ — поправка, учитывающая изменение}$$

теплофизических параметров конденсата от температуры: $\varepsilon_t = \left(\frac{Pr_s}{Pr_c} \right)^{0,25}$,

а ε_v — поправка на волновое течение пленки конденсата (при малых

Re_δ эта поправка близка к 1, а при $Re_\delta = \frac{w\delta}{\nu} = 400$ $\varepsilon_v = 1,27$).

В качестве определяющей температуры берется $t_{\text{ж}} = \frac{t_s + t_c}{2}$. Теплота парообразования (r) берется из таблиц по температуре насыщения (t_s).

2.6.2. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на горизонтальной трубе и пучках труб

Для расчета среднего коэффициента теплоотдачи по наружной поверхности горизонтальной трубы при ламинарном течении пленки

конденсата используется формула $\bar{\alpha}_r = 0,728 \sqrt[4]{\frac{r g \rho_{\text{ж}}^2 \lambda_{\text{ж}}^3}{\mu_{\text{ж}} (t_s - t_c) d}}$. Для рас-

чета среднего коэффициента теплоотдачи от пучка труб, на котором конденсируется неподвижный сухой насыщенный пар, получена фор-

мула [2] $\bar{\alpha}_r = 0,728 \sqrt[4]{\frac{r g \rho_{\text{ж}}^2 \lambda_{\text{ж}}^3}{\mu_{\text{ж}} (t_s - t_c) d}} \cdot \frac{0,84}{Z^{0,07}}$, где Z — число рядов труб по вер-

тикали для коридорного пучка; для шахматного пучка Z равно половине числа рядов труб, расположенных по вертикали.

Примечание

Если пар, соприкасающийся с поверхностью, перегрет, то нужно учитывать теплоту перегрева $q_n = c_{\text{пара}} (t_{\text{пара}} - t_s)$. В этом случае вместо теплоты парообразования (r) в расчетные формулы необходимо использовать $r' = r + q_n$. Если пар, соприкасающийся с поверхностью, влажный, то вместо теплоты парообразования (r) в расчетные формулы необходимо использовать $r' = r \cdot x$, где x — степень сухости пара.

2.6.3. Теплообмен при кипении жидкости в большом объеме

Кипением называется процесс парообразования, происходящий при температуре кипения (насыщения) в толще жидкости. При этом поглощается теплота фазового перехода, вследствие чего для поддержания процесса кипения необходимо непрерывно подводить тепло, т. е. кипение связано с теплообменом.

Различают два режима кипения: *пузырьковый режим*, когда пар образуется на поверхности в виде отдельных периодически зарождающихся пузырьков, и *пленочный режим* кипения, когда количество пузырьков у поверхности становится настолько большим, что они сливаются в единую паровую пленку, через которую теплота от нагретой поверхности передается в объем жидкости теплопроводностью. Поскольку коэффициент теплопроводности пара примерно в 30 раз меньше такового для воды, то термическое сопротивление теплопроводности через паровую пленку резко возрастает, что может привести к перегреву поверхности теплообмена, поэтому этот режим в теплоэнергетических установках не допускается.

Чаще всего на практике реализуется пузырьковый режим кипения. Расчет среднего коэффициента теплоотдачи при этом режиме ведется с помощью эмпирических уравнений, т. к., несмотря на многочисленность факторов, влияющих на процесс, величина α

в конечном счете зависит от физических свойств жидкости (последние связаны с давлением насыщения (p_s)) и плотности теплового потока (q) или Δt .

Расчет теплоотдачи при пузырьковом режиме кипения:

— для воды при давлении насыщения $p_s = 1 \dots 40$ бар:

$$\alpha = 3,14 q^{0,7} p_s^{0,15} \text{ или } \alpha = 45,4 \Delta t^{2,33} p_s^{0,5};$$

— для воды при давлении насыщения $p_s = 1 \dots 200$ бар:

$$\alpha = \frac{3,4 p_s}{1 - 0,0045 p_s} q^{2/3}.$$

Приведенные формулы являются размерными, поэтому, чтобы получить значение коэффициента теплоотдачи α [Вт/(м²·К)], необходимо подставлять p_s в [бар]; q в [Вт/м²].

2.6.4. Теплоотдача при кипении жидкости, движущейся внутри труб

Этот процесс по сравнению с предыдущим осложняется двумя факторами: ограниченностью объема, в результате чего образующаяся паровая фаза остается около поверхности, и наличием вынужденного движения жидкости.

Воздействие скорости вынужденного движения жидкости на процесс теплоотдачи проявляется по двум направлениям: во-первых, на возмущения в пограничном слое, вызванные процессом кипения, накладываются турбулентные вихри, связанные с вынужденным движением жидкости; во-вторых, в движущемся потоке отрыв пузырей происходит раньше, поэтому оба фактора приводят к увеличению теплоотдачи.

Для расчета коэффициента теплоотдачи при движении кипящей парожидкостной смеси в трубе при паросодержании, не превышающем 70 %, предложена функциональная зависимость [12]:

$$\frac{\alpha}{\alpha_w} = f\left(\frac{\alpha_q}{\alpha_w}\right),$$

где $\bar{\alpha}$ — коэффициент теплоотдачи кипящей жидкости с учетом ее движения в трубе; $\bar{\alpha}_w$ — коэффициент теплоотдачи при турбулентном течении некипящей жидкости в трубе; $\bar{\alpha}_q$ — коэффициент теплоотдачи при развитом пузырьковом режиме кипения и свободной конвекции.

Расчет необходимо делать следующим образом. Если $\frac{\bar{\alpha}_q}{\bar{\alpha}_w} < 0,5$, то $\bar{\alpha} = \bar{\alpha}_w$. В этом случае определяющим процессом является вынужденная конвекция, расчет коэффициента теплоотдачи необходимо вести по формуле теплоотдачи при турбулентном режиме движения жидкости. Если $\frac{\bar{\alpha}_q}{\bar{\alpha}_w} > 2$, то $\bar{\alpha} = \bar{\alpha}_q$. В этом случае процесс теплоотдачи определяется всецело кипением, расчет коэффициента теплоотдачи необходимо вести по формулам теплоотдачи при пузырьковом режиме кипения. Если $0,5 \leq \frac{\bar{\alpha}_q}{\bar{\alpha}_w} \leq 2$, то интенсивность процесса теплоотдачи зависит как от вынужденной конвекции, так и от кипения жидкости. В этом случае расчет необходимо вести по формуле:

$$\frac{\bar{\alpha}}{\bar{\alpha}_w} = \frac{4\bar{\alpha}_w + \bar{\alpha}_q}{5\bar{\alpha}_w - \bar{\alpha}_q},$$

где $\bar{\alpha}_w$ и $\bar{\alpha}_q$ рассчитываются по соответствующим формулам.

Примеры решения задач по теме «Теплоотдача при фазовых превращениях»

Пример 1. Определить среднее значение коэффициента теплоотдачи со стороны конденсирующегося сухого насыщенного пара в горизонтальном кожухотрубном конденсаторе. Конденсация осуществляется водой, текущей по трубам наружным диаметром 21 мм. Число рядов труб по вертикали 7. Расположение труб шахматное. Температура сухого насыщенного пара 179 °С, а средняя температура наружной поверхности труб 171 °С.

Решение. Конденсация осуществляется на горизонтально расположенном шахматном пучке труб (рис. 35). Среднее значение коэффици-

циента теплоотдачи при конденсации сухого насыщенного пара на трубных пучках определяется по формуле $\bar{\alpha}_{\text{пучка}} = \bar{\alpha}_r \frac{0,84}{Z^{0,07}}$.

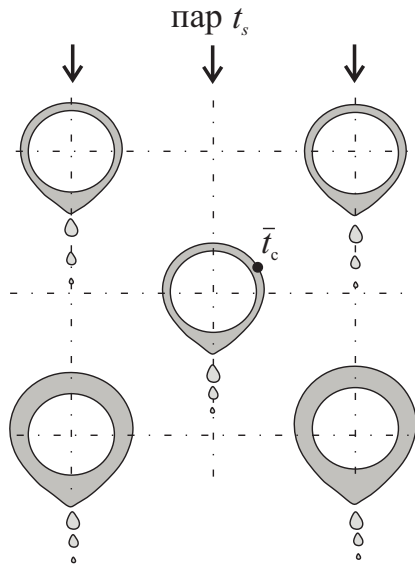


Рис. 35. Схема конденсации пара на пучке труб с шахматной компоновкой

Для расчета $\bar{\alpha}_r = 0,728 \sqrt[4]{\frac{r g \rho_{\text{ж}}^2 \lambda_{\text{ж}}^3}{\mu_{\text{ж}} (t_s - t_c) d}}$ из прил. 1, табл. П1.5 по опре-

деляющей температуре $t_{\text{ж}} = \frac{t_s + t_c}{2} = 175^\circ\text{C}$ выпишем физические пара-

метры конденсата (воды на линии насыщения): $\rho_{\text{ж}} = 892,2 \text{ кг/м}^3$; $\lambda_{\text{ж}} = 0,674 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; $\mu_{\text{ж}} = 158 \cdot 10^{-6} \text{ (Н} \cdot \text{с)/м}^2$. Значение скрытой теплоты парообразования определим из прил. 1, табл. П1.6 (свойства водяного пара на линии насыщения) по $t_s = 179^\circ\text{C}$: $r = 2015,2 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$.

Вычислим значение коэффициента теплоотдачи при конденсации пара на горизонтальной трубе:

$$\bar{\alpha}_r = 0,728 \sqrt[4]{\frac{2015,2 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 886,9^2 \cdot 0,672^3}{153 \cdot 10^{-6} (180 - 171) \cdot 21 \cdot 10^{-3}}} = 14,6 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определим среднее значение коэффициента теплоотдачи для всего пучка труб. При расчете $\bar{\alpha}_{\text{пучка}}$ в качестве Z берется $Z = 7/2 = 3,5$, т. к. расположение труб в пучке шахматное:

$$\bar{\alpha}_{\text{пучка}} = 1,5 \cdot 10^4 \frac{0,84}{3,5^{0,07}} = 11,2 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Ответ. Среднее значение коэффициента теплоотдачи $11,2 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Пример 2. Определить тепловой поток, подводимый к кипящей воде через поверхность 2 м^2 , в паровом котле. Режим кипения воды на поверхности пузырьковый. Температура поверхности $t_c = 150^\circ\text{C}$. Давление насыщенного пара в котле $3,61 \text{ бар}$.

Решение. Эта задача на теплообмен при кипении жидкости (рис. 36). Тепловой поток определяется по формуле $Q = \bar{\alpha} (t_c - t_s) F$. Коэффициент теплоотдачи при пузырьковом режиме кипения воды на поверхности находится по формуле $\bar{\alpha} = 45,4 \Delta t^{2,33} p^{0,5}$.

По давлению $p = 3,61 \text{ бар}$ из прил. 1, табл. П1.6 выпишем температуру насыщения: $t_s = 140^\circ\text{C}$.

Используя полученные значения, рассчитываем средний коэффициент теплоотдачи и тепловой поток:

$$\bar{\alpha} = 45,4 \Delta t^{2,33} p^{0,5} = 45,4 (150 - 140)^{2,33} \cdot 3,61^{0,5} = 18,4 \cdot 10^3 \text{ Вт},$$

$$Q = 18,4 \cdot 10^3 (150 - 140) 2 = 36,8 \cdot 10^4 \text{ Вт}.$$

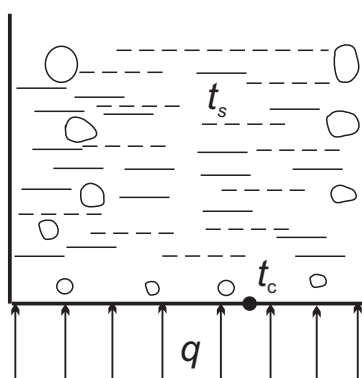


Рис. 36. Теплоотдача от нагретой поверхности к кипящей жидкости

Ответ. Тепловой поток, подводящийся к кипящей воде, $6,8 \cdot 10^4$ Вт.

Пример 3. Внутри трубы диаметром 20 мм движется кипящая вода со скоростью 1 м/с. Вода находится под давлением 7,92 бар. Определить коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящей воде, если средняя температура внутренней поверхности трубы $\bar{t}_c = 175^\circ\text{C}$.

Решение. Эта задача на теплообмен при кипении жидкости, движущейся в трубе (рис. 37).

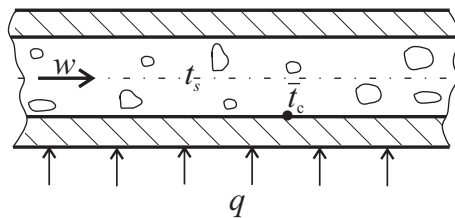


Рис. 37. Теплоотдача при движении кипящей жидкости в трубе

Для решения этой задачи вначале определяем коэффициент теплоотдачи конвекцией при турбулентном течении некипящей жидкости в трубе ($\bar{\alpha}_w$) по формуле:

$$\bar{\text{Nu}}_{ж,д} = 0,023 \text{Re}_{ж,д}^{0,8} \text{Pr}_{ж}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_{ж}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} \varepsilon_l.$$

По давлению $p = 7,92$ бар из прил. 1, табл. П1.6 находим температуру насыщения $t_s = 170^\circ\text{C}$, по величине которой из прил. 1, табл. П1.5 выписываем теплофизические параметры воды: $\nu_{ж} = 0,181 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda_{ж} = 0,676 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\text{Pr}_{ж} = 1,05$; $\text{Pr}_c = 1,04$ по $\bar{t}_c = 175^\circ\text{C}$ из этой же таблицы $\text{Pr}_c = 1,04$.

Определяем режим течения:

$$\text{Re}_{ж,д} = \frac{wd}{\nu} = \frac{1 \cdot 0,02}{0,181 \cdot 10^{-6}} = 110,5 \cdot 10^3.$$

Считаем, что трубы длинные, т. е. $\varepsilon_l = 1$. Тогда

$$\bar{\text{Nu}} = 0,023 (110,5 \cdot 10^3)^{0,8} 1,05^{0,43} \left(\frac{1,05}{1,04} \right)^{0,25} = 254,$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha}_w d}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha}_w = \frac{\overline{Nu} \lambda}{d} = \frac{254,1 \cdot 0,676}{0,02} = 8589 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Затем вычислим коэффициент теплоотдачи при развитом пузырьковом режиме кипения жидкости в большом объеме ($\bar{\alpha}_q$) по формуле:

$$\bar{\alpha}_q = 45,4(t_c - t_n)^{2,33} p^{0,5} = 45,4(5)^{2,33} 7,92^{0,5} = 5433 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Найдем соотношение $\bar{\alpha}_q/\bar{\alpha}_w = 5433/8585 = 0,63$.

Поскольку $0,5 < (\bar{\alpha}_q/\bar{\alpha}_w) < 2$, то искомый коэффициент теплоотдачи находится по формуле $\bar{\alpha} = \bar{\alpha}_w \frac{4\bar{\alpha}_w + \bar{\alpha}_q}{5\bar{\alpha}_w - \bar{\alpha}_q} = 8585 \frac{(4 \cdot 8585 + 5433)}{5 \cdot 8585 - 5433} = 9107 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

Ответ. Коэффициент теплоотдачи $9107 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

Задачи для самостоятельного решения по теме «Теплоотдача при фазовых превращениях»

Задача 1. На вертикальной поверхности высотой 0,3 м происходит пленочная конденсация сухого насыщенного водяного пара. Давление пара 2,7 бар, температура поверхности 123 °С. Определить средний по поверхности коэффициент теплоотдачи.

Ответ. $\bar{\alpha} = 10034,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

Задача 2. На наружной поверхности горизонтальной трубы диаметром 18 мм и длиной 2,5 м конденсируется сухой насыщенный водяной пар при давлении 3,61 бар. Температура поверхности трубы 136 °С. Определить средний по поверхности трубы коэффициент теплоотдачи и количество образовавшегося конденсата [кг/с], стекающего с этой трубы в единицу времени.

Ответ. $\bar{\alpha} = 18256,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), G = 0,0048 \text{ кг/с}.$

Задача 3. Определить среднее значение коэффициента теплоотдачи со стороны конденсирующегося сухого насыщенного пара, имеющего давление 0,1 бар, в горизонтальном кожухотрубном конденсаторе. Конденсация осуществляется водой, текущей по трубам наружным

диаметром 16 мм. Число рядов труб по вертикали 14. Расположение труб коридорное. Средняя температура наружной поверхности труб 35 °С.

Ответ. $\bar{\alpha} = 7583,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Задача 4. На поверхности горизонтальной трубки с наружным диаметром 30 мм и длиной 0,6 м кипит вода под давлением 3,61 бар. Трубка с внутренней стороны нагревается за счет тока, протекающего по спирали. Мощность нагрева 7 кВт. Определить температуру на наружной поверхности трубки. Режим кипения пузырьковый.

Ответ. $t_c = 140,5 \text{ °С}$.

Задача 5. На поверхности кипит вода. Определить коэффициент теплоотдачи от поверхности к кипящей воде, если плотность теплового потока, передаваемого к воде, 200 кВт/м², режим кипения пузырьковый, вода находится под давлением 1,98 бар.

Ответ. $\bar{\alpha} = 17871,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Задача 6. Внутри трубы диаметром 20 мм движется кипящая вода со скоростью 1 м/с. Вода находится под давлением 7,92 бар. Определить коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности трубы, температура которой 180 °С, к кипящей воде.

Ответ. $\bar{\alpha} = 27316,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

3. МАССООБМЕН



Массообмен — процесс переноса компонента вещества, находящегося в смеси, из области с большей концентрацией этого компонента в область с меньшей концентрацией.

Для количественной характеристики массообмена применяются следующие величины:

J , кг/с — поток массы компонента, т. е. количество вещества, проходящего в единицу времени через выделенную поверхность;

J' , моль/с — мольный поток компонента, т. е. количество молей вещества, проходящего в единицу времени через выделенную поверхность;

j , кг/(м² · с) — плотность потока массы, т. е. поток массы через единицу поверхности; $j = \frac{dJ}{dF}$;

j' , моль/(м² · с) — мольная плотность потока, т. е. поток молей через единицу поверхности; $j' = \frac{dJ'}{dF}$.

Плотность потока является векторной величиной. Вектор плотности потока направлен по нормали к выделенной в среде поверхности в сторону уменьшения концентрации данного компонента.

Различают *молекулярный* и *молярный* массообмен. *Молекулярный массообмен* происходит в результате движения молекул (проникновения молекул одного компонента в межмолекулярное пространство другого компонента), поэтому его еще называют *диффузионным* массообменом. *Молярный*, или *конвективный*, *массообмен* происходит за счет движения молей (т. е. большого количества молекул) среды.

Молекулярный массообмен. *Молекулярный*, или *диффузионный*, массообмен в среде происходит в результате молекулярного движения. Диффузия одного компонента в смеси в направлении уменьшения концентрации этого компонента аналогична переносу теплоты теплопроводностью в направлении уменьшения температуры.

По аналогии с теплопроводностью выражения для диффузионного потока вещества записываются в виде:

$$\text{— через плоскую стенку } J_A = \frac{\mu_A}{RT} D_{AB} \frac{[p_A(0) - p_A(l)] \cdot f}{l};$$

$$\text{— через цилиндрическую стенку } J_A = \frac{\mu_A}{RT} D_{AB} \frac{[p_A(d_1) - p_A(d_2)] 2\pi \cdot l}{\ln \frac{d_2}{d_1}}.$$

В этих формулах: D_{AB} — коэффициент диффузии вещества A в вещество B , $\text{м}^2/\text{с}$; R_μ — универсальная газовая постоянная, $R_\mu = 8,314 \text{ Дж}/(\text{моль} \cdot \text{К})$; μ — молекулярная масса смеси, $\text{кг}/\text{моль}$; p_A — парциальное давление компонента.

Конвективный массообмен в инертной двухкомпонентной среде. Конвективный массообмен может быть *вынужденным* и *свободным*. Если движение компонентов жидкости обусловлено разностью их плотностей, то процесс называется *свободным* конвективным массообменом. Если движение компонентов жидкости вызывают внешние устройства (насос, вентилятор), процесс массообмена считается *вынужденным*.

