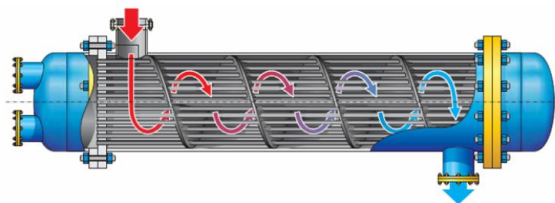


Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Томский государственный архитектурно–строительный университет»

Решения задач размещены на сайте zadachi24.ru ТЕПЛОМАССОБМЕН

Методические указания для студентов
специальности 270109
«Теплогасоснабжение и вентиляция»
по курсовой работе
«Стационарные и нестационарные процессы
теплопроводности в твердых телах, жидкостях и газах»

Составители: А.Н. Козлобродов
 Е.А. Иванова



Томск
Издательство ТГАСУ
2017

Тепломассообмен: методические указания / Сост. А.Н. Козлобродов, Е.А. Иванова. – Томск: Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2017. – 70 с.

Рецензент д.т.н., профессор Т.Н. Немова
Редактор М.В. Пересторонина

Методические указания и контрольные задания к курсовой работе по учебному курсу «Тепломассообмен» (передача тепла теплопроводностью, конвекцией и излучением) предназначены для организации самостоятельной работы студентов всех форм обучения по специальности 270109.

Печатаются по решению методического семинара кафедры теплогазоснабжения и методического совета методического заочного факультета. Протокол № 6 от 15.02.2017 г.

Утверждены и введены в действие проректором по учебной работе С. Н. Постников

с 15.02.2017
до 15.02.2022

Подписано в печать. Формат 60х90/16.
Бумага офсет. Гарнитура Таймс.
Уч.-изд. л 2. Тираж 50 экз. Заказ №
Изд-во ТГАСУ, 634003, г. Томск, пл. Соляная, 2.
Отпечатано с оригинал-макета в ООП ТГАСУ.
634003, г. Томск, ул. Партизанская, 15.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
1. Организация выполнения курсовой работы.....	5
2. Методические указания.....	6
3. Основные понятия и определения теории теплопроводности.....	9
3.1. Стационарная теплопроводность через плоскую стенку при граничных условиях I рода.....	14
3.2. Стационарная теплопроводность через плоскую стенку при граничных условиях III рода (теплопередача).....	16
3.3. Стационарная теплопроводность через цилиндрическую стенку при граничных условиях I рода....	18
3.4. Стационарная теплопроводность через цилиндрическую стенку при граничных условиях III рода..	19
4. Основные понятия и определения теории конвективного теплообмена.....	20
4.1. Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена.....	22
Критериальные уравнения конвективного теплообмена.....	24
4.2. теплообмена.....	24
4.3. Частные случаи конвективного теплообмена.....	25
5. Основные понятия и определения теории теплового излучения.....	31
6. Теплообменные аппараты, типы и конструктивные особенности.....	36
7. Контрольные задания.....	40
8. Примеры решения задач.....	48
Приложения.....	64
Список рекомендованной литературы.....	70

Введение

Курс «Тепломассообмена» (ТМО), который изучают студенты очной и заочной форм обучения кафедры теплогаснабжение ИКЭ и ИСС ТГАСУ, включается в учебные планы в качестве базовой дисциплины для инженеров специальности «Теплогаснабжение и вентиляция».

Дисциплина «Тепломассообмен» является одной из базовых теоретических дисциплин для студентов специальности «Теплогаснабжение и вентиляция». Без изучения этой дисциплины сложно усвоить и понять материал, излагаемый в курсах таких специальных дисциплин, как строительная теплофизика, теплоэнергетические установки, тепло и газоснабжение, отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха.

Процессы тепло- и массообмена встречаются во многих технических устройствах: в котельных установках, тепловых сетях, различном теплообменном оборудовании, в ограждающих конструкциях зданий и сооружений и т. д. Эти процессы могут происходить в различных средах – твердых телах, жидкостях и газах, при изменении агрегатного состояния рабочих сред и без него. В зависимости от этого процессы тепло- и массообмена протекают по-разному и описываются различными уравнениями. Изучение как простых, так и более сложных процессов переноса теплоты и массы вещества в различных средах и является задачей курса тепломассообмена.

Курс базируется на изучении таких дисциплин, как физика, математика, вычислительная математика, информатика, термодинамика, механика жидкости и газа, и является базой для изучения профильных дисциплин.

В процессе изучения этой дисциплины у будущих специалистов формируются теоретические знания по основам теории теплопередачи, а также приобретаются навыки практического решения задач, связанных с этими процессами.

Целью выполнения настоящей курсовой работы «Стационарные и нестационарные процессы теплопроводности в твердых телах, жидкостях и газах» является приобретение практических навыков решения стационарных и нестационарных задач, связанных с передачей теплоты теплопроводностью, конвекцией и излучением, а также основами расчета теплообменных аппаратов и закрепление теоретических знаний по курсу ТМО.

Решение каждой задачи курсовой работы начинается с подробного изложения ее физической постановки с использованием входных данных, соответствующих номеру варианта. Необходимо оставлять поля для заметок преподавателя. Обязательно также ответить на вопросы, предложенные для проверки усвоения материала. Работы, выполненные не по своему варианту, не рассматриваются.

При выполнении курсовой работы необходимо соблюдать следующие правила: решение задач сопровождать кратким пояснительным текстом, в котором указывать, какая величина определяется и по какой формуле, какие величины подставляются в формулу и откуда они берутся (из условия задачи, из справочника или были определены выше и т. д.); вычисления проводить в системе СИ, показывать ход решения. При решении задач рекомендуется пользоваться многофункциональным калькулятором.

Всегда, если это возможно, нужно осуществлять контроль своих действий и оценивать достоверность полученных результатов.

1. Организация выполнения курсовой работы

Курсовая работа «Стационарные и нестационарные процессы теплопроводности в твердых телах, жидкостях и газах» по дисциплине «Тепломассообмен» выполняется в соответствии с вариантом, который определяется по двум последним цифрам зачетной книжки, на бумаге формата А4 210x297 мм. Размеры

полей: верхнее – 20 мм; нижнее – 20 мм; левое – 25 мм; правое – 15 мм.

В пояснительной записке необходимо представить последовательное изложение расчетного материала со всеми соответствующими схемами и ссылками на используемую литературу. Пояснительная записка включает в себя:

- а) титульный лист;
- б) содержание;
- в) введение;
- г) физическую постановку каждой задачи (условие задачи, исходные данные, рисунки);
- д) подробный расчет каждой задачи;
- ж) заключение;
- е) литературу.

Разделы в пояснительной записке должны иметь порядковые номера, обозначенные арабскими цифрами. Переносы слов в заголовке не допускаются и в конце заголовков точки не ставятся.

2. Методические указания

Приступая к изучению теории теплообмена, необходимо усвоить механизм и физическую сущность каждого из способов передачи теплоты: теплопроводность (диффузия тепла), конвективный теплоперенос и излучение (радиационный теплоперенос). Обратите внимание на то, что все они одновременно участвуют в процессе теплопереноса, однако при различных условиях роль и значимость каждого из них может существенно изменяться. Так, в неподвижных сплошных телах основным механизмом передачи теплоты является теплопроводность. При движении среды возрастает вклад конвекции, а в условиях разреженных газов и высоких температур приоритет переходит к радиационному механизму переноса теплоты.

При рассмотрении первого способа теплопереноса – теплопроводности обратите внимание на понятие температурного

поля как совокупности значений температуры для каждой точки исследуемого пространства в соответствующий момент времени. Нужно также уяснить понятия градиента температуры, теплового потока и его плотности.

Изучая основной закон теплопроводности (закон теплопроводности Фурье) обратите внимание на то, что в его записи $q = -\lambda \text{ grad } t$ знак минус отражает тот факт, что векторы плотности теплового потока и градиента температуры направлены в противоположные стороны. Здесь необходимо получить представления о численных значениях коэффициента теплопроводности λ для различных материалов, как характеристике их способности проводить теплоту.

Необходимо понять физический смысл дифференциального уравнения теплопроводности как варианта выражения первого закона термодинамики, из решения которого при соответствующих начальных и граничных условиях может быть получено температурное поле рассматриваемого объекта.

Уясните различие между возможными типами граничных условий: I рода – задание значения температур на поверхности тела; II рода – задание на границе плотности теплового потока (температурного градиента); III рода – установление линейной зависимости теплового потока от температурного напора на границе в виде закона Ньютона–Рихмана $q = \alpha(t_c - t_{ж})$ и IV рода – равенство температур и тепловых потоков на границе контакта двух идеально соприкасающихся поверхностей. Здесь нужно понять, что коэффициент теплоотдачи характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой, и зависит от ее физических свойств и условий движения.

Разберитесь с методикой решения дифференциального уравнения теплопроводности для отыскания стационарных температурных полей в простейших ситуациях для однослойных и многослойных стенок различной геометрической формы; основными закономерностями нестационарных процессов и методи-

кой расчета температурного поля при охлаждении неограниченного цилиндра;

Обратите внимание на особенность теплоизоляции цилиндрических тел. Здесь в отличие от плоских поверхностей существует ограничение на выбор материала теплозащитного покрытия, вызванное существованием критического диаметра, при котором тепловые потери достигают максимума.

Основной задачей конвективного переноса теплоты является определение коэффициента теплоотдачи и его использование для практических расчетов. Здесь можно выделить два пути решения проблемы. Первый из них заключается в точном расчете α из уравнения теплоотдачи в пограничном слое с использованием уравнения переноса тепловой энергии и уравнения движения вязкого теплоносителя (уравнения Навье–Стокса). Такая процедура, связанная с решением нескольких дифференциальных уравнений, весьма трудоемка даже для современных компьютерных средств вычислений. Второй путь определения коэффициента теплоотдачи базируется на физическом моделировании и обобщении экспериментальных данных с помощью теории подобия в виде критериальных уравнений теплоотдачи.

При рассмотрении процессов конвективного теплообмена необходимо разобраться в механизме переноса тепла в движущейся среде; свободное и вынужденное движение теплоносителя; ламинарный и турбулентный режимы течения; тепловой и гидро-динамический пограничные слои; закон конвективной теплоотдачи (закон Ньютона–Рихмана); система уравнений конвективного теплообмена, состоящая из уравнения неразрывности, трех уравнений движения вязкого теплоносителя (уравнения Навье–Стокса), уравнения теплоотдачи в пограничном слое и уравнения переноса тепловой энергии; основы теории подобия; критериальные числа подобия Нуссельта (Nu), Пекле (Pe), Рейнольдса (Re), Грасгофа (Gr), Прандтля (Pr).

При изучении передачи теплоты излучением необходимо четко представлять его механизм; иметь представление о абсолютно черном, белом и прозрачном телах, о сером теле, и степени черноты; знать основные понятия и законы лучистого теплообмена, а также особенности излучения твердых тел и газов; научиться использовать полученные знания при решении конкретных задач.

При рассмотрении теплообменных аппаратов необходимо иметь представление об их основных типах, назначении и особенностях конструкций; знать методы теплового расчета теплообменников (конструктивный и поверочный), основные расчетные зависимости, понятия водяного эквивалента и среднего температурного напора; уметь выбирать наиболее выгодные схемы движения теплоносителей; владеть навыками теплового расчета теплообменников и уметь их использовать на практике.

3. Основные понятия и определения теории теплопроводности

Теория теплообмена изучает процессы распространения теплоты в твердых, жидких и газообразных телах. Перенос теплоты может передаваться тремя способами:

- теплопроводностью;
- конвекцией;
- излучением (радиацией).

Процесс передачи теплоты *теплопроводностью* происходит при непосредственном контакте тел или частицами одного тела с различными температурами и представляет собой молекулярный процесс передачи теплоты. При нагревании тела кинетическая энергия его молекул возрастает и частицы более нагретой части тела, сталкиваясь с соседними молекулами, сообщают им часть своей кинетической энергии.

Конвекция – это перенос теплоты при перемещении и перемешивании всей массы неравномерно нагретых макрочастиц жидкости или газа. При этом перенос теплоты зависит от скоро-

сти движения жидкости или газа прямо пропорционально. Этот вид передачи теплоты сопровождается всегда теплопроводностью. Одновременный перенос теплоты конвекцией и теплопроводностью называется *конвективным теплообменом*.

В инженерных расчетах часто определяют конвективный теплообмен между потоками жидкости или газа и поверхностью твердого тела. Этот процесс конвективного теплообмена называют *конвективной теплоотдачей* или просто *теплоотдачей*, а процесс переноса теплоты от одной жидкой среды к другой через разделяющую их твердую стенку – *теплопередачей*.

Процесс передачи теплоты внутренней энергии тела в виде электромагнитных волн называется *тепловым излучением (радиацией)*. Совместный теплообмен излучением и теплопроводностью называют *радиационно-кондуктивным теплообменом*.

Совокупность всех трех видов теплообмена называется *сложным теплообменом*.

Процессы теплообмена могут происходить в различных средах – твердых телах, жидкостях, газах и разных смесях, при изменении и без изменения агрегатного состояния рабочих сред и т. д. В зависимости от этого теплообмен протекает по-разному и описывается различными уравнениями.

В первой части курса по тепломассообмену для студентов ИЭФ рассматривается передача тепла теплопроводностью. Решение задач теплопроводности проводится для однородных и *изотропных* тел, т. е. таких тел, которые обладают одинаковыми физическими свойствами по всем направлениям. При передаче теплоты в твердом теле, температура тела будет изменяться как в пространстве, так и во времени.

Совокупность значений температуры в данный момент времени для всех точек пространства называется *температурным полем*:

$$t = f(x, y, z, \tau).$$

Такое температурное поле называется *нестационарным*, т. е. соответствует неустановившемуся тепловому режиму тепло-

проводности. Если температура тела является функцией только координат и не изменяется с течением времени, то температурное поле называется *стационарным*:

$$t = f(x, y, z), \quad \frac{\partial t}{\partial \tau} = 0.$$

Изотермической поверхностью называется поверхность тела с одинаковой температурой.

Градиент температуры – это вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры и численно равный производной от температуры по нормали:

$$\mathbf{grad} t = n_o \frac{\partial t}{\partial \tau}.$$

Количество теплоты, проходящее через изотермическую поверхность F в единицу времени, называется *тепловым потоком* – Q , [Вт=Дж/с].

Тепловой поток, проходящий через единицу площади называют *плотностью теплового потока* – $q = Q/F$, [Вт/м²].

Для твердого тела уравнение теплопроводности подчиняется *закону Фурье*: **Тепловой поток, передаваемый теплопроводностью, пропорционален градиенту температуры и площади сечения перпендикулярного направлению теплового потока.**

$$Q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} F \quad \text{или} \quad q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n}.$$

Коэффициент теплопроводности λ является физическим параметром вещества, характеризующим способность тела проводить теплоту.

