

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Пензенский государственный университет
архитектуры и строительства»
(ПГУАС)

Н.В. Аржаева, Н.А. Орлова, С.В. Соболев

ТЕПЛОМАССОБМЕН

Практикум

Рекомендовано Редсоветом университета
в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся
по направлению 270800 «Строительство» (бакалавриат)

Под общей редакцией доктора технических наук,
профессора Ю.П. Скачкова

Пенза 2013

УДК 536
ББК 31.361
А80

*Учебное пособие подготовлено в рамках проекта
«ПГУАС – региональный центр повышения качества подготовки
высококвалифицированных кадров для строительной отрасли»
(конкурс Министерства образования и науки Российской Федерации –
«Кадры для регионов»)*

Рецензенты: кандидат технических наук,
доцент В.И.Горшков;
главный инженер проекта ЗАО
«СпецпромконструкцияПроект»
Н.А. Кожевникова

Аржаева Н.В.

А80 Теплообмен. Практикум: учеб. пособие / Н.В. Аржаева,
Н.А. Орлова, С.В. Соболев; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф.
Ю.П. Скачкова.. – Пенза: ПГУАС, 2013. – 112 с.

Представлены основные теоретические положения и методические указания по программе курса «Теплообмен».

Справочные сведения и иллюстративный материал приведены в объеме, необходимом для самостоятельной работы.

Пособие направлено на овладение технологией проектирования теплообменного оборудования в соответствии с техническим заданием с использованием стандартных прикладных расчетных и графических программных продуктов, на усвоение научно-технической информации, отечественного и зарубежного опыта по разработке и применению теплообменных устройств.

Учебное пособие подготовлено на кафедре ТГВ и базовой кафедре ПГУАС при ООО «Гелиос» и предназначено для студентов, обучающихся по направлению подготовки 270800 «Строительство» (бакалавриат) и специализирующихся в области теплогазоснабжения и вентиляции.

© Пензенский государственный университет
архитектуры и строительства, 2013

© Аржаева Н.В., Орлова Н.А.,
Соболев С.В., 2013

ПРЕДИСЛОВИЕ

Современный этап развития промышленности и техники, широкое внедрение компьютерных технологий в инженерную практику требуют повышения уровня знаний специалистов в области фундаментальных наук. Именно на основе таких знаний можно совершенствовать и разрабатывать методы расчета процессов теплообмена и создавать новое технологическое оборудование.

Данное учебное пособие по курсу «Теплообмен» – составной части дисциплины «Теплообмен и теоретические основы создания микроклимата» – предназначено для студентов, обучающихся по программе подготовки бакалавров по направлению 270800 «Строительство» и специализирующихся в области теплогазоснабжения и вентиляции. В нем подробно рассмотрены такие задачи теплообмена, которые характерны для работы тепловых двигателей и теплообменных аппаратов.

Авторы сочли необходимым рассмотреть примеры решения задач по всем разделам курса «Теплообмен» – «Теплопроводность», «Конвективный теплообмен», «Тепловое излучение» и «Расчет теплообменных аппаратов», что должно способствовать лучшему усвоению теории теплообмена и развитию умений и навыков в решении практических задач.

В пособие включены необходимые для самостоятельной работы справочные материалы и вопросы для самоконтроля.

ВВЕДЕНИЕ

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

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

Процесс переноса теплоты *теплопроводностью* происходит при непосредственном контакте тел или частицами тел 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 – перенос теплоты при перемещении или перемешивании всей массы неравномерно нагретых жидкостей или газов. При этом перенос теплоты зависит от скорости движения жидкости или газа прямо пропорционально. 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*.

Процесс передачи теплоты внутренней энергии тела в виде электромагнитных волн называется *излучением (радиацией)*. Этот процесс происходит в три стадии: превращение части внутренней энергии одного тела в энергию электромагнитных волн, распространение электромагнитных волн в пространстве, поглощение энергии излучения другим телом. Совместный теплообмен излучением и теплопроводностью называют *радиационно-кондуктивным* теплообменом.

Совокупность всех видов теплообмена называется *сложным теплообменом*.

Процессы теплообмена могут происходить в различных средах: чистых веществах при изменении и без изменения агрегатного состояния рабочих сред и т.д. В зависимости от этого теплообмен протекает по-разному и описывается различными уравнениями

Процесс переноса теплоты может сопровождаться переносом вещества (*массообмен*), например: испарение воды в воздух, движение жидкостей или газов в трубопроводах и т.п. Тогда процесс теплообмена усложняется, так как теплота дополнительно переносится с массой движущегося вещества.

Тема 1. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

Под теплопередачей понимают передачу теплоты от движущейся среды (жидкости) с большей температурой к движущейся среде (жидкости) с меньшей температурой через непроницаемую стенку любой формы. Таким образом, теплопередача включает в себя теплоотдачу от нагретой жидкости к стенке, теплопроводность внутри стенки, которая в общем случае может быть многослойной, и теплоотдачу от стенки к нагретой жидкости. Под термином «жидкость» понимают любую текучую среду: капельные жидкости и газы.

В стационарном режиме теплопередачи тепловой поток через плоскую, цилиндрическую и сферическую стенки есть величина постоянная ($Q=\text{const}$) и температурное поле не изменяется во времени, а зависит только от координаты. В этом случае при условии постоянства теплофизических свойств тела температура в плоской стенке изменяется линейно, а в цилиндрической – по логарифмическому закону.

1.1. Теплопередача через плоскую стенку (граничные условия первого рода)

Теплопроводность – первое элементарное тепловое явление переноса теплоты посредством теплового движения микрочастиц в сплошной среде, обусловленное неоднородным распределением температуры.

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

Если температурное поле не изменяется во времени, то мы имеем дело со *стационарным тепловым режимом*.

Тепловой поток Q , Вт, – это количество теплоты, передаваемой в единицу времени ($1 \text{ Дж/с}=1 \text{ Вт}$).

Основные формулы

Поверхностная плотность теплового потока рассчитывается по формуле

$$q = \frac{Q}{F}, \quad (1.1)$$

где Q – тепловой поток, Вт;
 F – площадь стенки, м^2 .

На основании закона Фурье значение плотности теплового потока для однослойной стенки будет определяться по формуле

$$q = \frac{(t_{C1} - t_{C2})\lambda}{\delta}. \quad (1.2)$$

Отношение λ/δ называется тепловой проводимостью стенки, а обратная величина δ/λ – термическим сопротивлением R , $(\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}$.

Для многослойной стенки, состоящей из n слоев, плотность теплового потока будет рассчитываться по формуле

$$q = \frac{(t_{C1} - t_{C(n+1)})}{\sum_{i=1}^{i=n} \delta_i / \lambda_i}, \quad (1.3)$$

где i – номер слоя;
 $t_{C1}, t_{C(n+1)}$ – температуры на внешних поверхностях многослойной стенки, $^{\circ}\text{C}$.

Температура на поверхности плотно соприкасающихся между собой слоев в многослойной стенке

$$t_{C(n+1)} = t_{C1} - q \sum_{i=1}^{i=n} \delta_i / \lambda_i. \quad (1.4)$$

Термическое сопротивление для многослойной стенки

$$R_C = \sum_{i=1}^{i=n} \delta_i / \lambda_i. \quad (1.5)$$

Эквивалентная теплопроводность многослойной стенки

$$\lambda = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} \delta_i}{\sum_{i=1}^{i=n} \delta_i / \lambda_i}. \quad (1.6)$$

1.1.1. Примеры

Задача 1.1. Стена здания общей толщиной δ , мм, имеет с внутренней стороны температуру t_{C1} , $^{\circ}\text{C}$, а с наружной t_{C2} , $^{\circ}\text{C}$.

Найти величину и направление вектора плотности теплового потока q сквозь стенку, а также определить глубину ее промерзания до $t_o=0^{\circ}\text{C}$, считая коэффициент теплопроводности материала стенки λ по-

стоянным. Рассчитать термическое сопротивление теплопроводности стенки и дать графическое изображение распределения температуры в данной системе с графической проверкой глубины промерзания.

Решение

1. Определим исходные данные для решения этой задачи (см. прил.1, вариант 0).

Для данного примера получим: $t_{c1}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{c2}=-25\text{ }^{\circ}\text{C}$, для стенки из кирпича $\lambda=0,41\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, $\delta=0,25\text{ м}$.

2. Искомую величину плотности теплового потока вычислим по формуле (1.2):

$$q = \frac{(15 - (-25))0,41}{0,25} = 65,6\text{ Вт/м}^2.$$

3. Термическое сопротивление теплопроводности

$$R = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,25}{0,41} = 0,61\text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

4. Глубиной промерзания стенки ℓ является расстояние от наружной поверхности до точки L внутри стенки с температурой $t_o=0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Так как плотность теплового потока не меняется по толщине стенки, то для расчета величины ℓ используем формулу (1.2):

$$q = \frac{(t_o - t_{c2})\lambda}{\ell}.$$

Отсюда найдем искомую величину ℓ

$$\ell = \frac{(t_o - t_{c2})\lambda}{q} = \frac{(0 - (-25))0,41}{65,6} = 0,16\text{ м}.$$

5. Сделаем графическое изображение распределения температуры по толщине стенки (рис.1.1). Для этого в масштабе по оси X откладываем величину δ , а по оси Y на боковых поверхностях стенки – точки 1 и 2, соответствующие значениям температур t_{c1} и t_{c2} . Распределение температур в плоской стенке имеет линейный вид, графически оно изображается прямой линией, соединяющей точки 1 и 2. Глубина промерзания ℓ определяется как расстояние от внешней поверхности до точки L – точки пересечения линии

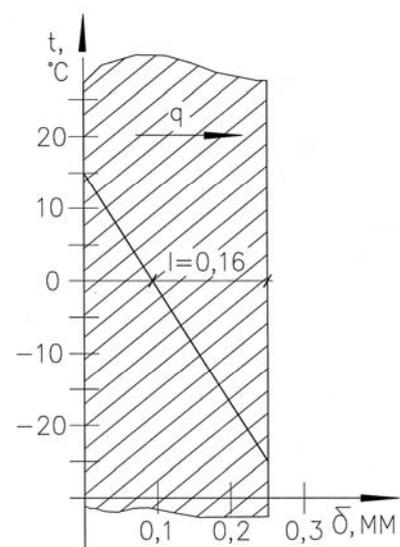


Рис. 1.1. К задаче 1.1

распределения температур с осью X (линией, соответствующей значению $t_o=0\text{ }^\circ\text{C}$).

Сравним графическое значение величины ℓ с расчетным.

Задача 1.2. Решить задачу 1.1 при условии, что стенка здания снаружи покрыта слоем цементно-песчаной штукатурки δ_3 , мм, а изнутри – слоем известковой штукатурки толщиной δ_1 , мм.

Определить температуры на границах слоев, а также толщину внутреннего штукатурного слоя, чтобы потери с 1 м^2 поверхности стены в окружающую среду не превышали q_H , Вт/м².

Графически определить глубину промерзания стенки.

Решение

1. Определим исходные данные для варианта 0 по прил.1.

$\delta_1=0,004\text{ м}$, $\delta_3=0,009\text{ м}$, $q_H=50\text{ Вт/м}^2$, $\lambda_1=0,81\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, $\lambda_3=0,26\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

2. Плотность теплового потока 3-слойной стенки рассчитаем по формуле (1.3):

$$q = \frac{(t_{c1} - t_{c4})}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} = \frac{(15 - (-25))}{\frac{0,004}{0,81} + \frac{0,25}{0,41} + \frac{0,009}{0,26}} = 61,54\text{ Вт/м}^2.$$

3. Температуры на границах слоев определим по формуле (1.5):

$$R = \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right) = \left(\frac{0,004}{0,81} + \frac{0,25}{0,41} + \frac{0,009}{0,26} \right) = 0,65\text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

4. Температуры на границах слоев вычислим по формуле (1.4):

- на границе 1 и 2 слоя

$$t_{c2} = t_{c1} - q \frac{\delta_1}{\lambda_1} = 15 - 61,54 \frac{0,004}{0,81} = 14,7\text{ }^\circ\text{C}.$$

- на границе 2 и 3 слоя

$$t_{c3} = t_{c1} - q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta}{\lambda} \right) = 15 - 61,54 \left(\frac{0,004}{0,81} + \frac{0,25}{0,41} \right) = -22,8\text{ }^\circ\text{C}$$

или

$$t_{c3} = t_{c4} - q \frac{\delta_3}{\lambda_3} = -25 + 61,54 \frac{0,009}{0,26} = -22,8\text{ }^\circ\text{C}.$$

5. Толщину слоя при заданных потерях тепла в окружающую среду найдем из формулы (1.3):

$$q_H = \frac{(t_{c1} - t_{c4})}{\frac{x}{\lambda_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}}.$$

Выразим отсюда неизвестную величину x :

$$x = \lambda_1 \left(\frac{t_{C1} - t_{C4}}{q_H} - \left(\frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right) \right) = 0,81 \left(\frac{15 - (-25)}{50} - \left(\frac{0,25}{0,41} + \frac{0,009}{0,26} \right) \right) = 0,155 \text{ м.}$$

6. В результате расчетов получим все исходные данные для построения графика распределения температур в стенке (рис.1.2).

В масштабе по оси X откладываем толщины δ , δ_1 , δ_3 , м, по оси Y – температуры t_{C1} , t_{C2} , t_{C3} , t_{C4} . Соединяем полученные точки прямыми линиями (закон распределения температур в плоской стенке – линейный).

7. Определим глубину промерзания стенки в точке пересечения линии распределения температур с осью X при $t_o = 0^\circ\text{C}$:

$$\ell = 0,16 \text{ м.}$$

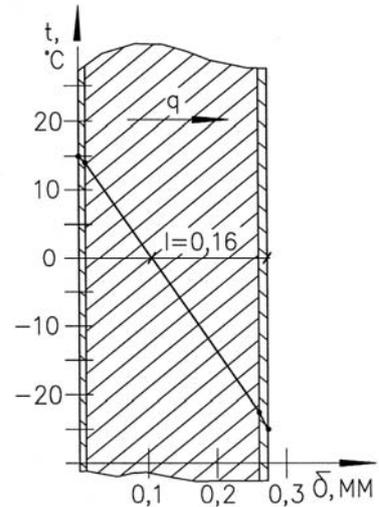


Рис. 1.2. К задаче 1.2

1.1.2. Контрольные задачи

Задача 1.3. Вычислить плотность теплового потока через плоскую однородную стенку, толщина которой значительно меньше ширины и высоты, если стенка выполнена:

- а) из стали, $\lambda = 40 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$;
- б) из бетона, $\lambda = 1,1 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$;
- в) из диатомитового кирпича, $\lambda = 0,11 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$.

Во всех трех случаях толщина стенки $\delta = 50 \text{ мм}$. Температуры на поверхностях стенки поддерживаются постоянными $t_{C1} = 100^\circ\text{C}$, $t_{C2} = 90^\circ\text{C}$.

Ответ: а) $q = 8000 \text{ Вт}/\text{м}^2$; б) $q = 220 \text{ Вт}/\text{м}^2$; в) $q = 22 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Задача 1.4. Определить потерю теплоты Q , Вт, через стенку из красного кирпича длиной $\ell = 5 \text{ м}$, высотой $h = 4 \text{ м}$ и толщиной $\delta = 250 \text{ мм}$, если температуры на поверхностях стенки поддерживаются $t_{C1} = 110^\circ\text{C}$ и $t_{C2} = 40^\circ\text{C}$. Коэффициент теплопроводности для красного кирпича $\lambda = 0,7 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$.

Ответ: $Q = 3920 \text{ Вт}$.

Задача 1.5. Определить коэффициент теплопроводности материала стенки, если при ее толщине $\delta = 40 \text{ мм}$ и разности температур на поверхностях $\Delta t = 20^\circ\text{C}$ плотность теплового потока $q = 145 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Ответ: $\lambda = 0,29 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$.

Задача 1.6. Плоскую поверхность необходимо изолировать так, чтобы потери теплоты с единицы поверхности в единицу времени не превышали 450 Вт/м^2 . Температура поверхности под изоляцией $t_{c1}=450 \text{ }^\circ\text{C}$, температура внешней поверхности изоляции $t_{c2}=50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Определить толщину изоляции для двух случаев:

- а) изоляция выполнена из совелита, для которого $\lambda=0,09+0,0000874t$;
- б) изоляция выполнена из асботермита, для которого $\lambda=0,109+0,000146t$.

Ответ: а) $\delta=100 \text{ мм}$; б) $\delta=130 \text{ мм}$.

Задача 1.7. Плоская стенка бака площадью $F=5 \text{ м}^2$ покрыта двухслойной тепловой изоляцией. Стенка бака стальная, толщиной $\delta=8 \text{ мм}$, с коэффициентом теплопроводности $\lambda_1=46,5 \text{ Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)}$. Первый слой изоляции выполнен из новоасбозурита толщиной $\delta=50 \text{ мм}$, коэффициент теплопроводности которого определяется уравнением

$$\lambda_2=0,144+0,00014t.$$

Второй слой изоляции толщиной $\delta=10 \text{ мм}$ представляет собой штукатурку (известковую) с коэффициентом теплопроводности $\lambda_1=0,698 \text{ Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)}$.

Температуры внутренней поверхности стенки бака $t_{c1}=250^\circ\text{C}$ и внешней поверхности изоляции $t_{c4}=50^\circ\text{C}$.

Вычислить количество теплоты, передаваемой через стенку, температуры на границах слоев изоляции и построить график распределения температуры.

Ответ: $Q=3170 \text{ Вт}$, $t_{c2}=249,9 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{c3}=59 \text{ }^\circ\text{C}$.

Задача 1.8. Стенки сушильной камеры выполнены из слоя красного кирпича толщиной $\delta_1=250 \text{ мм}$ и слоя строительного войлока. Температура на внешней поверхности кирпичного слоя $t_{c1}=110 \text{ }^\circ\text{C}$ и на внешней поверхности войлочного слоя $t_{c3}=25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Коэффициент теплопроводности красного кирпича $\lambda_1=0,7 \text{ Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)}$ и строительного войлока $\lambda_2=0,0465 \text{ Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)}$.

Вычислить температуру в плоскости соприкосновения слоев и толщину войлочного слоя при условии, что тепловые потери через 1 м^2 стенки камеры не превышают $q=110 \text{ Вт/м}^2$.

Ответ: $t_{c2}=70,7^\circ\text{C}$, $\delta_2\approx 19 \text{ мм}$.

1.1.3. Контрольные вопросы

1. Что называют температурным полем, градиентом температуры?
2. Дайте определение изотермической поверхности и изотермы.
3. Дайте определение и назовите единицы измерения следующих физических величин: тепловой поток, плотность теплового потока, коэффициент теплопроводности.

4. Сформулируйте законы Фурье и Ньютона – Рихмана.
5. Перечислите диапазон значений коэффициента теплопроводности металлов, неметаллов, жидкостей и газов.
6. Перечислите допущения, необходимые для вывода дифференциального уравнения теплопроводности.
7. Какой закон положен в основу вывода дифференциального уравнения теплопроводности?
8. Дайте определение и запишите единицы измерения объемной мощности внутренних источников тепла, коэффициентов температуропроводности и теплоотдачи.
9. Запишите дифференциальное уравнение теплопроводности.
10. Поясните, почему необходимо дополнять дифференциальные уравнения краевыми условиями.
11. Перечислите состав краевых условий (условий однозначности).
12. Что определяют геометрические и физические условия?
13. Что задают и в каком случае отсутствуют начальные условия?
14. Перечислите виды граничных условий. Что они выражают с точки зрения математической физики и при решении задач теплопроводности? Запишите дифференциальное уравнение теплопроводности и его решение для однородной тонкой плоской стенки с постоянным коэффициентом теплопроводности.
15. Запишите распределение температуры в однородной тонкой плоской стенке в безразмерном виде.
16. Схематически изобразите распределение температуры в однородной плоской стенке для постоянного коэффициента теплопроводности и линейно зависящего от температуры коэффициента теплопроводности.
17. Запишите выражение для плотности теплового потока в случае многослойной плоской стенки, состоящей из n однородных слоев.
18. Дайте определение и запишите выражение для расчета эквивалентного коэффициента теплопроводности многослойной плоской стенки.

1.2. Теплопроводность через плоскую стенку (граничные условия третьего рода) теплопередача через плоскую стенку

Теплопередача – это более сложный процесс теплообмена между жидкими и газообразными средами, разделенными твердой стенкой. Теплопередача включает в себя и процесс теплопроводности, и процесс теплоотдачи.

Коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м²·К) – это количество теплоты, отдаваемое в единицу времени единицей поверхности при разности температур между поверхностью и окружающей средой, равной одному градусу:

$$\alpha = Q / (F(t_c - t_{ж})). \quad (1.7)$$

Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·К), характеризует тепловой поток, проходящий через единицу площади поверхности стенки при разности температуры сред, равной одному градусу:

$$Q = k(t_{ж1} - t_{ж2}). \quad (1.8)$$

Для однослойной стенки k равно:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (1.9)$$

Коэффициент теплопередачи для n -слойной стенки

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (1.10)$$

Термические сопротивления теплоотдаче на внешних поверхностях стенки, (м²·К) / Вт, будут равны:

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_1}; \quad R_2 = \frac{1}{\alpha_2}.$$

Тогда общее термическое сопротивление теплопередаче будет равно:

$$R_o = \frac{1}{k} = R_1 + R_C + R_2, \quad (1.11)$$

где R_C – термическое сопротивление теплопроводности, определяется по формуле (1.5).