Уравнение массоотдачи. Аналогично процессу теплоотдачи конвективный массообмен между поверхностью вещества, находящегося в жидком (или твердом) состоянии, и окружающей средой называют *массоотдачей*.

Для расчета процесса массоотдачи используется уравнение аналогичное по форме записи уравнению теплоотдачи:

$$j_A = \beta (\rho_{A_c} - \rho_{A_0}),$$

где β — коэффициент массоотдачи ($\text{м}/\text{с}$), который характеризует скорость переноса вещества с поверхности жидкости или твердого тела в окружающую среду. Уравнение является основным для расчета конвективного массообмена.

Это же уравнение можно записать через массосодержание:

$$j_A = \rho \beta (m_{A_c} - m_{A_0}),$$

где m_{iC}, m_{i0} — массосодержание компонента на поверхности раздела, вдали от нее и через парциальное давление:

$$j_{AC} = \frac{\beta}{R_A T} (P_{AC} - P_{A0}) = \beta_{PA} (P_{AC} - P_{A0}),$$

где P_{AC}, P_{A0} — парциальное давление компонента на поверхности раздела и вдали от нее; β_{PA} — коэффициент массоотдачи, отнесенный к парциальному давлению компонента.

Аналогия между процессами теплоотдачи и массоотдачи предполагает, что простым методом расчета коэффициента массоотдачи является использование соответствующего критериального уравнения для конвективного теплообмена с подстановкой в него безразмерных комплексов, описывающих процесс массообмена.

Аналогично безразмерному числу Нуссельта, в которое входит коэффициент теплоотдачи, вводится безразмерный комплекс, описывающий массоотдачу, называемый *Нуссельтом диффузионным* или *числом Шервуда*: $Sh = \frac{\beta l}{D_{AB}}$. Безразмерному числу Прандтля в теории

массообмена соответствует безразмерный комплекс $Sc = \frac{\nu}{D_{AB}}$, назы-

ваемый *числом Шмидта* или *Прандтлем диффузионным*.

Безразмерное число Шмидта, как и безразмерный комплекс Прандтля, характеризует физические свойства среды. Безразмерное число Нуссельта при вынужденной конвекции является функцией чисел Рейнольдса и Прандтля: $Nu = f(Re, Pr)$. С учетом подобия между процессами конвективного тепло- и массообмена безразмерное число Шервуда будет функцией Рейнольдса и Шмидта: $Sh = f(Re, Sc)$. Определив значение Шервуда, находим значение коэффициента массоотдачи:

$$\overline{Sh} = \frac{\beta l}{D_{AB}} \rightarrow \beta = \frac{\overline{Sh} D_{AB}}{l}.$$

Если массоперенос осуществляется свободной конвекцией, выражение для коэффициента массообмена можно вывести на основе аналогичной задачи о теплообмене в условиях свободной конвекции. Теплообмен при свободной конвекции описывается соотношением $Nu = f(Gr \cdot Pr)$. Для массообмена при свободной конвекции будет справедливо соотношение $Sh = f(Gr_{AB} Sc)$. Число Грасгофа для массообмена определяется следующим образом:

$$Gr_{AB} = \frac{g l^3}{\nu^2} \left(\frac{\rho_{A_c}}{\rho_A} - 1 \right),$$

где ρ_{A_c} — концентрация компонента A у стенки; ρ_A — концентрация компонента A вне пограничного слоя.

Характерной особенностью процесса массообмена по сравнению с теплообменом является наличие потока массы. Если в процессах теплообмена скорость жидкости на стенке равна нулю, то при протекании процесса массообмена $w_{y=0} \neq 0$. Поперечный поток массы изменяет распределение скоростей, концентраций и температуры в пограничном слое, что сказывается на интенсивности процессов теплообмена. При направлении поперечного потока вещества от поверхности раздела фаз толщина пограничного слоя увеличивается. Вследствие этого уменьшается и коэффициент теплоотдачи. При направлении поперечного потока вещества к поверхности раздела толщина пограничного слоя уменьшается, в результате α увеличивается. Также качественно изменяется и коэффициент массоотдачи β в зависимости от направления потока массы вещества.

Примеры решения задач по теме «Массообмен»

Пример 1. Два резервуара, в одном из которых находится углекислый газ (CO_2), а в другом водород (H_2), имеющие температуру 0°C и давление 1 бар, соединили трубой длиной 0,75 м и внутренним диаметром 20 мм. Определить начальный диффузионный поток массы CO_2 в резервуар с H_2 .

Решение. В задаче имеет место диффузионный массообмен между средами углекислого газа и водорода (рис. 38).

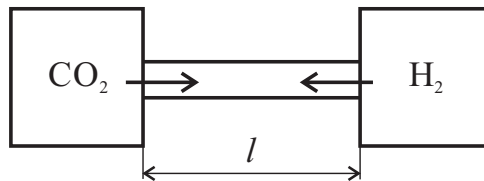


Рис. 38. Диффузионный поток углекислого газа в сосуд с водородом

Записываем формулу потока массы:

$$J_{\text{CO}_2} = \frac{\mu_{\text{CO}_2}}{RT} D_{\text{CO}_2-\text{H}_2} \left[\frac{p_{\text{CO}_2}(0) - p_{\text{CO}_2}(l)}{l} f \right].$$

В этой формуле $p_{\text{co}_2}(0)$ — парциальное давление углекислого газа в резервуаре в начальный момент времени. Это давление по условию задачи равно $p_{\text{co}_2}(0) = 1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}$; $p_{\text{co}_2}(l)$ — парциальное давление углекислого газа в резервуаре, в котором находится водород в начальный момент времени. Поскольку в начальный момент времени углекислого газа в резервуаре с водородом нет, то $p_{\text{co}_2}(l) = 0$.

Коэффициент диффузии берем из прил. 1, табл. П1.8:

$$D_{\text{co}_2-\text{H}_2} = 5,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}; \quad f = \frac{\pi d^2}{4} = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$J_{\text{co}_2} = \frac{\mu_{\text{co}_2}}{RT} D_{\text{co}_2-\text{H}_2} \left[\frac{p_{\text{co}_2}(0) - p_{\text{co}_2}(l)}{l} f \right] = \frac{44 \cdot 5,5 \cdot 10^{-5} (10^5 - 0)}{8314 \cdot 273} \frac{1}{0,75} 3,14 \cdot 10^{-4} = 45,32 \cdot 10^{-9} \text{ кг/с}.$$

Ответ. Начальный диффузионный поток массы $45,32 \cdot 10^{-9} \text{ кг/с}$.

Пример 2. Гелий находится в цилиндрическом сосуде, наружный диаметр которого 50 мм, а внутренний 42 мм. Высота цилиндра 1 м. Давление гелия внутри сосуда 20 бар, а температура 20 °С. Труба выполнена из пирекса. Рассчитать начальный массовый поток (в кг/с) гелия через стенку трубы.

Решение. В задаче рассматривается процесс диффузии газа через твердую стенку (рис. 39).

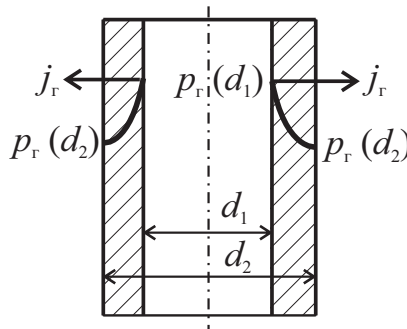


Рис. 39. Диффундирование гелия через стенки сосуда

Записываем формулу для потока массы:

$$J_r = \frac{\mu_r}{RT} D_{r-п} \frac{[p_r(d_1) - p_r(d_2)] 2\pi h}{\ln \frac{d_2}{d_1}}.$$

Поскольку в начальный момент времени гелия за пределами сосуда нет, то парциальное давление гелия: $p_r(d_2) = 0$.

Согласно прил. 1, табл. П1.9, коэффициент диффузии бинарной смеси «гелий — пирекс» равен: $D_{r-п} = 4,49 \cdot 10^{-15} \text{ м}^2/\text{с}$. Молекулярная масса гелия $\mu_r = 4 \text{ кг/кмоль}$. Поток массы гелия через цилиндрическую стенку:

$$J_r = \frac{4}{8314 \cdot 293} 4,49 \cdot 10^{-15} \frac{[20 \cdot 10^5 - 0]}{\ln \frac{50}{42}} 2 \cdot 3,14 \cdot 1 = 2,7 \cdot 10^{-13} \text{ кг/с}.$$

Ответ. Утечка гелия через стенку трубы составляет $2,7 \cdot 10^{-13} \text{ кг/с}$.

Пример 3. Рассчитать скорость испарения воды с поверхности озера, имеющего размеры $500 \times 1000 \text{ м}$. Скорость ветра над озером 10 м/с . Температура воздуха и воды в озере $t_{\text{ж}} = 25^\circ\text{С}$. Относительная влажность воздуха 50% .

Решение. Эта задача на конвективную массоотдачу. Вода испаряется с поверхности озера, вдоль которого движется поток воздуха (рис. 40).

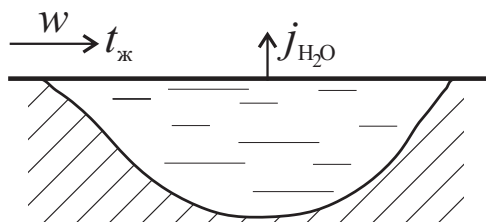


Рис. 40. Конвективная массоотдача с поверхности жидкости

Аналогом этой задачи в конвективном теплообмене служит задача на теплообмен при вынужденном движении жидкости вдоль плоской поверхности.

Определим режим движения воздуха по числу Рейнольдса $Re = wl/\nu$. В качестве определяющего геометрического размера берем меньший размер озера $l = 500$ м, определяющей температурой является температура воздуха $t_{ж} = 25^\circ\text{C}$. По определяющей температуре из прил. 1, табл. П1.2 выписываем значение кинематической вязкости воздуха: $\nu = 15,53 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Тогда $Re = \frac{10 \cdot 500}{15,53 \cdot 10^{-6}} = 32 \cdot 10^6$.

При вынужденном движении жидкости вдоль плоской поверхности критическое число Re , определяющее переход от ламинарного режима к турбулентному, равно 10^5 . Сравнивая полученное значение Re с критическим, делаем вывод, что режим движения турбулентный. Формула, определяющая среднюю теплоотдачу при турбулентном режиме,

$$\overline{Nu}_{ж,l} = 0,037 Re_{ж,l}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}.$$

Формула для расчета безразмерного числа Шервуда будет иметь такой же вид:

$$\overline{Sh}_{ж,l} = 0,037 Re_{ж,l}^{0,8} Sc_{ж}^{0,43} \left(\frac{Sc_{ж}}{Sc_c} \right)^{0,25}.$$

Из прил. 1, табл. П1.8 выписываем значение коэффициента диффузии бинарной смеси «вода — воздух»: $D_{\text{H}_2\text{O}-\text{возд.}} = 2,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$.

Рассчитаем безразмерное число Шмидта:

$$Sc_{ж} = \frac{\nu}{D_{\text{H}_2\text{O}-\text{возд.}}} = \frac{15,53 \cdot 10^{-6}}{2,6 \cdot 10^{-5}} = 0,6.$$

Поскольку температура воздуха и воды одинаковая, то $Sc_{ж} = Sc_c$.

Рассчитаем величину безразмерного числа Шервуда:

$$\overline{Sh}_{ж,l} = 0,037 (32 \cdot 10^6)^{0,8} 0,6^{0,43} = 0,037 \cdot 1014576 \cdot 0,8 = 30032.$$

Зная безразмерное число Шервуда, найдем коэффициент массоотдачи:

$$\overline{Sh} = \frac{\overline{\beta} l}{D_{\text{H}_2\text{O}-\text{возд.}}} \rightarrow \overline{\beta} = \frac{\overline{Sh} \cdot D_{\text{H}_2\text{O}-\text{возд.}}}{l} = \frac{30032 \cdot 2,6 \cdot 10^{-5}}{500} = 156 \cdot 10^{-5} \text{ м/с.}$$

Далее необходимо определить концентрацию паров воды у поверхности озера и в окружающем воздухе. У поверхности воды воздух насыщен и его относительная влажность равна 100 %. Из термодинамических таблиц для водяного пара определяем давление насыщения при 25 °С, $p_s = 3098$ Па. Концентрацию водяного пара у поверхности озера в предположении, что водяной пар представляет собой идеальный газ, рассчитываем по формуле:

$$\rho_{A_c} = \frac{p_s \cdot \mu_{\text{H}_2\text{O}}}{R T_{\text{ж}}} = \frac{3098 \cdot 18}{8314 \cdot 298} = 225 \cdot 10^{-4} \text{ кг/м}^3.$$

При относительной влажности 50 % концентрация водяного пара в воздухе составляет:

$$\rho_{A_0} = \frac{\mu_{\text{H}_2\text{O}} \cdot 0,5 \cdot p_s}{R T_{\text{ж}}} = \frac{18 \cdot 0,5 \cdot 3098}{8314 \cdot 298} = 112,5 \cdot 10^{-4} \text{ кг/м}^3.$$

Скорость испарения воды с поверхности водоема определяется по уравнению $J_{\text{H}_2\text{O}} = \beta (p_{A_c} - p_{A_0}) F = 156 \cdot 10^{-5} (225 - 112,5) \cdot 10^{-4} \cdot 500 \cdot 1000 = 9 \text{ кг/с.}$

Ответ. Скорость испарения воды 9 кг/с.

Задачи для самостоятельного решения по теме «Массообмен»

Задача 1. Два больших резервуара разделены трубой, длина которой 1,5 м, а внутренний диаметр 30 мм. В одном резервуаре находится кислород (O_2), в другом — азот (N_2). Температура в обоих резервуарах 12 °С, а давление 1 бар. Рассчитать начальный диффузионный поток массы [кг/с] кислорода в резервуаре с азотом.

Ответ. $J_{\text{O}_2} = 13 \cdot 10^{-9} \text{ кг/с.}$

Задача 2. Водород находится в цилиндрическом сосуде наружным диаметром 50 мм, внутренним — 42 мм. Высота цилиндра 1 м. Давление водорода 10 бар, температура 20 °С. Стенки сосуда выполнены из никеля. Рассчитать утечку водорода через стенки сосуда в [кг/с].

Ответ. $J_{\text{H}_2} = 3,43 \cdot 10^{-11}$ кг/с.

Задача 3. Рассчитать скорость испарения воды с поверхности озера, имеющего размеры 1000×1000 м. Скорость ветра над озером 10 м/с. Температура воздуха и воды 25 °С. Относительная влажность воздуха 10 %. Как изменится поток массы (скорость испарения), если влажность воздуха 80 %? Парциальное давление водяного пара при 25 °С — 0,0234 бар, коэффициент диффузии $2,6 \cdot 10^{-5}$ м²/с.

Ответ. Скорость испарения воды 31 кг/с.

Задача 4. Рассчитать скорость испарения воды с поверхности бассейна, находящегося в закрытом помещении. Размеры бассейна 100×10 м. Температура воздуха и воды 25 °С. Относительная влажность воздуха 40 %. Парциальное давление водяного пара при 25 °С — 0,0234 бар, коэффициент диффузии $2,6 \cdot 10^{-5}$ м²/с.

Ответ. Скорость испарения воды $6,9 \cdot 10^{-4}$ кг/с.

Задача 5. Рассчитать скорость испарения воды с поверхности водоема, имеющего размеры 1000×1000 м. Скорость ветра над озером 15 м/с. Температура воздуха и воды 25 °С. Относительная влажность воздуха 40 %. Как изменится поток массы (скорость испарения), если ветра не будет? Парциальное давление водяного пара при 25 °С — 0,0234 бар, коэффициент диффузии $2,6 \cdot 10^{-5}$ м²/с.

Ответ. Скорость испарения воды при ветре 123,8 кг/с, при отсутствии ветра 0,032 кг/с.

4. ТЕПЛООБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ

Теплообмен излучением между твердыми телами,
разделенными прозрачной для электромагнитных волн средой,
и в среде, поглощающей электромагнитные волны



Сложный теплообмен



Излучением называется перенос тепла в пространстве путем электромагнитных волн.

Процесс переноса теплоты в пространстве путем электромагнитных волн протекает следующим образом: часть внутренней энергии нагретого тела превращается в лучистую энергию и в виде электромагнитных волн распространяется по всем направлениям пространства. Достигнув других тел, электромагнитные волны частично поглощаются, их энергия снова превращается в теплоту. Следовательно, тела не только излучают, но и поглощают лучистую энергию. Поэтому говорят не просто об излучении, а о теплообмене излучением.

Большинство твердых и жидких тел излучают энергию во всем интервале длин волн от 0 до ∞ , т. е. имеют сплошной спектр излучения. Твердые и жидкие тела обладают высокой поглощательной способностью. В процессе излучения и поглощения участвуют тонкие поверхностные слои. Такой процесс называют *поверхностным*. Газы излучают или поглощают энергию всем своим объемом, поэтому поглощательная способность газов зависит от плотности и толщины газового слоя: чем больше плотность и толщина слоя газа, тем больше его поглощательная способность.

Одно- и двухатомные газы практически не излучают и не поглощают энергию, т. е. они прозрачны для теплового излучения. Излучают и поглощают тепловую энергию только трех- и более атомные газы, например, водяные пары (H_2O) и углекислый газ (CO_2). Эти газы чаще других встречаются в практике и являются одними из основных компонентов дымовых газов.

Излучение (поглощение) газов носит избирательный характер. Они излучают (поглощают) энергию только определенных длин волн.

В инженерной практике достаточно часто теплообменные поверхности располагают в дымоходах в целях использования теплоты дымовых газов, выбрасываемых в окружающую среду. Происходит теплообмен между поверхностью и газом.

Излучение в большей степени, чем теплопроводность и конвекция, зависит от температуры и среды, а кроме того, может осуществляться и в вакууме.

4.1. Теплообмен излучением между твердыми телами, разделенными прозрачной для электромагнитных волн средой, и в среде, поглощающей электромагнитные волны

Для решения задач необходимо придерживаться следующего порядка.

1. Уяснить по условию задачи происходит ли теплообмен между твердыми телами, разделенными между собой прозрачной для электромагнитных волн средой, или между твердой поверхностью и газовой средой, имеющей в своем составе трех- и более атомные газы.
2. Если теплообмен происходит между твердыми телами, то выяснить соотношение между площадями поверхностей тел.
3. Выяснить, имеется ли между твердыми телами экран и какова степень черноты поверхностей тел и экрана.
4. Если теплообмен происходит между твердым телом и газовой средой, способной поглощать и излучать тепловую энергию, то выяснить состав газов, их парциальное давление, длину хода луча.

Примечание

Необходимо помнить, что при расчете теплообмена излучением температура во всех формулах подставляется в градусах Кельвина. Это связано с тем, что все законы теплового излучения получены для абсолютно черного тела и абсолютной температуры.

4.1.1. Теплообмен излучением между твердыми телами, разделенными прозрачной для электромагнитных волн средой

Тепловой поток между телом площадью поверхности F_1 и окружающей его твердой оболочкой площадью поверхности F_2 рассчитывается по формуле:

$$Q_{1-2} = \frac{C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)},$$

где $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ — коэффициент излучения абсолютно черного тела, ε — степень черноты поверхности тела.

Если $F_1 = F_2$, то $\frac{F_1}{F_2} = 1$. Тогда

$$Q_{1-2} = \frac{C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} = \varepsilon_{\text{пр}} C_0 \left[\left(\frac{T_{c_1}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{c_2}}{100} \right)^4 \right] F_1.$$

Если $F_1 \ll F_2$, то $\frac{F_1}{F_2} \approx 0$. В этом случае формула упростится

и примет вид:

$$Q_{1-2} = \varepsilon_1 C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_1.$$

Уменьшить тепловой поток, который передается с поверхности одного тела на другое, можно путем постановки между телами экрана.