Дифференциальное уравнение теплопроводности для трехмерного нестационарного температурного поля при условии, что внутренние источники тепла q_v отсутствуют, можно записать как

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 t. \quad (1)$$

Коэффициент теплопроводности a , м²/с, зависит от рода вещества, давления и температуры, характеризует скорость изменен температуры и является мерой теплоинерционных свойств тела. Для большинства веществ он определяется опытным путем, и для технических расчетов его значение берут из справочной литературы.

$\nabla^2 t$ – лапласиан температуры.

В прямоугольной декартовой системе координат (x, y, z) этот оператор записывается в виде

$$\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}, \quad (2)$$

а в цилиндрической (z, r, φ) –

$$\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2}. \quad (3)$$

При решении одномерных нестационарных задач теплопроводности, когда температура является функцией только одной координаты и времени уравнение (1) упрощается и принимает вид:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \quad (4)$$

в декартовой системе координат и записывается как

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} \right) \quad (5)$$

в цилиндрической системе координат.

Уравнения (4) и (5) имеют аналитическое решение в виде рядов с использованием специальных математических функций.

При практическом решении задач нестационарной теплопроводности применяются готовые номограммы (приложение 2) с использованием безразмерных комплексов:

$$\Theta = \frac{t_{\text{ж}} - t_k}{t_{\text{ж}} - t_0} - \text{безразмерная температура,}$$

(t_0 – начальная температура тела; $t_{\text{ж}}$ – температура окружающей среды; t_k – температура на оси симметрии или поверхности тела)

$Fo = a \tau / L^2$ – число Фурье (характеризует безразмерное время).

(L – характерный линейный размер, представляющий толщину пластины или радиус цилиндра)

$Bi = \alpha L / \lambda$ – число Био (характеризует отношение внутреннего термического сопротивления (R/λ), обусловленного теплопроводностью, к внешнему термическому сопротивлению ($1/\alpha$), обусловленному конвекцией).

При решении одномерных стационарных задач $\partial t / \partial \tau = 0$ температура является функцией только одной координаты. В этом случае уравнения (4) и (5) сводятся к виду:

$$\frac{d^2 t}{d x^2} = 0 \tag{6}$$

в случае, если $t = \varphi_1(x)$ и

$$\frac{1}{r} \frac{dt}{dr} + \frac{d^2 t}{dr^2} = 0 \tag{7}$$

в случае, если $t = \varphi_2(r)$.

Для однозначного решения уравнений (4,5) и определения постоянных интегрирования их необходимо дополнить условиями однозначности, определяющими параметры конкретной задачи. Условия однозначности включают: геометрические – характеризующие форму и размеры тела; теплофизические – ха-

рактизирующие свойства тела (λ, ρ, c) и краевые условия, содержащие начальные (временные) – характеризующие распределения температуры тела в начальный момент времени, например, при $\tau = 0$ и граничные – характеризующие взаимодействие тела с окружающей средой.

Граничные условия бывают четырех видов (родов): I рода (задается распределение температуры на поверхности тела, которое может быть постоянным или являться функцией времени); II рода (задается плотность теплового потока для поверхности); III рода (задается температура окружающей среды (жидкости или газа) $t_{\text{ж}}$ и уравнение теплоотдачи между поверхностью тела и средой); IV рода (условия совместимости, задаваемые в виде равенства температур и тепловых потоков соприкасающихся тел).

3.1. Стационарная теплопроводность через плоскую стенку при граничных условиях I рода

Рассмотрим однородную плоскую стенку толщиной δ на наружных поверхностях которой поддерживаются постоянные температуры t_{c1} и t_{c2} . Коэффициент теплопроводности материала стенки $\lambda = \text{const}$ (в расчетах обычно принимается среднее значение λ).

Для решения задачи необходимо проинтегрировать дифференциальное уравнение (6) с граничными условиями

$$\begin{aligned} t &= t_{c1} \text{ при } x = 0, \\ t &= t_{c2} \text{ при } x = \delta \end{aligned} \quad (8)$$

Общее решение (6) дает линейное распределение температуры по толщине плоской стенки

$$t = t_{c1} - (t_{c1} - t_{c2}) \cdot \frac{x}{\delta}. \quad (9)$$

При этом плотность теплового потока

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} = \frac{\lambda}{\delta} (t_{c1} - t_{c2}) = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R_q} = \text{const}, \quad (10)$$

где $R_q = (\delta/\lambda)$ – термическое сопротивление теплопроводности стенки ($\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$).

Очевидно, что при стационарном теплообмене,

$$Q = q \cdot F = \text{const}. \quad (11)$$

Если стенка состоит из n однородных слоев с коэффициентами теплопроводности $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots, \lambda_n$ и толщинами $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \dots, \delta_n$, то при стационарном режиме тепловой поток через любой слой одинаков, т.е.

$$Q_1 = Q_2 = \dots = Q = \text{const}. \quad (12)$$

Для плоской стенки будет одинакова и плотность потока q , т.к. $F_1 = F_2 = \dots = F = \text{const}$.

На основании (11) и (12) получим

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c_{n+1}}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} = \frac{\Delta t_{c_n}}{\sum_{i=1}^n R_{qi}} = \text{const}, \quad (13)$$

где Δt_{c_n} – температурный напор (разность температур) для рассматриваемой многослойной стенки;

R_{qi} – термическое сопротивление теплопроводности i – го слоя.

При сравнении переноса теплоты через многослойную стенку и стенку из однородного материала удобно ввести в рассмотрение эквивалентный коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{эКВ}}$ многослойной стенки. Он равен коэффициенту теплопроводности однородной стенки, толщина которой Δ , равна толщине многослойной стенки

$$\Delta = \sum_{i=1}^n \delta_i, \quad (14)$$

а термическое сопротивление равно суммарному термическому сопротивлению рассматриваемой стенки, т.е.

$$\frac{\Delta}{\lambda_{\text{ЭКВ}}} = \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}. \quad (15)$$

Отсюда

$$\lambda_{\text{ЭКВ}} = \Delta / \sum_{i=1}^n (\delta_i / \lambda_i). \quad (16)$$

Из уравнения (16) следует, что эквивалентный коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{ЭКВ}}$ зависит не только от теплофизических свойств слоев, но и от их толщины.

Графически распределение температур по сечению многослойной стенки представляется ломаной линией; температуры на границе соприкосновения слоев можно определить уравнением

$$t_{i+1} = t_1 - q \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}. \quad (17)$$

3.2. Стационарная теплопроводность через стенку с граничными условиями III рода (теплопередача)

Теплообмен от одной подвижной среды (жидкости или газа) к другой через разделяющую их твердую стенку любой формы называют теплопередачей. Примером теплопередачи служит перенос тепла от горячего теплоносителя к холодному через разделяющую их твердую стенку.

При граничных условиях III рода с обеих сторон стенки (внутренней и внешней) задаются температуры теплоносителей (жидкости или газа), а также соответствующие значениями коэффициентов теплоотдачи α в уравнении Ньютона – Рихмана:

$$Q = \alpha \cdot |t_{\text{жс}} - t_c| \cdot F. \quad (18)$$

Учитывая, что для плоской стенки $F = \text{const}$, уравнение (18) можно записать для поверхностной плотности теплового потока

$$q = \alpha \cdot |t_{\text{жс}} - t_c|. \quad (19)$$

При решении задач стационарной теплопроводности через плоскую однослойную или многослойную стенку важно понимать, что количество уравнений, используемых для решения конкретной задачи, тождественно равно количеству неизвестных, которые требуется определить в результате расчета. Например, если плоская стенка состоящая из трех слоев разнородных материалов с коэффициентами теплопроводности $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$, имеющих толщину $\delta_1, \delta_2, \delta_3$, соответственно, омывается с одной стороны теплоносителем с температурой $t_{\text{жс1}}$, с другой – $t_{\text{жс2}}$ ($t_{\text{жс1}} > t_{\text{жс2}}$). и , коэффициентами теплоотдачи α_1 и α_2 Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{°C}$). Требуется найти плотность теплового потока q и температуры $t_{c1}, t_{c2}, t_{c3}, t_{c4}$.

Таким образом, для определения 5 неизвестных величин необходимо составить систему, состоящую из 5 уравнений.

Для рассматриваемого примера система будет состоять из следующих уравнений:

$$\begin{aligned} q &= \alpha_1 \cdot (t_{\text{жс1}} - t_{c1}); \\ q &= \lambda_1 / \delta_1 \cdot (t_{c1} - t_{c2}); \\ q &= \lambda_2 / \delta_2 \cdot (t_{c2} - t_{c3}); \\ q &= \lambda_3 / \delta_3 \cdot (t_{c3} - t_{c4}); \\ q &= \alpha_2 \cdot (t_{c4} - t_{\text{жс2}}). \end{aligned} \quad (20)$$

Решение системы алгебраических уравнений позволяет получить выражение для определения плотности теплового потока в виде

$$q = K \cdot (t_{\text{жс1}} - t_{\text{жс2}}); \quad (21)$$

где K – коэффициент теплопередачи ($\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$) характеризует интенсивность теплообмена между теплоносителями через разделяющую их твердую стенку

$$K = 1/R_\Sigma; \quad R_\Sigma = 1/\alpha_1 + \sum_{i=1}^3 \delta_i/\lambda_i + 1/\alpha_2, \dots \quad (22)$$

R_Σ – суммарное термическое сопротивление теплопередачи:

Неизвестные температуры $t_{c1}, t_{c2}, t_{c3}, t_{c4}$ легко определяются из уравнений (20) после вычисления плотности теплового потока q .

Зная удельный тепловой поток, можно вычислить общее количество теплоты Q_τ , Дж, которое передается через плоскую стенку с площадью поверхности F за время

$$Q_\tau = q \cdot F \cdot \tau. \quad (23)$$

3.3. Теплопроводность через цилиндрическую стенку при граничных условиях I рода

В случае стационарной теплопроводности через цилиндрическую стенку, площадь поверхности теплообмена увеличивается при переходе от внутренней поверхности ($F_1 = \pi \cdot l \cdot d_1$) к наружной ($F_2 = \pi \cdot l \cdot d_2$). Из решения краевой задачи в цилиндрической системе координат при граничных условиях I рода ($t = t_{c1}$ при $r = r_1$ и $t = t_{c2}$ при $r = r_2$) следует, что температура по толщине цилиндрической стенки изменяется по логарифмическому закону

$$Q = \frac{\pi l \cdot (t_{c1} - t_{c2})}{\frac{1}{2\lambda} \cdot \ln(d_2/d_1)}. \quad (24)$$

Если ввести линейную плотность теплового потока q_l , то (24) примет вид

$$q_l = Q/l = \frac{\pi \cdot (t_{c1} - t_{c2})}{R_l}, \quad (25)$$

где $R_l = \frac{1}{2\lambda} \cdot \ln(d_2/d_1)$ – линейное термическое сопротивление цилиндрической стенки, $(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$.

3.4. Теплопроводность через цилиндрическую стенку при граничных условиях III рода

Для решения задач стационарной теплопроводности через цилиндрическую многослойную стенку при граничных условиях III рода, когда учитывается теплообмен между поверхностью стенки и окружающей средой, необходимо решить следующую систему уравнений:

$$\begin{aligned} q_l &= \pi d_1 \alpha_1 \cdot (t_{ж1} - t_{c1}), \\ q_l &= \frac{\pi \cdot (t_{c1} - t_{c2})}{\frac{1}{2\lambda_1} \cdot \ln(d_2/d_1)}, \\ q_l &= \frac{\pi \cdot (t_{c2} - t_{c3})}{\frac{1}{2\lambda_2} \cdot \ln(d_3/d_2)}, \\ &\dots\dots\dots \\ q_l &= \frac{\pi \cdot (t_{c(n+1)} - t_{cn})}{\frac{1}{2\lambda_n} \cdot \ln(d_{n+1}/d_n)}, \\ q_l &= \pi d_{n+1} \alpha_n \cdot (t_{cn} - t_{ж2}). \end{aligned} \quad (26)$$

Из решения системы уравнений (26) определяем линейную плотность теплового потока q_l для многослойной цилиндрической стенки в виде:

$$q_l = \frac{\pi \cdot (t_{c1} - t_{c(n+1)})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \cdot \ln(d_{i+1}/d_i)}, \quad (27)$$

Зная q_l , из уравнений системы нетрудно рассчитать температуры на границах контакта всех слоев.

Для достаточно тонких цилиндрических труб (когда отношение наружного диаметра к внутреннему меньше двух $d_{n+1}/d_1 \leq 2$, логарифмический профиль температуры, соответствующий цилиндрической стенке незначительно отличается от линейного и поэтому, с погрешностью менее 3% расчет можно проводить через условную плоскую стенку толщиной $\delta = (d_{n+1} - d_1)/2$ с площадью теплообмена $F \approx \pi l \cdot (d_{n+1} + d_1)/2$.

Для цилиндрической стенки после аналогичных преобразований получим уравнение теплопередачи в виде

$$Q = K_l \cdot \pi l \cdot (t_{жс1} - t_{жс2});$$

$$K_l = \frac{1}{R_{l\Sigma}}; R_{l\Sigma} = \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \cdot \ln(d_{i+1}/d_i) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{n+1}}, \quad (28)$$

где K_l – линейный коэффициент теплопередачи, $(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$.

4. Основные понятия и определения теории конвективного теплообмена

Конвективным теплообменом называется одновременный перенос теплоты конвекцией и теплопроводностью.

В инженерных расчетах часто определяют конвективный теплообмен между потоками жидкости или газа и поверхностью твердого тела. Этот процесс конвективного теплообмена называют **конвективной теплоотдачей** или просто **теплоотдачей**.

Самопроизвольное движение жидкости (газа) в поле тяжести, обусловленное разностью плотностей её горячих и холод-

ных слоев, называют *свободным движением (естественная конвекция)*.

Движение, создаваемое вследствие разности давлений, которые создаются насосом, вентилятором и другими устройствами, называется вынужденным (вынужденная конвекция).

Упорядоченное, слоистое, спокойное, без пульсаций движение называется ламинарным.

Беспорядочное, хаотическое, вихревое движение называется турбулентным.

Большое влияние на конвективный теплообмен оказывают следующие физические параметры: коэффициент теплопроводности (λ), удельная теплоемкость (c_p), плотность (ρ), коэффициент температуропроводности ($a = \lambda/(\rho c_p)$), коэффициент динамической вязкости (μ) или кинематической вязкости ($\nu = \mu/\rho$), температурный коэффициент объемного расширения $\beta = 1/(t + 273)$.