Неизвестные температуры на поверхности стенки можно определить по формулам

$$t_{C1} = t_{ж1} - q / \alpha_1, \quad (1.12)$$

$$t_{C2} = t_{ж2} + q / \alpha_2. \quad (1.13)$$

1.2.1. Примеры

Задача 2.1. Решить задачу 1.1 при условии, что температура внутри помещения $t_{ж1} = t_{C1}$, температура наружного воздуха $t_{ж2} = t_{C2}$, коэффициент теплоотдачи к внутренней стенке $\alpha_1 = 8,7$ Вт/(м²·К), коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности, обдуваемой ветром, $\alpha_2 = 23$ Вт/(м²·К). Вычислить также температуры на поверхностях стены t_{C1} и t_{C2} . Сравнить полученные результаты с результатами задачи 1.1.

Решение

1. Определим исходные данные для решения этой задачи (см. прил.1, вариант 0) $t_{ж1} = t_{C1} = 15^\circ\text{C}$; $t_{ж2} = t_{C2} = -25^\circ\text{C}$; $\lambda = 0,41$ Вт/(м·К), $\delta = 0,25$ м.

2. Плотность теплового потока для однослойной стенки найдем с учетом формулы (1.9):

$$q_H = \frac{(t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

$$q_H = \frac{(15 - (-25))}{\frac{1}{8,7} + \frac{0,25}{0,41} + \frac{1}{23}} = 52,08 \text{ Вт/м}^2.$$

3. Коэффициент теплопередачи вычислим по формуле

$$k = \frac{q}{\Delta t} = \frac{52,08}{40} = 1,302 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

4. Общее термическое сопротивление теплопередаче определим по формуле (1.11):

$$R_o = \frac{1}{k} = \frac{1}{1,302} = 0,77 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}.$$

5. Температуры на поверхностях стенки – по формулам (1.12) и (1.13):

$$t_{C1} = 15 - 52,08 / 8,7 = 9,01 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{C2} = -25 + 52,08 / 23 = -22,8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

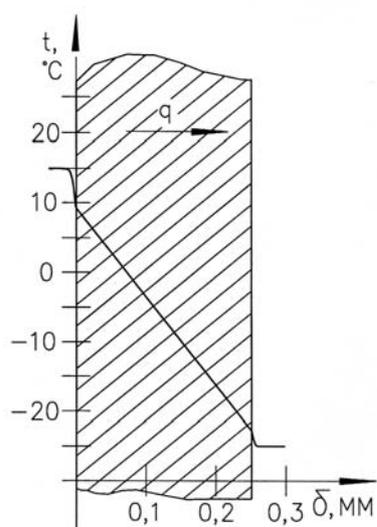


Рис. 1.3. К задаче 2.1

6. Глубину промерзания стенки найдем по формуле (1.7):

$$\ell = \frac{(t_o - t_{C2})\lambda}{q} = \frac{(0 - (-22,8))0,41}{52,08} = 0,179 \text{ м.}$$

7. По полученным данным построим график распределения температур. Для этого по оси X в масштабе откладываем толщину стенки δ , а по оси Y – температуры $t_{ж1}$, t_{C1} , t_{C2} , $t_{ж2}$. Точка пересечения линии распределения температур с осью X при $t_o = 0$ °C даст глубину промерзания стенки (рис.1.3).

Задача 2.2. Определить общее термическое сопротивление R_n , коэффициент теплопередачи K_n , эквивалентный коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{экв}}$, плотность теплового потока q_n для следующих случаев:

- а) стенка чистая стальная толщиной δ_2 при $\lambda_2 = 50$ Вт/(м·К);
- б) стенка стальная, со стороны воды покрыта слоем накипи толщиной δ_3 при $\lambda_3 = 2$ Вт/(м·К);
- в) случай «б», но со стороны накипи имеется слой масла толщиной $\delta_4 = 1$ мм при $\lambda_4 = 0,1$ Вт/(м·К);
- г) случай «в», но со стороны дымовых газов стенка покрыта слоем сажи толщиной δ_1 при $\lambda_1 = 0,2$ Вт/(м·К). Температуру дымовых газов принять равной $t_{ж1} = 950$ °C, а температуру нагреваемой воды $t_{ж2} = 600$ °C. Коэффициенты теплоотдачи газов к стенке $\alpha_1 = 100$ Вт/(м²·К), от стенки кипящей воде $\alpha_2 = 5000$ Вт/(м²·К).

Для случая «г» определить температуры на границах слоев, построить график распределения температур и графически определить термические сопротивления теплопроводности каждого слоя.

Решение

1. Определим исходные данные для решения этой задачи (см. прил.1, вариант 0)

- $\delta_1 = 0,0001$ м; $\lambda_1 = 0,2$ Вт/(м·К);
- $\delta_2 = 0,02$ м; $\lambda_2 = 50$ Вт/(м·К);
- $\delta_3 = 0,0026$ м; $\lambda_3 = 2$ Вт/(м·К);
- $\delta_4 = 0,001$ м; $\lambda_4 = 0,1$ Вт/(м·К).

2. Решаем задачу последовательно для каждого случая, определяя необходимые величины

Случай а.

Для однослойной стальной стенки по формуле (1.11) находим общее термическое сопротивление теплопередаче:

$$R_o = R_1 + R_C + R_2 = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{100} + \frac{0,02}{50} + \frac{1}{5000} = 0,0106 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}.$$

Вычисляем коэффициент теплопередачи по формуле

$$k = \frac{1}{R_o} = \frac{1}{0,0106} = 94,34 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

С учетом формулы (1.8) найдем плотность теплового потока для этого случая:

$$q = k(t_{ж1} - t_{ж2}) = 94,34(950 - 600) = 33019 \text{ Вт} / \text{м}^2.$$

Эквивалентный коэффициент теплопроводности для однослойной стенки будет равен коэффициенту теплопроводности данного материала – стали $\lambda_{\text{экв}} = \lambda_2 = 50 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$.

Случай б.

Определяем общее термическое сопротивление теплопередаче по формуле (1.11):

$$\begin{aligned} R_o &= R_1 + R_C + R_{\text{нак}} + R_2 = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2} = \\ &= \frac{1}{100} + \frac{0,02}{50} + \frac{0,0026}{2} + \frac{1}{5000} = 0,0119 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}. \end{aligned}$$

Вычислим коэффициент теплопередачи по формуле

$$k = \frac{1}{R_o} = \frac{1}{0,0119} = 84,03 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

С учетом формулы (1.8) найдем плотность теплового потока для этого случая:

$$q = k(t_{ж1} - t_{ж2}) = 84,03(950 - 600) = 29412 \text{ Вт} / \text{м}^2.$$

Эквивалентный коэффициент теплопроводности рассчитаем по формуле (1.6):

$$\lambda_{\text{экв}} = \frac{0,0226}{\frac{1}{100} + \frac{0,02}{50} + \frac{0,0026}{2} + \frac{1}{5000}} = 1,9 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К}).$$

Случай в.

Определяем общее термическое сопротивление теплопередаче по формуле (1.9):

$$\begin{aligned} R_o &= R_1 + R_C + R_H + R_M + R_2 = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_2} = \\ &= \frac{1}{100} + \frac{0,02}{50} + \frac{0,0026}{2} + \frac{0,001}{0,1} + \frac{1}{5000} = 0,0215 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}. \end{aligned}$$

Вычислим коэффициент теплопередачи по формуле

$$k = \frac{1}{R_o} = \frac{1}{0,0215} = 46,51 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

С учетом формулы (1.8) найдем плотность теплового потока для этого случая:

$$q = k(t_{ж1} - t_{ж2}) = 46,51(950 - 600) = 16279 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Эквивалентный коэффициент теплопроводности определим по формуле (1.6):

$$\lambda_{\text{экр}} = \frac{0,0236}{\frac{1}{100} + \frac{0,02}{50} + \frac{0,0026}{2} + \frac{0,001}{0,1} + \frac{1}{5000}} = 1,09 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Случай г.

Определяем общее термическое сопротивление теплопередаче по формуле (1.11):

$$\begin{aligned} R_o &= R_1 + R_{\text{САЖА}} + R_C + R_H + R_M + R_2 = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_2} = \\ &= \frac{1}{100} + \frac{0,0001}{0,2} + \frac{0,02}{50} + \frac{0,0026}{2} + \frac{0,001}{0,1} + \frac{1}{5000} = 0,022 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}. \end{aligned}$$

Вычислим коэффициент теплопередачи по формуле

$$k = \frac{1}{R_o} = \frac{1}{0,022} = 45,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

С учетом формулы (1.8) найдем плотность теплового потока для этого случая:

$$q = k(t_{ж1} - t_{ж2}) = 45,5(950 - 600) = 15909 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Эквивалентный коэффициент теплопроводности определим по формуле (1.6):

$$\lambda_{\text{экв}} = \frac{0,0237}{\frac{1}{100} + \frac{0,0001}{0,2} + \frac{0,02}{50} + \frac{0,0026}{2} + \frac{0,001}{0,1} + \frac{1}{5000}} = 1,08 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

По формулам (1.12), (1.13) и с учетом формулы (1.7) найдем величины температур на границе слоев:

$$t_{C1} = t_{\text{ж1}} - q / \alpha_1 = 950 - 15909 / 100 = 790,9 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{C2} = t_{\text{ж1}} - q(1 / \alpha_1 + \delta_1 / \lambda_1) = 950 - 15909(1 / 100 + 0,0001 / 0,2) = 783 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\begin{aligned} t_{C3} &= t_{\text{ж1}} - q(1 / \alpha_1 + \delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2) = \\ &= 950 - 15909(1 / 100 + 0,0001 / 0,2 + 0,02 / 50) = 776,6 \text{ }^\circ\text{C}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_{C4} &= t_{\text{ж1}} - q(1 / \alpha_1 + \delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2 + \delta_3 / \lambda_3) = \\ &= 950 - 15909(1 / 100 + 0,0001 / 0,2 + 0,02 / 50 + 0,0026 / 2) = 755,9 \text{ }^\circ\text{C}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_{C5} &= t_{\text{ж1}} - q(1 / \alpha_1 + \delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2 + \delta_3 / \lambda_3 + \delta_4 / \lambda_4) = \\ &= 950 - 15909(1 / 100 + 0,0001 / 0,2 + 0,02 / 50 + 0,0026 / 2 + 0,001 / 0,1) = 696,8 \text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

3. По полученным величинам температур строим график распределения их по толщине стенки. Для этого по оси X откладываем последовательно толщины стенок в масштабе, а по оси Y – значения температур на границах слоев и сред (рис.1.4). Полученные точки соединяем прямыми линиями.

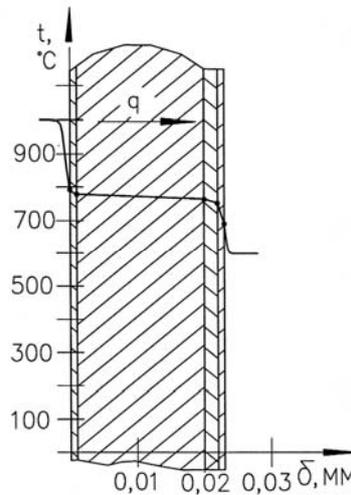


Рис. 1.4. К задаче 2.2

1.2.2. Контрольные задачи

Задача 2.3. Вычислить потери теплоты через единицу поверхности кирпичной обмуровки газового котла в зоне размещения водяного экономайзера и температуры на поверхностях стенки, если толщина стенки $\delta=250$ мм, температура газов $t_{ж1}=700$ °С и воздуха в котельной $t_{ж2}=30$ °С. Коэффициент теплоотдачи от газов к поверхности стенки $\alpha_1=23$ Вт/(м²·°С) и от стенки к воздуху $\alpha_2=5000$ Вт/(м²·°С). Коэффициент теплопроводности стенки $\lambda_1=0,7$ Вт/(м·°С).

Ответ: $q=1385$ Вт/м², $t_{c1}=640$ °С, $t_{c2}=145,5$ °С.

Задача 2.4. Вычислить тепловой поток через 1 м² чистой поверхности нагрева парового котла и температуры на поверхностях стенки, если заданы следующие величины:

- температура дымовых газов $t_{ж1}=1000$ °С;
- температура кипящей воды $t_{ж2}=30$ °С;
- коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1=100$ Вт/(м²·°С);
- коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящей воде $\alpha_2=5000$ Вт/(м²·°С);
- коэффициент теплопроводности стенки $\lambda=50$ Вт/(м·°С);
- толщина стенки $\delta=12$ мм.

Ответ: $q=76500$ Вт/м².

Задача 2.5. В камере сгорания парового котла с жидким золоудалением температура газов должна поддерживаться равной $t_{ж1}=1300$ °С, температура воздуха в котельной $t_{ж2}=30$ °С. Стены топочной камеры выполнены из слоя огнеупора толщиной $\delta_1=250$ мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_1=0,28(1+0,833 \cdot 10^{-3} \cdot t)$ Вт/(м·°С) и слоя диатомитового кирпича с коэффициентом теплопроводности $\lambda_2=0,113(1+0,206 \cdot 10^{-3} \cdot t)$ Вт/(м·°С).

Коэффициент теплоотдачи от газов к обмуровке $\alpha_1=30$ Вт/(м²·°С) и от внешней поверхности топочной камеры к окружающему воздуху $\alpha_2=5000$ Вт/(м²·°С).

Какой должна быть толщина диатомитового слоя, чтобы потери в окружающую среду не превышали 750 Вт/м²?

Ответ: $\delta=132$ мм.

1.2.3. Контрольные вопросы

1. Дайте определение процесса теплопередачи.
2. Дайте определение и запишите единицы измерения коэффициента теплопередачи, термических сопротивлений теплопроводности, теплоотдачи, теплопередачи, сопротивления контакта.

3. Запишите выражение для определения теплового потока через многослойную плоскую стенку в процессе теплопередачи.

4. Поясните сущность методики вычисления плотности теплового потока для многослойной плоской стенки и для процесса теплопередачи.

5. Запишите выражение для определения температуры в плоскости соприкосновения произвольных слоев.

6. Поясните сущность методики вычисления плотности теплового потока для граничных условий второго и третьего рода.

7. Поясните методику графического определения температур на поверхностях и промежуточных слоях плоских стенок.

1.3. Теплопроводность через цилиндрическую стенку (граничные условия первого рода)

Теплообменные аппараты в большинстве случаев имеют не плоские, а цилиндрические поверхности, например рекуператоры типа «труба-в-трубе», кожухотрубные водонагреватели и т.д. Поэтому возникает необходимость рассмотрения основных принципов расчета цилиндрических поверхностей.

Количество теплоты, переданное в единицу времени через стенку трубы, прямо пропорционально коэффициенту теплопроводности λ , длине ℓ и температурному напору $\Delta t = t_1 - t_2$ и обратно пропорционально натуральному логарифму отношения внешнего диаметра трубы d_2 к внутреннему диаметру d_1 :

$$Q = \frac{2\pi\lambda\ell(t_1 - t_2)}{\ln \frac{d_2}{d_1}} = \frac{\pi\ell(t_1 - t_2)}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}. \quad (1.14)$$

Количество теплоты, проходящее через стенку трубы, может быть отнесено либо к единице длины трубы ℓ , либо к единице внутренней F_1 или внешней F_2 поверхности трубы. При этом расчетные формулы принимают следующий вид:

$$q_\ell = \frac{Q}{\ell} = \frac{\pi \cdot \Delta t}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}, \quad (1.15)$$

$$q_1 = \frac{Q}{F_1} = \frac{Q}{\pi d_1 \ell} = \frac{\pi \cdot \Delta t}{\frac{1}{2\lambda} d_1 \ln \frac{d_2}{d_1}}, \quad (1.16)$$

$$q_2 = \frac{Q}{F_2} = \frac{Q}{\pi d_2 \ell} = \frac{\pi \cdot \Delta t}{\frac{1}{2\lambda} d_2 \ln \frac{d_2}{d_1}}. \quad (1.17)$$

Так как площади внутренней и внешней поверхностей трубы различны, то различными получаются и значения плотностей тепловых потоков q_1 и q_2 . Взаимосвязь между ними определяется соотношением

$$q_\ell = \pi d_1 q_1 = \pi d_2 q_2 \text{ или } d_1 q_1 = d_2 q_2. \quad (1.18)$$

Распределение температур внутри однородной цилиндрической стенки подчиняется логарифмическому закону, и уравнение температурной кривой имеет вид

$$t = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \ln \frac{d}{d_1}. \quad (1.19)$$

Был рассмотрен случай распределения температур внутри однослойной цилиндрической стенки, однако в реальной практике чаще всего сталкиваются с многослойными конструкциями. Так, внутренние поверхности стальных теплообменников и теплопроводов обычно покрыты слоем накипи, а наружные – антикоррозионными покрытиями и одним или несколькими слоями тепловой изоляции.

Количество теплоты для стенки, составленной из n цилиндрических слоев:

$$Q = \frac{\ell \cdot (t_1 - t_{n+1})}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}. \quad (1.20)$$

Температура на границе между i -м и $(i+1)$ -м плотно прилегающими слоями многослойной стенки:

$$t_{i+1} = t_1 - \frac{q_i}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} \ln \frac{d}{d_1}. \quad (1.21)$$

1.3.1. Примеры

Задача 3.1. Стальной трубопровод диаметром d_1/d_2 с коэффициентом теплопроводности $\lambda_1=50$ Вт/(м·К) имеет температуру внутренней поверхности t_1 , °С, и температуру наружной поверхности $t_2=88$ °С. Определить потерю теплоты с 1 метра неизолированного трубопровода

и потери теплоты с единицы внутренней и наружной поверхностей трубопровода. Построить график распределения температур.

Решение

1. Определим исходные данные для решения этой задачи (см. прил.1, вариант 0):

$$d_1=0,065 \text{ м}; d_2=0,08 \text{ м}; \lambda_1=50 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К}); \ell=1 \text{ м}; t_1=89^\circ\text{C}.$$

2. Потери теплоты с одного метра длины трубопровода определим по формуле (1.15):

$$q_\ell = \frac{3,14 \cdot (89 - 88)}{\frac{1}{2 \cdot 50} \ln \frac{0,08}{0,065}} = 1516,9 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

3. Потери теплоты с внутренней и наружной поверхностей трубопровода найдем из соотношений (1.18):

$$q_1 = \frac{1516,9}{3,14 \cdot 0,065} = 7432,18 \text{ Вт}/\text{м}^2,$$

$$q_2 = \frac{1516,9}{3,14 \cdot 0,08} = 6038,61 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

4. По полученным данным построим график распределения температур. Для этого по оси X в масштабе откладываем значения d_1 и d_2 , по оси Y по линии d_1 – значение внутренней температуры t_1 , а по линии $X = d_2$ – значение наружной температуры t_2 . Полученные точки соединяем плавной кривой, так как распределение температур в цилиндрической стенке подчиняется логарифмическому закону (рис.1.5).

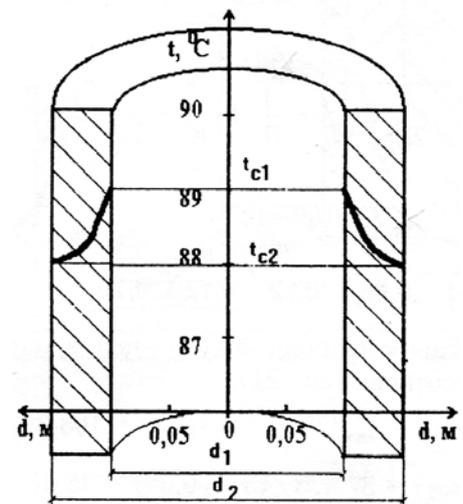


Рис. 1.5. К задаче 3.1

Задача 3.2. Решить задачу 3.1 при условии, что трубопровод покрыт изоляцией в 2 слоя одинаковой толщины $\delta_2=\delta_3$, мм, с коэффициентами теплопроводности $\lambda_2=0,06 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ и $\lambda_3=0,12 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. Температура наружной поверхности $t_4=0^\circ\text{C}$. Определить также значения температур на границе соприкосновения слоев.