Тепловой поток, передаваемый излучением между двумя телами с плоскопараллельными поверхностями при наличии между ними экрана, рассчитывается по формуле:

$$Q_{(1-2)\varepsilon} = \frac{\varepsilon_{\varepsilon-1} \varepsilon_{\varepsilon-2}}{\varepsilon_{\varepsilon-1} + \varepsilon_{\varepsilon-2}} C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F,$$

где приведенные степени черноты $\varepsilon_{\varepsilon-1}$ и $\varepsilon_{\varepsilon-2}$ рассчитываются по формулам

$$\varepsilon_{\varepsilon-1} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{\varepsilon}} + \frac{1}{\varepsilon_1} - 1}, \quad \varepsilon_{\varepsilon-2} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{\varepsilon}} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}.$$

4.1.2. Теплообмен излучением в среде, содержащей CO_2 и H_2O

Теплоту, которая передается от газа, содержащего CO_2 и H_2O , поверхности, можно определить по эмпирической формуле [2]:

$$Q_{\text{г-с}} = \varepsilon'_c C_0 \left[\varepsilon_{\text{г}} \left(\frac{\bar{T}_{\text{г}}}{100} \right)^4 - A_{\text{г}} \left(\frac{\bar{T}_{\text{с}}}{100} \right)^4 \right] F_c,$$

где ε'_c — эффективная степень черноты поверхности, $\varepsilon'_c = 0,5(\varepsilon_c + 1)$.

Наличие излучающего газа повышает степень черноты поверхности стенки по сравнению с ее степенью черноты при излучении через прозрачную среду ($\varepsilon'_c > \varepsilon_c$). $A_{\text{г}}$ — поглощательная способность газа,

определяется по формуле $A_{\text{г}} = A_{\text{CO}_2} + A_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta A_{\text{г}}$, где $A_{\text{CO}_2} = \varepsilon_{\text{CO}_2} \left(\frac{\bar{T}_{\text{г}}}{T_{\text{с}}} \right)^{0,65}$,

$A_{\text{H}_2\text{O}} = \beta \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$, $\Delta A_{\text{г}} = \Delta \varepsilon_{\text{г}}$. В этих формулах значения $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ и $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ находятся из номограмм прил. 5, табл. П5.1, П5.2 по средней температуре стенки. Приблизительно средняя длина пути луча определяется из соотношения [2]: $l = 3,6 \frac{V}{F}$, где V — объем газового слоя, F — площадь поверхности

стенки. Если теплообмен идет между газовой средой и пучком труб, то длина хода луча определяется по следующим формулам:

$$l = \left(1,87 \frac{S_1 + S_2}{d} - 4,1 \right) d, \text{ если } \frac{S_1 + S_2}{d} \leq 7;$$

$$l = \left(2,82 \frac{S_1 + S_2}{d} - 10,6 \right) d, \text{ если } 7 < \frac{S_1 + S_2}{d} < 13.$$

В этих формулах S_1, S_2 — продольный и поперечный шаги пучка соответственно; d — наружный диаметр трубы, м.

Примеры решения задач по теме «Теплообмен излучением»

Пример 1. Определить плотность теплового потока излучением между двумя плоскопараллельными стенками. Их температуры $t_{c_1} = 200^\circ\text{C}$ и $t_{c_2} = 20^\circ\text{C}$. Одна стенка выполнена из красного кирпича

с шероховатой поверхностью, а вторая покрыта гладким окисленным железом.

Решение. Теплообмен происходит между твердыми поверхностями, разделенными прозрачной для электромагнитных волн средой (рис. 41), причем площади поверхностей тел равны ($F_1 = F_2$). Плотность теплового

потока определяется по формуле: $q_{1-2} = \varepsilon_{\text{пр}} C_0 \left[\left(\frac{T_{c_1}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{c_2}}{100} \right)^4 \right]$.

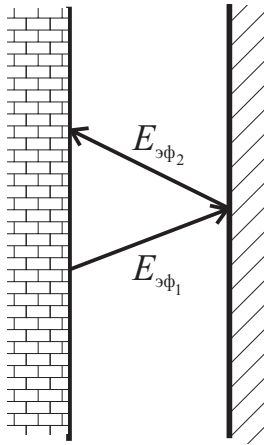


Рис. 41. Теплообмен излучением между телами с одинаковой площадью поверхности

Из прил. 4 выпишем значения степени черноты красного кирпича с шероховатой поверхностью ε_1 и железа окисленного гладкого ε_2 : $\varepsilon_1 = 0,932$, $\varepsilon_2 = 0,790$. Вычислим приведенную степень черноты:

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{0,932} + \frac{1}{0,79} - 1} = 0,75.$$

Рассчитаем плотность теплового потока:

$$q_{1-2} = 0,75 \cdot 5,67 \left[\left(\frac{473}{100} \right)^4 - \left(\frac{293}{100} \right)^4 \right] = 1760 \text{ Вт/м}^2.$$

Ответ. Плотность теплового потока 1760 Вт/м^2 .

Пример 2. Определить тепловой поток, передаваемый излучением с поверхности нагревательного элемента, выполненного из окисленного железа. Температура поверхности элемента $t_{c_1} = 57^\circ\text{C}$, а его площадь поверхности $0,25\text{ м}^2$. Нагреватель находится в помещении, температура стен которого $t_{c_2} = 17^\circ\text{C}$.

Решение. Поверхность нагревателя (рис. 42) намного меньше, чем площадь поверхности стен помещения ($F_1 \ll F_2$), поэтому для расчета теплового потока излучением воспользуемся формулой:

$$Q = \varepsilon_1 C_o \left[\left(\frac{T_{c_1}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{c_2}}{100} \right)^4 \right] F.$$

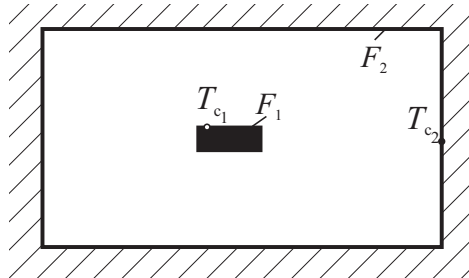


Рис. 42. Теплообмен излучением между телами, у которых $F_1 \ll F_2$

Из прил. 4 выпишем значение степени черноты поверхности, выполненной из окисленного железа: $\varepsilon_1 = 0,736$. Рассчитаем тепловой поток:

$$Q = 0,736 \cdot 5,67 \left[\left(\frac{330}{100} \right)^4 - \left(\frac{290}{100} \right)^4 \right] 0,25 = 50 \text{ Вт.}$$

Ответ. Тепловой поток 50 Вт.

Пример 3. Чугунная печь-камин установлена в помещении, стены которого деревянные. Тепловая мощность печи 500 Вт/м^2 . Во время топки стенки печи нагреваются до $t_{c_1} = 157^\circ\text{C}$. Определить температуру деревянной стены, расположенной параллельно стенке печи. Чему будет равна температура деревянной стены, если между ней и стенкой топки поставить экран из гладкого окисленного железа?

Решение. Определим температуру деревянной стены в отсутствие экрана. Для этого воспользуемся формулой $q_{1-2} = \varepsilon_{\text{пр}} C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$,

из которой выразим температуру деревянной стены: $\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 = \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \frac{q_{1-2}}{\varepsilon_{\text{пр}} C_0}$.

Из прил. 4 выпишем значения степени черноты чугуна, дерева и окисленного железа: 0,70; 0,88 и 0,79 соответственно. Рассчитаем значение приведенной степени черноты материалов чугуна и дерева:

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{0,70} + \frac{1}{0,88} - 1} = 0,64 \text{ и определим температуру деревян-}$$

$$\text{ной стены: } \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 = \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \frac{q_{1-2}}{\varepsilon_{\text{пр}} C_0} = \left(\frac{430}{100} \right)^4 - \frac{500}{5,67 \cdot 0,64} = 204. \text{ Откуда}$$

$$T_2 = 378 \text{ К или } t_2 = 105 \text{ }^\circ\text{С.}$$

Для расчета температуры деревянной стены при наличии экрана (рис. 43) воспользуемся формулой $q_{(1-2)3} = \frac{\varepsilon_{3-1} \cdot \varepsilon_{3-2}}{\varepsilon_{3-1} + \varepsilon_{3-2}} C_0 \left[\left(\frac{T_{c_1}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{c_2}}{100} \right)^4 \right]$.

$$\text{В этой формуле: } \varepsilon_{3-1} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_3} + \frac{1}{\varepsilon_1} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{0,7} + \frac{1}{0,79} - 1} = 0,61, \quad \varepsilon_{3-2} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_3} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{0,79} + \frac{1}{0,88}} = 0,74.$$

$$\text{Выражение } \frac{\varepsilon_{3-1} \cdot \varepsilon_{3-2}}{\varepsilon_{3-1} + \varepsilon_{3-2}} = \frac{0,61 \cdot 0,74}{0,61 + 0,74} = 0,33.$$

$$\left(\frac{T_{c_2}}{100} \right)^4 = \left(\frac{T_{c_1}}{100} \right)^4 - \frac{q_{1-2}}{\varepsilon_{\text{пр}} C_0} = \left(\frac{430}{100} \right)^4 - \frac{500}{5,67 \cdot 0,33} = 75. \text{ Откуда температура}$$

деревянной стены $T_{c_2} = 294 \text{ К или } 21 \text{ }^\circ\text{С.}$

Ответ. Температура деревянной стены без экрана $105 \text{ }^\circ\text{С}$; при наличии экрана $21 \text{ }^\circ\text{С}$.

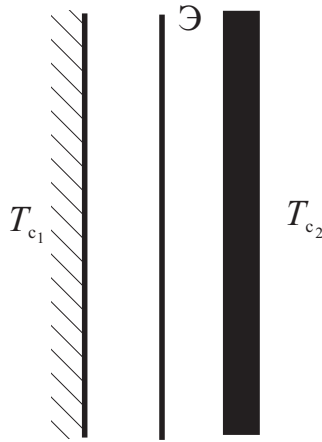


Рис. 43. Теплообмен излучением между телами при наличии между ними экрана

Пример 4. В теплообменнике теплота передается от углекислого газа, находящегося под давлением $p_{\text{co}_2} = 7$ бар, к поверхности коридорного пучка труб. Наружный диаметр труб 38 мм, продольный и поперечный шаги пучка $S_1 = 100$ мм, $S_2 = 96$ мм соответственно. Средняя температура углекислого газа 377°C . Средняя температура поверхности труб 254°C . Степень черноты поверхности труб $\epsilon_c = 0,82$. Вычислить коэффициент теплоотдачи излучением от углекислого газа к поверхности труб.

Решение. В данной задаче теплообмен происходит между газовой средой и пучком труб (рис. 44).

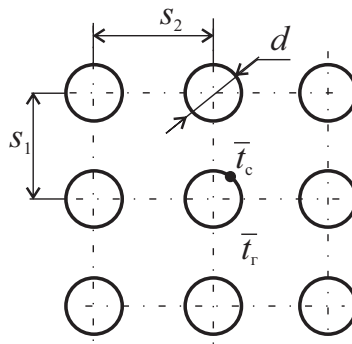


Рис. 44. Теплообмен излучением между газовой средой и шахматным пучком труб

Коэффициент теплоотдачи излучением определяется по той же формуле, что и коэффициент теплоотдачи конвекцией: $\alpha_{\text{луч}} = \frac{q_{\text{г-с}}}{t_{\text{г}} - t_{\text{с}}}$. Ре-

зультирующая плотность теплового потока ($q_{\text{г-с}}$), воспринимаемая трубами, определится по формуле $q_{\text{г-с}} = \varepsilon'_c C_0 \left[\varepsilon_{\text{г}} \left(\frac{T_{\text{г}}}{100} \right)^4 - A_{\text{г}} \left(\frac{T_{\text{с}}}{100} \right)^4 \right]$.

Эффективная степень черноты поверхности труб: $\varepsilon'_c = 0,5(\varepsilon_c + 1) = 0,5(0,82 + 1) = 0,91$.

Степень черноты $\varepsilon_{\text{г}} = \varepsilon_{\text{co}_2}$ определяется по номограмме прил. 5, табл. П5.1 как функция (pl, T).

Определим длину хода луча в межтрубном пространстве. Поскольку $\frac{S_1 + S_2}{d} = \frac{96 + 100}{38} = 5,16 < 7$, то $l = \left(1,87 \frac{S_1 + S_2}{d} - 4,1 \right) d = (1,87 \cdot 5,16 - 4,1) 0,038 = 0,211 \text{ м}$.

Произведение парциального давления на длину хода луча: $p_{\text{co}_2} l = 7 \cdot 0,211 = 1,477 \text{ м} \cdot \text{бар} = 147,7 \text{ см} \cdot \text{бар}$.

Из прил. 5, табл. П5.1 находим степень черноты CO_2 , принимая, что $1 \text{ бар} \approx 1 \text{ ат}$ ($1 \text{ ат} = 1,02 \text{ бар}$). Тогда $\varepsilon_{\text{co}_2} = f(p_{\text{co}_2} l, t_{\text{co}_2}) = 0,18$.

Определяем коэффициент поглощения $A_{\text{co}_2} = A_{\text{г}}$. Степень черноты CO_2 находим из прил. 5, табл. П5.1 по температуре стенки. Тогда $\varepsilon_{\text{co}_2} = f(p_{\text{co}_2} l, t_{\text{с}}) = 0,17$,

$$A_{\text{г}} = A_{\text{co}_2} = \varepsilon_{\text{co}_2} \left(\frac{T_{\text{г}}}{T_{\text{с}}} \right)^{0,65} = 0,17 \left(\frac{600}{527} \right)^{0,65} = 0,218.$$

Рассчитаем плотность теплового потока излучением, передаваемого от газа к стенкам труб:

$$q_{\text{г-с}} = 0,91 \cdot 5,67 \left[0,18 \left(\frac{600}{100} \right)^4 - 0,218 \left(\frac{527}{100} \right)^4 \right] = 470 \text{ Вт/м}^2.$$

Определим величину коэффициента теплоотдачи излучением:

$$\alpha_{\text{луч}} = \frac{470}{377 - 254} = 3,82 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Ответ. Коэффициент теплоотдачи излучением $3,82 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Задачи для самостоятельного решения по теме «Теплообмен излучением»

Задача 1. Определить плотность теплового потока, передаваемого излучением от стенки из огнеупорного кирпича (ее температура 127°C) на параллельную стальную стенку (ее температура 50°C). Для стенки из огнеупорного кирпича вычислить значения собственного, эффективного и отраженного излучения.

Ответ. $E = q_{1-2} = 435 \text{ Вт}/\text{м}^2$, $E_{\text{соб}} = 1161 \text{ Вт}/\text{м}^2$, $E_{\text{эфф}} = 1340 \text{ Вт}/\text{м}^2$, $E_{\text{отр}} = 181 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Задача 2. Трубопровод наружным диаметром 150 мм и длиной 15 м проложен в помещении, температура воздуха в котором 25°C . Определить тепловые потери с поверхности трубопровода, если она покрыта масляной краской и имеет температуру 35°C .

Ответ. $q = 2667,1 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Задача 3. Определить, во сколько раз уменьшится лучистый теплообмен между двумя параллельными стенками из красного кирпича, если между ними поставить экран из прокатной латуни. Принять степени черноты красного кирпича и прокатной латуни равными 0,93 и 0,06 соответственно.

Ответ. В 29 раз.

Задача 4. По трубопроводу внешним диаметром 100 мм течет газ, длина трубопровода 8 м. Поверхность трубопровода покрыта масляной краской, температура поверхности 7°C . Трубопровод проложен в цехе, температура стен которого 27°C . Найти тепловой поток, передаваемый газу за счет лучистого теплообмена. Как изменится тепло-

вой поток, если трубопровод заключить в кожух сечением 200×200 мм, внутренняя поверхность которого покрыта алюминиевым лаком?

Ответ. $Q_1 = -257$ Вт, $Q_2 = -164,5$ Вт.

Задача 5. Шахматный пучок труб, наружный диаметр которых 52 мм, продольный шаг пучка 90 мм, поперечный шаг 70 мм, поперечно обтекается дымовыми газами. Температура газов на входе 1000°C , а на выходе 800°C . Температура поверхности труб 230°C . Степень черноты поверхности труб — 0,8. Определить плотность теплового потока, передаваемого излучением от газа к трубам.

Ответ. $q = 6660$ Вт/м².

4.2. Сложный теплообмен

В технических устройствах очень часто теплота от поверхности теплообмена передается одновременно и конвекцией, и излучением. Совместный перенос теплоты сразу двумя или всеми тремя способами является *сложным* процессом теплообмена.

В качестве примера рассмотрим стационарный процесс переноса теплоты от поверхности отопительной батареи, расположенной в помещении. Тепловой поток от отопительной батареи передается свободной конвекцией Q_k и излучением Q_l : $Q = Q_k + Q_l$.

Примеры решения задач по теме «Сложный теплообмен»

Пример 1. Плоская поверхность отопительной батареи высотой 0,5 м и шириной 1 м, имеющая температуру $t_c = 60^\circ\text{C}$, расположена в помещении, температуры воздуха и стен в котором $t_{c_2} = t_{ж} = 20^\circ\text{C}$. Определить тепловой поток, передаваемый от поверхности батареи излучением и свободной конвекцией. Поверхность батареи покрыта масляной краской.

Решение. Тепловой поток определяется как сумма тепловых потоков конвекцией (Q_k) и излучением (Q_l): $Q = Q_k + Q_l$.

Определим тепловой поток, который передается за счет свободной конвекции: $Q_k = \alpha(t_c - t_{ж})F$.

Вычислим коэффициент теплоотдачи, для чего сначала определим режим движения воздуха вдоль вертикальной стенки батареи (рис. 45).

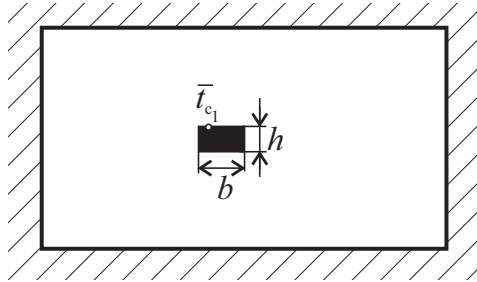


Рис. 45. Теплообмен излучением между поверхностями отопительной батареи и стен помещения

При свободной конвекции режим определяется по величине $(Gr_{ж,h} \cdot Pr_{ж})$.

По определяющей температуре $t_{ж} = 20^\circ\text{C}$ из прил. 1, табл. П1.2 выписываем следующие значения $\nu = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda = 2,59 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $Pr = 0,703$. По температуре $t_{c1} = 60^\circ\text{C}$ из этой же таблицы выписываем значение $Pr_c = 0,696$. Определяющим размером является высота $h = 0,5 \text{ м}$. Рассчитываем величину Грасгофа $Gr_{ж,h} = \frac{g\beta(t_c - t_{ж})h^3}{\nu^2}$, где

$$\beta = \frac{1}{T_{ж}} = \frac{1}{293}, \frac{1}{\text{К}}, \quad Gr_{ж,h} = \frac{9,81(60 - 20)0,5^3}{293(15,06 \cdot 10^{-6})^2} = 0,74 \cdot 10^9.$$

Определяем значение комплекса $Gr_{ж,h} \cdot Pr_{ж} = 0,74 \cdot 10^9 \cdot 0,703 = 0,52 \cdot 10^9$, по величине которого устанавливаем режим течения воздуха: $0,52 \cdot 10^9 < 10^9$, значит, режим ламинарный.

Воспользуемся формулой $\overline{Nu}_{ж,h} = 0,75 (Gr_{ж,h} Pr_{ж})^{0,25} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}$. Поскольку $Pr_c \approx Pr_{ж}$, то $(Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25} \approx 1$. Тогда $\overline{Nu} = 0,75 (0,52 \cdot 10^9)^{0,25} = 151$.

Зная величину безразмерного числа Нуссельта, определим коэффициент теплоотдачи:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha}h}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu}\lambda}{h} = \frac{151 \cdot 2,59 \cdot 10^{-2}}{0,5} = 7,82 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тепловой поток, передаваемый конвекцией, будет равен $Q_k = 7,82(60 - 20)(0,5 \cdot 1) = 156 \text{ Вт}$.