Процесс теплообмена между поверхностью тела и средой описывается законом Ньютона–Рихмана, согласно которому количество теплоты, передаваемой конвективным теплообменом прямо пропорционально разности температур поверхности тела ($t_{ст}$) и окружающей среды ($t_{ж}$):

$$Q = \alpha (t_{ст} - t_{ж}) \cdot F,$$

или

$$q = \alpha (t_{ст} - t_{ж}), \quad (29)$$

где коэффициент теплоотдачи α [Вт/(м² °С)] характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой.

Факторы, которые влияют на процесс конвективного теплообмена, включаются в этот коэффициент теплоотдачи. Тогда коэффициент теплоотдачи является функцией этих параметров и можно записать эту зависимость в виде следующего уравнения:

$$\alpha = f_1(X; \Phi; l_0; x_c; y_c; z_c; w_0; \theta; \lambda; a; c_p; \rho; \nu; \beta), \quad (29)$$

где X – характер движения среды (свободная, вынужденная); Φ – форма поверхности; l_0 – характерный линейный размер (м) (длина, высота, диаметр и т. д.); x_c ; y_c ; z_c – координаты (м); w_0 – характерная скорость течения (м/с); $\theta = (t_{ст} - t_{ж})$ – температурный напор ($^{\circ}\text{C}$); λ – коэффициент теплопроводности $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; a – коэффициент температуропроводности ($\text{м}^2/\text{с}$); c_p – изобарная удельная теплоемкость ($\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$); ρ – плотность ($\text{кг}/\text{м}^3$); ν – коэффициент кинематической вязкости ($\text{м}^2/\text{с}$); β – температурный коэффициент объемного расширения ($1/^{\circ}\text{C}$).

Уравнение (29) показывает, что коэффициент теплоотдачи величина сложная, и для её определения невозможно получить общую формулу. Поэтому для определения коэффициента теплоотдачи применяют экспериментальный метод исследования.

Достоинством экспериментального метода является достоверность получаемых результатов.

Основной недостаток этого метода в том, что результаты конкретного эксперимента не могут быть использованы для другого явления, которое в деталях отличается от изученного. Поэтому выводы, сделанные на основании анализа результатов данного экспериментального исследования, не допускают распространения их на другие явления. Следовательно, при экспериментальном методе исследования каждый конкретный случай должен служить самостоятельным объектом изучения.

4.1. Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена

Для исследования конвективного теплообмена при условии, что жидкость является несжимаемой и плотность среды $\rho = \text{const}$, нужно решить систему дифференциальных уравнений, состоящую из:

1) уравнения неразрывности, выражающего закон сохранения массы:

$$\text{div } \vec{w} = 0; \quad (30)$$

2) уравнений движения, выражающих закон сохранения импульса:

$$\rho \frac{d\vec{w}}{d\tau} = \rho \vec{g} - \text{grad } p + \mu \left(\frac{\partial^2 \vec{w}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \vec{w}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \vec{w}}{\partial z^2} \right); \quad (31)$$

3) уравнения энергии, выражающего закон сохранения энергии:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \frac{q_v}{\rho c_p}, \quad (32) \quad \text{где}$$

q_v – мощность тепловыделения внутренних источников тепла.

4) уравнение теплообмена (условие теплообмена на границе твердого тела и среды):

$$\alpha = -\lambda / \Delta t \left. \frac{\partial t}{\partial n} \right|_{n=0}. \quad (33)$$

Для получения единственного решения системы дифференциальных уравнений (4) – (7) необходимо задать условия однозначности, которые включают: геометрию расчетной области, ее размеры и время процесса; физические свойства текучей среды; закон изменения внутренних источников теплоты (в частном случае, $q_v = 0$); начальные и граничные условия.

Начальные условия определяют распределение температуры, скорости, и давления в начальный момент времени процесса конвективного теплообмена во всей расчетной области:

$$\begin{aligned} t(x_i, \tau = 0) &= t_0(x_i); \\ \vec{w}(x_i, \tau = 0) &= \vec{w}_0(x_i); \\ p(x_i, \tau = 0) &= p_0(x_i). \end{aligned}$$

Граничные условия для уравнения энергии могут иметь вид граничных условий I, II, III и IV родов на твердых ограничивающих течение жидкости поверхностях. Например, граничные условия IV рода в этом случае имеют вид

$$\lambda_w \frac{\partial t_w}{\partial n} \Big|_w = \lambda_{ж} \frac{\partial t_{ж}}{\partial n} \Big|_w ,$$

где λ_w и $\lambda_{ж}$ – коэффициенты теплопроводности ограждений и текучей среды; n – нормаль к поверхности теплообмена.

Скорость на твердых, ограничивающих текучую среду поверхностях равна нулю в силу условия прилипания. На свободных поверхностях расчетной области скорость должна быть либо задана, либо рассчитана в ходе итерационного процесса.

Для расчета поля давления на твердых ограничивающих поверхностях, как правило, задают граничное условие

$$\frac{\partial p}{\partial n} \Big|_w = 0 .$$

4.2. Критериальные уравнения конвективного теплообмена

Используя теорию подобия из системы дифференциальных уравнений (4) – (7), можно получить уравнение теплоотдачи (7) для конвективного теплообмена в случае отсутствия внутренних источников тепла в следующей *критериальной форме*:

$$Nu = f(X; \Phi; X_0; Y_0; Z_0; Re; Gr; Pr) , \quad (34)$$

где $X_0; Y_0; Z_0$ – безразмерные координаты; $Nu = \alpha \cdot l_0 / \lambda$ – *критерий Нуссельта* (безразмерный коэффициент теплоотдачи), характеризует теплообмен между поверхностью стенки и жидкостью (газом); $Re = w_0 \cdot l_0 / \nu$ – *критерий Рейнольдса*, характеризует соотношение сил инерции и вязкости и определяет характер течения жидкости (газа); $Gr = (\beta \cdot g \cdot l_0^3 \cdot \Delta t) / \nu^2$ – *критерий Грасгофа*, характеризует подъемную силу, возникающую в жидкости (газе)

вследствие разности плотностей; $Pe = \frac{w_0 \cdot l_0}{a}$ – *критерий Пекле*,

является мерой соотношения конвективного и молекулярного переносов теплоты в потоке; $Pr = \nu / a = (\mu \cdot c_p) / \lambda$ – *критерий Прандтля*, характеризует физические свойства жидкости (газа);

l_0 – характерный линейный размер (длина, высота, диаметр); w_0 – характерная скорость течения.

4.3. Частные случаи конвективного теплообмена

4.3.1. Теплообмен при движении жидкости в трубах

Гидродинамические исследования показывают, что в гладких цилиндрических трубах при значениях числа Рейнольдса менее 2300 поток движется *ламинарно*, а при $Re \geq 10^4$ наблюдается развитый *турбулентный* режим течения. Промежуточный между ламинарным и турбулентным, так называемый *переходный* режим течения, является неустойчивым и зависит от внешних воздействий (чистоты жидкости и шероховатости поверхности). Следует отметить, что границы перехода от одного режима к другому не зависят от того, какая жидкость или газ протекают в трубах – это может быть вода, воздух, бензин и пр. Поэтому в дальнейшем словом «жидкость» будет определяться любая текучая среда.

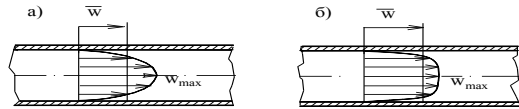


Рис. 1

На рис. 1 показаны профили скорости по поперечному сечению трубы при ламинарном (а) и турбулентном (б) режимах движения потока. Для ламинарного движения отношение средней скорости w_{cp} к максимальной w_{max} составляет примерно 0,5, а для турбулентного режима, где изменение скорости потока происходит в основном в пределах гидродинамического пограничного слоя, это отношение 0,8. Различие в гидродинамике потока, естественно, отражается и на процессе конвективного теплообмена.

Для ламинарного режима

$$Nu_{ж} = 0,15 Re_{ж}^{0,33} Pr_{ж}^{0,43} Gr_{ж}^{0,1} (Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25}; \quad (35)$$

для развитого турбулентного режима

$$Nu_{ж} = 0,021 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25}; \quad (36)$$

для переходного режима

$$Nu_{ж} = Ko \times Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25}, \quad (37)$$

где численное значение комплекса Ко определяется из табл. 1 в зависимости от числа Рейнольдса.

Таблица 1

Re · 10 ³	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	3,0	4,0	5,0	7,5	10
Ko	1,9	2,2	3,3	3,8	4,4	6,0	10,3	15,5	24,4	33,3

В вышеприведенных формулах индекс «ж» показывает, что физические характеристики жидкости (кинематическую вязкость, плотность, теплоемкость и др.), входящие в числа подобия, следует определять при температуре жидкости, а индекс «ст» говорит об определяющей температуре стенки. Определяющей скоростью в этих формулах принята средняя по сечению скорость потока, а определяющим линейным размером является внутренний диаметр трубы d .

Для некруглых труб за определяющий линейный размер принимается *эквивалентный диаметр*

$$d_{э} = 4F / P,$$

где F – площадь поперечного сечения канала, P – смоченный периметр сечения.

При теплообмене между потоком и стенкой в коротких трубах, когда длина трубы L меньше 50 диаметров, полученное значение числа Нуссельта следует умножить на поправочный коэффициент, значение которого приведены в табл. 2.

Таблица 2

L/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
Re = 2·103	1,90	1,70	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,00
Re = 2·104	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1,00
Re = 1·105	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1,00

При движении жидкости в винтовых змеевиках (рис. 2, а) возникает дополнительная циркуляция потока, что приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи. В области развитой турбулентности при значениях

$$Re_f > 18500(d / D)^{0,28},$$

где D – диаметр спирали, коэффициент теплоотдачи, определяемый для прямой трубы, умножается на поправочный коэффициент ε_D , который подсчитывается по формуле

$$\varepsilon_D = 1 + 3,6 d/D. \quad (37)$$

При движении потока в кольцевых каналах (рис. 2, б) теплоотдача определяется выражением

$$Nu_{ж} = 0,017 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} (Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25} (d_2 / d_1)^{0,18}, \quad (38)$$

где d_1 – внутренний диаметр канала, d_2 – наружный диаметр канала, а определяющим размером является разность диаметров $d = d_2 - d_1$.

4.3.2. Теплоотдача при поперечном обтекании одиночной трубы

Картина обтекания потоком цилиндрической трубы показана на рис. 3. Так как скорость обтекания в различных точках цилиндра неодинако-

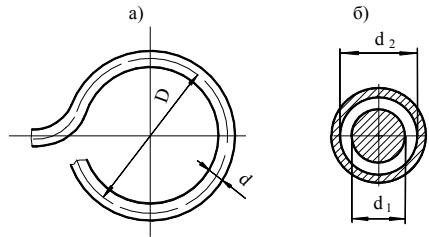


Рис. 2

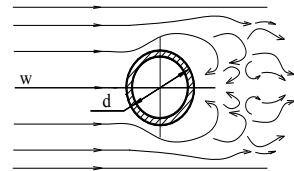


Рис. 3

ва, коэффициент теплоотдачи по периметру будет так же различен.

В практических расчетах локальные значения коэффициента теплоотдачи требуются редко, поэтому ниже приведены формулы, справедливые для осредненных значений чисел Нуссельта и, соответственно, коэффициентов теплоотдачи для всей поверхности трубы при:

$$\begin{aligned} Re_{ж} &= 10 \div 10^3 & Nu_{ж} &= 0,5 Re_{ж}^{0,5} Pr_{ж}^{0,38} (Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25}, \\ Re_{ж} &= 10^3 \div 2 \times 10^5 & Nu_{ж} &= 0,25 Re_{ж}^{0,6} Pr_{ж}^{0,38} (Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25} \end{aligned} \quad (39)$$

В этих формулах определяющими приняты: скорость набегающего потока, температура набегающего потока, наружный диаметр трубы.

В том случае, когда угол атаки набегающего потока по отношению к оси трубы отличен от 90° , значение числа Нуссельта следует умножить на поправочный коэффициент, указанный в табл. 3.

Таблица 3

Угол атаки, град.	90	70	50	30	20
Коэффициент	1,00	0,98	0,83	0,64	0,60

4.3.3. Теплоотдача в пучках труб

Многие теплообменные аппараты состоят не из одиночных поверхностей или труб, а составлены из трубных пучков.

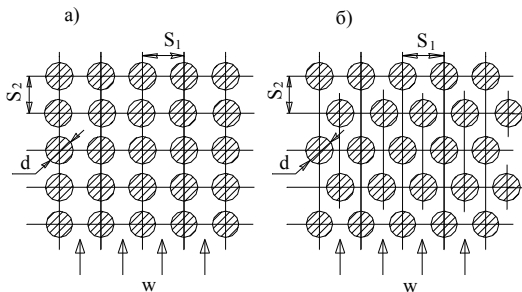


Рис. 4

Расположение труб в пучке относительно друг к другу может быть различным, и от этого зависят условия обтекания труб, что влияет на коэффициент теплоотдачи. Чаще всего рассматривают шахматное (*a*) и коридорное (*б*) расположение труб в пучке (рис. 4). Поперечный S_1 и продольный S_2 шаги между трубами зависят от конструктивных особенностей теплообменника и выбираются в каждом конкретном случае по различным опытным данным.

Для шахматного пучка рекомендуются следующие расчетные выражения:

$$\begin{aligned}
 &\text{при } Re < 10^3 \quad Nu_{ж} = 0,6Re_{ж}^{0,5}Pr_{ж}^{0,36}(Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25}; \\
 &\text{при } Re = 10^3 \div 2 \times 10^5 \quad \text{и} \quad S_1 / S_2 < 2. \\
 &Nu_{ж} = 0,35(S_1 / S_2)^{0,2}Re_{ж}^{0,6}Pr_{ж}^{0,36}(Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25}; \quad (40) \\
 &\text{при } Re = 10^3 \div 2 \times 10^5 \quad \text{и} \quad S_1 / S_2 > 2. \\
 &Nu_{ж} = 0,40Re_{ж}^{0,6}Pr_{ж}^{0,36}(Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25}; \\
 &\text{при } Re > 2 \times 10^5 \quad Nu_{ж} = 0,021Re_{ж}^{0,84}Pr_{ж}^{0,36}(Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25}.
 \end{aligned}$$

В случае коридорного расположения труб в пучке используются следующие формулы:

$$\begin{aligned}
 &\text{при } Re < 10^3 \quad Nu_{ж} = 0,52Re_{ж}^{0,5}Pr_{ж}^{0,36}(Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25}; \\
 &\text{при } Re = 10^3 - 2 \times 10^5 \quad Nu_{ж} = 0,27Re_{ж}^{0,63}Pr_{ж}^{0,36}(Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25}; \\
 &\text{при } Re > 2 \times 10^3 \quad Nu_{ж} = 0,02Re_{ж}^{0,84}Pr_{ж}^{0,36}(Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25}. \quad (41)
 \end{aligned}$$

В этих формулах определяющим размером является наружный диаметр трубы, а определяющей скоростью – скорость потока в самом узком сечении пучка. Симплекс S_1/S_2 характеризует особенности геометрии пучка.