Решение

1. Определим исходные данные для решения этой задачи (см. прил.1, вариант 0):

$$\delta_2 = \delta_3 = 50 \text{ мм.}$$

2. Наружный диаметр 1-го изоляционного слоя

$$d_3 = d_2 + 2\delta_2 = 0,08 + 2 \cdot 0,05 = 0,18 \text{ м.}$$

Наружный диаметр 2-го изоляционного слоя

$$d_4 = d_3 + 2\delta_3 = 0,18 + 2 \cdot 0,05 = 0,28 \text{ м.}$$

3. Потери тепла с 1 м изолированного трубопровода рассчитаем по формуле (1.20):

$$\begin{aligned} q_\ell &= \frac{\pi \cdot (t_1 - t_4)}{\frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}} = \\ &= \frac{3,14 \cdot (89 - 0)}{\frac{1}{2 \cdot 50} \ln \frac{0,08}{0,065} + \frac{1}{2 \cdot 0,06} \ln \frac{0,18}{0,08} + \frac{1}{2 \cdot 0,12} \ln \frac{0,28}{0,18}} = 40,43 \text{ Вт/м}^2. \end{aligned}$$

4. Потери теплоты с внутренней и наружной поверхностей трубопровода найдем из соотношений (1.18):

$$q_1 = \frac{40,43}{3,14 \cdot 0,065} = 198,08 \text{ Вт/м}^2,$$

$$q_2 = \frac{40,43}{3,14 \cdot 0,28} = 45,98 \text{ Вт/м}^2.$$

5. Температуры на границах соприкосновения слоев определим с использованием соотношения (1.21):

$$t_2 = t_1 - \frac{q_\ell}{2\pi \lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} = 89 - \frac{40,43}{2 \cdot 3,14} \cdot \frac{1}{50} \ln \frac{0,08}{0,065} = 88,9^\circ\text{C},$$

$$t_3 = t_2 - \frac{q_\ell}{2\pi \lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} = 88,9 - \frac{40,43}{2 \cdot 3,14} \cdot \frac{1}{0,06} \ln \frac{0,18}{0,08} = 1,86^\circ\text{C}$$

или

$$t_3 = t_4 + \frac{q_\ell}{2\pi \lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3} = 0 + \frac{40,43}{2 \cdot 3,14} \cdot \frac{1}{0,12} \ln \frac{0,28}{0,18} = 1,86^\circ\text{C}.$$

6. Для построения графика распределения температур по оси X в масштабе откладываем значения диаметров d_1 , d_2 , d_3 , d_4 , а по оси Y по

линии d_1, d_2, d_3, d_4 – соответственно значения температур t_1, t_2, t_3, t_4 . Полученные точки соединяем плавными кривыми (рис.1.6).

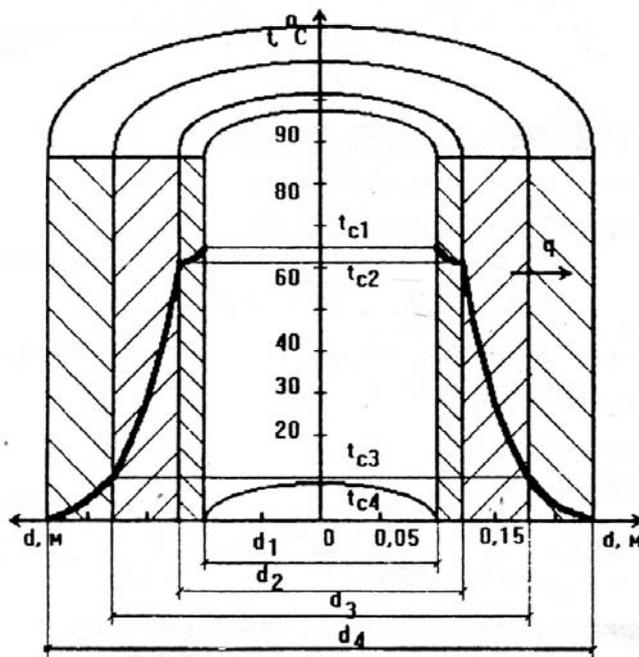


Рис. 1.6. К задаче 3.2

1.3.2. Контрольные задачи

Задача 3.3. Змеевики пароперегревателя выполнены из труб жароупорной стали диаметром $d_1/d_2=32/42$ мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_1=14$ Вт/(м·°С). Температура внешней поверхности трубы $t_{c2}=580$ °С и внутренней поверхности $t_{c1}=450$ °С.

Вычислить удельный тепловой поток через стенку на единицу длины трубы q_ℓ , Вт/м.

Ответ: $q_\ell=76500$ Вт/м².

Задача 3.4. Паропровод диаметром $d_1/d_2=160/170$ мм покрыт слоем изоляции толщиной $\delta_1=100$ мм с коэффициентом теплопроводности, зависящим от температуры следующим образом: $\lambda_{из}=0,062(1+0,363 \cdot 10^{-2} \cdot t)$ Вт/(м·°С).

Определить потери теплоты с 1 м паропровода и температуру на внутренней поверхности трубопровода, если температура наружной поверхности трубы $t_{c2}=300$ °С, а температура на внешней поверхности изоляции не должна превышать 50°С.

Ответ: $q_\ell=76500$ Вт/м²; $t_{c1}=300$ °С.

Задача 3.5. Железобетонная дымовая труба (рис.1.7) внутренним диаметром $d_2=800$ мм и наружным диаметром $d_3=1300$ мм должна быть футерована внутри огнеупором.

Определить толщину футеровки и температуру наружной поверхности трубы t_{c3} из условий, чтобы тепловые потери с 1 м трубы не превышали 2000 Вт/м, а температура внутренней поверхности железобетонной стенки t_{c2} не превышала 200°C. Температура внутренней поверхности футеровки $t_{c1}=425^\circ\text{C}$, коэффициент теплопроводности бетона $\lambda_2=1,1\text{Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$.

Ответ: $\delta=132\text{ мм}$; $t_{c1}=59^\circ\text{C}$.

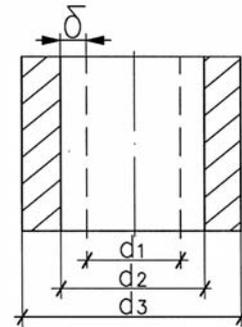


Рис. 1.7. К задаче 3.5

Задача 3.6. В условиях задачи 3.5 определить толщину футеровки δ , если она выполнена из шамотного кирпича. Расчет произвести с учетом зависимости коэффициента λ от температуры по формуле

$$\lambda_{\text{из}}=0,84+0,0006t.$$

Ответ: $\delta=206\text{ мм}$.

1.3.3. Контрольные вопросы

1. Запишите дифференциальное уравнение теплопроводности без внутренних источников тепла для цилиндрической стенки и его решение.

2. Запишите расчетные формулы и единицы измерения следующих физических величин: линейной плотности теплового потока, линейных термических сопротивлений теплоотдачи, теплопередачи и теплопроводности многослойной цилиндрической стенки, линейного коэффициента теплопередачи.

3. Запишите выражение и схематически изобразите распределение температуры в однородной и многослойной цилиндрических стенках при заданных температурах поверхностей.

4. Запишите выражение для линейной плотности теплового потока в случае многослойной цилиндрической стенки, состоящей из n однородных слоев, при заданных температурах ее поверхностей, а также в процессе теплопередачи.

5. Дайте определение и запишите выражение для эквивалентного коэффициента теплопроводности многослойной цилиндрической стенки.

1.4. Теплопроводность через цилиндрическую стенку (граничные условия третьего рода)

Формула теплопередачи между двумя средами с температурами $t_{ж1}$ и $t_{ж2}$, Вт/м:

$$q_{\ell} = \pi k_{\ell} (t_{ж1} - t_{ж2}). \quad (1.22)$$

Линейный коэффициент теплопередачи k_{ℓ} , Вт/(м·К), для однослойной цилиндрической стенки

$$k_{\ell} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \quad (1.23)$$

где α_1 и α_2 – коэффициент теплоотдачи на внутренней и внешней поверхностях стенки соответственно.

Общее термическое сопротивление теплопередаче цилиндрической стенки

$$q_{\ell} = 1 / k_{\ell}. \quad (1.24)$$

Линейный коэффициент теплопередачи для многослойной стенки

$$k_{\ell} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}}. \quad (1.25)$$

При расчете многослойных стенок используется эквивалентный коэффициент теплопроводности

$$\lambda_{\text{экв}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}. \quad (1.26)$$

Проверка пригодности материала изоляции для уменьшения тепловых потерь от трубопровода в окружающую среду производится по критическому диаметру:

$$d_{\text{кр}} = 2\lambda_{\text{из}} / \alpha_2, \quad (1.27)$$

где $\lambda_{\text{из}}$ – теплопроводность материала изоляции;

α_2 – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности.

Если $d_{\text{кр}} < d_2$ (d_2 – наружный диаметр неизолированного трубопровода), то покрытие трубопровода подобной изоляцией будет снижать

теплопотери в окружающую среду. Если $d_{кр} > d_2$, то применение такого теплоизоляционного материала нецелесообразно.

1.4.1. Примеры

Задача 4.1. Решить задачу 3.2 при условии, что трубопровод проложен на открытом воздухе при температуре $t_{ж2}, ^\circ\text{C}$, температура воды, движущейся внутри трубы $t_{ж1}, ^\circ\text{C}$, коэффициент теплоотдачи от воды к стенке трубы $\alpha_1 = 1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и от трубы к окружающему воздуху $\alpha_2 = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Определить также критический диаметр изоляции при заданных условиях.

Решение

1. Определим исходные данные для решения этой задачи (см. прил.1, вариант 0):

$$t_{ж1} = 65 \text{ } ^\circ\text{C}; t_{ж2} = -5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Остальные исходные данные принимаем из условия задачи 3.2.

2. Находим потери с 1 метра изолированного трубопровода по формуле (1.22), а линейный коэффициент теплопередачи – по формуле (1.25). При этом получим:

$$\begin{aligned} q_\ell &= \frac{\pi \cdot (t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3} + \frac{1}{\alpha_2 d_4}} = \\ &= \frac{3,14 \cdot (65 - (-5))}{\frac{1}{1000 \cdot 0,065} + \frac{1}{2 \cdot 50} \ln \frac{0,08}{0,065} + \frac{1}{2 \cdot 0,06} \ln \frac{0,18}{0,08} + \frac{1}{2 \cdot 0,12} \ln \frac{0,28}{0,18} + \frac{1}{12 \cdot 0,28}} = \\ &= 25,02 \text{ Вт}/\text{м}^2. \end{aligned}$$

3. Значения температур на границе соприкосновения слоев определяем по формуле (1.21) с учетом формул (1.12) и (1.13):

$$t_{C1} = t_{ж1} - \frac{q_\ell}{\pi \alpha_1 d_1} = 65 - \frac{25,02}{3,14 \cdot 1000 \cdot 0,065} = 64,88 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t_{C2} = t_{C1} - \frac{q_\ell}{2\pi \lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} = 64,88 - \frac{25,02}{2 \cdot 3,14 \cdot 50} \ln \frac{0,08}{0,065} = 64,86 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t_{C3} = t_{ж2} + \frac{q_\ell}{\pi \alpha_2 d_4} = -5 + \frac{25,02}{3,14 \cdot 12 \cdot 0,28} = -2,65 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Критический диаметр изоляции вычисляем по формулам (1.26) и (1.27):

$$\lambda_{\text{из}} = \frac{\delta_2 + \delta_3}{\frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} = \frac{0,05 + 0,05}{\frac{0,05}{0,06} + \frac{0,05}{0,12}} = 0,08 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{С}).$$

$$d_{\text{кр}} = 2 \cdot 0,08 / 12 = 0,01 \text{ м.}$$

Критический диаметр получился меньше наружного диаметра трубопровода; следовательно, материал изоляции можно использовать для уменьшения потерь теплоты.

4. Строим график распределения температур. Для этого по оси X откладываем значения диаметров d_1, d_2, d_3, d_4 , по оси Y по линиям соответствующих диаметров – значения температур $t_{c,i}$, на некотором расстоянии от внутреннего диаметра – значение температуры $t_{ж1}$, от наружного диаметра – $t_{ж2}$. Все полученные точки соединяем плавными кривыми линиями (рис.1.8).

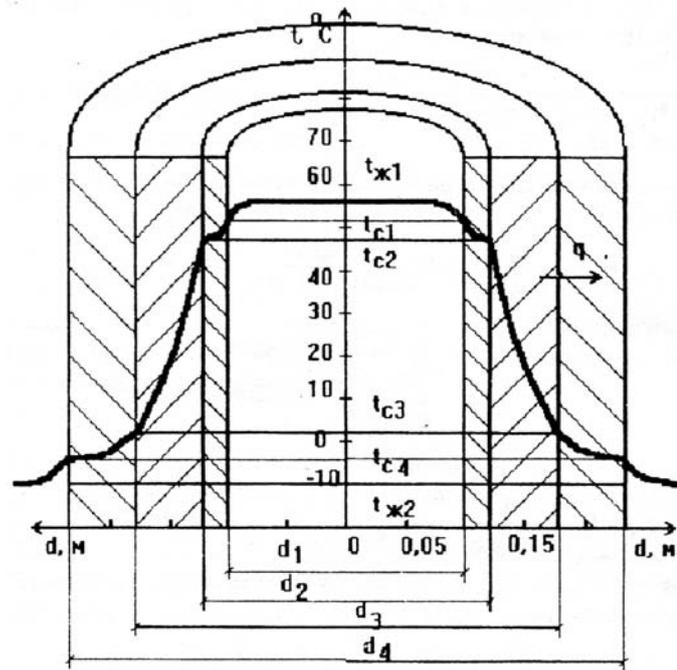


Рис. 1.8. К задаче 4.1

1.4.2. Контрольные задачи

Задача 4.2. Найти площадь поверхности нагрева секционного водоводяного подогревателя производительностью $Q=1500$ кВт при условии, что средняя температура греющей воды $t_{ж1}=115^\circ\text{С}$, а средняя температура нагреваемой воды $t_{ж2}=77^\circ\text{С}$. Поверхность нагрева выполнена

из латунных трубок диаметром $d_1/d_2=14/16$ мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_c=120$ Вт/(м·°С). На внутренней поверхности трубок имеется слой накипи $\delta_H=0,2$ мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_H=2$ Вт/(м·°С). Коэффициент теплоотдачи со стороны греющей воды $\alpha_1=10000$ Вт/(м²·°С) и со стороны нагреваемой воды $\alpha_2=4000$ Вт/(м²·°С). Так как отношение диаметров $d_1/d_2 < 1,8$, то расчет можно произвести по формуле для плоской стенки.

Ответ: $F=18,1$ м².

Задача 4.3. Трубчатый воздушный подогреватель производительностью 2,78 кг воздуха в 1 с выполнен из труб диаметром $d_1/d_3=43/49$ мм. Коэффициент теплопроводности материала труб $\lambda=50$ Вт/(м·°С). Внутри труб движется горячий газ, а наружная поверхность труб омывается поперечным потоком воздуха. Средняя температура дымовых газов $t_{ж1}=115$ °С, а средняя температура подогреваемого воздуха $t_{ж2}=145$ °С. Разность температур воздуха на входе и выходе из подогревателя равна $\Delta t=250$ °С. Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1=45$ Вт/(м²·°С) и от стенки к воздуху $\alpha_2=25$ Вт/(м²·°С).

Вычислить коэффициент теплопередачи и определить площадь поверхности нагрева подогревателя. Расчет произвести по формулам для:

- а) цилиндрической стенки;
- б) плоской стенки.

Сравнить результаты вычислений.

Ответ: 1. Расчет по формуле для цилиндрической стенки дает значение коэффициента теплопередачи $k\ell=0,75$ Вт/(м·°С). Площадь поверхности нагрева при этом $F=412$ м².

2. Расчет по формуле для плоской стенки дает значение коэффициента теплопередачи $k=16$ Вт/(м·°С). Площадь поверхности нагрева при этом $F=418$ м².

Задача 4.4. Как изменятся тепловая производительность воздушного подогревателя и расход воздуха в задаче 4.3, если со стороны дымовых газов в процессе эксплуатации образуется слой сажи толщиной $\delta_2=1$ мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_2=0,08$ Вт/(м·°С). Все другие условия остаются без изменений.

Расчет произвести по формуле для плоской стенки и сравнить с соответствующим вариантом задачи 4.3.

Ответ: Тепловая производительность воздухоподогревателя при этих условиях $Q=587$ Вт. Снижение производительности $\Delta Q=16,7\%$. Расход воздуха составит $G=26,23$ кг/с.

Задача 4.5. По трубе диаметром $d_1/d_2=18/20$ мм движется сухой насыщенный водяной пар. Для уменьшения тепловых потерь в окру-

жающую среду трубу нужно изолировать. Целесообразно ли для этого использовать асбест с коэффициентом теплопроводности $\lambda=0,11$ Вт/(м·°С), если коэффициент теплоотдачи поверхности изоляции в окружающую среду $\alpha=45$ Вт/(м²·°С)?

Задача 4.6. Электропровод диаметром $d_1=1,5$ мм имеет температуру $t_{c1}=70$ °С и охлаждается потоком воздуха, который имеет температуру $t_{ж}=15$ °С. Коэффициент теплоотдачи от поверхности провода к воздуху $\alpha_1=16$ Вт/(м²·°С).

Определить температуру стенки t'_{c1} , которую будет иметь провод, если покрыть его каучуковой изоляцией толщиной $\delta=2$ мм, а силу тока в проводе сохранить без изменений. Коэффициент теплопроводности каучука $\lambda=0,15$ Вт/(м·°С). Коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к потоку воздуха $\alpha_2=8,2$ Вт/(м²·°С).

1.4.3. Контрольные вопросы

1. В каком случае теплопередача в цилиндрической стенке может рассчитываться по формулам для плоской стенки? Каким образом в этом случае можно уменьшить ошибку при вычислении поверхности нагрева?

2. Запишите выражение для определения температуры в плоскости соприкосновения произвольных слоев многослойной цилиндрической стенки.

3. Дайте определение и запишите расчетную формулу для вычисления критического диаметра изоляции.

4. Поясните, в каком случае тепловой поток через цилиндрическую стенку будет возрастать при наложении изоляции.

5. В каких случаях увеличение теплового потока при наложении изоляции играет положительную роль?

1.5. Теплопроводность через оребренную поверхность

При решении практических задач по теплопередаче очень часто требуется интенсифицировать процесс. Наличие ребер на стенке позволяет увеличить поверхность ее соприкосновения с теплоносителем и тем самым уменьшить внешнее термическое сопротивление. При этом уменьшится общее термическое сопротивление и увеличится тепловой поток, а температура поверхности такой стенки приблизится к температуре омывающей среды. Поэтому наличие ребер может использоваться как средство интенсификации процесса теплопередачи или как средство снижения температуры стенки.

Если коэффициенты теплоотдачи с двух сторон стенки неодинаковы, то для интенсификации теплообмена надо стенку сделать ребристой с той стороны, где коэффициент α имеет наименьшее значение.

Суммарный тепловой поток Q_{pc} при теплоотдаче с оребренной поверхности, Вт:

$$Q_{pc} = Q_p - Q_c, \quad (1.28)$$

где Q_p – количество теплоты, отданное ребром, Вт;

Q_c – количество теплоты, отданное гладкой поверхностью, Вт.

Эту же величину можно определить по формуле

$$Q_{pc} = \alpha_{пр} t_{изб} F_{pc}, \quad (1.29)$$

где F_{pc} – площадь оребренной поверхности, м, складывается из площади ребра и межреберного пространства,

$$F_{pc} = F_p + F_c; \quad (1.30)$$

$t_{изб}$ – избыточная температура конца ребра, °С,

$$t_{изб} = t_o + t_{ж}; \quad (1.31)$$

здесь t_o – температура основания ребра, °С;

$\alpha_{пр}$ – приведенный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°С),

$$\alpha_{пр} = \frac{\alpha_p E F_p}{F_{pc}} + \frac{\alpha_c F_c}{F_{pc}}. \quad (1.32)$$

Здесь E – температура основания ребра, °С,

$$E = \frac{th \left(\ell \left(\frac{2\alpha_p}{\lambda \delta} \right)^{0,5} \right)}{\ell \left(\frac{2\alpha_p}{\lambda \delta} \right)^{0,5}}. \quad (1.33)$$

Отношение избыточных температур конца и основания ребра

$$\frac{t_{изб}}{t_o} = \frac{t_{ж} - t_c}{t_{ж} - t_o} = \frac{1}{ch(ml)}, \quad (1.34)$$

где m – параметр ребра, м⁻¹,

$$m = (\alpha u / (lf))^{0,5}; \quad (1.35)$$

здесь u – периметр ребра, м;

f – сечение ребра, м².

1.5.1. Примеры

Задача 5.1. Нагревательный прибор выполнен в виде вертикальной трубы с продольными стальными ребрами прямоугольного сечения, высота трубы h , мм, длина ребер $\ell=50$ мм, толщина ребер $\delta=3$ мм, общее число ребер n . Температура у основания ребра t_0 , °С, температура окружающего воздуха $t_{ж}=18$ °С. Коэффициенты теплоотдачи от ребер и от внешней поверхности трубы $\alpha_p=\alpha_c=9,3$ Вт/(м²·°С), коэффициент теплопроводности материала стенки $\lambda=55,7$ Вт/(м·°С).

Вычислить количество теплоты, отданное ребристой стенкой в окружающую среду. Наружный диаметр трубы $d=60$ мм.

Решение

1. Определим исходные данные для решения этой задачи:

$h=1200$ мм, $t_0=71$ °С, $n=20$ шт. (см. прил.1, вариант 0);

$\ell=50$ мм, $\delta=3$ мм, $\alpha_p=\alpha_c=9,3$ Вт/(м²·°С) (из условия задачи).

2. Рисуем схему нагревательного прибора (рис.1.9).

3. Определяем площадь оребренной поверхности по формуле (1.30):

$$F_p = (2\ell h + \delta h) = (2 \cdot 0,05 \cdot 1,2 + 0,003 \cdot 1,2) = 0,12 \text{ м}^2,$$

$$F_p = h(\pi d - \delta n) = 1,2(3,14 \cdot 0,06 + 0,003 \cdot 20) = 0,3 \text{ м}^2,$$

$$F_{pc} = 0,12 + 0,3 = 0,42 \text{ м}^2.$$

4. Находим избыточную температуру конца ребра по формуле (1.31):

$$t_{изб} = 71 - 18 = 53 \text{ °С}.$$

5. Определим коэффициент эффективности ребра по формуле (1.33). В этой формуле значение гиперболического тангенса можно найти по формуле

$$\text{th}(x) = (1 - e^{-2x}) / (1 + e^{-2x}), \quad (1.36)$$

где $e \approx 2,72$ – основание натурального логарифма.