Определим тепловой поток, который передается излучением. Поскольку площадь поверхности батареи намного меньше площади поверхности помещения ($F_1 \ll F_2$), то $\frac{F_1}{F_2} \approx 0$, формула для расчета теплового потока излучения будет иметь вид: $Q_{\text{л}} = \varepsilon_1 C_0 \left[\left(\frac{T_{c_1}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{c_2}}{100} \right)^4 \right] F_1$.

Из прил. 4 выписываем величину степени черноты поверхности батареи, покрашенной масляной краской, $\varepsilon_1 = 0,92$, подставляем в формулу и производим расчет:

$$Q_{\text{л}} = 5,67 \cdot 0,92 \left[\left(\frac{333}{100} \right)^4 - \left(\frac{293}{100} \right)^4 \right] (1 \cdot 0,5) = 128 \text{ Вт}.$$

Суммарный тепловой поток, передаваемый от поверхности батареи конвекцией и излучением, составит: $Q = Q_k + Q_{\text{л}} = 156 + 128 = 284 \text{ Вт}$.

Ответ. Тепловой поток 284 Вт.

Пример 2. По трубе внутренним диаметром 26 мм движутся дымовые газы. Давление газов 2 бара. Скорость движения 12 м/с. Дымовые газы представляют собой смесь водяного пара, углекислого газа и азота. Мольная доля водяных паров в смеси составляет $r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,11$, мольная доля углекислого газа $r_{\text{CO}_2} = 0,13$. Температура газа на входе в трубу $t_{\text{ж}_1} = 340^\circ\text{C}$, на выходе из трубы $t_{\text{ж}_2} = 280^\circ\text{C}$. Средняя температура стенки трубы 270°C . Определить плотность теплового потока, передаваемого от дымовых газов к стенке трубы. Степень черноты материала трубы $\varepsilon_c = 0,82$.

Решение. Дымовые газы движутся по трубе (рис. 46).

Плотность теплового потока определится как сумма плотностей тепловых потоков, передаваемых конвекцией (q_k) и излучением ($q_{\text{л}}$): $q = q_k + q_{\text{л}}$.

Определим плотность теплового потока, который передается за счет конвекции: $q_k = \bar{\alpha}(\bar{t}_{\text{ж}} - \bar{t}_{\text{c}})$.

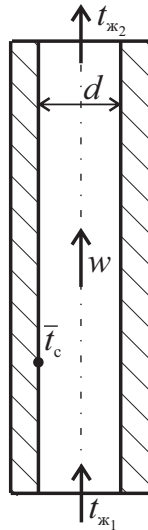


Рис. 46. Теплообмен излучением и конвекцией при движении дымовых газов в трубе

В данной задаче имеет место вынужденное движение жидкости (дымовых газов) в трубе. По определяющей температуре, а в данном случае это средняя температура газа $\bar{t}_ж = \frac{340 + 280}{2} = 320^\circ\text{C}$, из прил. 1, табл. П1.3 выписываем значения физических параметров дымовых газов, используя линейную интерполяцию: $\nu = 48,72 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda = 5,01 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\text{Pr}_ж = 0,65$. Pr_c определяется из этой же таблицы по t_c : $\text{Pr}_c = 0,66$.

Определим режим движения жидкости. Для этого рассчитаем значение безразмерного числа Рейнольдса: $\text{Re} = \frac{wd_1}{\nu}$,

$$\text{Re}_ж = \frac{wd_1}{\nu} = \frac{12 \cdot 26 \cdot 10^{-3}}{48,72 \cdot 10^{-6}} = 6404.$$

При вынужденном движении жидкости в трубе установлено, что при $\text{Re} < 2300$ режим движения жидкости ламинарный, при $\text{Re} \geq 10^4$ — турбулентный. Диапазон изменения Re от 2300 до 10^4 соответствует переходному режиму течения.

Воспользуемся формулой для расчета среднего коэффициента теплоотдачи при переходном режиме движения и определим значение

безразмерного числа Нуссельта: $\overline{Nu} = A Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}$, где $A = f(Re_{ж,d})$.

Если $6000 \leq Re_{ж,d} < 10^4$, то $A = 30$.

Для газов значения Pr мало зависят от температуры, поэтому при расчетах принимаем $\left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \approx 1$. Тогда $\overline{Nu} = 30 Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} = 30 \cdot 0,65^{0,43} \cdot 1 = 26,9$. По найденному значению Нуссельта рассчитываем величину коэффициента теплоотдачи:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha} d_1}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu} \lambda}{d_1} = \frac{26,9 \cdot 5,01 \cdot 10^{-2}}{0,026} = 51,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определим плотность теплового потока, который передается за счет вынужденной конвекции:

$$q_k = \bar{\alpha} (\bar{t}_ж - \bar{t}_c) = 51,8 \cdot (310 - 270) = 2072 \text{ Вт/м}^2.$$

Определим плотность теплового потока $(q_l = q_{г-с})$, который передается излучением от дымовых газов к стене трубы по формуле:

$$q_{г-с} = \varepsilon'_c C_0 \left[\varepsilon_\Gamma \left(\frac{\bar{T}_\Gamma}{100} \right)^4 - A_\Gamma \left(\frac{\bar{T}_c}{100} \right)^4 \right],$$

где эффективная степень черноты материала трубы: $\varepsilon'_c = 0,5(\varepsilon_c + 1) = 0,5(0,82 + 1) = 0,91$.

Вычислим значение степени черноты смеси газов $\varepsilon_\Gamma = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} \beta$.

Поправкой $\Delta \varepsilon_\Gamma$, вследствие ее малости, пренебрегаем. Значения $\varepsilon_{\text{CO}_2} = f(p_{\text{CO}_2} \cdot l)$, $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = f(p_{\text{H}_2\text{O}} \cdot l)$ определяются по номограммам по средней температуре газа. Определим парциальное давление водяного пара и углекислого газа в смеси. Из термодинамики известно, что парциальное давление определяется по формуле $P_i = r_i \cdot P$, где r_i — мольная доля компонента в смеси, p — давление смеси. $p_{\text{H}_2\text{O}} = r_{\text{H}_2\text{O}} \cdot p = 0,11 \cdot 2 = 0,22 \text{ бар}$; $p_{\text{CO}_2} = r_{\text{CO}_2} \cdot p = 0,13 \cdot 2 = 0,26 \text{ бар}$. Найдем длину хода луча:

$$l = 3,6 \frac{V}{F} = 3,6 \frac{\pi R^2 h}{2\pi R h} = 3,6 \frac{R}{2} = \frac{3,6 \cdot 13 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,0234 \text{ м}.$$

Произведение парциального давления на длину луча:

$$p_{\text{CO}_2} l = 0,26 \cdot 0,0234 = 0,0061 \text{ м} \cdot \text{бар} = 0,61 \text{ см} \cdot \text{бар},$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} l = 0,22 \cdot 0,0234 = 0,0051 \text{ м} \cdot \text{бар} = 0,51 \text{ см} \cdot \text{бар}.$$

Принимаем, что $1 \text{ бар} \approx 1 \text{ ат}$.

Используя прил. 5, рис. П5.1 и П5.2, по средней температуре дымовых газов находим степень черноты CO_2 и H_2O :

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = f(p_{\text{CO}_2} l, \bar{t}_j) = 0,037,$$

$$\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = f(p_{\text{H}_2\text{O}} l, \bar{t}_j) = 0,027.$$

По прил. 5, рис. П5.3 определим поправочный коэффициент $\beta = 1,15$ и рассчитаем степень черноты смеси газов $\varepsilon_r = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} \beta = 0,037 + 0,027 \cdot 1,15 = 0,0692$. Вычислим значение поглоща-

тельной способности смеси газов: $A_r = A_{\text{CO}_2} + A_{\text{H}_2\text{O}}$, где $A_{\text{CO}_2} = \varepsilon_{\text{CO}_2} \left(\frac{\bar{T}_r}{\bar{T}_c} \right)^{0,65}$,

$A_{\text{H}_2\text{O}} = \beta \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$. В этих формулах значения $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ и $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ находятся из прил. 5, рис. П5.1 и П5.2 по средней температуре стенки ($t_c = 270^\circ \text{C}$):

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = f(p_{\text{CO}_2} l, \bar{t}_c) = 0,036, \quad \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = f(p_{\text{H}_2\text{O}} l, \bar{t}_c) = 0,028. \text{ Тогда } A_{\text{CO}_2} = \varepsilon_{\text{CO}_2} \left(\frac{\bar{T}_r}{\bar{T}_c} \right)^{0,65} =$$

$$= 0,038 \left(\frac{583}{543} \right)^{0,65} = 0,038 \cdot 1,047 = 0,04, \quad A_{\text{H}_2\text{O}} = \beta \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 1,15 \cdot 0,028 = 0,0322. \text{ По-}$$

глощательная способность газов $A_r = A_{\text{CO}_2} + A_{\text{H}_2\text{O}} = 0,04 + 0,0322 = 0,0722$.

Определим величину плотности теплового потока, передаваемого излучением к стенке трубы:

$$q_{r-c} = \varepsilon'_c C_0 \left[\varepsilon_r \left(\frac{\bar{T}_r}{100} \right)^4 - A_r \left(\frac{\bar{T}_c}{100} \right)^4 \right] =$$

$$= 0,91 \cdot 5,67 \left[0,0692 \left(\frac{593}{100} \right)^4 - 0,0722 \left(\frac{543}{100} \right)^4 \right] = 117,6 \text{ Вт/м}^2.$$

Суммарная плотность теплового потока, передаваемого от дымовых газов к стенке трубы, равна: $q = q_k + q_l = 2072 + 117,6 = 2189,6 \text{ Вт/м}^2$.

Ответ. Плотность теплового потока $2189,6 \text{ Вт/м}^2$.

Задачи для самостоятельного решения по теме «Сложный теплообмен»

Задача 1. В прослойке, образованной двумя вертикальными поверхностями, находится воздух. Толщина прослойки 30 мм. Температура одной поверхности, выполненной из красного кирпича, 200 °С, а другой, выполненной из гладкого окисленного железа, 20 °С. Определить плотность теплового потока, передаваемого теплопроводностью, свободной конвекцией и излучением.

Ответ. $q_t = 196,5 \text{ Вт/м}^2$, $q_k = 68994,7 \text{ Вт/м}^2$, $q_l = 1760 \text{ Вт/м}^2$.

Задача 2. Трубопровод наружным диаметром 100 мм и длиной 2 м проложен на воздухе, температура которого 20 °С. Внешняя поверхность трубопровода покрыта масляной краской (степень черноты 0,92), ее температура 40 °С. Воздух поперечно обтекает трубопровод со скоростью 10 м/с. Определить тепловой поток, передаваемый с поверхности трубопровода конвекцией и излучением.

Ответ. $Q = 532,7 \text{ Вт}$.

Задача 3. Плоская поверхность отопительной батареи высотой 1 м и шириной 0,8 м, имеющая температуру 60 °С, расположена в помещении, температура воздуха и стен в котором 20 °С. Определить тепловой поток, передаваемый от поверхности батареи излучением и свободной конвекцией. Поверхность батареи покрыта масляной краской.

Ответ. $Q = 290,7 \text{ Вт}$.

Задача 4. Рассчитать плотность теплового потока, отводимого с поверхности горизонтально расположенного в цехе теплообменника конвекцией и излучением. Наружный диаметр теплообменника 400 мм, а температура его поверхности 200 °С. Температура воздуха и стен в цехе 20 °С. Степень черноты поверхности теплообменника 0,88.

Ответ. $q = 1229,8 \text{ Вт/м}^2$.

Задача 5. Определить величину теплового потока, который передается конвекцией и излучением от поверхности вертикального трубопровода наружным диаметром 120 мм и высотой 6 м. Температура поверхности трубопровода 250 °С, температура окружающего воздуха 20 °С. Степень черноты поверхности трубопровода 0,8.

Ответ. $q = 2667,1 \text{ Вт/м}^2$.

5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Элементы теплового расчета теплообменного аппарата



Тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата



Теплообменным аппаратом или теплообменником называется устройство, служащее для передачи теплоты от одной жидкости, называемой *теплоносителем*, к другой жидкости — *теплоносителю*. В качестве теплоносителей могут использоваться газы, капельные жидкости, жидкие металлы, запыленные потоки и т. д.

Виды теплообменных аппаратов. По принципу действия теплообменники подразделяются на три вида: *рекуперативные, регенеративные* и *смесительные (контактные)* [13].

Рекуперативные теплообменные аппараты — это теплообменники, в которых теплота от одного теплоносителя к другому передается через разделяющую их твердую стенку.

Регенеративные теплообменные аппараты — это теплообменники, в которых одна и та же поверхность омывается то горячим, то холодным теплоносителем. При соприкосновении с горячим теплоносителем стенка аккумулирует теплоту, а затем отдает ее холодному теплоносителю. В качестве поверхностей в них используются теплоаккумулирующие насадки (неподвижные или подвижные). Характерная особенность регенеративного теплообменника — нестационарный режим теплообмена. Для того чтобы процесс теплообмена протекал непрерывно при одинаковой продолжительности периода нагрева и охлаждения, теплообменник должен иметь как минимум две параллельно работающие секции.

Смесительные (или контактные) теплообменные аппараты — это теплообменники, в которых передача теплоты от греющего теплоносителя к нагреваемому происходит при непосредственном их контакте. В смесительных теплообменниках используются такие теплоносители, которые легко разделяются после осуществления процесса теплообмена, например вода и воздух.

Из трех рассмотренных выше видов теплообменников наиболее широкое и разностороннее применение находят рекуперативные теплообменники, поэтому ниже будем рассматривать расчет рекуперативных теплообменников.

Схемы движения теплоносителей. В зависимости от направления движения рекуперативные теплообменники подразделяют на:

— *прямоточные*, если теплоносители движутся параллельно в одном направлении;

— противоточные, если теплоносители движутся параллельно, но в противоположных направлениях;

— сложные схемы движения теплоносителей, например с перекрестным током, если теплоносители движутся во взаимно-перпендикулярных направлениях. Встречаются и более сложные схемы движения теплоносителей.

Основные положения теплового расчета. В основе теплового расчета теплообменного аппарата лежат два уравнения: теплового баланса и теплопередачи.

Уравнение теплового баланса. В отсутствии тепловых потерь тепловой поток, отдаваемый горячим теплоносителем и принимаемый холодным теплоносителем, равен:

$$G_1 c_{p_1} (t'_1 - t''_1) = G_2 c_{p_2} (t''_2 - t'_2).$$

Уравнение теплопередачи. Справедливо для частного случая, а именно при $t_{ж_1} = \text{const}$ и $t_{ж_2} = \text{const}$, т. е. когда температуры теплоносителей не изменяются вдоль поверхности:

$$Q = k \bar{\Delta t} F.$$

Однако в теплообменном аппарате (если это не конденсатор) температура горячего теплоносителя уменьшается, а холодного — увеличивается, что приводит к изменению разности температур теплоносителей.

Поэтому в уравнение теплопередачи входит $\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_\delta - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_\delta}{\Delta t_m}}$ — среднеин-

тегральный температурный напор для прямоточной и противоточной схем движения теплоносителей.

Если температура обоих теплоносителей вдоль поверхности изменяется незначительно $\left(\frac{\Delta t_\delta}{\Delta t_m} \right) < 2$, то среднеинтегральный температур-

ный напор можно рассчитать по формуле $\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_\delta + \Delta t_m}{2}$.

Для сложной схемы тока среднеинтегральный температурный напор определяется по формуле $\bar{\Delta t} = \bar{\Delta t}_{\text{прот}} \epsilon_{\Delta t}$, где $\bar{\Delta t}_{\text{прот}}$ — температурный напор, рассчитанный для противоточной схемы движения теплоно-

сителей, а $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$ — поправка на сложность схемы тока, определяемая по номограммам по значениям:

$$R = \frac{t'_1 - t''_1}{t''_2 - t'_2}, \quad P = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t'_2}.$$

5.1. Элементы теплового расчета теплообменного аппарата

Пример решения задачи по теме «Элементы теплового расчета теплообменного аппарата»

Пример. В маслоохладителе трансформаторное масло охлаждается от $t'_1 = 70^\circ\text{C}$ до $t''_1 = 50^\circ\text{C}$. Охлаждающая вода входит с температурой $t'_2 = 18^\circ\text{C}$. Расходы масла и воды $G_1 = 0,56$ кг/с, $G_2 = 0,28$ кг/с соответственно. Коэффициент теплопередачи 568 Вт/(м²·К). Определить температуру воды на выходе из маслоохладителя. Рассчитать среднеинтегральный температурный напор для прямоточной, противоточной и перекрестной схем движения теплоносителей. Найти площадь поверхности маслоохладителя при работе по этим схемам тока теплоносителей.

Решение. Для определения температуры воды на выходе из маслоохладителя запишем уравнение теплового баланса:

$$G_1 c_{p_1} (t'_1 - t''_1) = G_2 c_{p_2} (t''_2 - t'_2),$$

откуда

$$t''_2 = t'_2 + \frac{G_1 c_{p_1}}{G_2 c_{p_2}} (t'_1 - t''_1).$$

В уравнение входит теплоемкость воды, которая зависит от температуры. Значение температуры на выходе неизвестно. Вода по условию данной задачи не может нагреться выше 50°C . В первом приближении зададимся $t''_2 = 35^\circ\text{C}$. Теплоемкости масла и воды выпишем из прил. 1, табл. П1.4 и П1.5 соответственно по их средней температуре (60°C и $26,5^\circ\text{C}$): $c_{p_1} = 1876$ Дж/(кг·К); $c_{p_2} = 4174$ Дж/(кг·К).

Температура воды на выходе:

$$t_2'' = 18 + \frac{0,56 \cdot 1876}{0,28 \cdot 4174} (70 - 50) = 36 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Проверка принятого в первом приближении значения температуры t_2'' : $\Delta = \frac{36 - 35}{35} = 0,029 < 0,05$.

Поскольку погрешность меньше 5 %, то пересчет значения теплоемкости производить не будем.

Определим среднеинтегральный температурный напор для прямотока и противотока.

Для прямотока (рис. 47):

$$\Delta t_6 = t_1' - t_2' = 70 - 18 = 52 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_m = t_1'' - t_2'' = 50 - 36 = 14 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{52 - 14}{\ln \frac{52}{14}} = 29 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

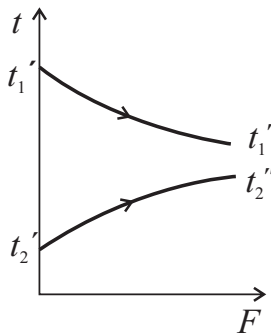


Рис. 47. Изменение температуры поверхности при прямотоке

Для противотока (рис. 48):

$$\Delta t_6 = t_1' - t_2'' = 70 - 36 = 34 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_m = t_1'' - t_2' = 50 - 18 = 32 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}} = \frac{34 - 32}{\ln \frac{34}{32}} = 33^{\circ}\text{C}.$$

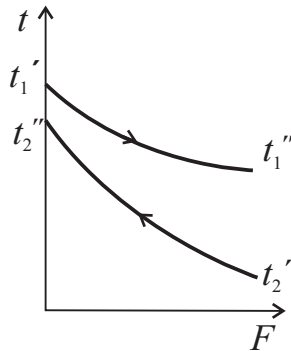


Рис. 48. Изменение температуры поверхности при противотоке

Для сложной схемы движения теплоносителей: $\overline{\Delta t} = \overline{\Delta t}_{\text{прот}} \varepsilon_{\Delta t}$.

Для определения поправки $\varepsilon_{\Delta t}$ для перекрестной схемы тока, наиболее часто встречаемой в теплообменных аппаратах, воспользуемся номограммой (рис. 49), где $R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{70 - 50}{36 - 18} = 1,1$, $P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''} = \frac{36 - 18}{70 - 18} = 0,35$.

Ищем пересечение значений R и P , получаем $\varepsilon_{\Delta t} = 0,95$.