Все вышеприведенные формулы справедливы для третьего и последующих рядов труб, где поток считается установившимся и коэффициент теплоотдачи постоянным. Коэффициент теплоотдачи для труб первого ряда составляет 0,6 от найденного по формулам (40)–(41). Для труб второго ряда этот поправочный коэффициент равен 0,7 для шахматного расположения труб и 0,9 – для коридорного. Средний коэффициент теплоотдачи для всего пучка, состоящего из z рядов, определяется по формулам: для шахматного пучка – $\bar{\alpha} = \alpha(z - 0,7)/z$, для коридорного пучка – $\bar{\alpha} = \alpha(z - 0,5)/z$.

4.3.4. Теплоотдача при вынужденном движении потока вдоль горизонтальной пластины

При ламинарном режиме течения потока (при $Re < 2 \cdot 10^5$) рекомендуется следующая формула:

$$Nu_{ж} = 0,66 Re_{ж}^{0,5} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25}. \quad (42)$$

В случае турбулентного движения жидкости (при $Re > 5 \cdot 10^5$)

$$Nu_{ж} = 0,037 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25}. \quad (43)$$

Определяющим линейным размером в этих формулах является длина пластины в направлении потока, а определяющей скоростью – средняя скорость потока.

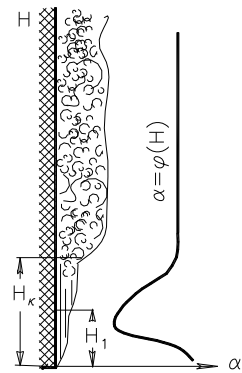


Рис. 5

4.3.5. Теплоотдача при естественной конвекции

Если температура стенки превышает температуру жидкости или газа, находящихся около стенки, то в самой среде возникает естественная конвекция из-за различия в плотности неодинаково нагретой среды.

На рис. 5 показано, изменение коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции около вертикальной пластины или трубы.

При числе Рэлея менее 10^9 процесс протекает в области, соответствующей высоте H_k и для этого режима теплоотдача определяется по формуле

$$Nu_{ж} = 0,76Ra_{ж}^{0,25}(Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25}. \quad (44)$$

При значениях $Ra > 10^9$ наблюдается и ламинарное, и турбулентное течение.

В этом случае вначале определяется критическая высота

$$H_k = 10^3 [va / (g\beta\Delta t)]_{ж}^{0,33}. \quad (45)$$

На оставшемся участке с турбулентным режимом движения потока коэффициент теплоотдачи α_t определяется по формуле

$$Nu_{ж} = 0,15Ra_{ж}^{0,33}(Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25}. \quad (46)$$

Средний по высоте коэффициент теплоотдачи при наличии ламинарного и турбулентного участков пограничного слоя на вертикальной поверхности определяется по выражению

$$\bar{\alpha} = [\alpha_{л}H_k + \alpha_t(H - H_k)]/H, \quad (47)$$

где $\alpha_{л}, \alpha_t$ – коэффициенты теплоотдачи ламинарного и турбулентного участков.

5. Основные положения теории теплообмена излучением

Тепловое излучение (радиационный или лучистый теплообмен) – это распространение через газовый слой внутренней энергии излучающего тела путем электромагнитных волн. Возбудителями этих волн являются электрически заряженные частицы, входящие в состав тела. Всякое тело, имеющее температуру T , отличную от абсолютного нуля, способно излучать лучистую энергию, т. е. наряду с потоком энергии от более нагретых тел к менее нагретым всегда имеется и обратный поток

энергии от менее нагретых тел к более нагретым. Конечный результат этого обмена и представляет количество теплоты, передаваемой излучением. Наиболее наглядным примером лучистого теплообмена является излучение Землей теплоты от Солнца (солнечная радиация). Существуют различные виды электромагнитного излучения: γ -излучение, рентгеновское излучение, радиоволны и др. Однако способностью трансформироваться в теплоту (повышать внутреннюю энергию облучаемого тела) обладает излучение светового диапазона (длина волн 0,4–0,8 мкм) и в наибольшей мере инфракрасного диапазона. С увеличением температуры тела тепловое излучение увеличивается, т. к. увеличивается внутренняя энергия тела.

Большинство твердых и жидких тел излучают энергию всех длин волн в интервале от 0 до ∞ , т. е. имеют непрерывный спектр излучения. Газы, испускают энергию только в определенном интервале длин волн (селективный спектр излучения). Лучистый поток, излучаемый с единицы поверхности тела по всем направлениям полусферического пространства, называется плотностью излучения E , Вт/м². Если величина E одинакова для всех элементов поверхности F , то полный тепловой поток $Q = E \cdot F$, Вт.

Если на тело падает лучистый поток Q , то часть этого потока Q_A будет поглощаться телом, часть Q_R – отражаться, а часть Q_D – проходить сквозь него: $Q = Q_A + Q_D + Q_R$. Поделив это равенство на величину Q , получим соотношение коэффициентов поглощения $A = (Q_A/Q)$, отражения

$$R = (Q_R/Q) \text{ и прозрачности } D = (Q_D/Q)$$

$$A + R + D = 1. \tag{48}$$

Для абсолютно черного тела $A = 1$ и $R = D = 0$; для абсолютно белого тела $R = 1$ и $A = D = 0$; для абсолютно прозрачных тел $D = 1$ и $R = A = 0$.

Большинство твердых и жидких тел для тепловых лучей практически непрозрачны, т. е. для них $D = 0$ и $A + R = 1$.

Одно- и двухатомные газы практически прозрачны для теплового излучения. Трех- и многоатомные газы обладают селективной способностью излучать и поглощать энергию.

Участвующее в лучистом теплообмене тело (например, твердое), помимо собственного излучения E отражает падающую на него энергию в количестве $RE_{\text{пад}}$. Сумма энергии собственного отраженного излучения составляет эффективное излучение тела:

$$E_{\text{эфф}} = E + RE_{\text{пад}}. \quad (49)$$

Для расчета лучистого теплообмена между телами важное значение имеет результирующее излучение, представляющее разность между потоком, получаемым телом, и потоком, которое оно испускает. Плотность результирующего излучения

$$q = E - AE_{\text{пад}}. \quad (50)$$

Закон Планка устанавливает зависимость интенсивности излучения от температуры T и длины волны λ : при всех температурах интенсивность излучения равна нулю при $\lambda = 0$ и $\lambda = \infty$, а при некотором промежуточном значении $\lambda_{\text{т}}$ имеет максимум; для всех длин волн интенсивность излучения тем выше, чем выше температура.

Длину волны, которой соответствует максимум теплового излучения, согласно закону Вина, можно найти из условия, (мкм) $\lambda_{\text{т}} = 2900 / T$. Следовательно, с повышением температуры максимум излучения смещается в сторону более коротких волн.

Согласно закону Стефана–Больцмана, плотность потока собственного излучения абсолютно черного тела (как результат суммирования интенсивности излучения по всем длинам волн)

$$E_0 = \sigma_0 \cdot T^4, \quad (51)$$

где σ_0 – постоянная излучения абсолютно черного тела ($\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$). Для практических расчетов (51) приводят к виду $E_0 = c_0(T/100)^4$, где $c_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Спектры излучения реальных тел отличны от спектра излучения абсолютно черного тела. При этом интенсивность излучения тела на любой длине волны никогда не превышает соответствующую интенсивность излучения абсолютно черного тела. Частным случаем реальных тел являются серые тела, спектр излучения которых подобен спектру излучения черного тела. В практике расчетов с определенной степенью точности реальные тела считают серыми, для которых закон Стефана–Больцмана имеет вид

$$E = \varepsilon \cdot \sigma_0 \cdot T^4, \quad (52)$$

где ε – коэффициент излучения (степень черноты) серого тела; всегда $\varepsilon \leq 1$.

Согласно закону Кирхгофа, отношение излучательной способности к поглотительной при температурном равновесии не зависит от природы тела, т. е. поглотительная способность численно равна степени черноты тела: $A = \varepsilon$.

С помощью закона Стефана–Больцмана можно определить общее количество энергии, излучаемое телом по всем возможным направлениям. Однако распределение этой энергии по разным направлениям оказывается неодинаковым. Согласно закону Ламберта, количество энергии E_φ , излучаемой телом в направлении, составляющем с нормалью к поверхности угол φ , определяется по уравнению

$$E_\varphi = E_\pi \cdot \cos \varphi. \quad (53)$$

Опыт показывает, что закон Ламберта строго справедлив только для абсолютно черного тела. У серых тел этот закон подтверждается лишь в пределах $\varphi = 0 - 60^\circ$.

Применение законов лучистого теплообмена и представление об эффективной плотности теплового потока позволяют найти расчетные зависимости для результирующего теплового потока между твердыми телами, разделенными прозрачной средой ($D = 1$).

Тепловой поток между двумя параллельными пластинами 1 и 2 неограниченных размеров ($T_1 \geq T_2$), Вт:

$$Q_{12} = \varepsilon_{12} \cdot \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) F, \quad (54)$$

где $\varepsilon_{12} = \left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)^{-1}$ – приведенная степень черноты системы;

площадь пластины $F \rightarrow \infty$.

Тепловой поток между двумя телами, одно из которых находится в полости (оболочке) другого тела; поверхность внутреннего тела F_1 – выпуклая, внешнего F_2 – вогнутая; температура внутреннего тела T_1 , а внешнего T_2 , причем $T_1 > T_2$:

$$Q_{12} = \varepsilon_{12} \cdot \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) F_1, \quad (55)$$

где $\varepsilon_{12} = \left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \varphi_{21} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \right)^{-1}$; $\varphi_{21} = \left(\frac{F_1}{F_2} \right)$ – угловой коэффициент

излучения, характеризующий часть излучения внешней поверхности, попадающей на внутреннюю. Если $\varphi_{21} = 0$ то

$$\varepsilon_{12} = \varepsilon_1. \quad (56)$$

В реальных условиях эксплуатации различных технических систем теплота может одновременно передаваться теплопроводностью, конвекцией и излучением. Такой теплообмен называют сложным.

Если газообразная среда прозрачна для тепловых лучей ($D=1$), то расчет теплообмена осуществляют, используя принцип аддитивности (суммирования) тепловых потоков за счет отдельных способов (механизмов) теплообмена. В наиболее общем случае радиационно-конвективной теплоотдачи величина теп-

лового потока Q от стенки к омывающему ее газу и к окружающим телам путем соответственно конвективной теплоотдачи Q_k и теплового излучения Q_p через прозрачный газ, Вт,

$$Q = Q_k + Q_p = \alpha_k (t_c - t_j) F_c + \varepsilon_{np} \cdot \sigma_0 (T_c^4 - T_{от}^4) F_c, \quad (57)$$

где t_c и t_j – температура соответственно стенки и газа за пределами пограничного слоя; F_c – площадь поверхности теплообмена стенки; ε_{np} – приведенная степень черноты системы; $T_{от}$ – температура окружающих тел (оболочки).

Если газовый объем ограничен стенками и его толщина соизмерима с толщиной пограничных слоев, то теплообмен рассматривают как радиационно-кондуктивный и в расчете учитывают метод эквивалентной теплопроводности, рассмотренный выше.

6. Теплообменные аппараты

Теплообменными аппаратами называют технические устройства, предназначенные для передачи теплоты от одного теплоносителя к другому. Теплообменными аппаратами являются: парогенераторы и конденсаторы паротурбинных установок, испарители и конденсаторы холодильных машин, промежуточные охладители компрессорных установок и многие другие устройства. Участвующие в теплообмене вещества (теплоносители) могут находиться в жидком или газообразном состоянии либо в виде двухфазного потока.

По принципу действия теплообменные аппараты делятся на рекуперативные, регенеративные и смесительные (или контактные). В *рекуператорах* обеспечивается передача тепла от горячего теплоносителя к холодному через разделяющую их стенку (по конструктивному исполнению рекуператоры бывают самыми разнообразными: кожухотрубными, радиаторными, пластинчатыми, спиральными, сотовыми, витыми и многими дру-

гими). В *регенераторах* горячий и холодный теплоносители омывают одну и ту же поверхность теплообмена (теплогорючую аккумулярующую насадку), например, воздухоподогреватели доменных печей, регенераторы разделения воздуха и др. Режим работы регенераторов обычно нестационарный. В *смесительных* аппаратах передача тепла между теплоносителями осуществляется путем непосредственного их смешивания (контакта). Часто контактный теплообмен сопровождается массообменом, например, в градирнях, скрубберах, эжекторах и др.

Кроме перечисленных, существует множество их разновидностей, применяемых в технике.

Наиболее широкое применение находят рекуперативные теплообменные аппараты различного назначения.

Тепловой расчет рекуператоров может быть проектным, целью которого является определение поверхности теплообмена, и поверочным, в результате которого при известной поверхности нагрева F_0 определяются количество передаваемой теплоты (тепловая мощность Q) и конечные температуры теплоносителей t_1'' и t_2'' . Основными расчетными уравнениями являются:

– уравнения теплового баланса (уравнения I закона термодинамики), которые при отсутствии тепловых потерь от корпуса аппарата имеют вид

$$Q = c_{p1} G_1 \cdot (t_1' - t_1'') = c_{p2} G_2 \cdot (t_2'' - t_2'), \quad (58)$$

где нижний индекс «1» и «2» относятся соответственно к горячему и холодному теплоносителю; верхние индексы «/» и «//» – к параметрам теплоносителей на входе и выходе. Очевидно, что при работе в стационарном режиме массовые расходы G_1 и G_2 теплоносителей постоянны по длине.

Третьим расчетным уравнением является основное соотношение теплопередачи, которое при условии $k \approx \text{const}$, представляется как

$$Q = \int_0^F k \cdot \Delta t \cdot dF = \bar{k} \cdot \int_0^F \Delta t dF = \bar{k} \cdot \Delta t_{cp} \cdot F, \quad (59)$$

где $\bar{k} = (F_1 \cdot k_1 + F_2 \cdot k_2 + \dots + F_n \cdot k_n) / (F_1 + F_2 + \dots + F_n)$ –

средний коэффициент теплопередачи; $\Delta t_{cp} = \frac{1}{F} \int_0^F \Delta t dF$ – средний температурный напор между теплоносителями.

Величина Δt_{cp} зависит от схемы движения теплоносителей.

Наиболее простыми схемами являются: прямоток, противоток и перекрестный ток. При прямотоке теплоносители движутся вдоль поверхности теплообмена в одном направлении, при противотоке – в противоположных направлениях, при перекрестном токе – в перекрещивающихся направлениях. Во многих аппаратах схемы намного более сложные. При противотоке можно обеспечить более высокое значение среднего температурного напора Δt_{cp} , что является достоинством этой схемы в ряде случаев.