Величина x в этой формуле принимает вид

$$x = \ell(2\alpha / \lambda\delta)^{0,5} = 0,05((2 \cdot 9,3) / (55,7 \cdot 0,003))^{0,5} = 0,528,$$

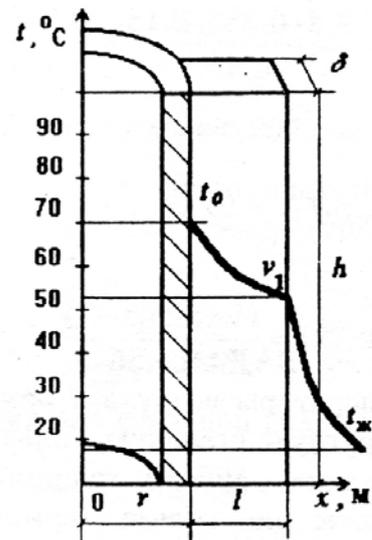


Рис. 1.9. К задаче 5.1

тогда

$$\operatorname{th}(x) = (1 - e^{-2 \cdot 0,528}) / (1 + e^{-2 \cdot 0,528}) = 0,484,$$
$$E = \frac{0,484}{0,528} = 0,917.$$

6. Вычисляем приведенный коэффициент теплоотдачи оребренной поверхности по формуле (1.32):

$$\alpha_{\text{пр}} = \frac{9,3 \cdot 0,917 \cdot 0,3}{0,42} + \frac{9,3 \cdot 0,12}{0,42} = 8,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}).$$

7. Находим общее количество теплоты, отданное оребренной поверхностью, по формуле (1.29):

$$Q_{pc} = 8,8 \cdot 53 \cdot 0,42 = 196 \text{ Вт}.$$

Задача 5.2. Температура воздуха в резервуаре измеряется ртутным термометром, который помещен в круглую стальную гильзу, заполненную маслом. Размеры гильзы: длина $\ell = 100$ мм, толщина $\delta = 1,5$ мм.

Из-за отвода теплоты по гильзе термометр показывает не истинную температуру воздуха в резервуаре, а температуру конца гильзы $t_C = 70^\circ\text{С}$.

От воздуха в резервуаре к гильзе теплота отдается с коэффициентом теплоотдачи α , Вт/(м²·°С). У основания гильзы температура стенки t_0 , °С.

Найти действительную температуру воздуха в резервуаре $t_{\text{ж}}$ и ошибку измерения $\Delta t = t_{\text{ж}} - t_C$, если стальная гильза заменяется на гильзу из латуни или гильзу из нержавеющей стали.

$$\lambda_{\text{ст}} = 50 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С});$$

$$\lambda_{\text{л}} = 100 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С});$$

$$\lambda_{\text{н.ст}} = 15 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С}).$$

Решение

1. Определим исходные для решения этой задачи:

$$t_0 = 22^\circ\text{С}, n = 20 \text{ шт.}, \alpha = 11 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}) \text{ (см. прил. 1, вариант 0);}$$

$$\ell = 100 \text{ мм} = 0,1 \text{ м}, \delta = 1,5 \text{ мм} = 0,0015 \text{ м}, t_C = 70^\circ\text{С} \text{ (из условия задачи).}$$

2. Сделаем расчет для стальной стенки. Для этого вычислим параметр m по формуле (1.35).

Так как $u/f = 1/\delta$, получим:

$$m = (11 / (50 \cdot 0,0015))^{0,5} = 12,11 \text{ м}^{-1},$$

$$m\ell = 12,11 \cdot 0,1 = 1,211.$$

Значение гиперболического котангенса можно вычислить по формуле

$$\operatorname{ch}(x) = (e^x + e^{-x}) / 2, \quad (1.40)$$

$$\operatorname{ch}(m\ell) = (e^x + e^{-x}) / 2 = 1,827.$$

Из формулы отношения избыточных температур конца и основания ребра выразим значение температуры воздуха в резервуаре и получим:

$$t_{\text{ж}} = \frac{t_c - t_o / \operatorname{ch}(m\ell)}{1 - 1 / \operatorname{ch}(m\ell)} = 127,96 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Ошибка измерения для стальной гильзы составит:

$$\Delta t = t_{\text{ж}} - t_c = 127,96 - 70 = 57,96 \text{ }^\circ\text{C}.$$

3. Делаем такой же расчет для латунной гильзы:

$$m = 8,56 \text{ м}^{-1};$$

$$m\ell = 0,856;$$

$$\operatorname{ch}(m\ell) = 1,389;$$

$$t_{\text{ж}} = 193,43 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t = 123,43 \text{ }^\circ\text{C}.$$

4. Делаем такой же расчет для гильзы из нержавеющей стали:

$$m = 22,11 \text{ м}^{-1};$$

$$m\ell = 2,211;$$

$$\operatorname{ch}(m\ell) = 4,617;$$

$$t_{\text{ж}} = 83,22 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t = 12,22 \text{ }^\circ\text{C}.$$

5. По полученным результатам строим график изменения температуры по длине гильзы. Для этого по оси Y откладываем значение длины гильзы, а по оси X на линии $\ell=0$ м – значение температуры у основания гильзы t_0 и на линии $\ell=0,1$ м – значение температуры конца гильзы t_c . На некотором расстоянии от конца гильзы откладываем 3 точки по значениям температур жидкости для разных материалов. Все полученные точки соединяем плавными кривыми. По величине кривой $(t_{\text{ж}} - t_c)$ можно судить о величине ошибки измерения (рис.1.10).

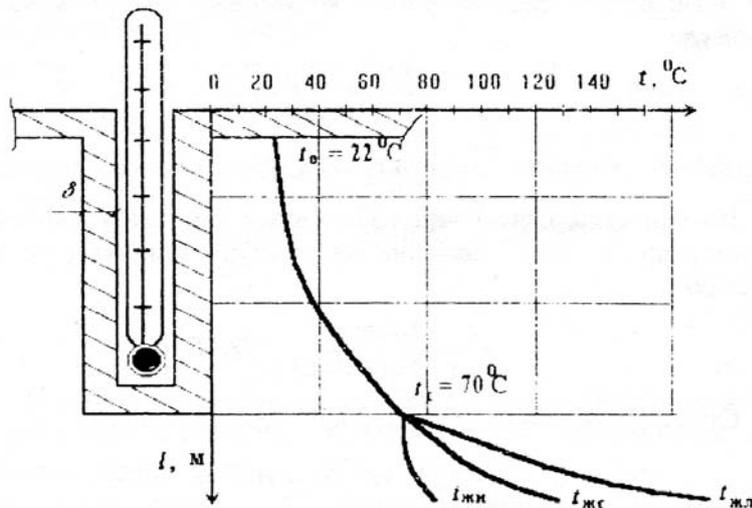


Рис. 1.10. К задаче 5.2

1.5.2. Контрольные задачи

Задача 5.3. Для лучшего охлаждения внешней поверхности полупроводникового холодильника внешняя поверхность боковых стенок камеры выполнена ребристой с вертикальными алюминиевыми ребрами. В плане камера квадратная. Ширина боковых стенок $b=800$ мм, высота $h=1000$ мм, высота и ширина ребер соответственно $\ell=30$ мм и $\delta=3$ мм. Каждая стенка имеет 40 ребер.

Температура у основания ребра $t_0=30^\circ\text{C}$; температура окружающей среды $t_{\text{ж}}=20^\circ\text{C}$; коэффициент теплопроводности алюминия $\lambda=202$ Вт/(м \cdot °C); коэффициент теплоотдачи от ребристой стенки к окружающему воздуху $\alpha=7$ Вт/(м 2 ·°C).

Определить температуру на конце ребра t_c и количество теплоты, отдаваемое четырьмя боковыми стенками, Q_{pc} . Вычислить также количество теплоты, которое отдавалось бы в окружающую среду неоребрёнными стенками при тех же условиях Q_c .

При решении задачи принять коэффициент теплоотдачи от поверхности промежутков между ребрами (гладкой неоребрённой поверхности) равным коэффициенту теплоотдачи от поверхности ребер.

Ответ: $t_c=29,8^\circ\text{C}$; $Q_{pc}=848$ Вт; $Q_c=848223$ Вт.

Задача 5.4. Водяной экономайзер выполнен из круглых ребристых труб наружным диаметром $d=76$ мм. Диаметр ребер $D=200$ мм, их толщина $\delta=5$ мм.

Определить количество теплоты, которое будет передаваться от горячих газов к внешней поверхности одной трубы, и температуру на

конце ребра, если температура газов $t_{ж}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура у основания ребер $t_0=180\text{ }^{\circ}\text{C}$, длина обогреваемой части трубы $\ell=3\text{ м}$ и количество ребер по длине трубы $n=150$.

Коэффициент теплоотдачи от газов к ребристой поверхности $\alpha=46,5\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot^{\circ}\text{C})$, коэффициент теплопроводности чугуна $\lambda=52,4\text{ Вт}/(\text{м}\cdot^{\circ}\text{C})$.

Ответ: Количество теплоты, передаваемой ребрами, $Q_p=50000\text{ Вт}$. Количество теплоты, передаваемой гладкой поверхностью между ребрами, $Q_c=5500\text{ Вт}$. Общее количество передаваемой теплоты $Q_{pc}=55500\text{ Вт}$.

1.5.3. Контрольные вопросы

1. Перечислите способы интенсификации теплопередачи.
2. Может ли коэффициент теплопередачи быть больше какого-либо из коэффициентов теплоотдачи?
3. Почему нецелесообразно оребрять стенку со стороны большего коэффициента теплоотдачи?
4. Перечислите формы ребер и их профили, способы крепления.
5. Запишите дифференциальное уравнение теплопроводности в прямом ребре произвольного профиля.
6. Дайте определение идеального ребра, коэффициента тепловой эффективности ребра.
7. Перечислите требования, предъявляемые к ребристым поверхностям.
8. Запишите выражения для количества теплоты, переданного ребрами окружающей среде в зависимости от их формы и профиля.
9. Запишите выражение для коэффициента тепловой эффективности ребер в зависимости от их формы и профиля.
10. Ребра какой формы и профиля экономически более эффективны?

1.6. Теплопроводность при нестационарном режиме

Нестационарные режимы теплообмена, как и стационарные, широко распространены в технике. Основная задача их расчета – выявление зависимости температурного поля тела от времени. Эта задача решается на основе аналитических и численных методов.

При одномерном температурном поле безразмерная температура определяется выражением

$$\Theta = f(Bi; Fo; x) = (t - t_{ж}) / (t_{н} - t_{ж}), \quad (1.37)$$

где $t_{н}$ – начальная температура тела (при $\tau=0$);

$t_{\text{ж}}$ – температура среды, в которой происходит нагрев или охлаждение тела;

t – искомая температура в центре или на поверхности тела.

То есть безразмерная температура зависит от:

- числа Фурье (критерия тепловой гомохромности)

$$Fo = \frac{a\tau}{\delta^2}, \quad (1.38)$$

где a – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$,

$$a = \lambda / c\rho, \quad (1.39)$$

c – удельная теплоемкость, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;

ρ – плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$;

τ – время, с ;

- числа Био (критерия краевого подобия)

$$Bi = \frac{\alpha\ell}{\lambda}, \quad (1.40)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$;

λ – коэффициент теплопроводности, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;

ℓ – определяющий размер, м .

Количество теплоты Q , отданное (воспринятое) телом за время τ в процессе охлаждения или нагревания, равно:

$$Q = 2\rho c\delta(t_{\text{н}} - t_{\text{ж}})(1 - \bar{\Theta}), \quad (1.41)$$

где $\bar{\Theta}$ – средняя по объему безразмерная температура тела в момент времени τ .

Рассмотрим аналитический метод решения задач по определению параметров теплопроводности при нестационарном режиме на примере расчета охлаждения пластины толщиной 2δ .

1.6.1. Примеры

Задача 6.1. Нагретая пластина толщиной 2δ , мм, имеющая начальную температуру $t_{\text{н}}$, охлаждается в среде с постоянной температурой $t_{\text{ж}}$. Теплообмен с окружающей средой определяется законом Ньютона – Рихмана при постоянном коэффициенте теплоотдачи α .

Требуется :

а) определить температуру в центре пластины $x=0$, на расстоянии $x=\delta/2$ от центра и на поверхности пластины $x=\delta$ для значений $Fo=0,1; 1,0$;

б) найти значения физического времени τ_1 и τ_2 , соответствующие указанным значениям Fo ;

в) построить по этим значениям две графические зависимости безразмерной избыточной температуры Θ от координат $X=x/\delta$ для каждого момента времени;

г) графически и аналитически найти направляющую точку O ;

д) определить количество теплоты, отдаваемое пластиной площадью 1 м^2 к каждому моменту времени.

Решение

1. Определим исходные данные для решения этой задачи (см. прил.1, вариант 0)

$2\delta = 60 \text{ мм} = 0,06 \text{ м}$; $t_o = 900^\circ\text{C}$; $t_{\text{ж}} = 40^\circ\text{C}$; $\alpha = 70 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; материал пластины – сталь; $\lambda = 53,6 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$; $\rho = 7830 \text{ кг}/\text{м}^3$; $c = 0,465 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Коэффициент температуропроводности находим по формуле (1.39):

$$a = 14,7 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

2. Вычисляем значение критерия Био по формуле (1.40):

$$Bi = \frac{70 \cdot 0,03}{53,6} = 0,0392.$$

3. По полученной величине критерия Био по прил.2, табл. I, выбираем 4 первых значения корней характеристического уравнения:

$$\text{ctg}(\mu) = \mu / Bi$$

$$\mu_1 = 0,1987; \mu_2 = 3,1543; \mu_3 = 6,2895; \mu_4 = 9,4290.$$

4. Вычисляем значения безразмерной избыточной температуры в центре пластины, на ее поверхности и на расстоянии $\delta/2$ от центра для $Fo = 0,1$ по формуле

$$\Theta = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 \sin \mu_n}{\mu_n + \sin \mu_n \cos \mu_n} \cos\left(\frac{\mu_n x}{\delta}\right) \exp(-\mu_n^2 Fo). \quad (1.42)$$

Для удобства делаем расчет в табличной форме (табл.1.1).

Т а б л и ц а 1 . 1

Формула	μ_1	μ_2	μ_3	μ_4
1	2	3	4	5
μ_n	0,1987	3,1543	6,2895	9,4290
$\cos \mu_n$	0,9803	-0,9999	0,9999	-0,9999
$\sin \mu_n$	0,1974	-0,127	0,0063	-0,0042

Окончание табл. 1.1

1	2	3	4	5
$\cos \mu_n \sin \mu_n$	0,1935	0,0127	0,0063	0,0042
$\mu_n + \cos \mu_n \sin \mu_n$	0,3922	3,1670	6,2958	9,4332
$A=2\sin \mu_n / \mu_n + \cos \mu_n \sin \mu_n$	1,0066	0,008	0,002	-0,0089
μ_n^2	0,395	9,9496	39,5578	88,9061
$-\mu_n^2 Fo$	-0,00395	-0,9949	-3,9558	-8,8906
$\exp(-\mu_n^2 Fo)$	0,9961	0,3697	0,0191	0,00014
$1 A \exp(-\mu_n^2 Fo)$	1,0026	-0,0029	0,00004	0
$2 A \exp(-\mu_n^2 Fo) \cos \mu_n$	0,9829	0,0029	0,00004	0
$\cos(\mu_n/2)$	0,9951	-0,0064	-0,9999	0,0021
$3 A \exp(-\mu_n^2 Fo) \cos(\mu_n/2)$	0,9977	0,00002	-0,00004	0

Складываем 4 значения в строке под цифрой 1, получаем величину безразмерной избыточной температуры в центре пластины ($x=0$), сумма в строке под цифрой 2 даст значение безразмерной избыточной температуры на поверхности пластины ($x=\delta$), сумма в строке под цифрой 3 – значение безразмерной избыточной температуры на расстоянии ($x=\delta/2$).

$$\Theta = 0 = 0,9998,$$

$$\Theta = \delta = 0,9858,$$

$$\Theta = \delta / 2 = 0,9978.$$

5. Делаем те же вычисления для $Fo=1,0$ (табл.1.2).

Таблица 1.2

Формула	μ_1	μ_2	μ_3	μ_4
$-\mu_n^2 Fo$	-0,0395	-9,9496	-39,5578	-88,9061
$\exp(-\mu_n^2 Fo)$	0,9613	0,00005	0	0
$1 A \exp(-\mu_n^2 Fo)$	0,9676	-0,0029	0	0
$2 A \exp(-\mu_n^2 Fo) \cos \mu_n$	0,9486	0,0029	0	0
$3 A \exp(-\mu_n^2 Fo) \cos(\mu_n/2)$	0,9628	0,00002	0	0

Складываем по 4 значения в обозначенных строках и получаем значения безразмерных избыточных температур для $Fo=1,0$:

$$\Theta = 0 = 0,9676,$$

$$\Theta = \delta = 0,9486,$$

$$\Theta = \delta / 2 = 0,9628.$$

6. Определяем значения физического времени τ для заданных значений критерия Фурье с учетом формулы (1.38):

$$\tau = \frac{Fo\delta^2}{a}, \quad (1.43)$$

$$Fo=0,1 \quad \tau_1=204,1,$$

$$Fo=1,0 \quad \tau_2=2040,8.$$

7. По полученным данным строим графические зависимости безразмерной избыточной температуры Θ от координат для каждого момента времени τ_i . Для этого по оси X вправо и влево от оси Y откладываем величину δ . На оси Y откладываем 3 значения безразмерной избыточной температуры при ($x=0$), аналогично на линиях, параллельных оси Y , вправо и влево – значения $\Theta_x=\delta/2$ и $\Theta_x=\delta$. Соединяем полученные точки тремя плавными кривыми. Касательные к этим кривым при $x=\delta$ должны пересекаться с осью X в направляющей точке O на расстоянии от поверхности пластины $x=0$ (рис.1.11).

$$O = \pm\lambda / \alpha$$

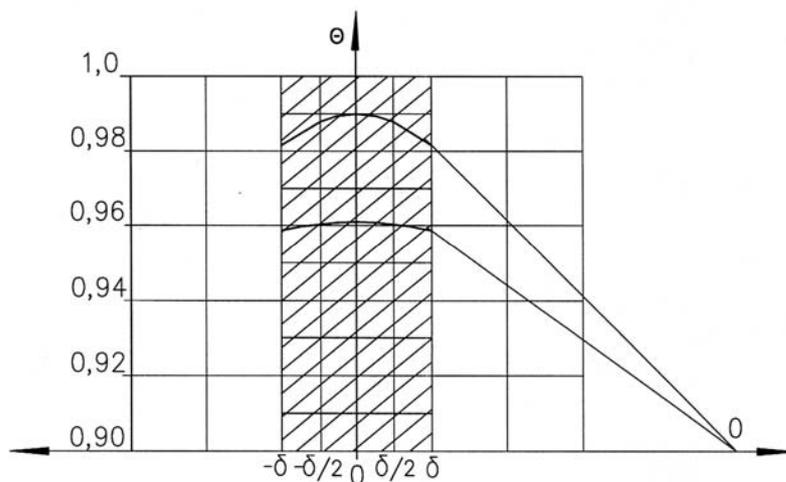


Рис. 1.11. К задаче 6.1

8. Определим количество теплоты, отданное пластиной площадью 1 м^2 к моменту времени, по формуле (1.41). Для этого находим среднюю безразмерную избыточную температуру по формуле

$$\Theta = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 \sin^2 \mu_n}{\mu_n^2 + \mu_n \sin \mu_n \cos \mu_n} \exp(-\mu_n^2 Fo). \quad (1.44)$$

Для удобства вычисления производим в табличной форме (табл.1.3).

Таблица 1.3

Формула	μ_1	μ_2	μ_3	μ_4
$\sin^2 \mu_n$	0,0399	0,0002	0,00004	0,00002
$C = \mu_n \sin \mu_n \cos \mu_n$	0,0385	0,0401	0,0397	0,0398
$B = 2 \sin^2 \mu_n / \mu_n^2 + C$	0,9999	0,00003	0,000002	0
$\exp(-\mu_n^2 Fo)$	0,9960	0	0	0
$1 - \text{Вexp}(-\mu_n^2 0,1)$	0,9870	0	0	0
$2 - \text{Вexp}(-\mu_n^2)$	0,9613	0	0	0

Суммы в обозначенных строках дают значения средней безразмерной избыточной температуры для моментов времени τ . Количество отданной пластиной теплоты определим по формуле (1.41):

$$Q_1 = 751,5 \text{ кВт}; Q_2 = 7270,7 \text{ кВт}.$$

1.6.2. Контрольные вопросы

1. Приведите примеры периодических нестационарных процессов теплопроводности.

2. Приведите примеры и охарактеризуйте особенности процесса нестационарной теплопроводности при стремлении тела к тепловому равновесию.

3. Запишите дифференциальное уравнение нестационарного процесса теплопроводности без внутренних источников тепла.