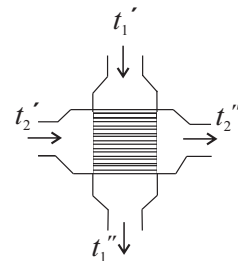
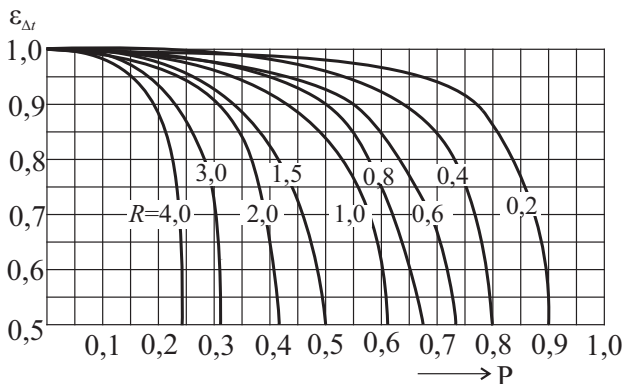


Рис. 49. Номограмма для определения поправки для перекрестной схемы тока теплоносителей

Величина среднеинтегрального температурного напора для перекрестной схемы движения теплоносителей равна $\overline{\Delta t} = \overline{\Delta t}_{\text{прот}} \epsilon_{\Delta t} = 33 \cdot 0,95 = 31,35 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Площадь поверхности определяется из уравнения теплопередачи: $Q = k \overline{\Delta t} F \rightarrow F = \frac{Q}{k \overline{\Delta t}}$. Из выражения следует, что, чтобы рас-

считать площадь поверхности, необходимо знать тепловой поток, среднеинтегральный температурный напор и коэффициент теплопередачи.

Определим тепловой поток, используя уравнение теплового баланса:

$$G_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) = 0,56 \cdot 1876 (70 - 50) = 21011,2 \text{ Вт.}$$

Площадь поверхности маслоохладителя при движении теплоносителей по схеме:

$$\text{— прямотока } F = \frac{Q}{k \overline{\Delta t}} = \frac{21011,2}{586 \cdot 29} = 1,21 \text{ м}^2;$$

$$\text{— противотока } F = \frac{Q}{k \overline{\Delta t}} = \frac{21011,2}{586 \cdot 33} = 1,09 \text{ м}^2;$$

$$\text{— перекрестной схемы тока } F = \frac{Q}{k \overline{\Delta t}} = \frac{21011,2}{586 \cdot 31,35} = 1,14 \text{ м}^2.$$

Ответ. Температура воды на выходе из маслоохладителя $36 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Среднеинтегральный температурный напор: для прямоточной схемы $18,75 \text{ }^{\circ}\text{C}$; для противоточной схемы $33 \text{ }^{\circ}\text{C}$; перекрестной схемы $31,35 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Площадь поверхности маслоохладителя при работе по схеме: прямотока $1,24 \text{ м}^2$; противотока $1,09 \text{ м}^2$; перекрестного тока $1,14 \text{ м}^2$. Делаем вывод, что при прочих равных условиях среднеинтегральный температурный напор для противоточной схемы движения теплоносителей самый большой, а поверхности противоточного теплообменного аппарата самая маленькая.

Задачи для самостоятельного решения по теме «Элементы теплового расчета теплообменного аппарата»

Задача 1. В воздухоподогревателе воздух нагревается от $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ до $180 \text{ }^{\circ}\text{C}$. При этом дымовые газы охлаждаются от $400 \text{ }^{\circ}\text{C}$ до $230 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Определить среднеинтегральный температурный

напор для прямоточной и противоточной схем движения теплоносителей.

Ответ. $\overline{\Delta t}_{\text{прямоток}} = 162,7^\circ\text{C}$, $\overline{\Delta t}_{\text{противоток}} = 214,96^\circ\text{C}$.

Задача 2. В пароводяном теплообменнике сухой насыщенный водяной пар, имеющий давление 2,7 бар, конденсируется на внешней поверхности труб. По трубам движется вода и нагревается от 20°C до 70°C . Определить среднеинтегральный напор.

Ответ. $\overline{\Delta t} = 82,5^\circ\text{C}$.

Задача 3. Определить поверхность теплообмена, если через нее передается 1000 кВт теплоты. Коэффициент теплопередачи $2000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, температура первого теплоносителя на входе 300°C , а на выходе 100°C . Температура второго теплоносителя на входе 10°C , а на выходе 80°C . Расчет сделать для прямоточной, противоточной и перекрестной схем движения теплоносителей. Сравнить полученные результаты и сделать вывод.

Ответ. $F_{\text{прямоток}} = 3,4 \text{ м}^2$; $F_{\text{противоток}} = 4,95 \text{ м}^2$; при противоточной схеме движения теплоносителя площадь поверхности меньше.

Задача 4. Определить площадь поверхности теплообменника, в котором $6,93 \text{ кг/с}$ спирта ($\lambda = 3810 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$) охлаждается водой температурой от $65,4^\circ\text{C}$ до $39,4^\circ\text{C}$. Температура воды на входе 10°C . Расход воды $6,3 \text{ кг/с}$. Коэффициент теплопередачи $568 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Рассмотреть для трех схем движения теплоносителя: прямоточной, противоточной и перекрестного тока.

Ответ. $F_{\text{прямоток}} = 65,3 \text{ м}^2$; $F_{\text{противоток}} = 41,1 \text{ м}^2$; $F_{\text{перекр.}} = 45,2 \text{ м}^2$.

Задача 5. В противоточном водо-водяном теплообменнике, площадь поверхности которого 2 м^2 , горячая вода имеет на входе температуру 85°C , ее расход 2000 кг/ч . Расход холодной воды 1500 кг/ч , ее температура на входе 25°C . Коэффициент теплопередачи $1400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Определить температуры теплоносителей на выходе из теплообменного аппарата и передаваемый тепловой поток.

Ответ. $Q = 69,8 \text{ кВт}$, $t'_{\text{ж1}} = 55^\circ\text{C}$, $t''_{\text{ж1}} = 65^\circ\text{C}$.

5.2. Тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата

Различают два вида тепловых расчетов: *проектный* и *проверочный*. При *проектном* расчете задается тепловая мощность теплообменника или массовые расходы теплоносителей и изменения их температур. Искомой величиной является поверхность теплообмена (F), определив которую в дальнейшем осуществляют конструктивное оформление теплообменного аппарата.

Проверочный расчет выполняется для теплообменника с известной величиной поверхности теплообмена. Целью расчета является определение теплового потока (Q) и температуры теплоносителей на выходе из теплообменника.

Примеры решения задач по теме «Тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата»

Пример 1. На латунных трубках теплообменного аппарата конденсируется пар давлением 4,76 бар. Наружный диаметр трубок $d_2 = 20$ мм, внутренний $d_1 = 18$ мм. Внутри трубок течет вода со скоростью 1 м/с. Температура воды на входе $t'_2 = 30$ °С, на выходе $t''_2 = 70$ °С. Расположение трубок шахматное: число рядов по горизонтали $n_1 = 17$, по вертикали $n_2 = 10$ шт. Продольный шаг пучка $S_1 = 100$ мм, поперечный — $S_2 = 50$ мм. Переохлаждение конденсата отсутствует. Определить поверхность теплообмена.

Решение. Пар конденсируется на трубах шахматного пучка (рис. 50), выделяемая в результате конденсации теплота (Q) отводится к воде, протекающей внутри труб.

Поверхность теплообмена выражается из формулы теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{\Delta t \cdot k}.$$

Величину Q можно рассчитать, используя уравнение теплового баланса $Q = c_{p_2} G(t''_2 - t'_2)$. Массовый расход воды (G) определим по уравнению неразрывности (сплошности) потока $G = \rho w f = \rho w \frac{\pi d_2^2}{4} n_1 n_2$.

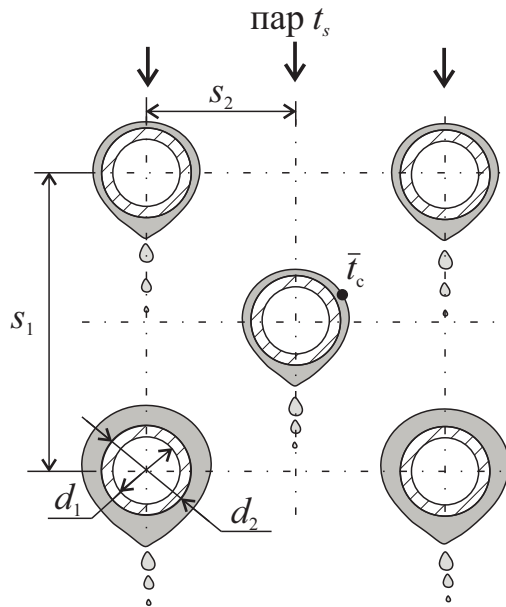


Рис. 50. Теплообмен между конденсатом жидкости и поверхностью труб

Физические параметры воды выпишем из прил. 1, табл. П1.5 по средней температуре $\bar{t}_ж = \frac{t'_2 + t''_2}{2} = \frac{30 + 70}{2} = 50^\circ\text{C}$: $\rho = 988 \text{ кг/м}^3$; $\nu = 0,556 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $c_p = 4,18 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; $\lambda = 0,648 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\text{Pr}_ж = 3,54$.

Массовый расход: $G = 988 \cdot 1 \frac{3,14 \cdot (18 \cdot 10^{-3})^2}{4} 17 \cdot 10 = 42,7 \text{ кг/с}$.

Тепловая мощность теплообменного аппарата $Q = 42,7 \times 4,174 (70 - 30) = 7129 \text{ кВт}$.

Коэффициент теплопередачи (k) определим по приближенной формуле (поскольку $\frac{d_2}{d_1} < 2$):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{лат}}} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где $\delta = (d_2 - d_1)/2 = (20 - 18)/2 = 1 \text{ мм}$; $\lambda_{\text{лат}}$ — коэффициент теплопроводности латуни выписываем из прил. 1, табл. П1.1: $\lambda_{\text{лат}} = 85,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Коэффициент теплоотдачи (α_1) от пара к поверхности трубного пучка определяется по формуле:

$$\bar{\alpha}_1 = \bar{\alpha}_{\text{пучка}} = \bar{\alpha}_r \frac{0,84}{n^{0,07}},$$

где $n = \frac{n_2}{2}$;

$$\bar{\alpha}_r = 0,728 \sqrt[4]{\frac{r g \rho_{\text{ж}}^2 \lambda_{\text{ж}}^3}{\mu_{\text{ж}} (t_s - t_c) d_2}}.$$

Из прил. 1, табл. П1.6 по величине давления находим температуру насыщения $t_s = 150^\circ\text{C}$. В формуле для расчета α_r неизвестна температура стенки трубок. Зададим в первом приближении $t_c = \frac{\bar{t}_{\text{ж}} + t_s}{2} = \frac{50 + 150}{2} = 100^\circ\text{C}$. По определяющей температуре $\frac{t_c + t_s}{2} = \frac{100 + 150}{2} = 125^\circ\text{C}$.

Из прил. 1, табл. П1.5 выписываем параметры конденсата (воды на линии насыщения): $\rho_{\text{ж}} = 939 \text{ кг/м}^3$; $\lambda_{\text{ж}} = 0,686 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; $\mu_{\text{ж}} = 227,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Значение скрытой теплоты парообразования определяем из прил. 1, табл. П1.6 по t_s : $r = 2114,3 \text{ кДж/кг}$.

Коэффициент теплоотдачи при конденсации на горизонтальной поверхности:

$$\bar{\alpha}_r = 0,728 \sqrt[4]{\frac{2114,3 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 939^2 \cdot 0,686^3}{227,6 \cdot 10^{-6} (150 - 100) 20 \cdot 10^{-3}}} = 9240 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Тогда

$$\bar{\alpha}_{\text{пучка}} = 9240 \frac{0,84}{5^{0,07}} = 6930 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплоотдачи (α_2) от внутренней поверхности трубки к движущейся воде найдем из формул теплоотдачи при вынужденном течении жидкости в трубе. Сначала определим режим течения воды по величине Рейнольдса: $\text{Re} = \frac{wd}{\nu} = \frac{1 \cdot 18 \cdot 10^{-3}}{0,556 \cdot 10^{-6}} = 32,4 \cdot 10^3$.

Величина $(32,4 \cdot 10^3) > 10^4$, значит, режим движения воды турбулентный. Воспользуемся формулой для расчета числа Нуссельта при турбулентном режиме движения жидкости:

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{ж},d} = 0,023 \text{Re}_{\text{ж},d}^{0,8} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{с}}} \right)^{0,25} \varepsilon_l.$$

Принимаем, что трубы длинные, т. е. поправка $\varepsilon_l = 1$:

$$\overline{\text{Nu}} = 0,023 (32,4 \cdot 10^3)^{0,8} 3,54^{0,43} \left(\frac{3,54}{1,75} \right)^{0,25} = 191.$$

Зная значение числа Нуссельта, рассчитаем величину коэффициента теплоотдачи от стенки трубы к движущейся в ней воде:

$$\overline{\text{Nu}} = \frac{\bar{\alpha}_2 d_2}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha}_2 = \frac{\overline{\text{Nu}} \lambda}{d_2} = \frac{191 \cdot 0,648}{0,018} = 6880 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Сделаем проверку правильности принятой величины температуры стенки. Для этого приравняем тепловой поток, передаваемый в процессе теплоотдачи от пара к поверхности трубки, тепловому потоку, подводимому к воде, движущейся по трубке:

$$\bar{\alpha}_1 (t_s - t_c) = \bar{\alpha}_2 (t_c - \bar{t}_{\text{ж}}),$$

$$6930 (150 - 100) = 6880 (100 - 50), \\ 346500 \approx 344000.$$

$$\text{Погрешность } \Delta = \frac{346500 - 344000}{346500} = 0,007.$$

Считаем, что температура стенки нами выбрана правильно, т. к. погрешность не превышает 5 %.

Рассчитаем коэффициент теплопередачи по приближенной формуле, поскольку $\frac{d_2}{d_1} < 2$:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}_1} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{лат}}} + \frac{1}{\bar{\alpha}_2}} = \frac{1}{\frac{1}{6930} + \frac{10^{-3}}{85,5} + \frac{1}{6880}} = 3450 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определим среднеинтегральный температурный напор (рис. 51).

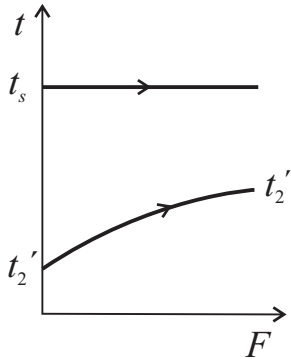


Рис. 51. Изменение температуры теплоносителей по поверхности теплообмена

Рассчитаем большую и меньшую разности температур и определим среднеинтегральный температурный напор:

$$\Delta t_{\delta} = t_s - t_2' = 150 - 30 = 120^{\circ}\text{C},$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_s - t_2'' = 150 - 70 = 80^{\circ}\text{C},$$

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{120 - 80}{\ln \frac{120}{80}} = 99^{\circ}\text{C}.$$

Определим поверхность теплообмена:

$$F = \frac{7140 \cdot 10^3}{99 \cdot 3450} = 20,9 \text{ м}^2.$$

Ответ. Поверхность теплообмена 20,9 м².

Пример 2. В теплообменнике типа «труба в трубе» горячая вода движется по внутренней стальной трубе ($\lambda = 40 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$) наружным/внутренним диаметрами 35/32 мм. Температура горячей воды на входе в теплообменный аппарат 90 °С. Скорость движения 0,5 м/с. Нагреваемая вода движется противотоком по кольцевому каналу со скоростью 0,4 м/с и нагревается от 15 °С до 55 °С. Внутренний диаметр внешней трубы 50 мм. Определить поверхность теплообмена.

Решение. Изобразим схематично теплообменник «труба в трубе» (рис. 52).

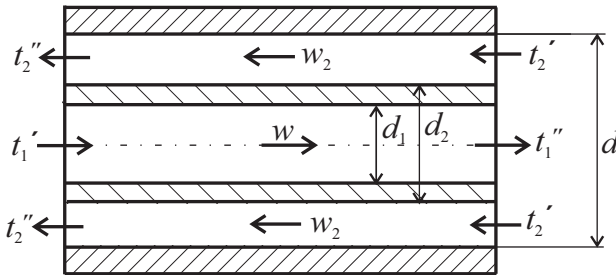


Рис. 52. Теплообмен при течении теплоносителей в теплообменном аппарате типа «труба в трубе»

Из уравнения теплопередачи выразим поверхность теплообмена:

$$F = \frac{Q}{\Delta t k}.$$

Рассчитаем тепловой поток, используя уравнение теплового баланса. Запишем формулу теплового потока для теплоносителя, движущегося в кольцевом канале. Для этого теплоносителя известны температуры на входе и выходе $Q = c_{p_2} G_2 (t_2'' - t_2')$. Определим расход те-

плоносителя: $G_2 = \rho_2 w_2 f_2 = \rho_2 w_2 \frac{\pi}{4} (d^2 - d_2^2)$. По средней температуре жидкости $(15 + 55)/2 = 35^\circ\text{C}$ выпишем из прил. 1, табл. П1.5 плотность и теплоемкость воды: $\rho_2 = 994 \text{ кг/м}^3$; $c_{p_2} = 4174 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$. Тогда

$$G_2 = \rho_2 w_2 \frac{\pi}{4} (d^2 - d_2^2) = 994 \cdot 0,4 \frac{3,14}{4} (50^2 - 35^2) \cdot 10^{-6} = 0,4 \text{ кг/с},$$

$$Q = c_{p_2} G_2 (t_2'' - t_2') = 4174 \cdot 0,4 (55 - 15) = 66784 \text{ Вт}.$$

Определим температуру горячей воды на выходе из теплообменника:

$$Q = c_{p_1} G_1 (t_1' - t_1'') \rightarrow t_1'' = t_1' - \frac{Q}{c_{p_1} G_1},$$

где $G_1 = \rho_1 w_1 f_1 = \rho_1 w_1 \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$.

Зададим значение температуры горячей воды на выходе — 50°C . По средней температуре $(90 + 50)/2 = 70^\circ\text{C}$ выпишем из прил. 1, табл. П1.5 значения плотности и теплоемкости воды: $\rho_1 = 977,8 \text{ кг/м}^3$; $c_{p_2} = 4187 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$.

При заданных значениях:

$$G_1 = \rho_1 w_1 f_1 = \rho_1 w_1 \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 977,8 \cdot 0,5 \frac{3,14 \cdot 0,032^2}{4} = 0,39 \text{ кг/с};$$

$$t'' = t' - \frac{Q}{c_{p_1} G_1} = 90 - \frac{66784}{4174 \cdot 0,39} = 49^\circ\text{C}.$$

Сделаем проверку правильности принятой величины температуры горячей воды на выходе из теплообменника: $\Delta = \frac{50 - 49}{49} = 0,02$. Погрешность не превышает 5 %, поэтому перерасчет параметров делать не будем.

Рассчитаем среднеинтегральный температурный напор (рис. 53):

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_\delta - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_\delta}{\Delta t_m}} = \frac{(90 - 55) - (49 - 15)}{\ln \frac{35}{34}} = 34,5^\circ\text{C}.$$

Рассчитаем коэффициент теплопередачи по приближенной формуле, поскольку $\frac{d_2}{d_1} < 2$: $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}}.$

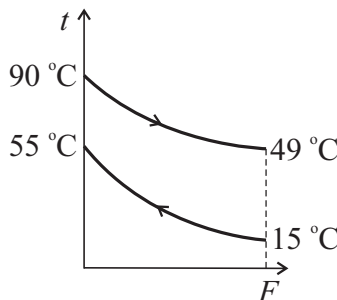


Рис. 53. Изменение температуры теплоносителей по поверхности теплообмена

Неизвестными являются коэффициенты теплоотдачи $\bar{\alpha}_1$ и $\bar{\alpha}_2$, а толщина стенки $\delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{35 - 32}{2} = 1,5$ мм.

Определим коэффициент теплоотдачи ($\bar{\alpha}_1$) от горячей воды к стенке трубы. По определяющей температуре, в качестве которой берется средняя температура воды $(90 + 49)/2 = 69,5$ °С, выписываем из прил. 1, табл. П1.5 теплофизические параметры воды: $\nu = 0,42 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda = 0,66$ Вт/(м·К); $Pr_{ж} = 2,5$. Зададимся средней величиной температуры стенки $\bar{t}_c = 55$ °С и выпишем из прил. 1, табл. П1.5 значение $Pr_c = 3,31$.