Если необходимо поддерживать постоянную температуру на поверхности нагрева ($t_c \approx \text{const}$), то предпочтение отдают прямоточным схемам (рис. 6). Средний температурный напор для прямотока и противотока определяют как:

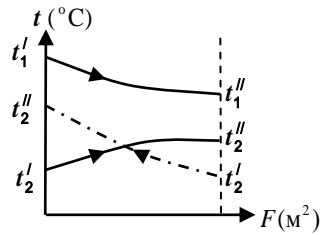


Рис. 6

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln(\Delta t_{max} / \Delta t_{min})}, \quad (60)$$

где Δt_{max} – максимальный, а Δt_{min} – минимальный температурный напор (например, для прямотока

$$\Delta t_{max} = t'_1 - t'_2, \quad \Delta t_{min} = t''_1 - t''_2,$$

а для противотока $\Delta t_{\max} = t_1' - t_2''$, $\Delta t_{\min} = t_1'' - t_2'$).

Около 80 % энергии в промышленности передается в различных теплообменных аппаратах и поэтому центральной задачей при их проектировании является экономия материальных и экономических ресурсов.

При этом необходимо учитывать, что с уменьшением металлоемкости аппарата снижаются капитальные затраты, но одновременно с этим растут энергетические затраты при эксплуатации, связанные с ростом скоростей или температурных напоров. Так, например, повышение скорости теплоносителя позволяет повысить коэффициент теплоотдачи и, соответственно, коэффициент теплопередачи аппарата, а следовательно, уменьшить габариты и металлоемкость. Однако при этом возрастают потери напора и расход мощности на привод насоса или компрессора.

Повышение эффективности теплообменных систем предполагает: 1) уменьшение поверхности или увеличение производительности при заданных условиях работы; 2) уменьшение температурного напора Δt_{cp} при заданных площади поверхности теплообмена F и производительности (тепловой мощности Q). Эти задачи могут быть решены путем повышения коэффициента теплопередачи K .

7. КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

Задача 1

Определение мощности электронагревателя для обогрева помещения

Две стены помещения с внутренними размерами $(1 - a \cdot h$ и $2 - b \cdot h)$ выложены из красного кирпича толщиной $\delta_{кп}$, изолированного с наружной стороны сайдингом толщиной $\delta_{сд}$, а с внутренней покрыта слоем штукатурки толщиной $\delta_{шт}$.

3 и 4-я стены с размерами $(3 - b \cdot h$ и $4 - a \cdot h)$ выполнены из панелей толщиной $\delta_{пн}$, оштукатуренных с обеих сторон штукатуркой толщиной $\delta_{шт}$. Пол и потолок выполнены из железобетонных плит толщиной $\delta_{жб}$, где a – длина, b – ширина, h – высота. Коэффициенты теплопроводности материалов конструкции соответственно равны $\lambda_{пн} = 0.7$ Вт/(м \cdot °C), $\lambda_{кп} = 0.75$ Вт/(м \cdot °C), $\lambda_{сд} = 0.35$ Вт/(м \cdot °C), $\lambda_{шт} = 1.2$ Вт/(м \cdot °C) и $\lambda_{жб} = 2.2$ Вт/(м \cdot °C). Какой мощности электронагреватель нужно установить, чтобы температура в помещении сохранялась на уровне $t_{вн}$, если теплоперенос через 3 и 4-ю стены отсутствует, а температура наружного воздуха равняется $t_{нар}$ и коэффициенты теплоотдачи соответственно на внутренних и внешних поверхностях элементов конструкции соответственно равны:

$$\alpha_{с1} = 9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}, \alpha_{с2} = 20 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)} \text{ (для 3 и 4 стены);}$$

$$\alpha_{п1} = 10 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}, \alpha_{п2} = 4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)} \text{ (для пола);}$$

$$\alpha_{пт1} = 8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}, \alpha_{пт2} = 15 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)} \text{ (для потолка).}$$

Таблица 1

Первая цифра варианта	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a , м	2	3,5	4	3,3	3	6	5	9	2,5	8
b , м	3	4	4	5	2,5	9	8	6	5,5	12
$\delta_{кп}$, м	0,385	0,51	0,77	0,385	0,51	0,77	0,385	0,51	0,77	0,25
$\delta_{сд}$, мм	6	8	10	6	8	10	6	8	10	12

$\delta_{шт}, \text{ мм}$	12	10	8	15	12	10	12	10	8	15
Последняя цифра варианта	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$h, \text{ м}$	2,5	3	2,5	3,3	5	6	5,5	7	6,6	6
$\delta_{жб}, \text{ мм}$	220	220	220	220	220	220	220	220	220	220
$t_{вн}, \text{ }^\circ\text{C}$	18	16	14	20	22	19	15	17	21	16
$t_{нар}, \text{ }^\circ\text{C}$	-5	-10	-35	-30	-25	-15	-10	-30	-15	-6

Решить задачу и ответить письменно на следующие вопросы:

1. Что такое тепловой поток, плотность теплового потока, температурное поле?
2. Как распределяется температура по толщине плоской многослойной стенки?
3. Физический смысл коэффициентов теплопроводности λ и теплоотдачи α , их размерность.
4. Какова математическая запись закона Фурье и закона Ньютона – Рихмана?
5. Что такое термическое сопротивление? Какова размерность величины термического сопротивления? Чем отличается термическое сопротивление теплоотдачи на поверхности плоской стенки от термического сопротивлениями теплопроводности плоской стенки?

Задача 2

Расчет параметров изолированного трубопровода

По трубопроводу с размерами d_2/d_1 , где d_1 – внутренний диаметр трубы, а d_2 – наружный диаметр, течет горячая вода с температурой $t_{ж1}$. Температура окружающей среды $t_{ж2}$. Снаружи труба покрыта слоем изоляционного материала толщиной δ с коэффициентом теплопроводности λ_2 , коэффициентом теплопроводности материала трубы λ_1 . Средние коэффициенты теплоотдачи с внутренней поверхности трубы и внешней изоляционного материала соответственно равны α_1, α_2 . Определить ко-

личество теплоты, отдаваемой единицей длины трубы в окружающее пространство, а также температуры на внутренней и внешней поверхностях трубы.

Таблица 2

Первая цифра варианта	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d_1 , мм	20	24,45	24,3	30,7	39,5	45	20	30,7	15	24,4
d_2 , мм	22	26,8	26,8	33,5	42,3	48	22	33,5	17	26,8
δ , мм	10	15	20	25	10	15	20	25	10	15
$t_{ж1}$, °C	60	95	105	115	100,5	95	98,8	102	78	80
$t_{ж2}$, °C	23	18	20	15	10	22	14	16	18	20
Последняя цифра варианта	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
λ_1 , Вт/(м·°C)	50	58	221	58	50	221	221	50	58	50
λ_2 , Вт/(м·°C)	0,06	0,038	0,041	0,052	0,064	0,07	0,056	0,04	0,084	0,05
α_1 , Вт/(м ² ·°C)	23	23	100	30	30	100	23	23	30	23
α_2 ,	12	30	5000	10	10	5000	30	12	10	12

Решить задачу и ответить письменно на следующие вопросы:

1. В чем отличие между коэффициентами теплопроводности, теплоотдачи, температуропроводности и теплопередачи? Какова их размерность, каков их физический смысл?
2. Какому закону соответствует распределение температуры в цилиндрической однослойной стенке?
3. Каким образом определяются тепловые потери с цилиндрической поверхности однослойной теплоизоляции при граничных условиях I рода?
4. Как определяется коэффициент теплопередачи для многослойной цилиндрической стенки при граничных условиях III рода?
5. Какова зависимость тепловых потерь трубопровода от наружного диаметра его теплоизоляции, если: а) крити-

ческий диаметр теплоизоляции меньше наружного диаметра стальной трубы; б) критический диаметр теплоизоляции больше наружного диаметра стальной трубы?

Задача 3

Определение времени нагревания вала до заданной температуры

Длинный стальной вал диаметром $d = 2r_0$, который имел температуру t_0 , °С, был помещен в печь с температурой $t_{ж}$, °С. Определить время τ , необходимое для нагрева вала, если нагрев считается законченным, когда температура на оси вала станет равной $t_{r=0}$ °С. Определить также температуру на поверхности вала $t_{r=r_0}$ в конце нагрева.

Коэффициент теплопроводности и температуропроводности стали равны соответственно λ и a . Коэффициент теплоотдачи к поверхности вала α . Для решения воспользоваться номограммами (прил. 3, 4).

Таблица 3

Первая цифра варианта	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
t_0 , °С	20	18	25	14	16	15	20	30	28	15
$t_{ж}$, °С	700	600	750	500	580	900	1130	1100	1300	800
$t_{r=0}$, °С	680	550	700	45	550	800	1100	1000	1200	780
r_0 , мм	60	50	70	80	50	60	70	60	50	70
Последняя цифра варианта	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
λ , Вт/(м·°С)	21	46	58	45,4	45,5	58	46	21	37,2	37
a 10 ⁻⁵ , м ² /с	6,11	3,95	4,57	6,42	1,75	12,5	0,64	4,47	7,72	6,55
α , Вт/(м ² ·°С)	140	145	140	150	130	130	145	140	150	160

Решить задачу и ответить письменно на следующие вопросы:

1. Как записывается одномерное уравнение теплопроводности в декартовой и цилиндрической системах координат для нестационарного случая при условии, что внутренние источники тепла отсутствуют?
2. Как определяется критерии Био и Фурье и что они характеризует?
3. Как коэффициент теплоотдачи α влияет на время нагревания или охлаждения твердых тел?
4. Каким образом определяется относительная температура при решении задач нестационарной теплопроводности?
5. Какие условия ставятся при решении нестационарных задач теплопроводности и как они записываются?

Задача 4

Определение теплового потока от газа к внутренней поверхности газопровода

Определить тепловой поток от газа к внутренней поверхности участка газопровода длиной L метров и диаметром d мм., если температура стенки трубы $t_{ст}$ °С, а температура газа в трубе $t_{г}$ °С. Линейная скорость газа w м/с. Газ - метан. Давление в трубопроводе p МПа.

Таблица 4

Первая цифра варианта	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	20	30	40	50	20	30	40	50	35	45
$t_{г}, ^\circ\text{C}$	40	50	60	40	50	60	60	90	80	60
$p, \text{МПа}$	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
Последняя цифра варианта	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$L, \text{м}$	10	20	30	40	50	10	20	30	40	50
$d, \text{мм}$	400	500	700	800	1020	400	500	700	800	1020
$w, \text{м/с}$	3	5	7	9	10	4	6	8	10	3

Решить задачу и ответить письменно на следующие вопросы:

1. Как записываются основные безразмерные комплексы теории конвективного теплообмена и их физический смысл?
2. Какие режимы движения жидкости вы знаете и чем они характеризуются?
3. Какие значения критического числа Рейнольдса определяют режимы движения при обтекании пластины и течения в трубе?
4. Какой механизм передачи тепла работает при свободной и вынужденной конвекции?
5. Какие условия ставятся при решении задач конвективного теплообмена и как они записываются?

Задача 5

Определение плотности лучистого теплового потока между двумя параллельными плоскими стенками

Определить плотность лучистого теплового потока между двумя, параллельно расположенными, плоскими стенками, имеющими температуры $t_1^{\circ}\text{C}$ и $t_2^{\circ}\text{C}$, а степени черноты поверхностей соответственно равны ε_1 и ε_2 . Как изменится интенсивность теплообмена при наличии между стенками экрана, со степенями черноты с обеих сторон $\varepsilon_{\text{эк}} = 0,025$. Условия теплообмена считать стационарными. Теплопроводностью и конвективным теплообменом в зазоре между пластинами пренебречь. В качестве экрана взять тонкий металлический лист.

Таблица 5

Первая цифра варианта	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_1, ^{\circ}\text{C}$	400	350	300	250	200	200	250	300	350	400
ε_1	0.87	0.85	0.83	0.8	0.75	0.86	0.84	0.82	0.8	0.78
Последняя цифра варианта	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9

$t_2, ^\circ\text{C}$	0.5	0.48	0.46	0.44	0.42	0.43	0.45	0.47	0.49	0.51
ε_2	3	3.5	4	4.5	5	5	4.5	4	3.5	3

Решить задачу и ответить письменно на следующие вопросы:

1. Какой механизм передачи тепла работает при свободной и вынужденной?
2. Какие виды лучистых потоков вы знаете?
3. Какое тело называется абсолютно черным, а какое абсолютно белым?
4. Как записывается закон Стефана - Больцмана и что он определяет?
5. Как экранирование влияет на величину лучистого теплового потока?

Задача 6

Определение поверхности нагрева рекуперативного воздушного теплообменника

Определить поверхность нагрева стального рекуперативного воздушного теплообменника (толщина стенок $\delta_{ст}$ мм) при прямоточной и противоточной схемах движения теплоносителей, если объемный расход воздуха при нормальных условиях $Q_{возд}$, средний коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности нагрева α_1 , от поверхности нагрева к воде α_2 Вт/(м²·°C), начальные и конечные температуры воздуха и воды соответственно равны t'_1, t''_1, t'_2, t''_2 . Определить также расход воды $Q_{вод}$, через теплообменник. Изобразить график изменения температур теплоносителей для обеих схем при различных соотношениях их условных эквивалентов.

Таблица 6

Первая цифра варианта	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q_{\text{возд}}, \text{ м}^3/\text{с}$	20	30	40	50	20	30	40	50	35	45
$t_1', ^\circ\text{C}$	400	390	380	370	360	400	390	380	370	360
$t_1'', ^\circ\text{C}$	160	150	140	130	120	170	165	155	145	135
Последняя цифра варианта	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\alpha l, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	10	20	30	40	50	10	20	30	40	50
$t_2', ^\circ\text{C}$	30	35	40	45	50	50	45	40	35	30
$t_2'', ^\circ\text{C}$	140	135	125	120	110	150	145	140	335	130
$w, \text{ м}/\text{с}$	3	3.5	4	4.5	5	5	4.5	4	3.5	3

Решить задачу и ответить письменно на следующие вопросы:

1. Какие виды теплообменных аппаратов вы знаете?
2. Какие основные уравнения используются при расчете теплообменных аппаратов?
3. Как определяются средне арифметический и средне логарифмический температурный напор?
4. Какие преимущества имеет противоточная схема теплообменника перед прямоточной? В каких случаях эти схемы эквивалентны?
5. Где применяют рекуперативные теплообменники?

ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 1

Определение мощности электронагревателя для обогрева помещения

Две стены углового помещения выложены из красного кирпича толщиной $\delta_{\text{кп}} = 0,51$ м, изолированные с наружной стороны сайдингом толщиной $\delta_{\text{сд}} = 8$ мм, а с внутренней покрыты слоем штукатурки толщиной $\delta_{\text{шт}} = 10$ мм. с ми размерам, $(1 - a \cdot h$ и $2 - b \cdot h)$.

3 и 4-я стены с размерами $(3 - b \cdot h$ и $4 - a \cdot h)$ выполнены из панелей толщиной $\delta_{\text{пн}}$, оштукатуренных с обеих сторон штукатуркой толщиной $\delta_{\text{шт}} = 10$ мм. Пол и потолок выполнены из железобетонных плит толщиной $\delta_{\text{жб}} = 220$ мм, где $a = 4$ м – длина, $b = 3,5$ м – ширина, $h = 3$ м – высота. Коэффициенты теплопроводности материалов конструкции соответственно равны $\lambda_{\text{пн}} = 0.7$ Вт/(м·°С), $\lambda_{\text{кп}} = 0.75$ Вт/(м·°С), $\lambda_{\text{сд}} = 0.35$ Вт/(м·°С), $\lambda_{\text{шт}} = 1.2$ Вт/(м·°С) и $\lambda_{\text{жб}} = 2.2$ Вт/(м·°С), Какой мощности электронагреватель нужно установить, чтобы температура в помещении сохранялась на уровне $t_{\text{вн}} = 16^\circ\text{C}$, если теплоперенос через 1 и 2-ю стены отсутствует, а температура наружного воздуха равняется $t_{\text{нар}} = -10^\circ\text{C}$ и коэффициенты теплоотдачи на внутренних и внешних поверхностях элементов конструкции соответственно равны:

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{с1}} &= 9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}), \alpha_{\text{с2}} = 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \text{ (для 1 и 2 стены);} \\ \alpha_{\text{п1}} &= 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}), \alpha_{\text{п2}} = 4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \text{ (для пола);} \\ \alpha_{\text{пт1}} &= 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}), \alpha_{\text{пт2}} = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \text{ (для потолка).} \end{aligned}$$

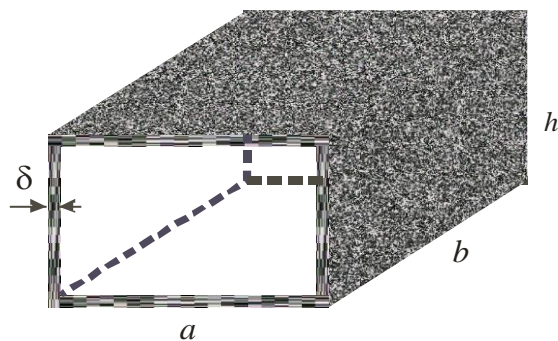


Рис. 7. Габариты помещения

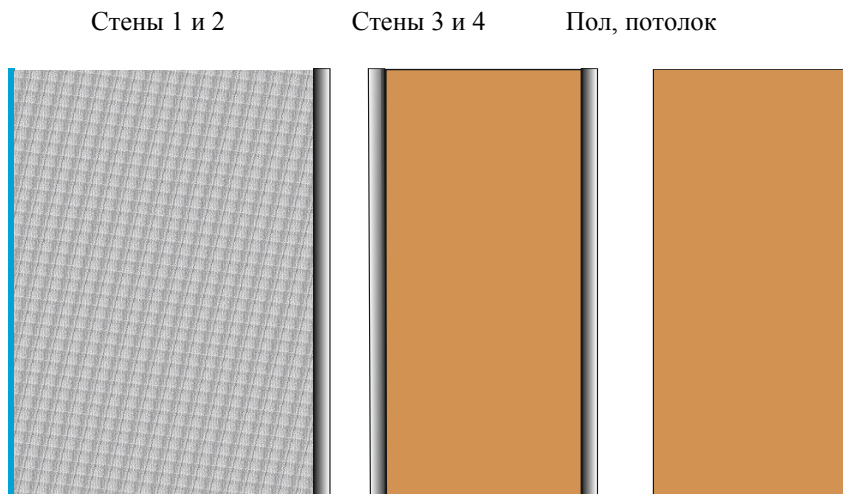


Рис. 8. Элементы конструкции помещения

Решение

Мощность электронагревателя должна быть такой, чтобы восполнять тепловые потери через все элементы ограждающей конструкции помещения:

$$N_{\text{эл}} = Q_{\text{ст}} + Q_{\text{п}} + Q_{\text{пт}}.$$

Определим тепловые потери через ограждающие конструкции –

а) через стены 1 и 2:

– плотность теплового потока

$$q_{ст} = \frac{t_B - t_H}{\frac{1}{\alpha_{c_1}} + \frac{\delta_{сд}}{\lambda_{сд}} + \frac{\delta_{кп}}{\lambda_{кп}} + \frac{\delta_{ш}}{\lambda_{ш}} + \frac{1}{\alpha_{c_2}}} =$$

$$= \frac{16 - (-10)}{\frac{1}{9} + \frac{0,008}{0,7} + \frac{0,51}{0,75} + \frac{0,01}{1,2} + \frac{1}{20}} = 30,202 \text{ Вт/м}^2;$$

Общая площадь 1 и 2 стены будет равна

$$F_{ст} = h(a+b) = 3 \cdot (4 + 3,5) = 22,5 \text{ м}^2;$$

– количество теплоты

$$Q_{ст} = q_{ст} \cdot F_{ст} = 30,202 \cdot 22,5 = 679,545 \text{ Вт};$$

б) через стены 3 и 4, контактирующими с другими внутренними помещениями, имеющими такую же температуру внутреннего воздуха плотность теплового потока будет равна нулю, а, следовательно, и теплопотери через эти стены равны нулю;

в) через пол:

$$Q_{п} = \frac{t_B - t_H}{\frac{1}{\alpha_{п_1}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{п_2}}} (a \cdot b) =$$

$$\frac{16 - (-10)}{\frac{1}{10} + \frac{0,22}{2,2} + \frac{1}{4}} (4 \cdot 3,5) = 808,889 \text{ Вт.}$$

в) через потолок

$$Q_{пт} = \frac{t_B - t_H}{\frac{1}{\alpha_{пт_1}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{пт_2}}} (a \cdot b) =$$

$$= \frac{16 - (-10)}{\frac{1}{8} + \frac{0,22}{2,2} + \frac{1}{15}} (4 \cdot 3,5) = 1248 \text{ Вт.}$$

Необходимая мощность электронагревателя составит

$$N_{\text{ЭД}} = 579,345 + 808,889 + 1248 = 2636,234 \text{ Вт.}$$

Задача 2

Расчет теплопередачи через цилиндрическую стенку

По трубопроводу с размерами d_2/d_1 , где d_1 – внутренний диаметр трубы, равный 20 мм, а d_2 – наружный диаметр, равный 22 мм, течет горячая вода с температурой $t_{\text{ж1}} = 95$ °С. Температура окружающей среды $t_{\text{ж2}} = 22$ °С.

Снаружи труба покрыта слоем изоляционного материала толщиной $\delta = 10$ мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_2 = 0,07$ Вт/(м·°С), коэффициентом теплопроводности материала трубы $\lambda_1 = 211$ Вт/(м·°С). Коэффициенты теплоотдачи с внутренней поверхности трубы и внешней изоляционного материала соответственно равны $\alpha_1 = 100$ Вт/(м²·°С) и $\alpha_2 = 5000$ Вт/(м²·°С). Определить количество теплоты, отдаваемой единицей длины трубы, в окружающее пространство, а также температуры на внутренней поверхности трубы и внешней поверхности изоляции.

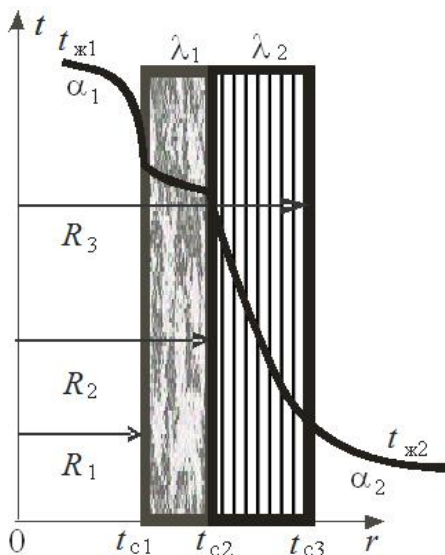


Рис. 9. Схема двухслойной цилиндрической стенки

Решение.

Найдем диаметр d_3 , определяющий внешнюю толщину трубы по формуле

$$d_3 = d_2 + 2\delta = 0,022 + 2 \cdot 0,01 = 0,042 \text{ м.}$$

Линейную плотность теплового потока при теплопередаче через двухслойную цилиндрическую стенку определим по формуле

$$\begin{aligned} q_\ell &= \frac{\pi(t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \sum_{i=1}^2 \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_3}} = \\ &= \frac{3,14(95 - 22)}{\frac{1}{100 \cdot 0,02} + \frac{1}{2 \cdot 211} \ln \frac{22}{20} + \frac{1}{2 \cdot 0,07} \ln \frac{42}{22} + \frac{1}{5000 \cdot 0,042}} = 44,72 \text{ Вт / м.} \end{aligned}$$

Количество теплоты, отдаваемой единицей длины трубы ($l = 1\text{ м}$) в окружающее пространство, найдем по формуле

$$Q = q_\ell \cdot l = 44,72 \cdot 1 = 44,72 \text{ Вт.}$$

Температуру на внутренней поверхности стенки трубопровода определим по формуле

$$t_{c1} = t_{ж1} - \frac{q_\ell}{\pi} \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} = 95 - \frac{39,48}{3,14} \frac{1}{100 \cdot 0,02} = 88,71^\circ\text{C},$$

а на внешней поверхности изоляции можно либо по формуле

$$\begin{aligned} t_{c3} &= t_{ж1} - \frac{q_\ell}{\pi} \left[\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} \right] = \\ &= 95 - \frac{44,72}{3,14} \left[\frac{1}{100 \cdot 0,02} + \frac{1}{2 \cdot 211} \ln \frac{0,022}{0,02} + \frac{1}{2 \cdot 0,07} \ln \frac{0,042}{0,022} \right] = 22,07^\circ\text{C}, \end{aligned}$$

либо

$$t_{c3} = t_{ж2} + \frac{q_\ell}{\pi} \frac{1}{\alpha_2 d_3} = 22 + \frac{44,72}{3,14} \frac{1}{5000 \cdot 0,042} = 22,07^\circ\text{C}.$$

Задача 3

Определение времени нагрева вала до заданной температуры

Длинный стальной вал диаметром $d = 120$ мм, который имел температуру $t_0 = 20$ °С, был помещен в печь с температурой $t_{\text{ж}} = 700$ °С. Определить время τ , необходимое для нагрева вала, если нагрев считается законченным, когда температура на оси вала станет равной $t_{r=0} = 680$ °С. Определить также температуру на поверхности вала $t_{r=R_0}$ в конце нагрева.

Коэффициент теплопроводности и температуропроводности стали соответственно равны $\lambda = 59$ Вт/(м·°С) и $a = 1,626 \cdot 10^{-5}$ м²/с. Коэффициент теплоотдачи к поверхности вала $\alpha = 160$ (Вт/м²·°С).

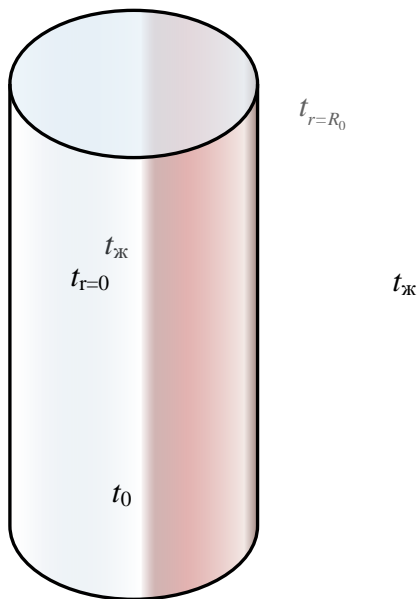


Рис. 10. Нагревание вала

Решение.

Для определения времени необходимого для нагревания вала от начальной температуры t_0 до заданной температуры $t_{r=0}$ на оси в среде с постоянной температурой $t_{r=0}$ воспользуемся графиком зависимости $\theta = F_1(Fo, Bi)$ (рис. 11).

Для этого необходимо определить число Bi и безразмерную температуру $\theta_{r=0}$ на оси цилиндра по формулам:

$$Bi = \frac{\alpha \cdot R_0}{\lambda} = \frac{160 \cdot 0,06}{59} = 0,1627,$$
$$\theta_{r=0} = \frac{t_{ж} - t_{r=0}}{t_{ж} - t_0} = \frac{700 - 680}{700 - 20} = 0,029,$$

где $t_{ж}$ – температура окружающей вал среды; $t_{r=0}$ – температура на оси вала в конце нагрева; t_0 – температура на оси вала в начале нагрева.

По графику зависимости $\theta = F_1(Fo, Bi)$ (рис. 11 – прямая линия) для оси цилиндра определим число Фурье Fo , характеризующее безразмерное время $Fo = 11,7$.

Тогда время, необходимое для нагрева вала можно определить по формуле

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{R_0^2}, \text{ откуда}$$
$$\tau = \frac{Fo \cdot R_0^2}{a} = \frac{11,7 \cdot (0,06)^2}{1,626 \cdot 10^{-5}} = 2590,40 \text{ с} = 43,17 \text{ мин.}$$

Зная числа Фурье и Био, определим безразмерную температуру на поверхности цилиндра $\theta_{r=R_0}$ из графика зависимости $\theta = F_2(Fo, Bi)$ (рис. 11 – прямая линия) для поверхности цилиндра $\theta_{r=R_0} = 0,028$.