4. Поясните метод решения нестационарного уравнения теплопроводности для пластины.

5. Дайте определение критериев Био и Фурье, поясните их физический смысл.

6. Что такое безразмерная избыточная температура?

7. Охарактеризуйте особенности решения дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности в зависимости от числа Фурье.

8. Как определить время, необходимое для прогрева середины пластины до заданной температуры в случае $Fo > 0,3$?

9. В каком случае можно определить температуру центра или поверхности пластины с помощью номограмм?

10. Поясните сущность методики численного решения задачи стационарной теплопроводности.

11. Запишите выражения для аппроксимации членов дифференциального уравнения теплопроводности.

12. Перечислите достоинства и недостатки метода конечных разностей при численном решении задач теплопроводности.

13. Поясните сущность методики численного решения задачи нестационарной теплопроводности.

Тема 2. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН

2.1. Теория подобия применительно к тепловым процессам

Характер теплового процесса зависит от гидродинамических характеристик процесса обтекания теплоносителем поверхности тела, формы и геометрии тела, физических свойств теплоносителя и других факторов. Большое число факторов затрудняет получение расчетных соотношений для его определения. Математическое описание теплового процесса принято выражать в виде зависимостей между *числами (критериями) подобия*, представляющими собой безразмерные комплексы. Уравнения подобия, выражающие обобщенную зависимость между величинами, характеризующими процесс, справедливы для всех подобных между собой процессов.

Рассмотрим пример обработки результатов эксперимента методом теории подобия.

2.1.1. Примеры

Задача 7.1. По трубке диаметром d , мм, и длиной ℓ , м, течет горячая жидкость. Измерения проведены в двух режимах:

- *1 режим.* Расход жидкости через трубу G_1 , кг/с, температура жидкости t'_1 °С, t''_1 °С, температура стенки трубы t_c .

- *2 режим.* Расход жидкости через трубу G_2 , кг/с, температура жидкости t'_2 °С, t''_2 °С, средняя температура стенки трубы $t_c=5$ °С.

1. Вычислить значения критериев Nu , Re , Pe , приняв в качестве определяющей температуры среднюю температуру жидкости.

2. Расчет произвести для двух вариантов:

- а) коэффициент теплоотдачи отнести к средней арифметической разности температур между жидкостью и стенкой;

- б) коэффициент теплоотдачи отнести к средней логарифмической разности температур.

3. По результатам измерений в логарифмических координатах по двум точкам построить зависимость вида $Nu=C(Re)^n$ и определить коэффициенты C и n .

Результаты расчетов свести в таблицу.

Решение

1. Определим исходные данные для решения этой задачи (см. прил.1, вариант 0):

$$d=10 \text{ мм}, \ell=1 \text{ м}, G_1=0,003 \text{ кг/с}, t_1'=80^\circ\text{C}, t_1''=10^\circ\text{C}, t_c=5^\circ\text{C}, G_2=0,03 \text{ кг/с}, \\ t_2'=80^\circ\text{C}, t_2''=20^\circ\text{C}, t_c=5^\circ\text{C}.$$

2. Делаем расчет для первого режима. Находим определяющую температуру жидкости:

$$t_{o1} = \frac{t_1' + t_1''}{2} = \frac{80 + 10}{2} = 45^\circ\text{C}.$$

3. По величине определяющей температуры для заданной жидкости по прил.2, табл.П, выписываем теплофизические свойства для воды при температуре 45°C :

– динамический коэффициент вязкости $\mu_1 = 601 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$;

– число Прандтля (критерий теплофизических свойств среды) $Pr_1 = 3,9$;

– коэффициент теплопроводности $\lambda_1 = 64,1 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;

– теплоемкость $c_1 = 4,174 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$.

4. Находим число Рейнольдса (критерий режима движения среды) по формуле

$$Re = \frac{4G_1}{\mu \pi d}, \quad (2.1)$$

$$Re_1 = \frac{4 \cdot 0,003}{601 \cdot 10^{-6} \cdot 3,14 \cdot 0,01} = 638,3.$$

5. Определяем число Пекле (критерий теплового подобия) по формуле

$$Pe = Re Pr, \quad (2.2)$$

$$Pe_1 = 638,3 \cdot 3,9 = 2489,37.$$

6. Находим число Нуссельта (безразмерный коэффициент теплоотдачи) по формуле

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}. \quad (2.3)$$

Для этого определяем коэффициент теплоотдачи при средней арифметической разности температур между жидкостью и стенкой и при средней логарифмической разности температур.

Средняя арифметическая разность температур

$$\Delta t_{a1} = \frac{(t'_1 + t_{c1}) + (t''_1 + t_{c1})}{2} = \frac{(80 - 5) + (10 - 5)}{2} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Коэффициент теплоотдачи для этой разности температур будет равен:

$$\alpha_{11} = \frac{G_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1)}{\pi d \ell \Delta t_{a1}}, \quad (2.4)$$

$$\alpha_{11} = \frac{0,003 \cdot 4,174 \cdot (80 - 10)}{3,14 \cdot 0,01 \cdot 1 \cdot 40} = 697,882 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Средняя логарифмическая разность температур

$$\Delta t_{л1} = \frac{(t'_1 + t_{c1}) - (t''_1 + t_{c1})}{\ln\left(\frac{t'_1 + t_{c1}}{t''_1 + t_{c1}}\right)} = \frac{(80 - 5) - (10 - 5)}{\ln(75/5)} = 11,24 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Коэффициент теплоотдачи для этой разности температур

$$\alpha_{12} = \frac{G_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1)}{\pi d \ell \Delta t_{л1}} = \frac{0,003 \cdot 4,174 \cdot (80 - 10)}{3,14 \cdot 0,01 \cdot 1 \cdot 11,24} = 2483,57 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Число Нуссельта для первого случая

$$\text{Nu}_{11} = \frac{\alpha_{12} d}{\lambda_1} = \frac{2483,57 \cdot 0,01}{64,1 \cdot 10^{-2}} = 3874,52.$$

Делаем те же расчеты для второго режима и результаты заносим в (табл.2.1).

Т а б л и ц а 2 . 1

Величина	Режим 1	Режим 2
t'	80	80
t''	10	20
G	0,003	0,03
Re	635,883	6358,83
Pe	2479,91	24799,4
α_1	697,882	7353,57
α_2	2483,57	24068,7
Nu_1	1088,74	11472,0
Nu_2	3874,52	37548,7
t_c	5	15

7. Строим график зависимости $\lg Re = f(\lg Nu)$. Для этого по оси X откладываем значения $\lg Re_1$ и $\lg Re_2$, а по оси Y – четыре значения $\lg Nu$. Соединяем прямыми линиями точки, соответствующие арифметической разности температур и логарифмической разности (рис.2.2).

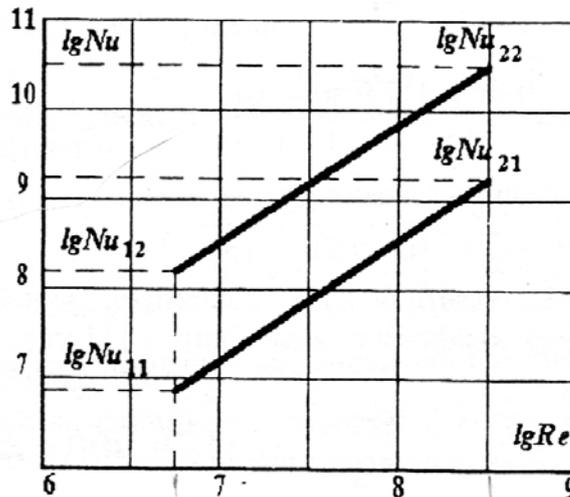


Рис. 2.2. К задаче 7.1

8. Определяем коэффициенты n и C и форму зависимости вида $Nu = CRe^n$:

$$n_1 = \frac{\ln Nu_{11} - \ln Nu_{21}}{\ln Re_1 - \ln Re_2} = \frac{9,35 - 6,99}{6,76 - 6,46} = 1,03,$$

$$n_2 = \frac{\ln Nu_{12} - \ln Nu_{22}}{\ln Re_1 - \ln Re_2} = \frac{10,53 - 8,26}{6,76 - 6,46} = 0,99,$$

$$C_1 = \frac{Nu_{11}}{Re_1^{n_1}} = \frac{1088,74}{635,88} = 1,41,$$

$$C_2 = \frac{Nu_{22}}{Re_2^{n_2}} = \frac{37548,7}{6358,8} = 6,45.$$

2.1.2. Контрольные задачи

Задача 7.2. По трубке диаметром $d=16$ мм и длиной $\ell=2,1$ м течет горячая вода, отдающая теплоту через стенку трубы среде, омывающей трубку снаружи.

Расход воды через трубку $G=0,0091$ кг/с, температура воды на входе $t' = 87,2^\circ\text{C}$, температура воды на выходе $t'' = 29^\circ\text{C}$, средняя температура стенки трубки $t_c = 15,3^\circ\text{C}$.

Вычислить значения критериев Nu , Re , Pe , приняв в качестве определяющей температуры среднеарифметическую температуру жидкости. Коэффициент теплоотдачи отнести к средней арифметической разности температур между водой и стенкой.

Ответ: $Nu=11,9$, $Re=1485$, $Pe=4600$.

Задача 7.3. Вычислить коэффициент теплоотдачи и число Nu для условий задачи 7.2, если коэффициент теплоотдачи отнести к средней логарифмической разности температур между жидкостью и стенкой. Сравнить полученные значения с результатом задачи 7.2.

Ответ: $\alpha = 597 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, $Nu=14,5$.

Задача 7.4. Исследование тепловых потерь с поверхности горизонтальных паропроводов в условиях естественной конвекции проводилось на лабораторной установке, где измерения выполнялись на горизонтальной трубе диаметром $d=30 \text{ мм}$.

Опыты проводились при заданных температурах стенки трубы. При этом были получены следующие значения коэффициента теплоотдачи (табл.2.2).

Т а б л и ц а 2 . 2

$\alpha, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	11,75	12,34	12,87	13,34	13,75
$t_c, ^\circ\text{C}$	210	250	290	330	370

Температура окружающего воздуха $t_{\text{ж}}=30^\circ\text{C}$ вдали от поверхности трубы оставалась постоянной.

На основании полученных опытных значений коэффициентов теплоотдачи найти обобщенную зависимость для расчета теплоотдачи в условиях естественной конвекции. Учитывая, что критерий Pr для воздуха в широком интервале температур остается практически постоянным, зависимость искать в виде $Nu=f(Gr)$.

При обработке опытных данных в качестве определяющей температуры принять температуру воздуха вдали от поверхности трубы.

Ответ: $Nu=0,47Gr^{0,25}$ при $6 \cdot 10^5 < Gr < 1,2 \cdot 10^6$.

2.1.3. Контрольные вопросы

1. Сформулируйте закон Ньютона – Рихмана.
2. Запишите определение коэффициента теплоотдачи.
3. Перечислите виды конвекции и дайте их определение.
4. Каким процессом является теплоотдача – простым или сложным – и почему?

5. Перечислите теплофизические свойства жидкостей. Назовите порядок величины коэффициентов вязкости для воды и воздуха при комнатной температуре.

6. Является ли коэффициент теплоотдачи теплофизическим свойством?

7. Запишите определение и единицы измерения динамической и кинематической вязкости.

8. Дайте определение гидродинамического и температурного пограничных слоев.

9. Какие процессы называются подобными, аналогичными?

10. Сформулируйте общие условия подобия физических процессов.

11. Поясните сущность каждого из условий подобия.

12. Что общего и в чем различие условий подобия для систем дифференциальных уравнений, записанных в размерном и безразмерном виде?

13. Для каких физических явлений и при каких условиях могут быть получены критерии подобия?

14. Запишите систему дифференциальных уравнений конвективного теплообмена на примере движения жидкости в круглой горизонтальной трубе.

15. Дайте определение и приведите примеры определяющих и определяемых критериев.

16. Может ли определяемый критерий стать определяющим, и наоборот?

17. Перечислите методы экспериментального определения и осреднения коэффициентов теплоотдачи.

18. Перечислите способы осреднения температуры жидкости.

19. Каким образом формулируется зависимость определяемых критериев подобия от определяющих?

20. Каким методом получают значения постоянных в эмпирических критериальных уравнениях в случае зависимости от одного определяющего критерия подобия?

21. Поясните сущность понятий «определяющий размер» и «определяющая температура».

22. Как выбирают определяющий размер и определяющую температуру для описания процессов конвективного теплообмена?

23. Под действием каких сил возникает свободное движение жидкости? В каком случае движение жидкости будет восходящим или нисходящим?

24. Чем отличается свободное движение жидкости в большом объеме от свободного движения в ограниченном пространстве? Как это влияет на теплоотдачу?

25. Какой закон принимается для изменения температурного напора в пределах теплового пограничного слоя?

26. Запишите критериальные уравнения для определения местного и среднего коэффициентов теплоотдачи при свободном ламинарном течении жидкости в большом объеме вдоль вертикальной стенки.

27. Какими критериями подобия характеризуется теплоотдача при свободном движении жидкости? Запишите их выражения и поясните физический смысл.

28. Перечислите случаи свободного движения жидкости в большом объеме.

29. Какими критериальными уравнениями описывается теплоотдача при свободном движении жидкости в большом объеме?

30. Укажите зависимость коэффициента теплоотдачи при свободном движении жидкости вдоль вертикальной стенки от ее высоты.

31. Укажите диапазон значений числа Ra, при котором имеет место смешанный режим течения в пограничном слое в случае свободного движения жидкости вдоль вертикальной стенки.

2.2. Теплоотдача при движении потока внутри трубы

Все тепловые расчеты теплообменных аппаратов подразумевают определение характеристик теплоотдачи при вынужденном движении сред внутри различных каналов или труб. Причем характер движения сильно влияет на интенсивность теплообмена. Выделяют два основных режима течения – ламинарный, при котором частицы движутся упорядоченно, слои не перемешиваются друг с другом, и турбулентный, когда слои интенсивно перемешиваются и частицы совершают неупорядоченное движение.

Ламинарный режим течения в круглых трубах ($Re < 2300$) при отсутствии свободной конвекции называется вязкостным, а при ее наличии – вязкостно-гравитационным. Переход одного режима в другой определяется величиной $(GrPr) = 8 \cdot 10^5$, вычисляемой по следующей формуле:

$$(GrPr) = \frac{g\beta(t_{ж} - t_{с})d^3}{\nu^2} Pr. \quad (2.5)$$

Если $(GrPr) < 8 \cdot 10^5$, то режим вязкостный и естественная конвекция влияния на теплоотдачу не оказывает. Тогда критерий Нуссельта определяется по формуле

$$Nu = 1,55 \left(\frac{Pe \cdot d}{\ell} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_{ж}}{\mu_c} \right)^{-0,14} \cdot \varepsilon, \quad (2.6)$$

где
$$\left(\frac{Pe \cdot d}{\ell} \right) = \Delta G \cdot c / (\pi \ell \lambda). \quad (2.7)$$

Если $\frac{1}{Pe} \frac{\ell}{d} < 0,1$, то $\varepsilon = 0,6 \left(\frac{1}{Pe} \frac{\ell}{d} \right)^{1/4} \left(1 + 2,5 \frac{1}{Pe} \frac{\ell}{d} \right)$.

Если $\frac{1}{Pe} \frac{\ell}{d} > 0,1$, то $\varepsilon = 1$.

Если $(GrPr) > 8 \cdot 10^5$, то режим течения вязкостно-гравитационный. Тогда критерий Нуссельта в вертикальных трубах при совпадении направлений вынужденной и свободной конвекции (охлаждение с движением жидкости вниз) будет определяться по формуле

$$Nu = 0,35 \left(\frac{Pe \cdot d}{\ell} \right)^{0,3} \left(\frac{GrPr d}{\ell} \right)^{0,18}, \quad (2.8)$$

где $Re = wd/a$ – число Пекле.

При противоположных направлениях вынужденной и естественной конвекции (охлаждение с движением жидкости вверх) критерий Нуссельта будет вычисляться по формуле

$$Nu = 0,037 Re^{0,37} Pr_{ж}^{0,4} \left(\frac{\mu_c}{\mu_{ж}} \right)^n, \quad (2.9)$$

где $n = -0,11$ – при нагреве жидкости;

$n = -0,25$ – при охлаждении жидкости.

В горизонтальных трубах критерий Нуссельта рассчитывается по формуле

$$Nu = 0,8 \left(\frac{Pe \cdot d}{\ell} \right)^{0,4} (GrPr)^{0,1} \left(\frac{\mu_c}{\mu_{ж}} \right)^{-0,14}. \quad (2.10)$$

Если $Re > 2300$, то режим течения жидкости турбулентный и критерий Нуссельта будем определять по формуле

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_{\ell}. \quad (2.11)$$

При $\ell/d > 50$ $\varepsilon\ell = 1$; при $\ell/d < 50$ $\varepsilon\ell = 0,184\text{Re}^{-0,2}$.

По величине критерия Нуссельта находим коэффициент теплоотдачи из формулы (2.3).

Рассмотрим методику решения задач по определению коэффициента теплоотдачи при движении потока внутри труб.

2.2.1. Примеры

Задача 8.1. Исходя из условия задачи 7.1, вычислим средний коэффициент теплоотдачи при движении горячей жидкости в трубе для двух режимов.

Решение

1. Исходные данные для расчета принимаем по пункту 1 задачи 7.1. Положение трубы – горизонтальное.

2. Делаем расчет для каждого режима в указанной ниже последовательности.

1-й режим.

Находим среднюю температуру жидкости в первом режиме:

$$t_{ж1} = \frac{t'_1 + t''_1}{2} = \frac{80 + 10}{2} = 45 \text{ }^\circ\text{C}.$$

3. Рассчитываем скорость течения жидкости по формуле

$$w_1 = \frac{4G_1}{\rho\pi d^2}, \quad (2.12)$$

где ρ – плотность жидкости при средней температуре, определяемая по таблицам теплофизических свойств (прил.2, табл.II).

$$\rho = 990 \text{ кг/м}^3,$$

$$w_1 = \frac{4 \cdot 0.003}{990 \cdot 3,14 \cdot 0,01^2} = 0,039 \text{ м/с}.$$

4. Вычисляем определяющую температуру:

$$t_{o1} = \frac{t_{ж1} + t_{c1}}{2} = \frac{45 + 5}{2} = 25 \text{ }^\circ\text{C}.$$

По таблицам теплофизических свойств (прил.2, табл.II) находим следующие характеристики, соответствующие данной температуре:

- теплоемкость $c_1 = 4,18 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$;
- коэффициент теплопроводности $\lambda_1 = 60,9 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$;
- динамический коэффициент вязкости $\mu_{ж} = 902 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$;

- кинематический коэффициент вязкости $\nu_1 = 0,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- коэффициент объемного расширения $\beta_1 = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ К}^{-1}$;
- коэффициент температуропроводности $a_1 = 14,6 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$;
- число Прандтля $\text{Pr}_{\text{ж}} = 6,2$.

По температуре стенки t_c из тех же таблиц (см. прил.2, табл. II) выписываем критерий Прандтля $\text{Pr}_c = 11,5$ и динамический коэффициент вязкости $\mu_c = 1540 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$.

5. Находим критерий Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{wd}{\nu}, \quad (2.13)$$

$$\text{Re} = 0,039 \cdot 0,01 / (0,9 \cdot 10^{-6}) = 428,92.$$

6. Определяем критерий Нуссельта с учетом вышеизложенных положений.

Так как $\text{Re} < 2300$, то режим течения ламинарный. Делаем проверку на влияние свободной конвекции по формуле (2.5):

$$(\text{GrPr}) = \frac{9,81 \cdot 2,5 \cdot 10^4 (45-5) \cdot 0,01^3}{(0,9 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 6,2 = 0,676 \cdot 10^3 < 8 \cdot 10^5.$$

Естественная конвекция влияния не оказывает, критерий Нуссельта вычисляем по формуле (2.6) с учетом формулы (2.7):

$$\frac{1}{\text{Re}} \frac{\ell}{d} = \frac{1}{428,92} \frac{1}{0,01} = 0,23 > 0,1, \text{ тогда } \varepsilon = 1,$$

$$\text{Nu} = 1,55 \left(\frac{4 \cdot 0,003 \cdot 4180}{3,14 \cdot 1 \cdot 0,609} \right)^{1/3} \left(\frac{902 \cdot 10^{-6}}{1540 \cdot 10^{-6}} \right)^{-0,14} \cdot 1 = 4,27.$$

7. Если известен критерий Нуссельта, то коэффициент теплоотдачи определяется по формуле

$$\alpha = \text{Nu} \lambda / d = 4,27 \cdot 0,609 / 0,01 = 260 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (2.14)$$

Для этих исходных данных получаем следующие результаты:

2-й режим.

$$t_{\text{ж}2} = 50 \text{ }^\circ\text{С};$$

$$t_{o2} = 32,5 \text{ }^\circ\text{С}; \quad t_{c2} = 15 \text{ }^\circ\text{С};$$

$$\rho_2 = 988,1 \text{ кг}/\text{м}^3; \quad c_2 = 4,174 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}); \quad \mu_{\text{ж}} = 801,5 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с};$$

$$\nu_2 = 0,805 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda_{21} = 61,8 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К}); \quad \beta_2 = 3,21 \cdot 10^{-4} \text{ К}^{-1};$$

$$a_2 = 14,9 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \text{Pr}_{\text{ж}} = 5,42; \quad \text{Pr}_c = 8,2;$$

$$\mu_c = 1152 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}; \quad w_2 = 0,387 \text{ м/с};$$

$Re = 4804,57 > 2300$, т.е. режим течения турбулентный, и критерий Нуссельта определяется по формуле (2.11)

$$Nu = 0,021 \cdot 4804,57^{0,8} \cdot 5,42^{0,43} \left(\frac{5,42}{8,2} \right)^{0,25} = 34,531,$$

$$\alpha_2 = 2134,02 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}).$$

2.2.2. Контрольные задачи

Задача 8.2. Как изменится значение числа Nu и коэффициента теплоотдачи при вязкостном режиме течения жидкости в трубе, если диаметр трубы увеличить соответственно в 2 и 4 раза, сохранив среднюю температуру стенки постоянной:

- а) при постоянной скорости жидкости;
- б) при постоянном расходе жидкости?