Определим режим течения воды по величине числа Рейнольдса:

$$Re = \frac{w_1 d_1}{\nu_1} = \frac{0,5 \cdot 0,032}{0,42 \cdot 10^{-6}} = 38095.$$

Величина $(38095) > 10^4$, значит, режим движения воды турбулентный. Запишем формулу и рассчитаем значение Нуссельта при турбулентном режиме:

$$\overline{Nu}_{ж, d} = 0,023 Re_{ж, d}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon_l.$$

Принимаем, что трубы длинные, т.е. $\varepsilon_l = 1$. Тогда

$$\overline{Nu} = 0,023 (38095)^{0,8} 2,5^{0,43} \left(\frac{2,5}{3,31} \right)^{0,25} = 146.$$

Найдем величину $\bar{\alpha}_1$:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha}_1 d_1}{\lambda_1} \rightarrow \bar{\alpha}_1 = \overline{Nu} \frac{\lambda_1}{d_1} = 146 \frac{0,66}{0,032} = 3016 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определим коэффициент теплоотдачи ($\bar{\alpha}_2$) от стенки трубы к воде, которая течет в кольцевом канале. Определяющим размером будет эквивалентный диаметр: $d_3 = d - d_2 = 50 - 35 = 15$ мм. По определяющей температуре $\bar{t}_{ж2} = 35$ °С выпишем из прил. 1, табл. П1.5: $\nu = 0,722 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda = 0,62$ Вт/(м·К); $Pr_{ж} = 4,9$.

Определим величину числа Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{w_2 d_2}{\nu_2} = \frac{0,4 \cdot 0,015}{0,722 \cdot 10^{-6}} = 8310.$$

Воспользуемся формулой для расчета числа Нуссельта при течении жидкости в кольцевом канале и рассчитаем величину α_2 :

$$\begin{aligned} \overline{\text{Nu}}_{\text{ж}, d_3} &= 0,017 \text{Re}_{\text{ж}, d_3}^{0,8} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,4} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{с}}} \right)^{0,25} \left(\frac{d}{d_2} \right)^{0,18} = \\ &= 0,017 (8310)^{0,8} 4,9^{0,4} \left(\frac{4,9}{3,31} \right)^{0,25} \left(\frac{50}{35} \right)^{0,18} = 52. \end{aligned}$$

Отсюда $\bar{\alpha}_2$:

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{ж}, d_3} = \frac{\bar{\alpha}_2 d_3}{\lambda_2} \rightarrow \bar{\alpha}_2 = \frac{\overline{\text{Nu}}_{\text{ж}, d_3} \lambda_2}{d_3} = \frac{52 \cdot 0,62}{0,015} = 2149 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определим величину коэффициента теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}_1} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\bar{\alpha}_2}} = \frac{1}{\frac{1}{3016} + \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{40} + \frac{1}{2149}} = 1285 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Выполним проверку правильности заданной температуры стенки:

$$\begin{aligned} \bar{\alpha}_1 (\bar{t}_{\text{ж}_1} - \bar{t}_{\text{с}}) &= \bar{\alpha}_2 (\bar{t}_{\text{с}} - \bar{t}_{\text{ж}_2}), \\ 3016 (69,5 - 55) &= 2149 (55 - 35), \\ 43732 &\approx 42980. \end{aligned}$$

$$\text{Погрешность } \Delta = \frac{43732 - 42980}{42980} = 0,017.$$

Считаем, что температура стенки выбрана правильно, т. к. погрешность не превышает 5 %.

Определим поверхность теплообмена:

$$F = \frac{66784}{34,5 \cdot 1285} = 1,5 \text{ м}^2.$$

Ответ. Поверхность теплообмена 1,5 м².

Задачи для самостоятельного решения по теме «Тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата»

Задача 1. В теплообменнике 10 кг/с сухого насыщенного пара, имеющего давление 2,7 бар, конденсируется на горизонтально расположенной трубке наружным диаметром 16 мм. Внутри трубки течет вода со скоростью 0,5 м/с. Температура воды на входе 20 °С, а на выходе 100 °С. Внутренний диаметр трубки 14 мм. Коэффициент теплопередачи материала трубки 85 Вт/(м²·К). Определить поверхность теплообмена.

Ответ. $F = 10,88 \text{ м}^2$.

Задача 2. Определить площадь поверхности нагрева и число секций водо-водяного теплообменного аппарата типа «труба в трубе». Горячая вода движется по внутренней стальной трубе ($\lambda_c = 45 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$) диаметрами $d_2/d_1 = 35/32 \text{ мм}$ и имеет температуру на входе 95 °С. Расход горячей воды 2130 кг/ч. Холодная вода движется противотоком по кольцевому каналу, внутренний диаметр которого 48 мм, и нагревается от 15 °С до 45 °С. Расход холодной воды 3200 кг/ч. Длина одной секции теплообменника 1,9 м.

Ответ. $F = 1,33 \text{ м}^2$, $n = 7$.

Задача 3. В теплообменнике типа «труба в трубе» трансформаторное масло охлаждается водой. Масло движется по внутренней стальной трубе диаметрами $d_2/d_1 = 14/12 \text{ мм}$ со скоростью 4 м/с и имеет температуру на входе 100 °С, а на выходе 60 °С. Вода движется противотоком по кольцевому каналу, внутренний диаметр которого 22 мм, со скоростью 2 м/с, ее температура на входе 20 °С. Определить общую длину теплообменной поверхности.

Ответ. $l = 15 \text{ м}$.

Задача 4. В воздухоподогревателе воздух нагревается от 30 °С до 160 °С. Расход воздуха 21,5 кг/с. Воздух движется поперек пучка труб со скоростью 8 м/с в узком сечении пучка. Трубы расположены в шахматном порядке с шагом $S_1 = S_2 = 1,3 d_2$. Дымовые газы (13 % CO₂, 11 % H₂O) движутся внутри стальных труб диаметрами $d_2/d_1 = 53/50 \text{ мм}$ со скоростью 14 м/с. Температура газов на входе в по-

догреватель 380 °С, расход газов 19,6 кг/с. Определить площадь поверхности теплообмена.

Ответ. $F = 488,4 \text{ м}^2$.

Задача 5. В подогревателе вода, движущаяся по стальным трубам, нагревается воздухом. Внутренний диаметр трубы $d_1 = 21 \text{ мм}$, наружный — $d_2 = 25 \text{ мм}$. Коэффициент теплопроводности стали $\lambda = 22 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$. На входе в подогреватель вода имеет температуру $t_2' = 120 \text{ °С}$, а на выходе $t_2'' = 260 \text{ °С}$. Скорость воды $w_2 = 0,2 \text{ м/с}$. Воздух поперечно обтекает пучок труб со скоростью $w_1 = 30 \text{ м/с}$ (в узком сечении), расход воздуха $G_1 = 130 \text{ кг/с}$, а температура на входе в подогреватель $t_1' = 400 \text{ °С}$. Компоновка труб в пучке шахматная. Число параллельно включенных труб $N = 100$. Поперечный S_1 и продольный S_2 шаг пучка равны: $S_1 = S_2 = 2 \cdot d_2$. Рассчитать поверхность теплообмена.

Ответ. $F = 97,3 \text{ м}^2$.

Приложения

1. Физические и теплофизические свойства различных материалов и веществ [1, с. 217–225]

Таблица П1.1

Свойства различных материалов и веществ при фиксированной температуре

Наименование материалов	t , °C	ρ , кг/м ³	λ , Вт/(м·К)	c_p , кДж/(кг·К)	$a \cdot 10^6$, м ² /с
Неметаллические материалы					
Асбест листовой	0	770	0,1163	0,818	0,198
Асбест волокно	50	470	0,1105	0,818	0,290
Асфальт	20	2110	0,698	2,090	0,159
Бакелит	20	1650	0,180	0,815	0,134
Бетон	20	2300	1,280	1,130	0,494
Глина огнеупорная	450	1845	1,040	1,090	0,516
Гравий	20	1840	0,361	—	—
Дерево (дуб)	20	800	0,207	1,760	0,147
Дерево (сосна)	20	448	0,107	2,7	—
Земля сухая	—	1500	0,1385	—	—
Земля влажная	—	1700	0,658	2,01	0,192
Каменный уголь	20	1400	0,186	1,31	1,03
Кирпич силикатный	100	1900	1,070	0,840	0,340
Кирпич строительный	20	1700	0,23–0,30	0,837	0,460
Кирпич карборундовый	—	1000	0,23–0,30	0,678	1,66
Клинкер	30	1400	0,169	1,42	0,114
Кокс порошкообразный	100	4490	0,191	1,22	0,035
Лед	0	920	2,25	2,26	1,08
Линолеум	20	1180	0,186	—	—
Мел	50	2000	0,93	0,88	0,531
Минеральная шерсть	50	200	0,0465	0,92	0,253

Продолжение табл. П1.1

Наименование материалов	t , °С	ρ , кг/м ³	λ , Вт/(м·К)	c_p , кДж/(кг·К)	$a \cdot 10^6$, м ² /с
Минеральная шерсть	50	200	0,0465	0,92	0,253
Мрамор	90	2700	1,31	0,419	1,15
Опилки древесные	20	200	0,070	—	—
Парафин	20	920	0,168	—	—
Песок сухой	20	1500	0,326	0,798	2,73
Песок влажный	20	1650	1,130	2,09	0,492
Портландцемент	30	1900	0,303	1,13	0,140
Пробковая пластина	30	190	0,0420	1,88	0,117
Пробка гранулированная	20	45	0,0384	—	—
Резина	0	1200	0,163	1,38	0,0985
Сахарный песок	0	1600	0,582	1,26	0,278
Слюда	—	290	0,582	0,88	2,280
Сланец	100	2800	1,49	—	—
Снег	—	560	0,465	2,09	0,398
Совелит	100	450	0,0976	—	—
Стекло	200	2500	0,745	0,670	0,445
Стеклянная вата	0	200	0,0372	0,67	0,278
Текстолит	20	1350	0,17	1,45	0,087
Торфоплиты	50	220	0,064	—	—
Фарфор	95	2400	1,035	1,09	0,398
Фибра (пластина)	20	240	0,049	—	—
Шлакобетон в куске	—	2150	0,43	0,88	0,495
Шлаковата	100	250	0,47	—	—
Штукатурка	20	1680	0,78	—	—
Металлы					
Алюминий	0	2670	204	0,92	91,3
Бронза	20	8000	64	0,331	20,8
Латунь	0	8600	85,5	0,378	26,4
Медь	0	8800	384	0,381	114,5
Никель	20	9000	58,2	0,462	14,0
Олово	0	7230	64,0	0,921	39,2
Свинец	0	11400	34,9	0,129	23,5
Серебро	0	10500	458	0,234	186,5
Сталь	20	7900	45,4	0,462	12,5
Титан	0	4540	15,1	0,532	6,2
Цинк	20	7000	116,3	0,394	42,3
Чугун	20	7220	63,0	0,504	17,4

Окончание табл. П1.1

Наименование материалов	t , °C	ρ , кг/м ³	λ , Вт/(м·К)	c_p , кДж/(кг·К)	$a \cdot 10^6$, м ² /с
Жидкости					
Бензин высшего качества	20	740	0,186	2,093	0,120
Вода	0	999,9	0,551	4,212	0,131
Керосин высшего качества	20	840	0,116	2,219	0,062
Спирт метиловый	0	809,7	0,214	2,428	0,109
Спирт этиловый	0	806,2	0,188	2,302	0,101
Газы					
Азот	0	1,25	0,024	1,03	18,9
Аммиак	0	0,771	0,21	2,043	13,4
Водород	0	0,09	0,172	14,19	135,0
Водяной пар	100	0,598	0,024	2,135	18,6
Воздух (сухой)	0	1,293	0,244	1,005	18,8
Гелий	0	0,178	0,143	5,203	154,3
Кислород	0	1,429	0,0247	0,915	18,9
Окись углерода	0	1,250	0,0233	1,039	17,9
Углекислый газ	0	1,977	0,0146	0,815	9,10

Таблица П1.2

Свойства сухого воздуха при давлении 760 мм рт. ст.

t , °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$a \cdot 10^6$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Н·с/м ²	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
–50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
–40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
–30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
–20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
–10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

Таблица П1.3

**Свойства дымовых газов при давлении 760 мм рт. ст.
(молярная доля водяного пара, углекислого газа и азота
в смеси соответственно равны: 0,11; 0,13; 0,76)**

t , °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$a \cdot 10^6$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Н·с/м ²	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
0	1,295	1,042	2,28	16,9	15,8	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	30,8	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,9	24,5	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	28,2	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	94,3	31,7	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	121,1	34,8	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	150,9	37,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	40,7	112,1	0,61
800	0,330	1,264	9,15	219,7	43,4	131,8	0,60
900	0,301	1,290	10,00	258,0	45,9	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	303,4	48,4	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	50,7	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	392,4	53,0	221,0	0,56

Таблица П1.4

Свойства трансформаторного масла

t , °C	ρ , кг/м ³	c_p , Дж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^3$, Н·с/м ²	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\alpha \cdot 10^8$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, 1/К	Pr
0	892,5	1549	11,23	62,98	70,5	8,14	6,80	866
10	886,4	1620	11,15	33,55	37,9	7,83	6,85	484
20	880,3	1666	11,06	19,82	22,5	7,56	6,90	298
30	874,2	1729	10,98	12,85	14,7	7,28	6,95	202
40	868,2	1787	10,90	8,94	10,3	7,03	7,00	146
50	862,1	1846	10,82	6,53	7,58	6,81	7,05	111
60	856,0	1905	10,72	4,95	5,78	6,58	7,10	87,8
70	850,0	1963	10,64	3,87	4,54	6,36	7,15	71,3
80	843,9	2026	10,56	3,08	3,66	6,17	7,20	59,3
90	837,8	2085	10,47	2,54	3,03	6,00	7,25	50,5
100	831,8	2143	10,39	2,13	2,56	5,87	7,30	43,9
110	825,7	2202	10,30	1,81	2,20	5,67	7,35	38,8
120	819,6	2260	10,22	1,57	1,92	5,50	7,40	34,9

Таблица П1.5

Свойства воды на линии насыщения

t , °C	p , бар	ρ , кг/м ³	h , кДж/кг	c_p , кДж/(кг·K)	λ , Вт/(м·K)	$\alpha \cdot 10^8$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Н·с/м ²	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, 1/K	Pr
0	1,013	999,9	0	4,212	0,560	13,2	1788	1,789	0,63	13,5
10	1,013	999,7	42,04	4,191	0,580	13,8	1306	1,306	0,70	9,45
20	1,013	998,2	83,91	4,183	0,597	14,3	1004	1,006	1,82	7,03
30	1,013	995,7	125,7	4,174	0,612	14,7	801,5	0,805	3,21	5,45
40	1,013	992,2	167,5	4,174	0,627	15,1	653,3	0,659	3,87	4,36
50	1,013	988,1	209,3	4,174	0,640	15,5	549,4	0,556	4,49	3,59
60	1,013	983,1	251,1	4,179	0,650	15,8	469,9	0,478	5,11	3,03
70	1,013	977,8	293,0	4,187	0,662	16,1	406,1	0,415	5,70	2,58
80	1,013	971,8	335,0	4,195	0,669	16,3	355,1	0,365	6,32	2,23
90	1,013	965,3	377,0	4,208	0,676	16,5	314,9	0,326	6,95	1,97
100	1,013	958,4	419,1	4,220	0,684	16,8	282,5	0,295	7,52	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	0,685	17,0	259,0	0,272	8,08	1,60
120	1,98	943,1	503,7	4,250	0,686	17,1	237,4	0,252	8,64	1,47
130	2,70	934,8	546,4	4,266	0,686	17,3	217,8	0,233	9,19	1,35
140	3,61	926,1	589,1	4,287	0,685	17,2	201,1	0,217	9,72	1,26
150	4,76	917,0	632,2	4,313	0,684	17,3	186,4	0,203	10,3	1,17
160	6,18	907,4	675,4	4,346	0,681	17,8	173,6	0,191	10,7	1,10
170	7,92	897,3	719,3	4,380	0,676	17,2	162,8	0,181	11,3	1,05
180	10,03	886,9	763,3	4,417	0,672	17,2	153,0	0,173	11,9	1,03
190	12,55	876,0	807,8	4,459	0,664	17,2	144,2	0,165	12,6	0,965
200	15,55	863,0	852,5	4,505	0,658	17,0	136,4	0,158	13,3	0,932
210	19,08	852,8	897,7	4,555	0,649	16,7	130,5	0,153	14,1	0,915
220	23,20	840,3	943,7	4,614	0,640	16,5	124,6	0,148	14,8	0,898
230	27,98	827,3	990,2	4,681	0,629	16,3	119,7	0,145	15,9	0,888
240	33,48	813,6	1037,5	4,76	0,617	16,0	114,8	0,141	16,8	0,883
250	39,78	799,0	1085,7	4,87	0,605	15,5	109,0	0,137	18,1	0,884
260	46,94	784,0	1135,7	4,98	0,593	15,2	105,9	0,135	19,7	0,892
270	55,05	767,9	1185,3	5,12	0,578	14,7	102,0	0,133	21,6	0,905
280	64,19	750,7	1236,8	5,30	0,565	14,3	98,1	0,131	23,7	0,917
290	74,45	732,3	1290,0	5,50	0,548	13,7	94,2	0,129	26,2	0,944
300	85,92	712,5	1344,9	5,76	0,532	13,0	91,2	0,128	29,2	0,986
310	98,70	691,1	1402,2	6,11	0,514	12,2	88,3	0,128	32,9	1,05
320	112,90	667,1	1462,1	6,57	0,494	11,3	85,3	0,128	38,2	1,14
330	128,65	640,2	1526,2	7,25	0,471	10,2	81,4	0,127	43,3	1,25
340	146,08	610,1	1594,8	8,20	0,446	8,95	77,5	0,127	53,4	1,42
350	165,37	574,4	1671,4	10,10	0,431	7,90	72,6	0,126	66,8	1,70
360	186,74	528,0	1761,5	14,65	0,367	4,20	66,7	0,126	109	2,66
370	210,53	450,5	1892,5	40,32	0,338	1,85	56,9	0,126	264	6,80

Таблица П1.6

Свойства водяного пара на линии насыщения

t , °C	p , бар	ρ , кг/м ³	r , кДж/кг	c_p , кДж/(кг·K)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·K)	$\alpha \cdot 10^6$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Н·с/м ²	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
100	1,013	0,598	2256,8	2,135	2,372	18,58	11,97	20,02	1,08
110	1,43	0,826	2230,0	2,177	2,489	13,83	12,46	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2202,8	2,206	2,593	10,50	12,85	11,46	1,09
130	2,70	1,496	2174,3	2,257	2,686	7,972	13,24	8,85	1,11
140	3,61	1,966	2145,0	2,315	2,791	6,130	13,54	6,89	1,12
150	4,76	2,547	2114,3	2,395	2,884	4,728	13,93	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2082,6	2,479	3,012	3,722	14,32	4,39	1,18
170	7,92	4,122	2049,5	2,583	3,128	2,939	14,72	3,57	1,21
180	10,03	5,157	2015,2	2,709	3,268	2,339	15,11	2,93	1,25
190	12,55	6,397	1978,8	2,856	3,419	1,872	15,60	2,44	1,30
200	15,55	7,862	1940,7	3,023	3,547	1,492	15,99	2,03	1,36
210	19,08	9,588	1900,5	3,199	3,722	1,214	16,38	1,71	1,41
220	23,20	11,62	1857,8	3,408	3,896	0,983	16,87	1,45	1,47
230	27,98	13,99	1813,0	3,634	4,094	0,806	17,36	1,24	1,54
240	33,48	16,76	1766	3,881	4,290	0,658	17,75	1,06	1,61
250	39,78	19,98	1716	4,157	4,515	0,544	18,24	0,913	1,68
260	46,94	23,72	1661	4,467	4,800	0,453	18,83	0,794	1,75
270	55,05	28,09	1604	4,815	5,115	0,378	19,32	0,688	1,82
280	64,19	33,19	1543	5,234	5,490	0,317	19,91	0,600	1,90
290	74,45	39,15	1476	5,694	5,830	0,261	20,59	0,526	2,01
300	85,92	46,21	1404	6,280	6,270	0,216	21,28	0,461	2,13
310	98,70	54,58	1325	7,118	6,840	0,176	21,97	0,403	2,29
320	112,90	64,72	1238	8,206	7,510	0,141	22,85	0,353	2,50
330	128,65	77,10	1140	9,881	8,260	0,108	23,93	0,310	2,86
340	146,08	92,76	1027	12,35	9,300	0,0811	25,20	0,272	3,35
350	165,37	113,6	893	16,24	10,70	0,0581	26,58	0,234	4,03
360	186,74	144,0	719,7	23,03	12,79	0,0386	29,13	0,202	5,23
370	210,53	203,0	438,4	56,52	17,10	0,0150	33,73	0,166	11,1