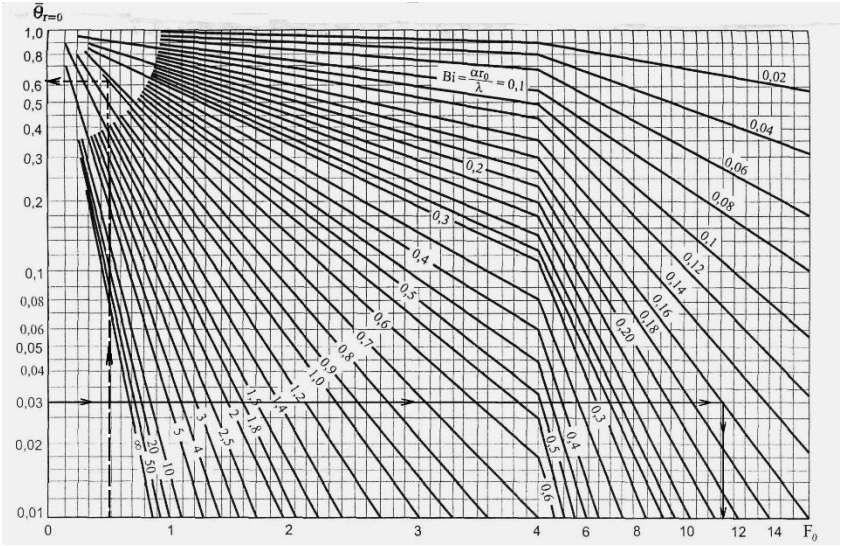


Рис. 11. Зависимость безразмерной температуры на оси цилиндра от чисел Фурье и Био

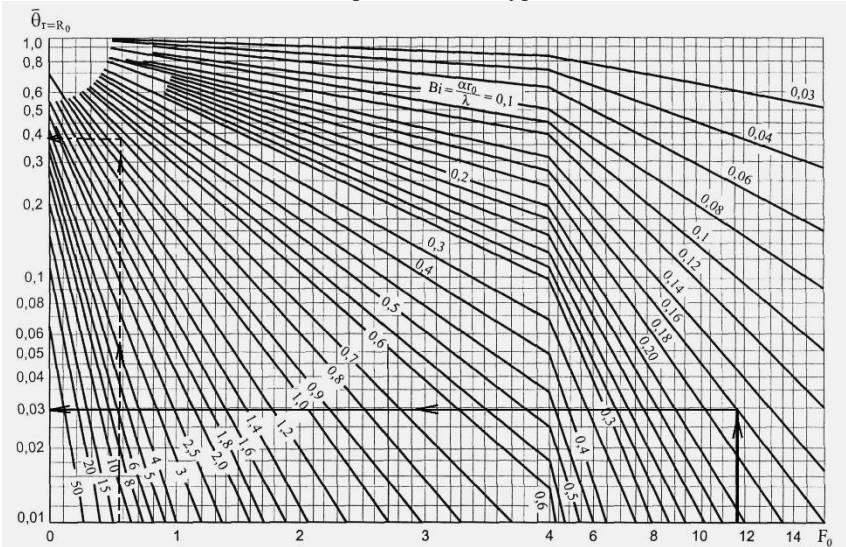


Рис. 12. Зависимость безразмерной температуры на поверхности цилиндра от чисел Фурье и Био

Выразим температуру на поверхности цилиндра из формулы:

$$\theta_{r=r_0} = \frac{t_{\text{ж}} - t_{r=r_0}}{t_{\text{ж}} - t_0};$$

$$t_{r=R_0} = t_{\text{ж}} - (t_{\text{ж}} - t_0)\theta_{r=R_0} = 700 - (700 - 20)0,028 = 681 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Задача 4

Определение теплового потока от газа к внутренней поверхности газопровода

Определить тепловой поток от газа к внутренней поверхности участка газопровода длиной $L = 10$ м и диаметром $d = 1020$ мм, если температура стенки трубы $t_{\text{ст}} = 40$ $^\circ\text{C}$, а температура газа в трубе $t_{\text{г}} = 60$ $^\circ\text{C}$. Линейная скорость газа $w = 3$ м/с. Газ - метан. Давление в трубопроводе $p = 4$ МПа.

Решение

При теплообмене в трубах определяющим критерием, характеризующим режим течения, является критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{wd}{\nu}$$

Коэффициент кинематической вязкости входящий в критерий Рейнольдса связан с коэффициентом динамической вязкости уравнением

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \text{ м}^2/\text{с},$$

где ρ - плотность газа. Считая газ в первом приближении идеальным, подчиняющимся уравнению Клапейрона ($PV=RT$) плотность метана (CH_4) равна:

$$\rho = \frac{1}{V} = \frac{P}{RT} = \frac{4 \cdot 10^6}{518,33(273,2 + 60)} = 23,2 \text{ кг / м}^3,$$

$$R = \frac{\bar{R}}{\mu} = \frac{8314}{16,04} = 518,33 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}).$$

Коэффициент динамической вязкости при давлении $P = 4 \text{ МПа}$ и температуре $t_r = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ составляет $\mu = 12,57 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2 = 12,57 \cdot 10^{-6} \text{ кг}/(\text{м} \cdot \text{с}).$

Следовательно, кинематическая вязкость

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{12,57 \cdot 10^{-6}}{23,2} = 0,542 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}.$$

Тогда критерий Рейнольдса в данном случае будет равен

$$Re = \frac{wd}{\nu} = \frac{3 \cdot 1,02}{0,542 \cdot 10^{-6}} = 5,65 \cdot 10^6.$$

Так как режим движения явно турбулентный, то расчет теплообмена производится по формуле:

$$Nu = 0,021 \cdot Re_{\text{ж}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,43} \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25}.$$

При температурах $t_r = 60^\circ\text{C}$ и стенки трубы $t_{\text{ст}} = 40^\circ\text{C}$ численные значения физических величин ν , ρ , C_p , λ , входящих в критерий Прандтля, равны:

$\nu = 0,542 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\rho = 23,2 \text{ кг}/\text{м}^3$; $c_p = 2,507 \text{ ((кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})))$;
 $\lambda = 86,7 \cdot 10^{-3} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C}).$

При температуре $t_{\text{ст}} = 40^\circ\text{C}$:

$\nu = 0,487 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\rho = 24,64 \text{ кг}/\text{м}^3$; $c_p = 2,507 \text{ ((кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})))$;
 $\lambda = 86,7 \cdot 10^{-3} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C}).$

Следовательно, при температуре газа $t_r = 60^\circ\text{C}$, критерий Прандтля равен:

$$Pr_r = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda} = \frac{0,542 \cdot 10^{-6} \cdot 23,2 \cdot 25,07}{86,7 \cdot 10^{-3}} = 0,364.$$

При температуре $t_{\text{ст}} = 40^\circ\text{C}$, критерий Прандтля равен:

$$Pr_{\text{ст}} = \frac{\nu c_p}{\lambda} = \frac{0,487 \cdot 10^{-6} \cdot 24,64 \cdot 2500}{81,7 \cdot 10^{-3}} = 0,367.$$

Численные значения критерия Прандтля совпадают, сле-

довательно, определение критерия Nu можно вести по уравнению:

$$Nu_r = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} = 0,021 \cdot (5,65 \cdot 10^6)^{0,8} \cdot 0,364^{0,43} = 3388,7$$

Так как $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$, то при $\lambda = 86,7 \cdot 10^{-3} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$.

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{d} = 3388,7 \frac{86,7 \cdot 10^{-3}}{1,02} = 288,04 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}).$$

Следовательно, на участке газопровода длиной $L = 10 \text{ м}$ от газа к стенке передается следующее количество тепла:

$$Q_t = \alpha f (t_r - t_{ст}) = \alpha \pi d L (t_e - t_c) = 288,04 \cdot 3,14 \cdot 1,02 \cdot 10 \cdot (60 - 40) = 184506,9 \text{ Вт} = 184,507 \text{ кВт}.$$

Задача 5

Определение плотности лучистого теплового потока между двумя параллельным плоскими стенками

Определить плотность лучистого теплового потока между двумя, параллельно расположенными, плоскими стенками, имеющими температуры $t_1=200^\circ\text{С}$, $t_2=15^\circ\text{С}$ и степенями черноты соответственно $\epsilon_1=0,85$ и $\epsilon_2=0,56$. Как изменится интенсивность теплообмена при наличии между стенками экрана, со степенями черноты с обеих сторон $\epsilon_3=0,025$. Условия теплообмена считать стационарными. Теплопроводностью и конвективным теплообменом в зазоре между пластинами пренебречь. В качестве экрана взять тонкий металлический лист.

Решение

Вычислим абсолютные значения температуры стенок

$$T_1 = t_1 + 273 = 200 + 273 = 473 \text{ К} - \text{температура стенки 1};$$

$$T_2 = t_2 + 273 = 15 + 273 = 288 \text{ К} - \text{температура стенки 2}.$$

Определим значение приведенной степени черноты для варианта без экрана

$$\varepsilon_n = 1/(1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1) = 1/(1/0,85 + 1/0,56 - 1) = 0,51.$$

Вычислим удельный лучистый тепловой поток между двумя, параллельно расположенными, стенками

$$q = \varepsilon_n \cdot c_0 \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] =$$

$$= 0,51 \cdot 5,67 \cdot \left[\left(\frac{473}{100} \right)^4 - \left(\frac{288}{100} \right)^4 \right] = 1248,49 \text{ Вт/м}^2,$$

где $c_0 = 5,67 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Определим значение приведенной степени черноты для варианта с экраном

$$\varepsilon_{n1} = 1/(1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_3 - 1) = 1/(1/0,85 + 1/0,025 - 1) = 0,0249,$$

$$\varepsilon_{n2} = 1/(1/\varepsilon_3 + 1/\varepsilon_2 - 1) = 1/(1/0,025 + 1/0,56 - 1) = 0,0245.$$

Вычислим значение абсолютной температуры экрана, расположенного между излучающими стенками. Для стационарного процесса потоки лучистой энергии, передаваемой к экрану и от него ко второй стенке будут равны

$$\varepsilon_{n1} c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \right] = \varepsilon_{n2} c_0 \left[\left(\frac{T_3}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

Откуда

$$T_3 = \left[\frac{\varepsilon_{n1}}{\varepsilon_{n1} + \varepsilon_{n2}} T_1^4 + \frac{\varepsilon_{n2}}{\varepsilon_{n1} + \varepsilon_{n2}} T_2^4 \right]^{0,25} =$$

$$= \left[\frac{0,0249}{0,0249 + 0,0245} 473^4 + \frac{0,0245}{0,0249 + 0,0245} 288^4 \right]^{0,25} =$$

$$= 411,387 \text{ К.}$$

Определим удельный лучистый тепловой поток между излучающими стенками при наличии экрана

$$\begin{aligned}q_3 &= \varepsilon_{\text{пл}} \cdot c_0 \cdot \left[\left(T_1 / 100 \right)^4 - \left(T_3 / 100 \right)^4 \right] = \\&= 0,0249 \cdot 5,67 \cdot \left[\left(473 / 100 \right)^4 - \left(411,387 / 100 \right)^4 \right] = \\&= 30,23 \text{ Вт/м}^2.\end{aligned}$$

Определим во сколько раз изменится тепловой поток после установки экрана

$$\Delta = q/q_3 = 1248,49/30,23 = 41,3$$

Задача 6

Определение поверхности нагрева рекуперативного воздушного теплообменника

Определить поверхность нагрева стального рекуперативного воздушного теплообменника (толщина стенок $\delta_{\text{ст}}=3$ мм) при прямоточной и противоточной схемах движения теплоносителей, если объемный расход воздуха при нормальных условиях $V_{\text{возд}} = 30 \text{ м}^3/\text{ч}$ средний коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности нагрева $\alpha_1 = 40 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, от поверхности нагрева к воде $\alpha_2 = 5000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, начальные и конечные температуры воздуха и воды соответственно равны:

$$t_1' = 360^\circ\text{C}, \quad t_1'' = 130^\circ\text{C}, \quad t_2' = 45^\circ\text{C}, \quad t_2'' = 120^\circ\text{C}.$$

Определить также расход воды $V_{\text{в}}_{\text{вод}}$ через теплообменник. Изобразить график изменения температур теплоносителей для обеих схем.

Указание: При решении задачи можно условно считать стенку плоской.

Из справочной литературы для стали выбираем коэффициент теплопроводности равным $\lambda = 45,4 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ и находим

плотность воздуха и удельный объем при нормальных физических условиях $t_1 = 0^\circ\text{C}$.

$$\rho_1 = 1,293 \text{ кг/м}^3; \nu_1 = 1/\rho_1 = 1/1,293 = 0,773 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

При средней температуре горячего теплоносителя

$$t_{\text{ср1}} = (t_1' + t_1'')/2 = (360 + 130)/2 = 245^\circ\text{C}$$

определяем удельную теплоемкость воздуха

$$c_{p1} = 1038 \text{ Дж / (кг} \cdot ^\circ\text{C)}$$

Коэффициент теплопередачи через плоскую стенку находим по формуле:

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2} = \frac{1}{1/40 + 0,003/45,4 + 1/5000} = \\ = 39,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}.$$

Определим массовый расход воздуха

$$G_{\text{возд}} = V_{\text{возд}}/(3600 \cdot \nu_1) = 30 \cdot 10^3/(3600 \cdot 0,773) = 10,775 \text{ кг/с}.$$

Тогда количество теплоты, отданное воздухом будет

$$Q_1 = G_{\text{возд}} c_{p1} (t_1' - t_1'') = 10,775 \cdot 1,038 \cdot (360 - 130) = 2572,423 \text{ кДж / с}.$$

Вычислим значения Δt_{max} и Δt_{min} в случае прямотока и противотока:

В случае прямотока

$$\Delta t_{\text{max}} = t_1' - t_1'' = 360 - 45 = 315^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_{\text{min}} = t_1'' - t_2'' = 130 - 120 = 10^\circ\text{C},$$

а в случае противотока

$$\Delta t_{\text{max}} = t_1' - t_2'' = 360 - 120 = 240^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_{\text{min}} = t_1'' - t_2' = 130 - 45 = 85^\circ\text{C},$$

Найдем значение среднелогарифмического температурного напора для обоих случаев по формуле

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_{max} - \Delta t_{min}) / \ln \left(\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}} \right).$$

Тогда в случае прямотока будем иметь

$$\Delta t_{cp} = (315 - 10) / \ln \left(\frac{315}{10} \right) = 53,319^\circ \text{C}, \text{ а для противотока}$$

$$\Delta t_{cp} = (240 - 85) / \ln \left(\frac{240}{85} \right) = 149,327^\circ \text{C}.$$

При средней температуре холодного теплоносителя

$$t_{cp1} = (t'_2 + t''_2) / 2 = (45 + 120) / 2 = 82,5^\circ \text{C}$$

определяем удельную теплоемкость воды

$$c_{p2} = 4,198 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ \text{C})$$

Определим массовый расход воды из уравнения теплового баланса

$$Q_1 = G_{\text{возд}} c_{p1} (t'_1 - t''_1) = G_{\text{вод}} c_{p2} (t''_2 - t'_2).$$

$$\text{Тогда } G_{\text{вод}} = \frac{Q_1}{c_{p2} (t''_2 - t'_2)} = \frac{2572,423}{4,198 \cdot 85} = 7,21 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Используя уравнение теплопередачи, определим площадь поверхности теплообменника для прямотока и противотока по формуле

$$Q_1 = K \Delta t_{cp} F, \text{ откуда } F = Q_1 / (K \Delta t_{cp}).$$

В случае прямотока

$$F_1 = Q_1 / (K \Delta t_{cp}) = 2572,423 \cdot 10^3 / (39,6 \cdot 53,319) = 1218,31 \text{ м}^2.$$

В случае противотока

$$F_2 = Q_1 / (K \Delta t_{cp}) = 2572,423 \cdot 10^3 / (39,6 \cdot 149,327) = 435,02 \text{ м}^2.$$

$$n = F_1 / F_2 = 1218,31 / 435,02 = 2,8.$$

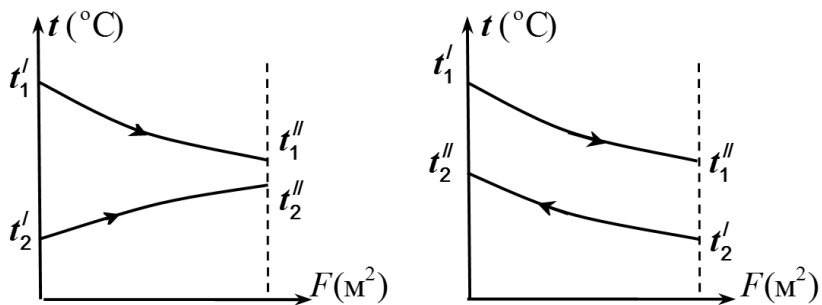
Рассчитаем условные эквиваленты теплоносителей

$$W_{\text{возд}} = G_{\text{возд}} \cdot c_{p1} = 10,775 \cdot 1,038 = 11,184 \text{ кДж} / (^\circ \text{C} \cdot \text{с}),$$

$$W_{\text{вод}} = G_{\text{вод}} \cdot c_{p2} = 7,21 \cdot 4,198 = 30,268 \text{ кДж} / (^\circ \text{C} \cdot \text{с}).$$

Для рассматриваемого теплообменника $W_{\text{вод}} > W_{\text{возд}}$.