При расчете изменением значения поправки на участок стабилизации ϵ пренебречь.

Ответ: а) При неизменной скорости число Nu увеличится соответственно в $2^{2/3} \approx 1,59$ и $4^{2/3} \approx 2,52$ раза. Коэффициент теплоотдачи уменьшится соответственно в 1,26 и 1,59 раза.

б) При неизменном расходе число Nu от значения диаметра не зависит. Коэффициент теплоотдачи уменьшится соответственно в 2 и 4 раза.

Задача 8.3. Вода со скоростью $w=0,2$ м/с движется по трубке диаметром $d=4$ мм и длиной $\ell=200$ мм. Температура стенки трубы $t_c=70^\circ\text{C}$. Какой будет температура воды на выходе из трубки, если на входе она имеет температуру $t'=10^\circ\text{C}$?

Ответ: $t''=27^\circ\text{C}$.

Задача 8.4. По трубке диаметром $d=10$ мм течет масло марки МК. Температура масла на входе в трубку $t'=80^\circ\text{C}$. Расход масла $G=120$ кг/ч. Какую длину должна иметь трубка, чтобы при температуре стенки $t_c=30^\circ\text{C}$ температура масла на выходе из трубки равнялась $t''=76^\circ\text{C}$?

Ответ: $\ell=1,66$ м.

Задача 8.5. Определить гидравлическое сопротивление при течении масла по трубке в условиях задачи 8.4. Сравнить результат расчета с гидравлическим сопротивлением при изотермическом течении масла при той же температуре на входе в трубку.

Ответ: Падение давления по длине трубки $\Delta p=2,55 \cdot 10^4$ Па. При изотермическом течении $\Delta p_{\text{н}}=1,05 \cdot 10^4$ Па, т.е. примерно в 2,5 раза.

2.2.3. Контрольные вопросы

1. Охарактеризуйте гидродинамические режимы течения жидкости в трубе и их влияние на теплоотдачу.
2. Укажите диапазон чисел Рейнольдса, соответствующих ламинарному и турбулентному режимам течения жидкости в трубе.
3. Как меняется профиль скорости гидродинамически стабилизированного течения жидкости в случае различных температур жидкости и стенки?
4. Поясните влияние силы тяжести на течение жидкости в трубе.
5. Какие критерии подобия являются определяющими для различных режимов теплоотдачи при течении жидкости в трубе и почему?
6. Дайте определение следующих понятий: начальный участок гидродинамической стабилизации, начальный участок термической стабилизации, гидродинамически стабилизированное течение жидкости, термически стабилизированное течение жидкости.
7. Что общего и в чем состоит различие термически и гидродинамически стабилизированного течения жидкости?
8. Схематически изобразите распределение скорости для течения жидкости в трубе в случае совпадения свободного и вынужденного движения, противоположного направления свободного и вынужденного движения и перпендикулярного направления свободного и вынужденного движения.
9. В каком случае взаимного направления свободного и вынужденного движения достигается лучшая теплоотдача и почему?
10. С каких значений длины трубы течение жидкости можно считать термически и гидродинамически стабилизированным?
11. Чему равно число Нуссельта для теплоотдачи при ламинарном течении жидкости в круглой трубе в случае постоянного значения температуры стенки?
12. Запишите эмпирические критериальные уравнения для расчета теплоотдачи при течении жидкости в прямых гладких круглых трубах.
13. Почему для вязкостно-гравитационного режима необходимо учитывать взаимное направление свободного и вынужденного движения?
14. Какие критерии подобия являются определяющими для вязкостного, вязкостно-гравитационного и турбулентного режимов течения?
15. В каком случае необходимо учитывать поправку в коэффициент теплоотдачи на участок гидродинамической стабилизации?
16. Почему при турбулентном режиме течения поправка на участок гидродинамической стабилизации зависит от числа Рейнольдса?
17. Поясните методику расчета теплоотдачи в некруглых трубах.
18. Как влияет на теплоотдачу изогнутость труб?
19. Что является определяющим размером и определяющей температурой при течении жидкости в трубе?

2.3. Теплоотдача при поперечном обтекании труб и пучков

Если в теплообменном аппарате один из теплоносителей движется внутри труб, то второй теплоноситель омывает эти трубы, отдавая или воспринимая теплоту. Расположение труб в пучке может быть шахматным или коридорным. При шахматном расположении труб теплоноситель перемешивается лучше и теплообмен протекает интенсивнее.

Критерий Нуссельта, характеризующий теплообмен, определяется в зависимости от множества условий, в первую очередь в зависимости от величины критерия Рейнольдса.

Если $1,6 < Re < 40$, то:

- для шахматного расположения труб

$$Nu = 1,04 Re^{0,4} Pr_{ж}^{0,36} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (2.15)$$

- для коридорного расположения труб

$$Nu = 0,9 Re^{0,4} Pr_{ж}^{0,36} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (2.16)$$

Если $40 < Re < 10^3$, то:

- для шахматного пучка

$$Nu = 0,71 Re^{0,5} Pr_{ж}^{0,36} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (2.17)$$

- для коридорного пучка

$$Nu = 0,52 Re^{0,5} Pr_{ж}^{0,36} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (2.18)$$

Если $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$, то:

- для шахматного пучка
при $S_1/S_2 < 2$

$$Nu = 0,35 Re^{0,6} Pr_{ж}^{0,36} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{0,2}, \quad (2.19)$$

при $S_1/S_2 > 2$

$$Nu = 0,4 Re^{0,6} Pr_{ж}^{0,36} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (2.20)$$

- для коридорного пучка

$$Nu = 0,27 Re^{0,63} Pr_{ж}^{0,36} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} . \quad (2.21)$$

Если $Re > 2 \cdot 10^5$, то:

- для шахматного пучка

$$Nu = 0,031 Re^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} , \quad (2.22)$$

- для коридорного пучка

$$Nu = 0,33 Re^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} . \quad (2.23)$$

По найденной величине критерия Нуссельта определяется коэффициент теплоотдачи третьего ряда в пучке, а средний коэффициент теплоотдачи – по формуле

$$\bar{\alpha} = \alpha_3 \left(1 - \frac{0,7}{z} \right), \quad (2.24)$$

где z – количество рядов.

Необходимо также делать поправку на величину угла атаки потока теплоносителя ε_f в соответствии с табл.2.2.

$$\alpha_f = \bar{\alpha} \cdot \varepsilon_f . \quad (2.25)$$

Т а б л и ц а 2 . 2

φ	90	80	70	60	50	40	30
ε_f	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67

2.3.1. Примеры

Задача 9.1. Пучок труб обтекает горячий воздух со скоростью w , м/с, в узком сечении и средней температурой t_o , °С. Трубы наружным диаметром $d=100$ мм обтекаются под углом атаки φ . Шаг труб $S_1=k_1d$, $S_2=k_2d$.

1. Определить средний коэффициент теплоотдачи пучка, если число рядов труб в пучке $z=20$, число труб в ряду n . Температура стенки трубы $t_c = 100^\circ\text{C}$.

2. Определить, какой длины должны быть трубы, чтобы при исходных условиях количество отданной теплоты составило $Q=150$ кВт.

Решение

1. Определим исходные данные для решения этой задачи (см. прил.1, вариант 0):

$$w = 1 \text{ м/с}; t_o = 210^\circ\text{C}; \varphi = 80^\circ; z = 20 \text{ шт.}; n = 4 \text{ шт.}; \text{тип пучка} - \text{шахматный}; \\ d = 100 \text{ мм} = 0,1 \text{ м}; S_1 = 1,1 \cdot 0,1 = 0,11 \text{ м}; S_2 = 1,5 \cdot 0,1 = 0,15 \text{ м}; t_c = 100^\circ\text{C}.$$

2. По таблицам теплофизических свойств воздуха (см. прил.2, табл. III) находим в зависимости от t_o следующие величины:

- коэффициент теплопроводности $\lambda_1 = 3,93 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$;
- кинематический коэффициент вязкости $\nu_B = 35,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- критерий Прандтля $Pr_{ж} = 0,679$.

В зависимости от t_c находим $Pr_c = 0,688$.

3. Определяем критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{wd}{\nu_B} = \frac{1 \cdot 0,1}{35,9 \cdot 10^{-6}} = 2785,52.$$

4. В зависимости от величины критерия Рейнольдса по формуле (2.19) определяем величину критерия Нуссельта:

$$10^3 < Re < 2 \cdot 10^5 \text{ при } S_1/S_2 = 0,73 < 2,$$

$$Nu = 0,35 \cdot 2785,52^{0,6} \cdot 0,679^{0,36} \left(\frac{0,679}{0,688} \right)^{0,25} (0,73)^{0,2} = 33,24.$$

5. Коэффициент теплоотдачи для третьего ряда труб

$$\alpha_3 = Nu \cdot \lambda_B / d = 33,24 \cdot 3,93 \cdot 10^{-2} / 0,1 = 13,06 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

6. Находим средний коэффициент теплоотдачи пучка по формуле (2.24):

$$\bar{\alpha} = 13,06 \left(1 - \frac{0,7}{20} \right) = 12,6 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

7. Делаем поправку на угол атаки с учетом формулы (2.25).

Так как $\varphi = 80^\circ$, $\epsilon_f = 1$, то $\alpha_f = \alpha = 12,6 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

8. Определяем величину отданной теплоты с единицы площади поверхности нагрева по формуле

$$q = \alpha_f (t_o - t_c), \quad (2.26)$$

$$q = 12,6(210 - 100) = 1,39 \text{ кВт/м}^2.$$

9. Находим площадь поверхности нагрева:

$$F = Q / q = 150 / 1,39 = 107,9 \text{ м}^2.$$

10. Находим необходимую длину труб в пучке:

$$\ell = F / (\pi d z n) = 107,9 / (3,14 \cdot 0,1 \cdot 20 \cdot 4) = 4,3 \text{ м}.$$

2.3.2. Контрольные задачи

Задача 9.2. В теплообменнике шахматный пучок труб обтекается поперечным потоком трансформаторного масла. Внешний диаметр труб в пучке $d=20$ мм. Поперечный шаг $S_1=2,5d$, а продольный шаг $S_2=1,5d$. Средняя скорость в узком сечении пучка и средняя температура масла соответственно равны: $w=0,6$ м/с и $t_{\text{ж}}=40^\circ\text{C}$.

Найти коэффициент теплоотдачи от поверхности труб к маслу для третьего ряда труб пучка при условии, что температура поверхности труб $t_c=90^\circ\text{C}$.

Вычисления произвести для двух случаев:

а) поток обтекает трубы под углом атаки $\varphi=90^\circ$;

б) поток обтекает трубы под углом атаки $\varphi=60^\circ$.

Ответ: $\alpha_{\varphi=90^\circ}=1130 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; $\alpha_{\varphi=60^\circ}=1130 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Задача 9.3. Как изменится коэффициент теплоотдачи третьего ряда труб в условиях задачи 9.2, если пучок труб будет обтекаться поперечным потоком воды, а все остальные условия останутся без изменений? Сравнение произвести при тех же углах атаки (задача 9.2).

Ответ: $\alpha_{\varphi=90^\circ}=9550 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; $\alpha_{\varphi=60^\circ}=9350 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Задача 9.4. Как изменится коэффициент теплоотдачи третьего ряда труб при поперечном обтекании шахматного пучка трансформаторным маслом и водой в условиях задач 9.2 и 9.3, если вместо нагревания будет происходить охлаждение жидкости при том же температурном напоре, что и в задаче 9.2, т.е. при средней температуре потока $t_{\text{ж}}=90^\circ\text{C}$ и средней температуре стенки $t_c=40^\circ\text{C}$? Остальные величины останутся без изменений (задача 9.2). Сравнение произвести для угла атаки $\varphi=90^\circ$.

Ответ: При охлаждении трансформаторного масла $\alpha=921 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, т.е. коэффициент теплоотдачи уменьшится примерно на 18 %. При охлаждении воды $\alpha=8400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, т.е. уменьшится на 15 %.

2.3.3. Контрольные вопросы

1. Поясните особенности теплоотдачи при обтекании одиночной круглой трубы в зависимости от режимов течения жидкости в пограничном слое.

2. Почему цилиндр считается неудобообтекаемым телом? По какой причине происходит отрыв пограничного слоя?

3. При каких значениях числа Рейнольдса происходит переход от ламинарного течения жидкости к турбулентному?

4. Схематически изобразите отношение местного коэффициента теплоотдачи к среднему по окружности цилиндра для случаев отрыва ламинарного и турбулентного пограничного слоев.

5. Запишите критериальные уравнения для определения теплоотдачи в случае поперечного обтекания одиночного цилиндра.

6. Почему теплообменные аппараты выполняют в виде пучков труб? Какие виды компоновки пучков труб вам известны?

7. В чем будет заключаться основное отличие теплоотдачи при обтекании трубного пучка по сравнению с одиночным цилиндром; шахматного пучка труб по сравнению с коридорным; для ламинарного, смешанного и турбулентного режимов течения жидкости в пограничном слое?

8. Назовите характеристики пучков труб. Как зависит теплоотдача от взаимного расположения труб в пучке, от номера ряда труб?

9. Схематически изобразите отношение местного коэффициента теплоотдачи к среднему по окружности трубы в зависимости от номера ряда для случаев отрыва ламинарного и турбулентного пограничного слоев.

10. Запишите критериальные уравнения для определения теплоотдачи в случае поперечного обтекания трубных пучков.

11. Поясните особенности теплоотдачи и запишите критериальное уравнение для свободной конвекции около горизонтальных труб.

2.4. Теплоотдача при кипении жидкости и конденсации пара

Во многих теплотехнических аппаратах – конденсаторах, котлах, пароводяных водонагревателях и т.п. – мы имеем дело с фазовыми превращениями теплоносителей: конденсацией – процессом перехода вещества из газообразного состояния в жидкое и кипением – процессом возникновения паровой фазы внутри перегретой жидкости.

Конденсация может иметь капельный или пленочный характер. Наиболее часто в теплотехнических устройствах встречается пленоч-

ная конденсация. Причем стекание пленки с вертикальных поверхностей способствует повышению интенсивности теплообмена.

Течение пленки конденсата на горизонтальных поверхностях всегда ламинарное, при этом выполняется условие $Z < 3900$, где Z – приведенная длина трубы.

$$Z = \Delta t \pi R \left(\frac{g}{\nu^2} \right)^{1/3} \frac{\lambda}{r \rho \nu} = \Delta t \pi R A, \quad (2.27)$$

где $\Delta t = (t_s - t_c)$ – температурный напор, °С;

R – радиус трубы, м.

λ, ν, ρ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К), кинематический коэффициент вязкости, м²/с, плотность конденсата при температуре насыщения t_s ;

r – теплота парообразования, кДж/кг.

Коэффициент теплоотдачи в этом случае определим по формуле

$$\alpha = 3,25 \frac{A^{0,75}}{B} \frac{1}{(\Delta t \pi R)^{0,25}}, \quad (2.28)$$

где
$$A = \left(\frac{g}{\nu^2} \right)^{1/3} \frac{\ell}{r \rho \nu}, \quad 1/(\text{м} \cdot \text{К}), \quad (2.29)$$

$$B = \frac{4}{r \rho \nu}, \quad \text{м}/\text{Вт}. \quad (2.30)$$

Значения комплексов A и B зависят только от рода жидкости и температуры насыщения. Для воды значения этих комплексов приведены в прил.2, табл.IV.

При конденсации на вертикальной трубе для $Z < 2300$ режим течения пленки конденсата по всей высоте трубы ламинарный, тогда коэффициент теплоотдачи вычисляем по формуле

$$\alpha = \text{Re} / (\Delta t H B) \frac{4}{r \rho \nu}, \quad (2.31)$$

где Re – критерий Рейнольдса, $\text{Re} = 3,8 Z^{0,78}$.

Для $Z > 2300$ в нижней части вертикальной трубы режим течения пленки конденсата турбулентный. Коэффициент теплоотдачи находим по формуле (2.31), но

$$\text{Re} = (253 + 0,069(\text{Pr} / \text{Pr}_c)^{0,25} \text{Pr}^{0,5} (Z - 2300))^{4/3}. \quad (2.32)$$

Количество конденсирующегося на поверхности трубы пара

$$G = F\alpha\Delta t / r, \quad (2.33)$$

где F – площадь поверхности трубы, м^2 .

При кипении жидкости в большом объеме в зависимости от температурного напора и плотности теплового потока q на поверхности греющей стенки различают пузырьковый и пленочный режимы кипения. В области перехода пузырькового кипения в пленочный режим имеется максимум зависимости $q = f(\Delta t)$. Такой режим называют критическим. Критические значения параметров зависят от природы жидкости и давления, под которым жидкость находится. Коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении в большом объеме определяется по формуле

$$\alpha = Nu\lambda / \ell_s, \quad (2.34)$$

где Nu – при заданной тепловой нагрузке находят по формуле:

$$\text{для } Re = qA_s > 0,01 \quad Nu = 0,125 Re^{0,65} Pr^{1/3}; \quad (2.35)$$

$$\text{для } Re = qA_s < 0,01 \quad Nu = 0,0625 Re^{0,5} Pr^{1/3}; \quad (2.36)$$

$A_s = \ell_s / (r\rho''v)$, ℓ_s находим по прил.2, табл.V, в зависимости от температуры насыщения.

Критическая тепловая нагрузка при кипении жидкости при заданном давлении определяется по формуле

$$q_{кр} = Re_{кр} / A_s, \quad (2.37)$$

где $Re_{кр} = 68 Ar_s^{4/9} Pr^{1/3}$ – критерий Рейнольдса при критической нагрузке;

$Ar_s = g(\ell_s^3 / v^2)(\rho' - \rho'')$ – число Архимеда;

ρ', ρ'' – плотность жидкости и пара при давлении насыщения.

2.4.1. Примеры

Задача 10.1. На наружной поверхности горизонтальной трубы диаметром d и длиной $\ell=1$ м конденсируется сухой насыщенный пар при давлении p , температура поверхности трубы t_c .

1. Определить средний коэффициент теплоотдачи от пара к трубе и количество пара G , кг/ч, которое конденсируется на поверхности трубы.

2. Решить задачу при вертикальном расположении трубы.
3. Сравнить результаты расчетов.

Решение

1. Определим исходные данные для решения этой задачи (см. прил.1, вариант 0):

$$d=60 \text{ мм}=0,06 \text{ м}; \ell=1 \text{ м}; R=0.03 \text{ м}; p=50 \cdot 10^5 \text{ Па}; t_c = 140^\circ\text{С}.$$

2. По таблицам водяного пара (прил.2, табл.VI) находим температуру насыщения в зависимости от давления пара.

При $p=50 \cdot 10^5$ Па температура насыщения $t_s = 263,91$ °С.

3. По полученной температуре (см. прил.2, табл.II) находим значения коэффициента теплопроводности $\lambda=0605$ Вт/(м·К), критерия Прандтля $Pr = 0,87$, $Pr_c = 1,26$ и теплоту парообразования $r = 1649$ кДж/кг.

По прил.2, табл. IV, и величине t_s находим значения A и B :

$$A = 2781 / (\text{м} \cdot \text{К}), B = 22,7 \cdot 10^{-3} \text{ м/Вт}.$$

4. Вычисляем приведенную длину трубы по формуле (2.27):

$$Z = 3,14(263,91 - 140)0,03 \cdot 278 = 3244,91 \text{ м}.$$

5. По формуле (2.28) рассчитаем коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_1 = 3,25(278^{0,75} / (22,7 \cdot 10^{-3})(1 / (123,91 \cdot 3,14 \cdot 0,03))^{0,25}) = 5273,53 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

6. Количество конденсирующегося пара определим по формуле (2.33):

$$G_1 = 5273,53 \cdot 123,91 \cdot 0,1884 / 1649 \cdot 10^3 = 0,075 \text{ кг/с}.$$

7. Приведенная длина трубы для вертикального расположения

$$Z = \Delta t H A = 123,91 \cdot 1 \cdot 278 = 34446,98 \text{ м}.$$

8. Так как $Z > 2300$, то критерий Рейнольдса определяем по формуле (2.32):

$$Re = (253 + 0,069(0,87 / 1,26)^{0,25} 0,87^{0,5} (34446,98 - 2300))^{4/3} = 27559,69.$$

9. Коэффициент теплоотдачи рассчитаем по формуле (2.31):

$$\alpha_2 = Re / (\Delta t H B) = 27559,69 / (123,91 \cdot 1 \cdot 22,7 \cdot 10^{-3}) = 9798,11 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

10. Количество пара, конденсирующегося на вертикальной трубе, определим по формуле (2.33):

$$G_2 = \alpha_2 \Delta t (\pi d H) / r = 9798,11 \cdot 123,91 \cdot 0,1884 / 1649 \cdot 10^3 = 0,139 \text{ кг/с}.$$

Задача 10.2. 1. Определить коэффициент теплоотдачи от наружной чистой поверхности трубки испарителя к кипящей воде, если тепловая нагрузка поверхности нагрева $q=50 \cdot 10^5$ Вт/м²; режим кипения пузырьковый и вода находится по давлением $p=50 \cdot 10^5$ Па. Температура поверхности трубки $t_c = 270^\circ\text{C}$.