Таблица П1.7

Теплофизические свойства натрия (при атмосферном давлении
 $t_{пл} = 97,3\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{кип} = 878\text{ }^{\circ}\text{C}$) [11, с. 162]

t , $^{\circ}\text{C}$	ρ , кг/м^3	c_p , $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$	λ , $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$	$\nu \cdot 10^9$, $\text{м}^2/\text{с}$	$\alpha \cdot 10^6$, $\text{м}^2/\text{с}$	$\text{Pr} \cdot 10^2$
100	928	1,39	86,1	77,0	66,9	1,15
150	916	1,36	84,1	59,4	67,8	0,88
200	903	1,33	81,6	50,6	68,1	0,74
250	891	1,30	78,7	44,2	67,8	0,65
300	878	1,28	75,5	39,4	67,2	0,59
350	866	1,27	71,9	35,4	65,3	0,54
400	854	1,27	68,7	33,0	63,3	0,52
450	842	1,27	66,1	30,8	61,7	0,50
500	829	1,27	63,8	28,9	60,6	0,48
550	817	1,27	62,0	27,2	59,7	0,46
600	805	1,28	60,6	25,7	58,9	0,44
650	792	1,28	59,7	24,4	58,9	0,41
700	780	1,28	59,1	23,2	59,2	0,39

Таблица П1.8

Коэффициент бинарной диффузии [1, с. 225]

Бинарная смесь веществ	Температура, °C	$D_{AB} \cdot 10^5 \text{ м}^2/\text{с}$
Бинарная смесь газов		
Водород — азот	13	7,38
Воздух — аммиак	0	1,98
Воздух — анилин	25	0,73
Воздух — бензол	25	0,96
Воздух — вода	25	2,60
Воздух — водород	0	5,47
Воздух — йод	25	0,83
Воздух — кислород	0	1,75
Воздух — нафталин	25	0,61
Воздух — ртуть	341	4,73
Воздух — углекислый газ	0	1,22
Воздух — сероуглерод	0	0,88
Воздух — толуол	25	0,84
Воздух — хлор	0	1,24
Воздух — этиловый спирт	25	1,32
Кислород — азот	12	2,03
Кислород — аммиак	20	2,53
Кислород — бензол	23	0,39
Кислород — водород	12	7,75
Углекислый газ — азот	25	1,58
Углекислый газ — бензол	45	0,72
Углекислый газ — вода	25	1,64
Углекислый газ — водород	0	5,50
Углекислый газ — этиловый спирт	0	0,693

Окончание табл. П1.8

Бинарная смесь веществ	Температура, °C	$D_{AB} \cdot 10^5 \text{ м}^2/\text{с}$
Бинарная смесь растворов		
Вода — азот	22	2,02
Вода — бром	12	0,90
Вода — водород	25	3,36
Вода — глюкоза	15	0,52
Вода — йод	25	1,25
Вода — кислород	25	2,60
Вода — метанол	15	1,28
Вода — углекислый газ	18	1,71
Вода — хлор	12	1,40

Таблица П1.9

Коэффициент бинарной диффузии твердых тел [1, с. 227]

Диффундирующее вещество	Среда	Температура, °С	D_{AB} , м ² /с
Алюминий	Медь	20	$1,30 \cdot 10^{-34}$
Висмут	Свинец	20	$1,10 \cdot 10^{-20}$
Водород	Двуокись кремния	500	$(0,573-2,1) \cdot 10^{-12}$
Водород	Никель	85	$1,16 \cdot 10^{-12}$
Гелий	Двуокись кремния	20	$(2,4-5,5) \cdot 10^{-14}$
Гелий	Пирекс	20	$4,49 \cdot 10^{-15}$
Кадмий	Медь	20	$2,71 \cdot 10^{-19}$
Ртуть	Свинец	20	$2,50 \cdot 10^{-19}$
Сурьма	Серебро	20	$3,51 \cdot 10^{-25}$

2. Значения показательных и гиперболических функций [1, с. 231]

x	e^x	e^{-x}	$\operatorname{sh}x$	$\operatorname{ch}x$	$\operatorname{th}x$
0,0	1,00	1,00	0,000	1,000	0,000
0,1	1,11	0,90	0,100	1,005	0,100
0,2	1,22	0,82	0,201	1,020	0,197
0,3	1,34	0,74	0,305	1,045	0,291
0,4	1,49	0,67	0,411	1,081	0,380
0,5	1,64	0,61	0,521	1,128	0,462
0,6	1,82	0,55	0,637	1,186	0,537
0,7	2,00	0,50	0,759	1,255	0,604
0,8	2,22	0,45	0,888	1,337	0,664
0,9	2,46	0,41	1,027	1,433	0,716
1,0	2,72	0,37	1,175	1,543	0,762
1,1	3,00	0,33	1,336	1,668	0,801
1,2	3,32	0,30	1,510	1,811	0,834
1,3	3,70	0,27	1,698	1,971	0,862
1,4	4,06	0,25	1,904	2,151	0,885
1,5	4,50	0,22	2,129	2,352	0,905
1,6	4,95	0,20	2,376	2,577	0,922
1,7	5,55	0,18	2,646	2,828	0,935
1,8	6,05	0,17	2,942	3,108	0,947
1,9	6,63	0,15	3,268	3,418	0,956
2,0	7,39	0,14	3,627	3,762	0,964
2,1	8,12	0,12	4,022	4,144	0,971
2,2	9,03	0,11	4,457	4,568	0,976
2,3	9,98	0,10	4,937	5,037	0,980
2,4	11,0	0,091	5,466	5,557	0,984
2,5	12,3	0,083	6,050	6,132	0,987
2,6	13,5	0,074	6,695	6,769	0,989
2,7	14,8	0,067	7,406	7,474	0,991
2,8	16,4	0,061	8,192	8,253	0,993
2,9	18,2	0,055	9,060	9,115	0,994
3,0	20,1	0,500	10,018	10,068	0,995

3. Номограммы для расчета задач по нестационарной теплопроводности [1, с. 232–239]

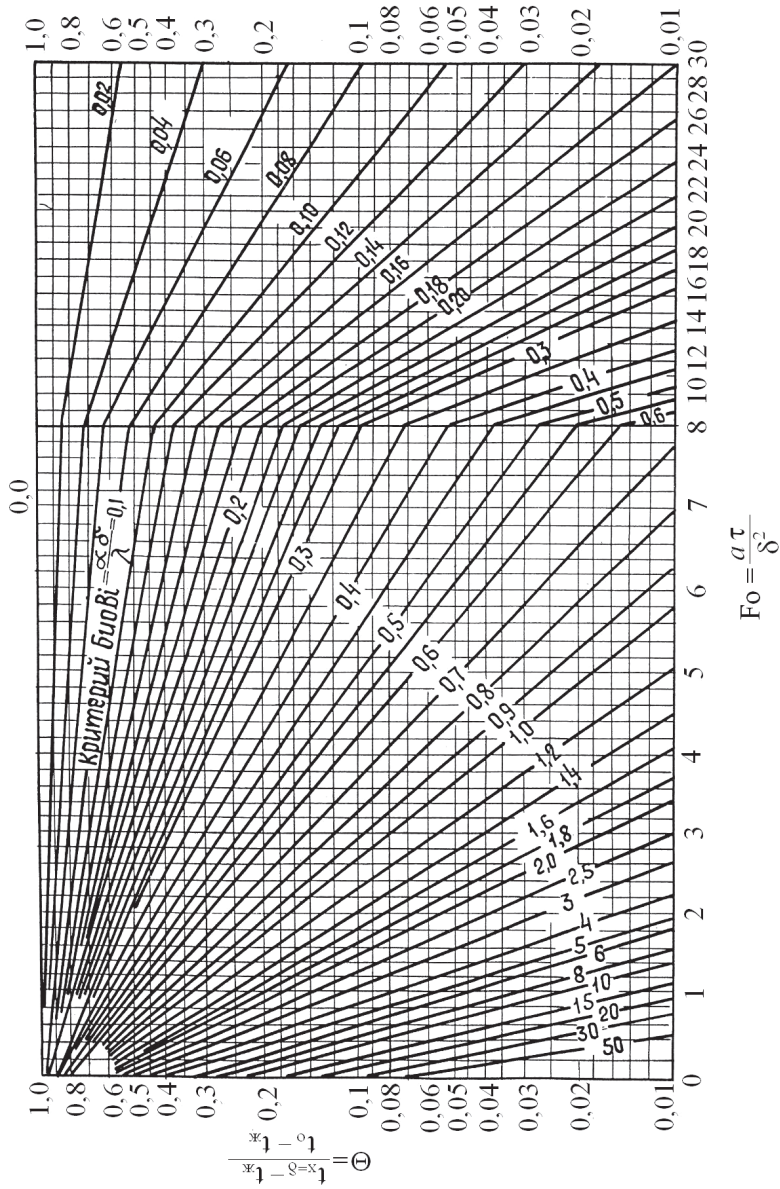


Рис. ПЗ.1. Зависимость $\theta = f(\text{Bi}; Fo)$ для поверхности пластины

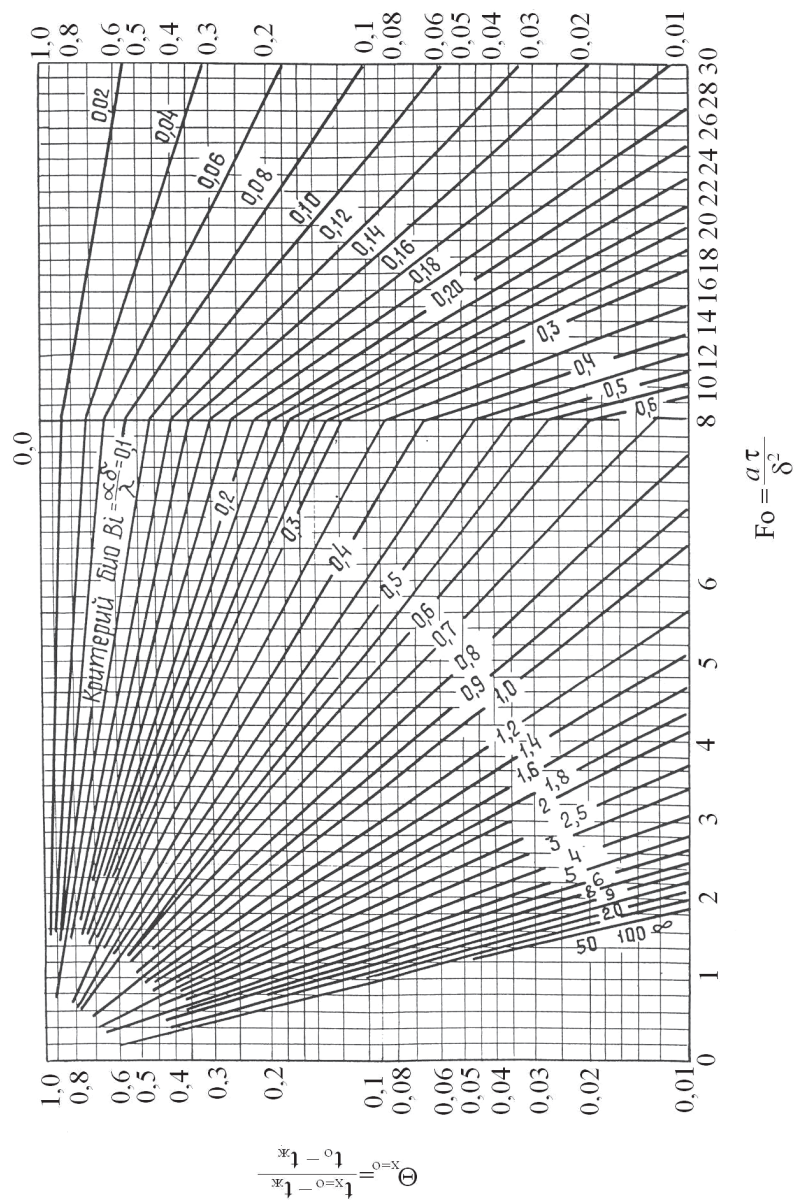


Рис. П3.2. Зависимость $\theta = f(Bi; Fo)$ для середины пластины

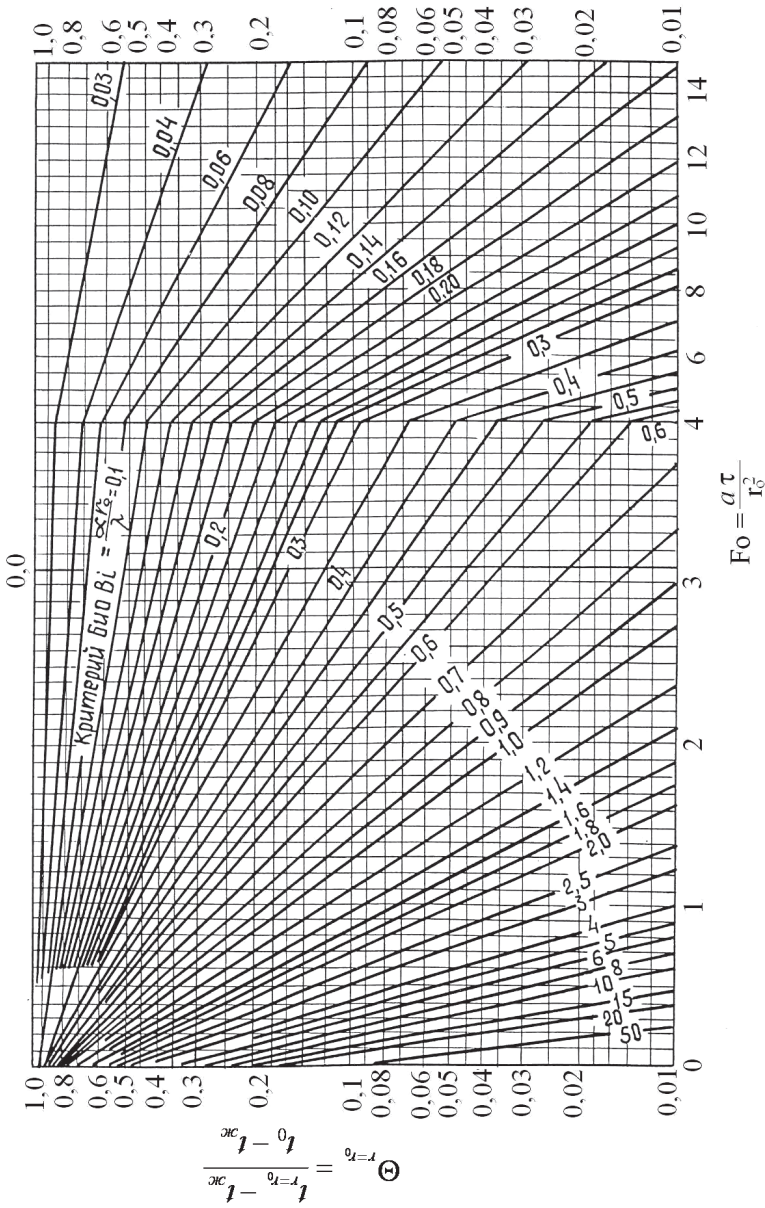
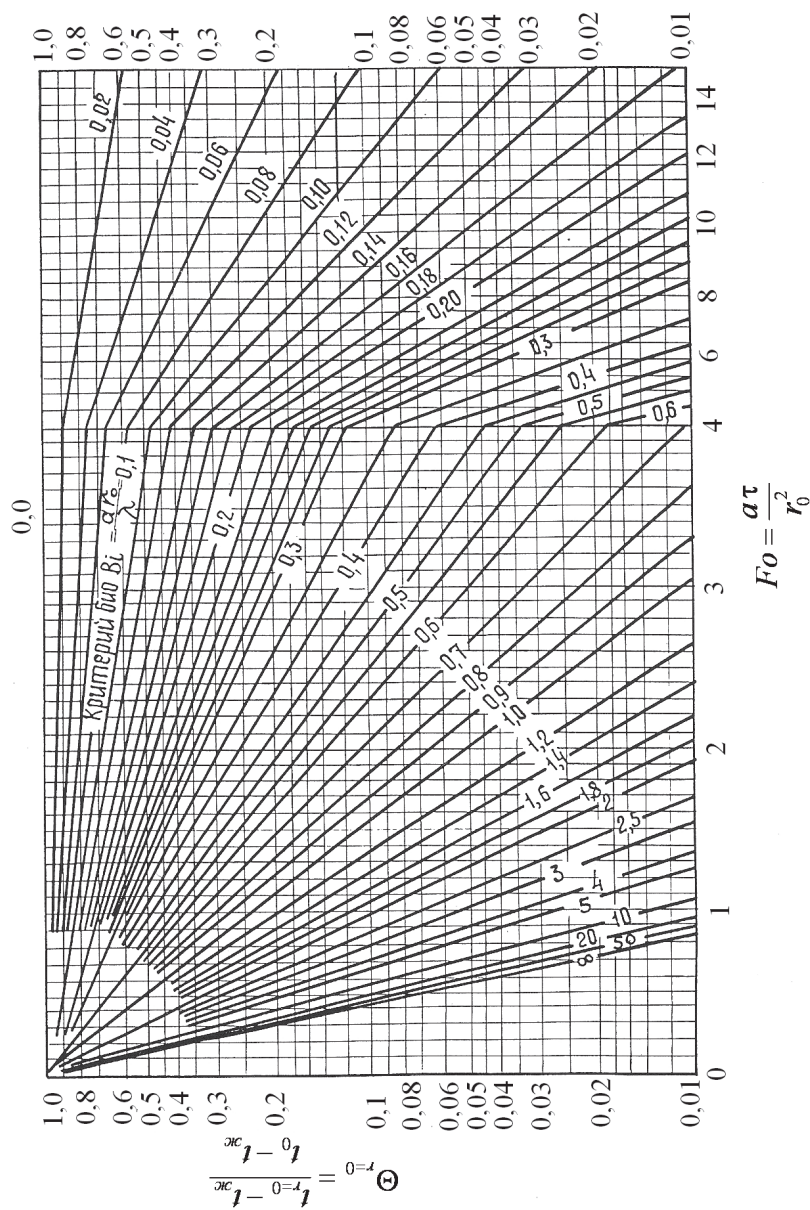