В данном случае графики изменения температуры для обеих схем движения теплоносителей будут иметь вид:

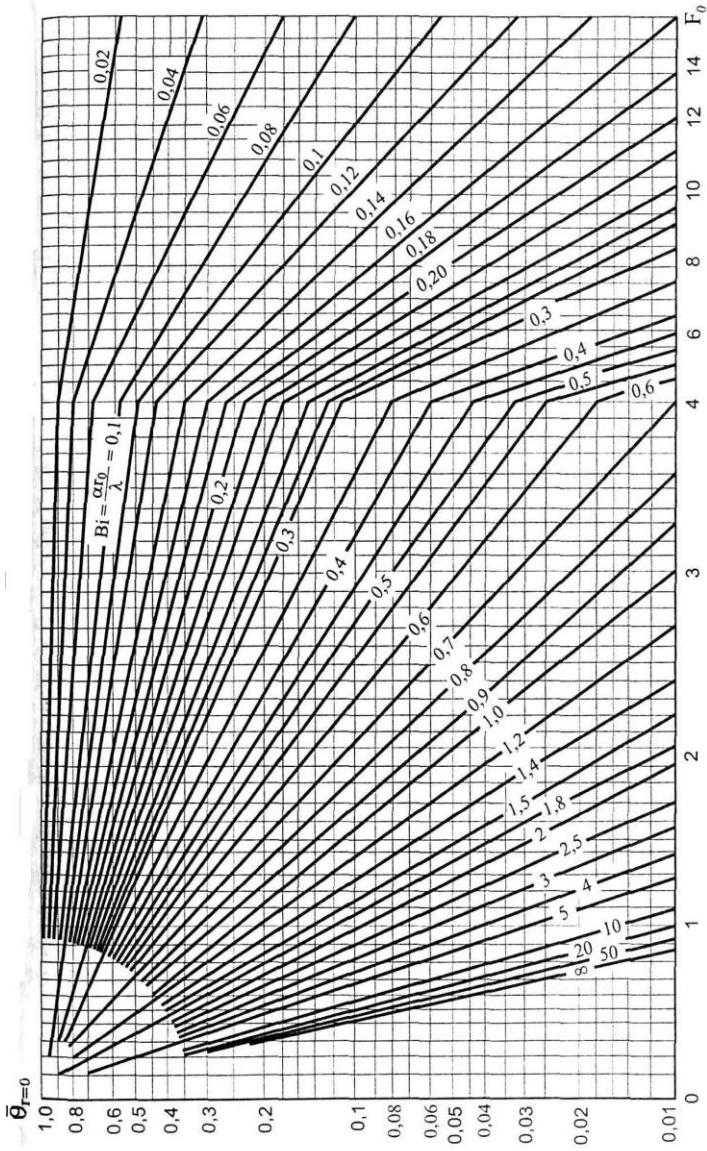


ПРИЛОЖЕНИЯ

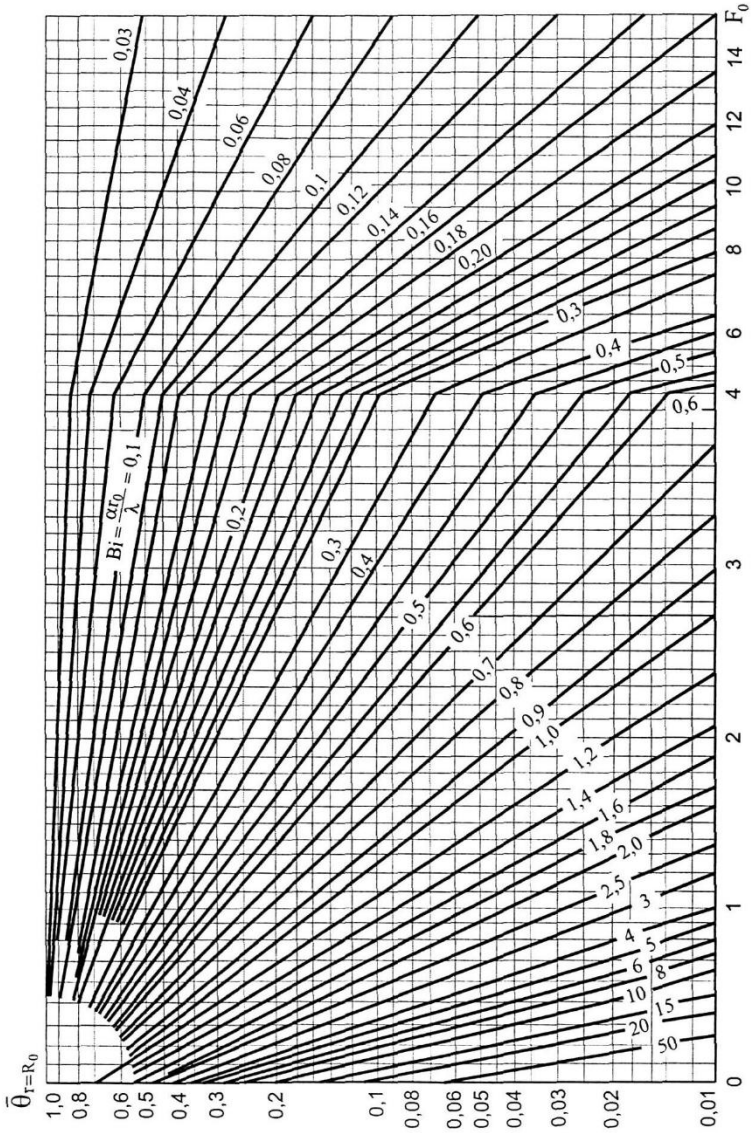
Приложение 1

Теплофизические свойства некоторых материалов

Материал	Плотность, кг/м ³	Теплопроводность, Вт/(м·град)	Теплоемкость, Дж/(кг·град)
Алюминий	2600	221	840
Абест волокнистый	470	0.16	1050
Асбестоцемент	1500...1900	1.76	1500
Асбестоцементный лист	1600	0.4	1500
Базальт	2600...3000	3.5	850
Береза	510...770	0.15	1250
Вата минеральная	50	0.045	920
Вата минеральная	100...150	0.055	920
Вата стеклянная	155...200	0.03	800
Войлок шерстяной	150...330	0.045...0.052	1700
Газо- и пенобетон,	300...1000	0.08...0.21	840
Дюралюминий	2700...2800	120...170	920
Железо	7870	70...80	450
Железобетон	2500	1.7	840
Керамзитопенобетон	500...1800	0.14...0.66	840
Кирпич красный	1700...2100	0.67	840...880
Кирпич облицовочный	1800	0.93	880
Кирпич силикатный	1000...2200	0.5...1.3	750...840
Медь (ГОСТ 859-78)	8500	407	420
Пенобетон	300...1250	0.12...0.35	840
Пенопласт ПХВ-1	65...125	0.031...0.052	1260
Пенопласт резопен ФРП-1	65...110	0.041...0.043	—
Пенополистирол	40	0.038	1340
Пенополистирол	100...150	0.041...0.05	1340
Пеноплекс	35...43	0.028...0.03	1600
Пенополиуретан	40...80	0.029...0.041	1470
Перекрытие ж/бетонное	2400	1.55	840
Полистиролбетон	150...600	0.052...0.145	1060



Зависимость безразмерной температуры на оси цилиндра от чисел Fo и Bi



Зависимость безразмерной температуры на поверхности цилиндра от чисел Fo и Bi

Физические свойства сухого воздуха при $B = 760$ мм рт. ст.

$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$	$\nu \cdot 10^6 \text{ м}^2/\text{с}$	Pr
0	0,0244	13,28	0,707
10	0,0251	14,16	0,705
20	0,0259	15,06	0,703
30	0,0267	16,00	0,701
40	0,0276	16,96	0,699
50	0,0283	17,25	0,699
60	0,0290	18,97	0,696
70	0,0296	10,02	0,694
80	0,0305	21,09	0,692
90	0,0313	22,10	0,690
100	0,3210	23,13	0,682
120	0,3340	24,65	0,686

Физические свойства воды на линии насыщения

t, °C	$p \cdot 10^3$, Па	ρ , кг/м ³	λ , Вт/(м·°C)	$\alpha \cdot 10^6$, м ² /с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, 1/град	Pr
0	1,0132	999,9	0,551	1,31	1,789	-0,63	13,67
10	1,0132	999,7	0,574	1,37	1,306	0,70	9,52
20	1,0132	998,2	0,599	1,43	1,006	1,82	7,02
30	1,0132	995,7	0,618	1,48	0,805	3,21	5,42
40	1,0132	992,2	0,638	1,54	0,659	3,87	4,31
50	1,0132	988,1	0,648	1,57	0,556	4,49	3,54
60	1,0132	983,2	0,659	1,60	0,478	5,11	2,98
70	1,0132	977,8	0,668	1,63	0,415	5,70	2,55
80	1,0132	971,8	0,675	1,65	0,365	6,32	2,21
90	1,0132	965,3	0,680	1,67	0,326	6,95	1,95
100	1,0132	958,4	0,683	1,68	0,295	7,52	1,75
110	1,4326	951,0	0,685	1,70	0,272	8,08	1,60
120	1,9854	943,1	0,686	1,71	0,252	8,64	1,47
130	2,7011	934,8	0,686	1,716	0,233	9,19	1,36
140	3,6136	926,1	0,685	1,72	0,217	9,72	1,26
150	4,7597	917,0	0,684	1,723	0,203	10,3	1,17
160	6,1804	907,4	0,683	1,725	0,191	10,7	1,10
170	7,9203	897,3	0,679	1,723	0,181	11,3	1,05
180	10,027	886,0	0,675	1,718	0,173	11,9	1,00
190	12,552	876,0	0,670	1,712	0,165	12,6	0,96
200	15,550	863,0	0,663	1,703	0,158	13,3	0,93
210	19,079	852,8	0,655	1,678	0,153	14,1	0,91
220	23,201	840,3	0,646	1,66	0,148	14,8	0,89
230	27,979	827,3	0,637	1,64	0,145	15,9	0,88
240	33,480	813,6	0,628	1,62	0,141	16,8	0,87
250	39,776	799,0	0,618	1,59	0,137	18,1	0,86
260	46,940	784,0	0,605	1,56	0,135	19,7	0,87
270	55,051	767,9	0,590	1,51	0,133	21,6	0,88
280	64,191	750,7	0,574	1,46	0,131	23,7	0,90
290	74,449	732,2	0,558	1,39	0,129	26,2	0,93
300	85,917	712,5	0,540	1,32	0,128	29,2	0,97
310	98,697	691,1	0,523	1,24	0,128	32,9	1,03
320	112,90	667,1	0,509	1,15	0,128	38,2	1,00
330	128,64	640,2	0,484	1,07	0,127	43,3	1,03
340	146,08	610,1	0,457	0,92	0,127	53,4	1,39
350	165,37	574,4	0,430	0,786	0,126	66,8	1,60
360	186,74	528,0	0,395	0,507	0,126	109	2,35
370	210,52	450,5	0,338	0,186	0,126	264	6,79

Степень черноты полного излучения различных материалов

Материалы и характер поверхности	$t, ^\circ\text{C}$	ε
Алюминий полированный	225 – 575	0,039 – 0,067
Алюминий шероховатый	26	0,055
Алюминий окисленный при 600 °С	200 - 600	0,11 – 0,19
Дюралюминий окисленный	50 – 150	0,36 – 0,37
Дюралюминий полированный	50 – 150	0,061 – 0,062
Железо окисленное гладкое	125 – 525	0,78 – 0,82
Латунь полированная	245 – 355	0,028 – 0,031
Латунь тусклая	50 – 350	0,22
Медь полированная	115	0,023
Медь окисленная при нагреве до 600 °С	200 – 600	0,57 – 0,55
Медь окисленная при 300 °С	50 – 200	0,2 – 0,4
Серебро полированное	225 – 625	0,02 – 0,603
Штукатурка известковая	10 – 90	0,91
Бумага	20	0,8 – 0,9
Сажа ламповая	40 – 370	0,95
Снег	–	0,96
Масляные краски	100	0,92 – 0,96

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Каня Я.Н. Тепломассообмен: пособие/ Я.Н. Каня, В.В. Бурцев. – Новосибирск. – 2014. – 292 с.
2. Брюханов, О.Н. Тепломассообмен: учебное пособие / О.Н. Брюханов, С.Н. Шевченко. – М.: Изд. АСВ. – 2005. – 326 с.
3. Михеев М.А. Основы теплопередачи./ М.А. Михеев, И.М. Михеева. М.: Энергия. – 1977. – 344 с.
4. Исаченко, В.П. Теплопередача: учебник / В.П. Исаченко, В.А.Осипова, А.С. Сукомел.– 4-е изд. – М.: Энергия. – 1981. – 440 с.
5. Крейт, Ф. Основы теплопередачи / Ф. Крейт, У. Блэк. – М.: Мир. – 1983. – 386 с.
6. Краснощеков, В.А. Задачник по теплопередаче / В.А. Краснощеков, А.С. Сукомел. – 4-е изд.– М.: Энергия. – 1980.