2. Как изменится тепловая нагрузка, если поверхность трубки покрыта оксидной пленкой, термическое сопротивление которой $R=7,75^\circ\text{C} \cdot \text{м}^2/\text{Вт}$, при увеличении коэффициента теплоотдачи за счет шероховатости оксидной пленки в 2 раза?

3. Определить критическую тепловую нагрузку при кипении жидкости в большом объеме при заданном давлении.

Решение

1. По прил.2, табл.VI, находим температуру насыщения в зависимости от давления пара.

При $p=50 \cdot 10^5$ Па температура насыщения $t_s = 263,91^\circ\text{C}$.

2. По полученной температуре по таблицам водяного пара (см. прил.2, табл.VII) находим значения:

- коэффициента теплопроводности $\lambda=0,605$ Вт/(м·К);
- критерия Прандтля $Pr = 0,87$;
- кинематический коэффициент вязкости $\nu=0,135 \cdot 10^{-6}$ м²/с;
- плотность воды $\rho'=784$ кг/м³;
- плотность воды $\rho''=23,72$ кг/м³;
- теплоту парообразования $r = 1649$ кДж/кг.

По прил.2, табл.V, и температуре t_s находим:

- $\ell_s=0,0318 \cdot 10^{-6}$ м;
- $A_s=0,00593 \cdot 10^{-6}$ м²/Вт.

3. С учетом формулы (2.35) вычислим критерий Рейнольдса:

$$Re = qA_s = 50 \cdot 10^5 \cdot 0,00593 \cdot 10^{-6} = 0,02965 > 0,01.$$

4. Так как $Re > 0,01$, то критерий Нуссельта рассчитываем по формуле (2.35):

$$Nu = 0,125 Re^{0,65} Pr^{1/3} = 0,125 \cdot 0,02965^{0,65} \cdot 0,87^{1/3} = 0,0121.$$

5. Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_1 = Nu \lambda / \ell_s = 0,0121 \cdot 0,605 / 0,0318 \cdot 10^{-6} = 230629,35273,53 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

6. Температурный напор между поверхностью нагрева и кипящей водой

$$\Delta t = t_c - t_s = 270 - 263,91 = 2,09 \text{ }^\circ\text{C}.$$

7. При наличии оксидной пленки коэффициент теплоотдачи возрастает в 2 раза, тогда

$$\alpha' = 2\alpha = 461258,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

8. Коэффициент теплоотдачи

$$k = 1 / (1 / \alpha' + R) = 1 / (1 / 461258,6 + 7,75) = 0,129 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

9. Тепловая нагрузка на поверхность при наличии оксидной пленки

$$q' = k\Delta t = 0,129 \cdot 2,09 = 0,269 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

10. Для определения критической тепловой нагрузки при кипении жидкости в большом объеме воспользуемся формулой (2.37):

$$Ar_s = 1,68 \cdot 10^{-8};$$

$$Re_{кр} = 0,025;$$

$$q_{кр} = Re_{кр} / A_s = 4,2 \cdot 10^6 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

2.4.2. Контрольные вопросы

1. Основные положения теплообмена при конденсации чистых паров.
2. Теплообмен при пленочной конденсации неподвижного пара.
3. Теплообмен при пузырьковом кипении жидкости.
4. Теплообмен при пленочном режиме кипения.

Тема 3. ТЕПЛОВОЕ ИЗЛУЧЕНИЕ

Все тела при любых температурах излучают и поглощают энергию излучения, но количество теплоты, переносимое путем излучения, становится существенным только при высоких температурах.

Теплообмен излучением связан с превращением внутренней энергии тела в энергию электромагнитных волн и обратно. Поток излучения, падающий на поверхность тела, поглощается неполностью: часть энергии отражается, часть – проходит сквозь тело. Таким образом,

$$Q = Q_A + Q_R + Q_D, \quad (3.1)$$

или

$$A + R + D = 1, \quad (3.2)$$

где $A = Q_A/Q$ – поглощательная способность тела;

$R = Q_R/Q$ – отражательная способность тела;

$D = Q_D/Q$ – пропускательная способность тела.

Тело, поглощающее всю падающую на него энергию, называется *абсолютно черным*. Для такого тела $A = 1$ и $R = D = 0$. Инженерные расчеты ведут для серых излучающих поверхностей ($A < 1$). Тело, отражающее всю падающую на него энергию, называется *абсолютно белым (зеркальным)*. Для него $R = 1$, $A = D = 0$. Тела, пропускающие всю падающую на них энергию излучения, называются *диатермичными*. Для них $D = 1$ и $A = R = 0$. Наибольшей пропускательной способностью обладают газы, а большинство твердых и жидких тел относятся к категории *непрозрачных*. Для них $A + R = 1$.

При расчетах теплового излучения серых тел используют понятие эффективного излучения, которое представляет собой совокупность собственного E излучения и отражательного $E_{отр}$ излучения.

Поверхностная плотность потока собственного излучения тела, Вт/м², вычисляется по формуле

$$E = \varepsilon c_o (T / 100)^4, \quad (3.3)$$

где ε – степень черноты тела;

c_o – коэффициент излучения абсолютно черного тела,

$c_o = 5,67$ Вт/(м²·К⁴);

T – абсолютная температура тела, К.

Результирующий поток излучения будет определяться следующим выражением:

$$q = \varepsilon_{\text{пр}} c_o ((T_1 / 100)^4 - (T_2 / 100)^4), \quad (3.4)$$

где $\varepsilon_{\text{пр}}$ – приведенная степень черноты системы,

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}, \quad (3.5)$$

или при наличии экрана между телами

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} + 2 \left(\frac{1}{\varepsilon_{\text{эк}}} - 1 \right)}. \quad (3.6)$$

Тогда поверхностная плотность потока эффективного излучения определится по формуле

$$E_{\text{эф}} = E / \varepsilon - (1 / \varepsilon - 1)q. \quad (3.7)$$

Поверхностные плотности отраженного и падающего излучений будут связаны следующим выражением:

$$E_{\text{отр}} = (1 - \varepsilon)E_{\text{пад}}. \quad (3.8)$$

Интенсивность излучения между газом и теплообменной поверхностью, которая определяется их температурами, природой газа (его излучательной способностью) и состоянием теплообменной поверхности, находят по формуле

$$q = 1 / 2 (\varepsilon_c + 1) c_o (\varepsilon_{\Gamma} (T_{\Gamma} / 100)^4 - A_{\Gamma} (T_c / 100)^4), \quad (3.9)$$

где ε_c и ε_{Γ} – степень черноты поверхности и газа;

A_{Γ} – поглощательная способность газа,

$$A_{\Gamma} = \varepsilon_{\text{CO}_2} \left(\frac{T_{\Gamma}}{T_c} \right)^{0,65} + \beta \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}; \quad (3.10)$$

здесь $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ и $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ – определяются по опытным зависимостям (прил.3, рис.XII-XIII) вида

$$\varepsilon = f(T, p\ell).$$

3.1.1. Примеры

Задача 11.1. Обмуровка топочной камеры парового котла выполнена из шамотного кирпича, а внешняя обшивка – из листовой стали. Расстояние между обшивкой и обмуровкой равно 20 мм, и можно считать его малым по сравнению с размерами стен топки.

1. Вычислить потери теплоты в окружающую среду с единицы поверхности в единицу времени в условиях стационарного режима вследствие лучистого теплообмена между поверхностями обмуровки и обшивки. Температура внешней поверхности обмуровки t_1 , °С, а температура стальной обшивки $t_2=31$ °С. Степень черноты шамота $\epsilon_{ш} = 0,8$ и стали $\epsilon_c = 0,6$.

2. Вычислить значения собственного, эффективного, отражательного и падающего излучений для поверхностей шамотной кладки и стальной обшивки.

3. Как изменятся тепловые потери q , Вт/м², в окружающую среду и эффективный лучистый поток $E_{эф}$, Вт/м², если между обмуровкой и обшивкой установить экран, имеющий степень черноты $\epsilon_{эк} = 0,6$?

4. Какой должна быть степень черноты экрана, для того чтобы при наличии одного экрана потери в окружающую среду составили $q_H = 10$ Вт/м²?

Решение

1. Определим исходные данные для решения этой задачи (см. прил.1, вариант 0):

$$t_1=100^\circ\text{C}; t_2=31^\circ\text{C}; q_H = 10 \text{ Вт/м}^2.$$

2. Обмуровку и обшивку можно считать как две безграничные плоскопараллельные поверхности, разделенные прозрачной средой. Для такой системы тел результирующий поток излучения определится по формуле (3.4), а приведенная степень черноты – по формуле (3.5):

$$\epsilon_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{0,6} + \frac{1}{0,8} - 1} = 0,52.$$

$$q = 0,52 \cdot 5,67((3,73^4 - 3,04^4)) = 319,97 \text{ Вт/м}^2.$$

3. Собственное излучение стальной обшивки с учетом формулы (3.3):

$$E_c = \epsilon_c c_0 (T_2 / 100)^4 = 0,6 \cdot 5,67 \cdot 3,04^4 = 290,6 \text{ Вт/м}^2.$$

Собственное излучение шамотной кладки

$$E_{\text{ш}} = 0,8 \cdot 5,67 \cdot 3,73^4 = 878,03 \text{ Вт/м}^2.$$

4. Эффективное излучение стальной обшивки находим по формуле (3.7):

$$E_{\text{эф.с}} = 290,6 / 0,6 - (1 / 0,6 - 1)319,97 = 271,02 \text{ Вт/м}^2.$$

Эффективное излучение шамотной кладки

$$E_{\text{эф.ш}} = 873,03 / 0,8 - (1 / 0,8 - 1)319,97 = 1017,57 \text{ Вт/м}^2.$$

5. Падающее излучение для рассматриваемой системы равно эффективному, тогда

$$E_{\text{пад.с}} = E_{\text{эф.с}} = 271,02 \text{ Вт/м}^2;$$

$$E_{\text{пад.ш}} = E_{\text{эф.ш}} = 1017,57 \text{ Вт/м}^2.$$

6. Отраженное излучение, рассчитанное по формуле (3.8), составит:

$$E_{\text{отр.с}} = (1 - \epsilon_{\text{с}})E_{\text{пад.с}} = (1 - 0,6)271,02 = 108,41 \text{ Вт/м}^2;$$

$$E_{\text{отр.ш}} = (1 - \epsilon_{\text{ш}})E_{\text{пад.ш}} = (1 - 0,8)1017,54 = 203,5 \text{ Вт/м}^2.$$

7. Результирующий поток теплоты при установке экрана (тепловые потери) определим с учетом формул (3.4) и (3.6):

$$\epsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{0,6} + \frac{1}{0,8} + 2\left(\frac{1}{0,6} - 1\right)} = 0,235,$$

$$q = 0,235 \cdot 5,67((3,73^4 - 3,04^4)) = 144,3 \text{ Вт/м}^2.$$

8. Эффективное излучение при установке экрана

$$E_{\text{эф.с}} = 290,6 / 0,6 - (1 / 0,6 - 1)144,3 = 388,1 \text{ Вт/м}^2.$$

$$E_{\text{эф.ш}} = 873,03 / 0,8 - (1 / 0,8 - 1)144,3 = 1061,43 \text{ Вт/м}^2.$$

9. Из формулы (3.4) с учетом формулы (3.6) выразим величину $\epsilon_{\text{эк}}$ и, подставив значение потерь в окружающую среду, получим:

$$\begin{aligned} \epsilon_{\text{эк}} &= \frac{1}{\frac{c_o((T_1/100)^4 - (T_2/100)^4)}{2q_H} - \frac{1}{2\epsilon_{\Gamma}} - \frac{1}{2\epsilon_{\text{ш}}} + 1} = \\ &= \frac{1}{\frac{5,67(3,74^4 - 3,04^4)}{2 \cdot 10} - \frac{1}{1,2} - \frac{1}{1,6} + 1} = 0,033. \end{aligned}$$

Задача 11.2. Определить коэффициент теплоотдачи излучением от потока газа к поверхности пароперегревателя парового котла, если температура газа на входе t_1 и на выходе из пароперегревателя t_2 . Принять температуру всей поверхности теплообмена постоянной и равной $t_c=500$ °С. Степень черноты поверхности $\epsilon_c=0,8$. Трубы расположены в шахматном порядке с шагами по фронту $S_1=2d$ и глубине $S_2=2d$. Внешний диаметр труб d . Газ содержит 10% CO_2 и 0% H_2O . Общее давление газа $p=98,1$ КПа.

Решение

1. Определим исходные данные для решения этой задачи (см. прил.1, вариант 0):

$$t_1=1100^\circ\text{C}; t_2=900^\circ\text{C}; d=30 \text{ мм}=0,03 \text{ м}; S_1= S_2=2d=2\times 0,06 \text{ м}.$$

2. Вычислим среднюю длину пути луча в межтрубном пространстве по формуле

$$\ell = 1,08d(S_1S_2 / d^2 - 0,785) = 1,08 \cdot 0,03(0,06 \cdot 0,06 / 0,03^2 - 0,785) = 0,104 \text{ м}.$$

3. Произведение парциального давления двуокиси углерода на среднюю длину пути луча равно:

$$p_{\text{CO}_2}\ell = 0,1\ell = 0,0104 \text{ м}\cdot\text{кгс}/\text{м}^2,$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}}\ell = 0,21\ell = 0 \text{ м}\cdot\text{кгс}/\text{м}^2.$$

4. Средняя температура газов

$$t_{\Gamma} = (t_1 + t_2) / 2 = (1100 + 900) / 2 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}.$$

5. По графикам (прил.3, рис. XII-XIII) и величине t_{Γ} находим степень черноты CO_2 и H_2O :

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,048,$$

$$\epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0.$$

По графику (см. прил.3, рис. XIV) находим поправку β и вычисляем степень черноты газов:

$$\epsilon_{\Gamma} = \epsilon_{\text{CO}_2} + \beta\epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,048 + 0 = 0,048.$$

6. Поглощательную способность газа определим по формуле (3.10):

$$A_{\Gamma} = 0,048 \left(\frac{1273}{773} \right)^{0,65} + 0 = 0,0664.$$

7. Тепловую нагрузку поверхности труб пароперегревателя рассчитаем по формуле (3.9):

$$q = 1/2(0,8 + 1) \cdot 5,67 \cdot (0,048(12,73)^4 - 0,0664(7,73)^4) = 5222,714 \text{ Вт/м}^2.$$

8. Коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha = q / (t_T - t_c) = 5222,714 / (1100 - 500) = 10,45 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

3.1.2. Контрольные задачи

Задача 11.3. Определить излучательную способность поверхности Солнца, если известно, что ее температура равна 5700°C и условия излучения близки к излучению абсолютно черного тела. Вычислить также длину волны, при которой будет наблюдаться максимум спектральной интенсивности излучения, и общее количество лучистой энергии, испускаемой Солнцем в единицу времени, если диаметр Солнца можно принять равным $1,391 \cdot 10^9 \text{ м}$.

Ответ: $E_0 = 72,2 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$; $\lambda_{\text{макс}} = 0,485 \text{ мкм}$, $Q = 4,38 \cdot 10^{26} \text{ Вт}$.

Задача 11.4. Поверхность стального изделия имеет температуру $t_c = 727^\circ\text{C}$ и степень черноты $\epsilon_c = 0,7$. Излучающую поверхность можно считать серой.

Вычислить плотность собственного излучения поверхности изделия и длину волны, которой будет соответствовать максимальное значение спектральной интенсивности излучения.

Ответ: $E = 3,97 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$; $\lambda_{\text{макс}} = 2,898 \text{ мкм}$.

Задача 11.5. Найти максимальные значения спектральной интенсивности излучения для условий задач 11.3. и 11.4.

Ответ: $J_0 \lambda_{\text{макс}} = 9,94 \cdot 10^{13} \text{ Вт/м}^3$; $J \lambda_{\text{макс}} = 9,15 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^3$.

Задача 11.6. Определить, какую долю излучения, падающего от абсолютно черного источника, будет отражать поверхность полированного алюминия при температуре $t = 250^\circ\text{C}$, если известно, что при этой температуре излучательная способность поверхности $E = 170 \text{ Вт/м}^2$. Температура источника черного излучения равна температуре поверхности алюминия.

Ответ: $R = 0,96$.

3.1.3. Контрольные вопросы

1. Дайте определение теплового излучения, поясните его механизм.
2. Какие виды излучения вы знаете? Какие длины волн им соответствуют?

3. Какое излучение называется селективным или выборочным? В каком случае излучение имеет сплошной спектр?
4. Что называют объемным и поверхностным излучением?
5. Излучение каких групп веществ имеет сплошной или селективный спектр?
6. Дайте определение, запишите обозначение и единицы измерения следующих видов лучистых потоков: спектральный поток излучения, излучательная способность тела.
7. Перечислите разновидности излучения, дайте их определение и запишите выражения для их вычисления.
8. Какие тела называют абсолютно черными? Серыми?
9. В каком случае поверхность называется зеркальной? Абсолютно белой?
10. Какие среды называют диатермичными?
11. Дайте определение коэффициентов поглощения, отражения и проницаемости. Запишите соотношение между ними.
12. Что называют лучистым теплообменом?
13. Сформулируйте законы Планка, Релея – Джинса и Вина для равновесного излучения абсолютно черного тела.
14. Сформулируйте закон Стефана – Больцмана.
15. Сформулируйте закон Кирхгофа и следствия из него.
16. Дайте определение углового коэффициента излучения.
17. Перечислите свойства угловых коэффициентов излучения.
18. Перечислите методы исследования процессов лучистого теплообмена. Поясните их основные особенности и отличия.
19. Перечислите допущения, необходимые для исследования теплообмена в системе, состоящей из двух неограниченных твердых тел с плоскопараллельными поверхностями.
20. Укажите основные этапы при выводе выражения для результирующего потока излучения в системе двух плоскопараллельных тел методом многократных отражений.
21. Как определяется результирующий поток излучения в системе двух плоскопараллельных тел методом сальдо?
22. Что называют приведенным коэффициентом поглощения в системе двух плоскопараллельных тел, приведенным коэффициентом излучения? Запишите соответствующие выражения и единицы измерения.
23. Запишите выражение для результирующего лучистого потока в системе двух плоскопараллельных тел.
24. Как определить полный результирующий поток в системе двух плоскопараллельных тел?
25. Как влияет на результирующий поток излучения установка экранов? Какой должна быть степень черноты экранов?

26. Как влияет на результирующий поток излучения в системе двух плоскопараллельных тел местоположение экранов относительно излучающих поверхностей?

27. Во сколько раз снижает тепловой поток в системе двух плоскопараллельных тел установка n экранов, имеющих одинаковую с излучающими поверхностями степень черноты? Как в этом случае определить температуру экранов?

28. Как определяются приведенный коэффициент излучения и приведенный коэффициент поглощения в системе плоскопараллельных тел с экранами?

29. Как определить результирующий поток излучения в системе двух плоскопараллельных тел с экранами?

30. От каких параметров зависит коэффициент излучения твердых тел?

31. Как влияет на результирующий поток излучения установка экранов? Какой должна быть степень черноты экранов?

32. Как влияет на результирующий поток излучения для тела с оболочкой местоположение экранов относительно излучающих поверхностей?

33. Как определить температуру экрана для тела с оболочкой?

34. Как определяются приведенный коэффициент излучения и приведенный коэффициент поглощения, если между телом и оболочкой установлены экраны?

35. Как определить результирующий поток излучения в системе двух плоскопараллельных тел с экранами?

36. Поясните методику определения результирующего потока излучения для тел, произвольно расположенных в пространстве.

37. Запишите выражение для результирующего потока излучения двух черных тел, произвольно расположенных в пространстве.

38. Запишите выражение для результирующего потока излучения двух серых тел, произвольно расположенных в пространстве.

39. Перечислите и охарактеризуйте геометрические свойства лучистых потоков.

40. Укажите основные особенности излучения газов и паров.

41. Почему излучение углекислого газа и водяного пара отклоняется от закона Стефана – Больцмана? В чем это выражается?

42. Почему степень черноты трехатомных и более газов зависит от толщины и давления слоя газа?

43. Какой закон выражает перенос лучистой энергии в поглощающей среде? Запишите его выражение.

44. Запишите выражение для результирующего потока излучения между поглощающим газом и его оболочкой. Почему оно имеет такую структуру?

Тема 4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Теплообменные аппараты – устройства, предназначенные для передачи теплоты от одного теплоносителя другому, представляют собой сложные теплотехнические системы. Для расчета таких систем необходимо использовать материалы и рекомендации, представленные во всех предыдущих разделах.