Рис. ПЗ.3. Зависимость $\theta = f(Bi; Fo)$ для поверхности цилиндра

Рис. ПЗ.4. Зависимость $\theta = f(Bi; Fo)$ для оси цилиндра

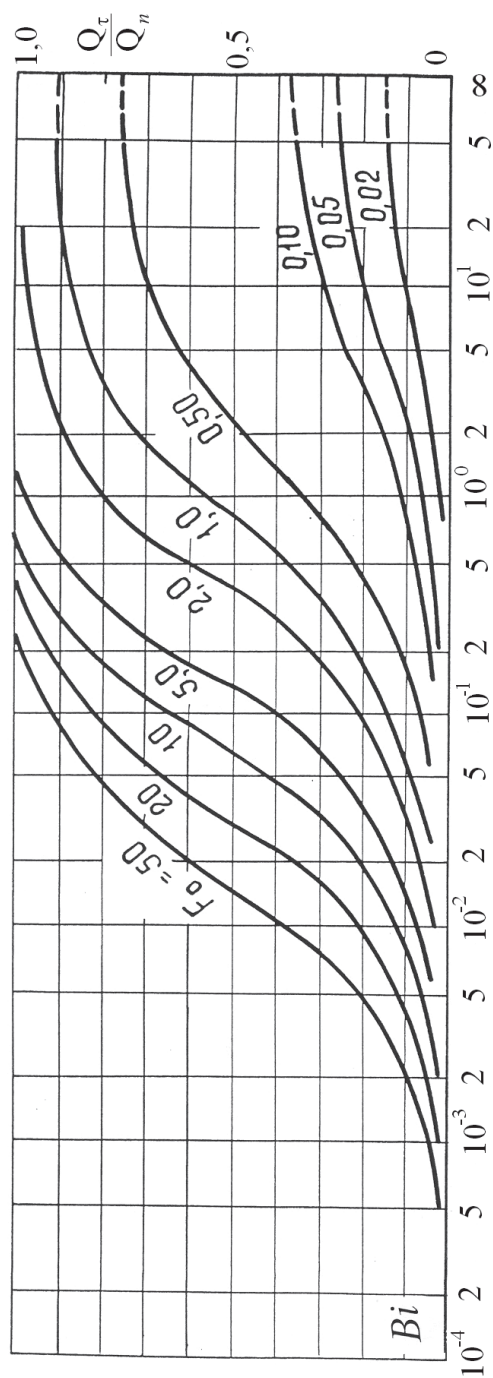


Рис. ПЗ.5. Зависимость $\frac{Q_\tau}{Q_n} = \varphi(Bi; Fo)$ для неограниченной пластины

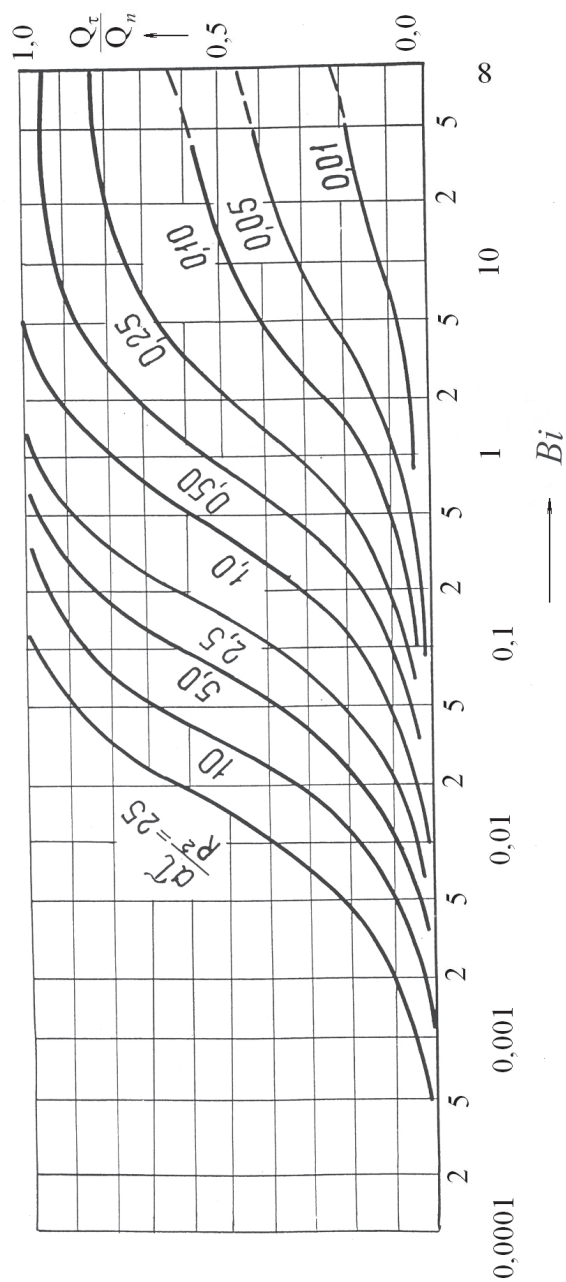


Рис. ПЗ.6. Зависимость $\frac{Q_z}{Q_n} = \varphi(Bi; Fo)$ для бесконечного цилиндра

4. Степень черноты поверхности излучения различных материалов [1, с. 228–230]

Наименование материалов	$t, ^\circ\text{C}$	ε
Алюминий полированный	225–575	0,039–0,057
То же шероховатый	26	0,055
Алюминий, окисленный при 600 °С	200–600	0,11–0,19
Железо полированное	425–1020	0,144–0,377
Железо свежеработанное наждаком	20	0,242
Железо окисленное	100	0,736
Железо окисленное гладкое	125–525	0,78–0,82
Железо литое необработанное	925–1115	0,87–0,95
Стальное литье полированное	770–1040	0,52–0,56
Сталь листовая шлифованная	940–1100	0,55–0,61
Сталь, окисленная при 600 °С	200–600	0,80
Сталь листовая с плотным блестящим слоем окиси	25	0,82
Чугун обточенный	830–990	0,60–0,70
Чугун, окисленный при 600 °С	200–400	0,64–0,78
Окись железа	500–1200	0,85–0,95
Латунная пластина, прокатанная, с естественной поверхностью	22	0,06
Латунная пластина, прокатанная, обработанная грубым наждаком	22	0,20
Латунная пластина тусклая	50–350	0,22
Латунь, окисленная при 600 °С	200–600	0,61–0,59
Медь, тщательно полированная, электролитная	80–115	0,018–0,023
Медь торговая, шабренная до блеска, но не зеркальная	22	0,072
Медь, окисленная при 600 °С	200–600	0,57–0,87
Окись меди	800–1100	0,66–0,54
Никель технический чистый, полированный	225–375	0,07–0,087
Никелированное травленное железо, неполированное	20	0,11
Никелевая проволока	185–1000	0,096–0,186
Никель, окисленный при 600 °С	200–600	0,37–0,48
Окись никеля	650–1255	0,59–0,86

Наименование материалов	$t, ^\circ\text{C}$	ε
Хромоникель	125–1034	0,64–0,76
Платина чистая, полированная пластина	225–625	0,054–0,104
Платиновая лента	925–1115	0,12–0,17
Платиновая нить	25–1230	0,036–0,192
Платиновая проволока	225–1375	0,073–0,182
Ртуть очень чистая	0–100	0,09–0,12
Свинец серый, окисленный	25	0,281
Свинец, окисленный при 200 °С	200	0,63
Серебро полированное, чистое	225–625	0,0198–0,0324
Хром	100–1000	0,08–0,26
Цинк продажный (99,1 %), полированный	225–325	0,045–0,053
Цинк окисленный при 400 °С	400	0,11
Оцинкованное листовое железо блестящее	28	0,228
Оцинкованное листовое железо серое, окисленное	24	0,276
Вольфрам, нить	3027	0,39
Золото неполированное	20	0,47
Золото полированное	20	0,025
Молибден, нить	725	0,096
Олово блестящее	20	0,07
Асбестовый картон	24	0,96
Асбестовая бумага	40–370	0,93–0,945
Гипс	20	0,903
Кварц плавный, шероховатый	20	0,932
Кирпич красный, шероховатый	20	0,93
Кирпич диносовый, неглазурованный, шероховатый	100	0,80
Кирпич диносовый, глазурованный	1100	0,85
Кирпич шамотный, глазурованный	1100	0,75
Кирпич огнеупорный	—	0,8–0,9
Кирпичная кладка, оштукатуренная	0	0,93
Лак белый эмалевый, на железной шероховатой пластине	23	0,906
Лак черный блестящий, распыленный на железной пластине	25	0,875
Лак черный матовый	40–95	0,96–0,98
Лак белый	40–95	0,80–0,95
Шеллак черный, блестящий	21	0,821
Шеллак черный, матовый	75–145	0,91
Масляные краски различных цветов	100	0,92–0,96
Алюминиевая эмаль, шероховатая	20	0,39
Алюминиевый лак по шероховатой поверхности	20	0,39

Наименование материалов	$t, ^\circ\text{C}$	ε
Алюминиевая краска, нагретая до 325 °С	150–315	0,35
Алюминиевая бронза	100	0,20–0,40
Бакелитовая эмаль	0–200	0,885
Свинцовая грунтовка	0–100	0,93
Мрамор сероватый, полированный	22	0,931
Асбестовый картон	24	0,96
Бумага	20	0,80
Дерево, бук строганный	20	0,935
Дерево, дуб строганный	21	0,885
Лед гладкий	0	0,93
Лед шероховатый	0	0,985
Резина твердая, лощеная	23	0,945
Резина мягкая, серая, шероховатая	24	0,859
Стекло гладкое	22	0,937
Сажа, свечная копоть	95–270	0,952
Сажа с жидким стеклом	100–185	0,959–0,947
Сажа ламповая 0,075 мм и больше	40–370	0,945
Толь	21	0,910
Уголь очищенный (0,9 % золы)	125–625	0,81–0,79
Угольная нить	1040–1405	0,526
Фарфор глазурованный	22	0,924
Штукатурка известковая, белая, шероховатая	20	0,93
Эмаль белая, шероховатая	20	0,90
Эмаль черная, блестящая	25	0,876

5. Номограммы для определения степени черноты дымовых газов [1, с. 241–243]

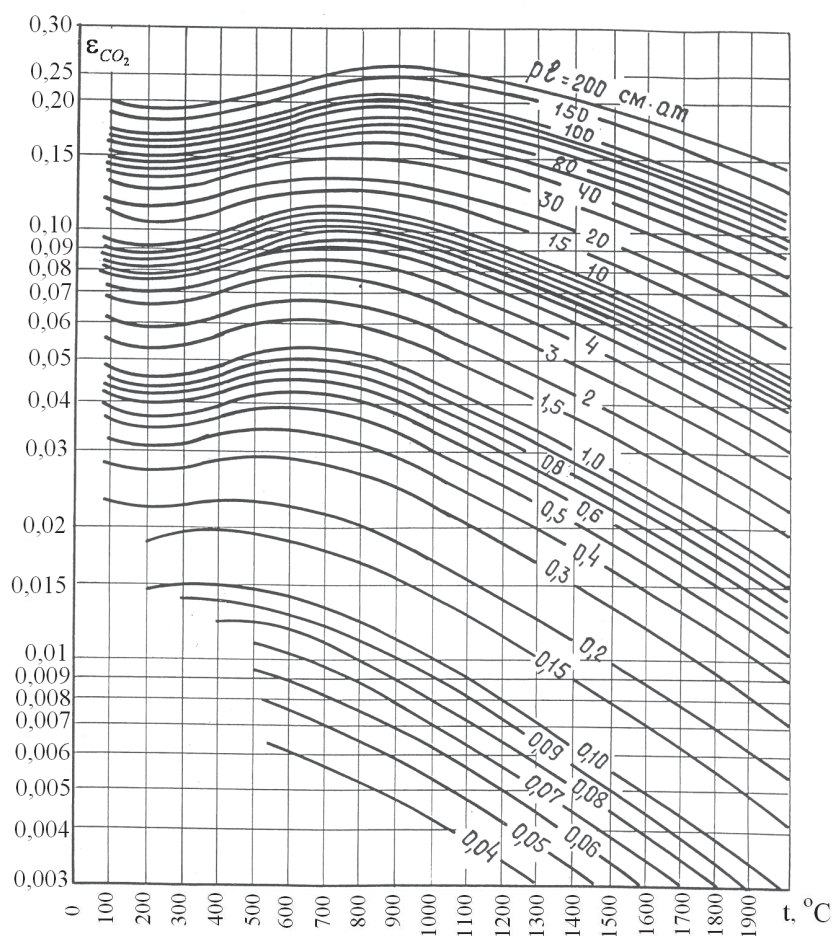


Рис. П5.1. Степень черноты углекислого газа в зависимости от температуры

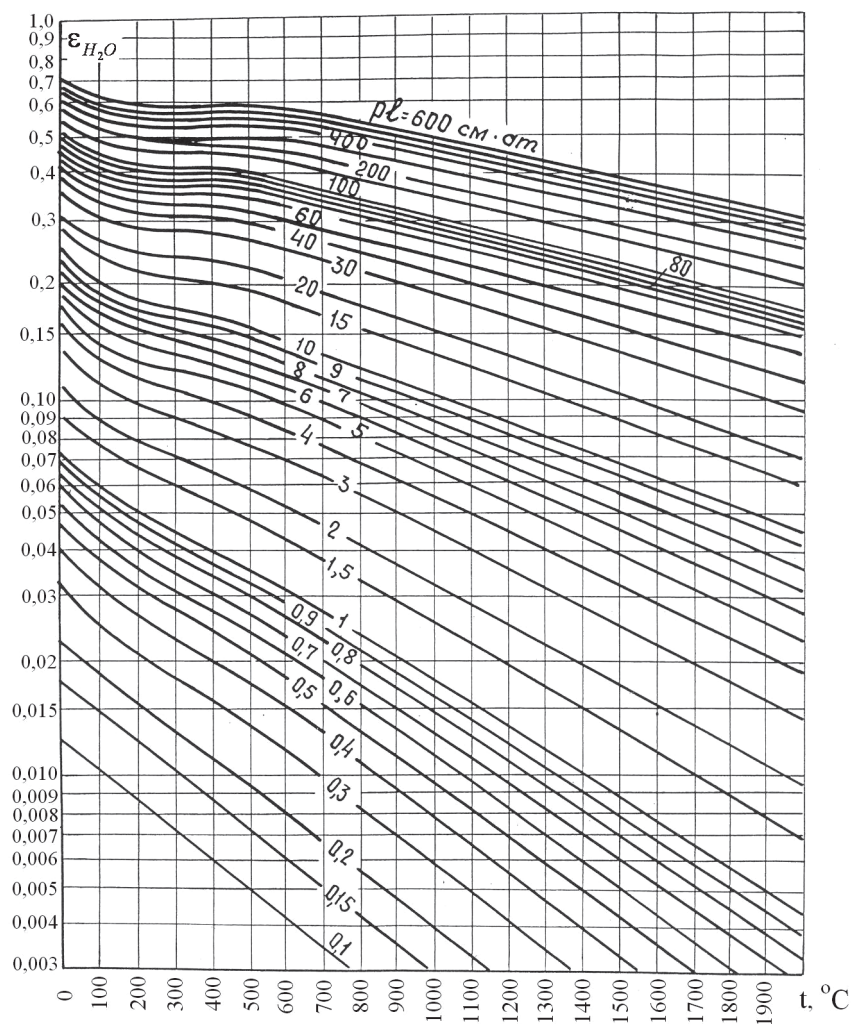


Рис. П5.2. Степень черноты водяного пара в зависимости от температуры

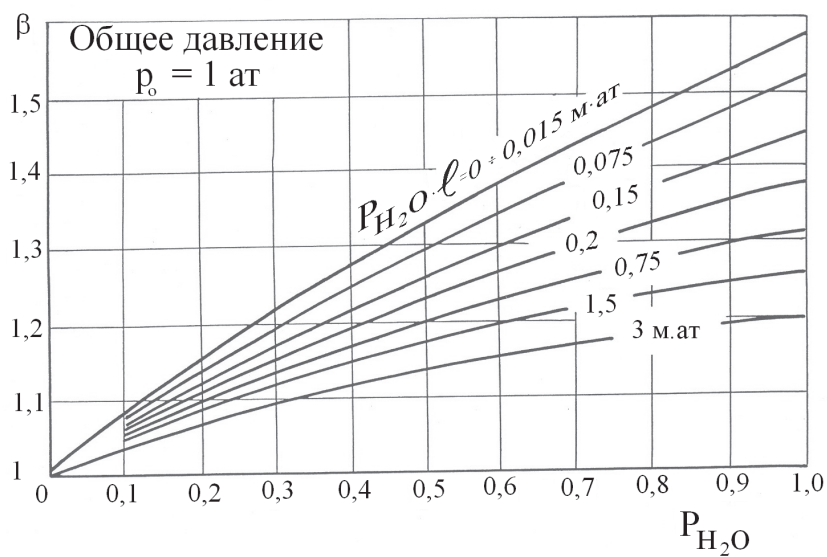


Рис. П5.3. Поправочный коэффициент β
для парциального давления водяного пара

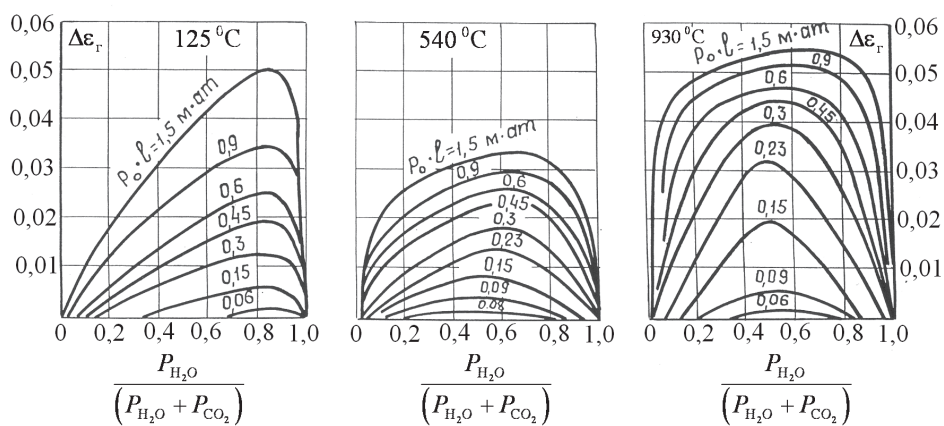


Рис. П5.4. Поправка на взаимное поглощение углекислого газа и водяного пара

Список библиографических ссылок

1. Королев В. Н. Тепломассообмен : учеб. пособ. Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2013. 250 с.
2. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача : учеб. М. : Энергия, 1981. 417 с.
3. Лыков А. В. Тепломассообмен : справ. М. : Энергия, 1978. 480 с.
4. Дементьев Б. А. Ядерные энергетические реакторы. М. : Энергоатомиздат, 1990. 352 с.
5. Теплотехнический справочник. В 2-х т. / под общ. ред. В. Н. Юренина и П. Д. Лебедева. Изд. 2-е, перераб. М. : Энергия, 1976. Т. 2. 896 с.
6. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М. : Энергия, 1977. 343 с.
7. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. М. : Атомиздат, 1979. 415 с.
8. Барановский Н. В., Коваленка Л. М., Ястребенецкий А. Р. Пластинчатые и спиральные теплообменники. М. : Машиностроение, 1973. 288 с.
9. Юдаев Б. Н. Теплопередача : учебник для вузов. М. : Высшая школа, 1981. 319 с.
10. Юдин В. Ф. Теплообмен поперечнооребрённых труб. Л. : Машиностроение, 1982. 189 с.

11. Лун-Фу А. В., Королев В. Н. Изолинии скорости потока при обтекании оребренной трубы. Теплофизика и теплоэнергетика : сб. науч. ст. Магнитогорск : Изд-во МАГУ, 2010. С. 28–30.

12. Цветков Ф. Ф., Григорьев Б. А. Тепломассообмен : учеб. пособ. для вузов. М. : Изд-во МЭИ, 2005. 550 с.

13. Королев В. Н., Островская А. В. Теоретические основы теплотехники. Теплоперенос : учеб. пособ. Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2021. 206 с.

Учебное издание

Королев Владимир Николаевич
Нейская Светлана Анатольевна
Островская Анна Валентиновна

Тепломассообмен

Редактор Н. Ф. Тофан
Верстка Е. В. Ровнушкиной

Подписано в печать 23.08.2022. Формат 70×100 1/16.
Бумага офсетная. Цифровая печать. Усл. печ. л. 15,5.
Уч.-изд. л. 10,34. Тираж 30 экз. Заказ 58.

Издательство Уральского университета
Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ
620049, Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5
Тел.: 8 (343) 375-48-25, 375-46-85, 374-19-41
E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ
620083, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4
Тел.: 8 (343) 358-93-06, 350-58-20, 350-90-13
Факс: 8 (343) 358-93-06
<http://print.urfu.ru>