Различают *конструктивный* и *поверочный* расчеты теплообменных аппаратов. Цель конструктивного расчета состоит в определении площади поверхности нагрева теплообменника. Поверочный расчет выполняется для определения температур теплоносителей на выходе из теплообменника и количества передаваемой теплоты.

Рабочий процесс теплообменника описывают двумя уравнениями: уравнением *теплового баланса* и уравнением *теплопередачи*.

Уравнение теплового баланса для теплообменников без изменения агрегатного состояния теплоносителей

$$Q = m_1 c_1 (t'_1 - t''_1) \eta = m_2 c_2 (t''_2 - t'_2), \quad (4.1)$$

где Q – тепловой поток, Вт;

m – массовый расход теплоносителя, кг/с;

c – удельная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К);

t'_1, t''_1 – температуры теплоносителя соответственно на входе и выходе из теплообменника.

При изменении агрегатного состояния одного из теплоносителей уравнение теплового баланса будет выглядеть следующим образом:

$$Q = m_1 (h'_1 - h''_1) \eta = m_2 c_2 (t''_2 - t'_2), \quad (4.2)$$

где h'_1, h''_1 – энтальпии теплоносителя на входе и выходе из теплообменника.

Уравнение теплопередачи

- через плоскую стенку с площадью поверхности теплообмена F

$$Q = k \bar{\Delta t} F, \quad (4.3)$$

- через цилиндрическую стенку длиной ℓ

$$Q = k_\ell \bar{\Delta t} \ell. \quad (4.4)$$

Коэффициенты теплопередачи k, k_ℓ рассчитываются соответственно по формулам (1.9), (1.10), (1.23), (1.25).

Средний температурный напор $\overline{\Delta t}$ между двумя теплоносителями определяется следующими способами.

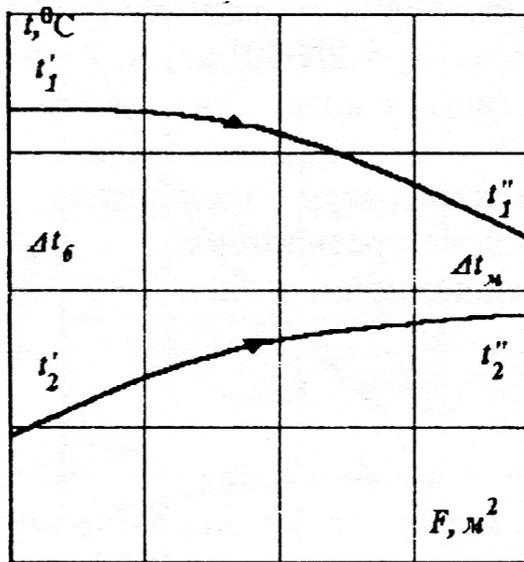
Среднегеометрический напор

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \quad (4.5)$$

где $\Delta t_6, \Delta t_m$ – большая и меньшая разности температур двух теплоносителей на концах теплообменника (рис.4.1).

Δt можно определить по номограмме (прил.5).

а



б

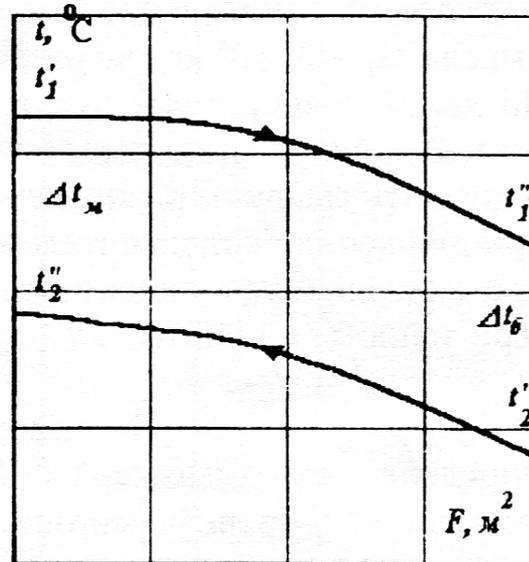


Рис. 4.1. Температурный график:

а – при движении теплоносителей по схеме прямотока;
б – при движении теплоносителей по схеме противотока

Среднеарифметический напор – при малом изменении разности температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена

$$\Delta t = 0,5(\Delta t_6 - \Delta t_m), \quad (4.6)$$

Для перекрестного тока и сложного движения теплоносителей

$$\overline{\Delta t} = \overline{\Delta t}_{\text{пр}} \epsilon, \quad (4.7)$$

где $\overline{\Delta t}_{\text{пр}}$ – среднегеометрический температурный напор, определяемый для противотока;

$\varepsilon = f(P, R)$ – коэффициент, определяемый по графикам (см. прил.3, рис. I-XI) в зависимости от параметров P и R и схемы движения теплоносителя.

$$P = (t_2'' - t_2') / (t_1' - t_2'), \quad (4.8)$$

$$R = (t_1' - t_1'') / (t_2'' - t_2'). \quad (4.9)$$

4.1.1. Примеры

Задача 12.1. Горячая жидкость (масло) поступает в охладитель с температурой $t_1' = 120^\circ\text{C}$ и охлаждается до температуры t_1'' , $^\circ\text{C}$. Температура охлаждающей жидкости (воды) на входе в теплообменник $t_2' = 120^\circ\text{C}$.

1. Определить температуру воды на выходе из охладителя, если расход масла G_1 , кг/ч, расход воды G_2 , кг/ч.

2. До какой температуры будет нагреваться вода, если расходы воды и масла будут одинаковые?

3. Построить графики распределения температур в охладителе:

а) при движении теплоносителей по схеме противотока;

б) при движении теплоносителей по схеме прямотока.

Потери теплоты не учитывать.

Решение

1. Определим исходные данные для решения этой задачи (см. прил.1, вариант 0):

жидкость – трансформаторное масло с температурами

$$t_1' = 120^\circ\text{C}, t_1'' = 31^\circ\text{C}, t_2' = 20^\circ\text{C}, G_1 = 10^4 \text{ кг/ч}, G_2 = 2 \cdot 10^4 \text{ кг/ч}.$$

2. Находим среднюю температуру масла:

$$t_{\text{cp1}} = \frac{t_1' + t_1''}{2} = \frac{120 + 31}{2} = 75,5^\circ\text{C}.$$

3. По величине t_{cp1} и t_2' по (см. прил.2, табл.VII и табл.II) выписываем значения удельной теплоемкости для масла и воды:

$$c_1 = 1,99 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}; c_2 = 4,19 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}.$$

4. Из уравнения теплового баланса (4.1) выражаем значение температуры воды на выходе из охладителя:

$$t_2'' = t_2' + G_1 c_1 (t_1' - t_1'') / (G_2 c_2) = 20 + 1,99 \cdot 10^4 (120 - 31) / (2 \cdot 10^4 \cdot 4,19) = 29^\circ\text{C}.$$

5. При равных расходах воды и масла получаем:

$$t_2'' = t_2' + c_1(t_1' - t_1'') / c_2 = 20 + 1,99(120 - 31) / 4,19 = 38,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

6. Для построения графика распределения температур в охладителе по оси X откладываем произвольное значение площади поверхности теплообмена F , а по оси Y – значения температур теплоносителей, причем при прямотоке слева откладываем значения температур первого теплоносителя – на входе, второго – на выходе; справа – температуру первого теплоносителя на выходе, второго – на входе в охладитель (рис.4.2 и 4.3).

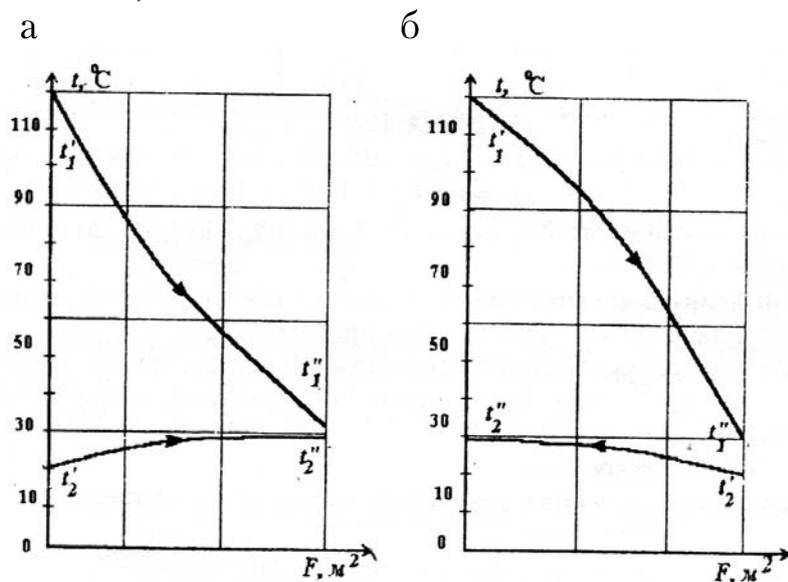


Рис. 4.2. К задаче 12.1. Температурный график для $G_1 < G_2$:
а – прямоток; б – противоток

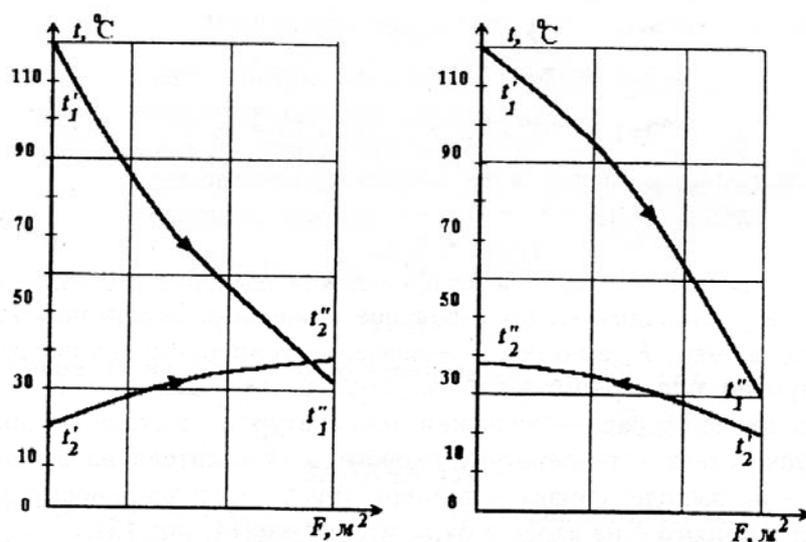


Рис. 4.3. К задаче 12.1. Температурный график для $G_1 = G_2$:
а – прямоток; б – противоток

Задача 12.2. В воздухоподогревателе воздух нагревается от температуры t'_2 до температуры $t''_2=220^\circ\text{C}$, а горячие газы охлаждаются от температуры t'_1 до температуры $t''_1=270^\circ\text{C}$.

1. Определить среднелогарифмический температурный напор для случаев движения по прямотоку и противотоку.

2. Определить среднелогарифмический температурный напор, если газ и воздух движутся по схеме «перекрестный ход».

3. Сравнить полученные результаты и построить температурные графики.

Решение

1. Определим исходные данные для решения этой задачи (см. прил.1, вариант 0).

Номер схемы «перекрестный ход» – №1.

$$t'_1=400^\circ\text{C}, t''_1=270^\circ\text{C}, t'_2=20^\circ\text{C}, t''_2=220^\circ\text{C}.$$

2. Среднелогарифмический напор при прямотоке найдем по формуле (4.5), для этого построим температурный график (рис.4.4):

$$\Delta t_{\text{с}} = t'_1 - t'_2; \Delta t_{\text{м}} = t''_1 - t''_2,$$

$$\overline{\Delta t} = \frac{(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)}{\ln\left(\frac{t'_1 - t'_2}{t''_1 - t''_2}\right)} = \frac{(400 - 20) - (270 - 220)}{\ln\left(\frac{380}{50}\right)} = 70,5^\circ\text{C}.$$

3. Среднелогарифмический напор при противотоке рассчитаем по формуле (4.5) с учетом другого температурного графика (рис.4.4):

$$\Delta t_{\text{с}} = t''_1 - t'_2; \Delta t_{\text{м}} = t'_1 - t''_2$$

$$\overline{\Delta t} = \frac{(t''_1 - t'_2) - (t'_1 - t''_2)}{\ln\left(\frac{t''_1 - t'_2}{t'_1 - t''_2}\right)} = \frac{250 - 180}{\ln\left(\frac{250}{180}\right)} = 172^\circ\text{C}.$$

4. Среднелогарифмический напор при «перекрестном ходе» теплоносителей по схеме 1 (рис.4.5) определяем по номограмме (см. прил.3, рис. I-XI) в зависимости от параметров P и R :

$$P = (220 - 20) / (400 - 20) = 0,53,$$

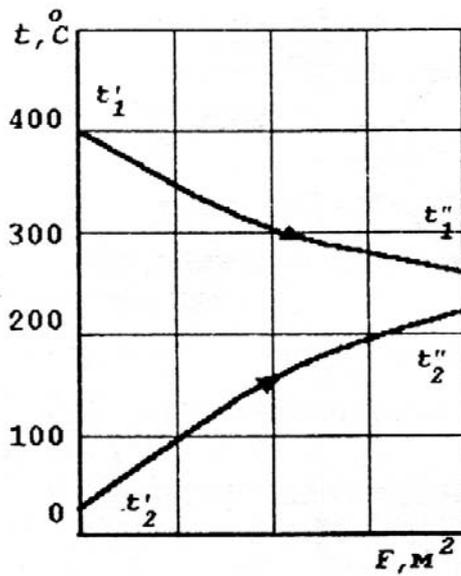
$$R = (400 - 270) / (220 - 20) = 0,65,$$

$$\varepsilon = 0,94.$$

Тогда в соответствии с формулой (4.7) получим:

$$\Delta t_{\text{пер}} = \Delta t_{\text{прот}} \varepsilon = 0,94 \cdot 172 = 161,7^\circ\text{C}.$$

а



б

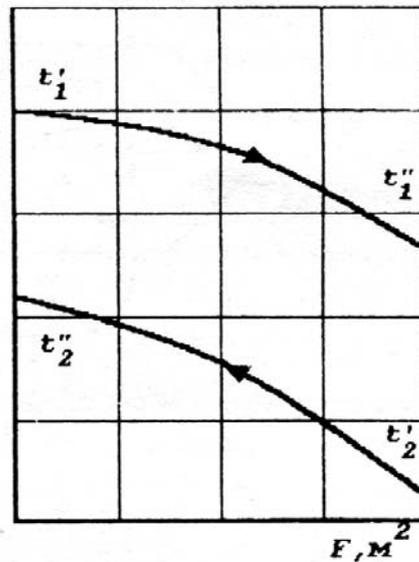


Рис. 4.4. К задаче 12.2. Температурный график:
а – прямоток; б – противоток

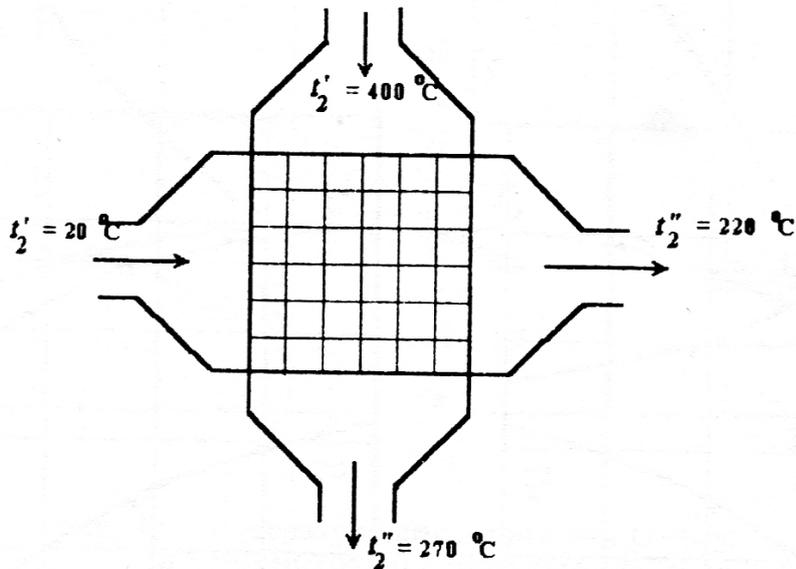


Рис. 4.5. К задаче 12.2. Схема перекрестного хода

5. Наибольший температурный напор, а следовательно, лучшие характеристики теплообмена получены при движении теплоносителей по схеме противотока:

$$\overline{\Delta t}_{\text{прот}} > \overline{\Delta t}_{\text{пер}} > \overline{\Delta t}_{\text{прям}} .$$

Задача 12.3. Определить площадь поверхности нагрева водяного экономайзера, в котором теплоносители движутся:

- а) по противотоку;
- б) по прямотоку,

если известны следующие величины: температура газов на входе t'_1 , расход газов G_1 , т/ч, температура воды на входе t'_2 , расход воды G_2 , т/ч. Количество передаваемой теплоты $Q=30$ МВт, коэффициент теплопередачи от газов к воде $k=80$ Вт/(м²·К). Потери в окружающую среду не учитывать.

Решение

1. Определим исходные данные для решения этой задачи (см. прил.1, вариант 0):

$$t'_1=430^\circ\text{C}, t'_2=40^\circ\text{C}, t''_2=220^\circ\text{C}; G_1=300 \text{ т/ч}=83,3 \text{ кг/с}; G_2=150 \text{ т/ч}=41,6 \text{ кг/с}.$$

2. По начальной температуре газов и воды находим из таблиц значения удельных теплоемкостей теплоносителей:

$$c_1 = 1,152 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}); c_2 = 4,174 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

3. По уравнению теплового баланса (4.1) вычисляем конечную температуру газов:

$$Q = m_1 c_1 (t'_1 - t''_1),$$

$$t''_1 = t'_1 - Q / (G_1 c_1) = 430 - 30000 / (83,3 \cdot 1,152) = 221,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

4. По уравнению теплового баланса (4.1) находим конечную температуру воды

$$t''_2 = t'_2 + Q / (G_2 c_2) = 40 + 30000 / (41,6 \cdot 4,174) = 155,2 \text{ }^\circ\text{C}.$$

5. Строим температурные графики для схем противотока и прямотока (рис.4.6)

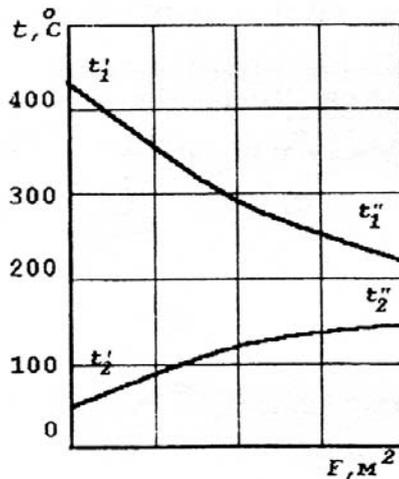
$$\overline{\Delta t}_{\text{прот}} > \overline{\Delta t}_{\text{пер}} > \overline{\Delta t}_{\text{прям}}.$$

6. Среднелогарифмический напор для противотока

$$\Delta t_{\text{г}} = 390 \text{ }^\circ\text{C}; \Delta t_{\text{м}} = 66,4 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$\overline{\Delta t}_{\text{прот}} = \frac{390 - 66,4}{\ln\left(\frac{390}{66,4}\right)} = 79,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

а



б

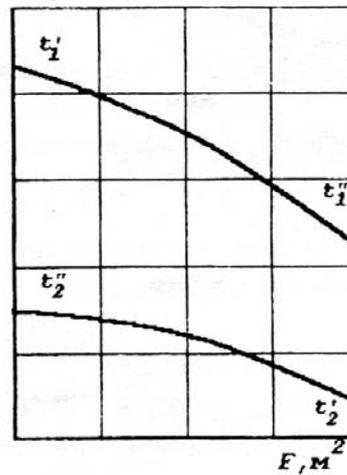


Рис. 4.6. К задаче 12.3. Температурный график:
а – прямоток; б – противоток

7. Среднелогарифмический напор для прямотока

$$\Delta t_{\delta} = 274,8 \text{ }^{\circ}\text{C}; \Delta t_{\text{м}} = 181,6 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$\overline{\Delta t}_{\text{прям}} = \frac{274,8 - 181,6}{\ln\left(\frac{274,8}{181,6}\right)} = 97,75 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

8. Находим площадь поверхности водяного экономайзера при движении теплоносителей по схеме противотока:

$$F_1 = \frac{Q}{\Delta t_{\text{прот}} \cdot k} = \frac{30000}{79,6 \cdot 80} = 4,71 \text{ м}^2.$$

9. Определяем площадь поверхности водяного экономайзера при движении теплоносителей по схеме прямотока:

$$F_2 = \frac{Q}{\Delta t_{\text{прям}} \cdot k} = \frac{30000}{97,95 \cdot 80} = 3,83 \text{ м}^2.$$

Задача 12.4. Как изменится площадь поверхности теплообмена водяного экономайзера из задачи 12.3, если расход греющего теплоносителя увеличится в 2 раза, при том же значении его конечной температуры?

Решение

1. Исходные данные возьмем из задачи 12.3.
2. Определим количество отданной теплоты по уравнению теплового баланса (4.1):

$$Q = G_1 c_1 (t'_1 - t''_1) = 166,6 \cdot 1,152 (430 - 221,6) = 39996,8 \text{ кВт.}$$

3. Рассчитаем конечную температуру нагреваемой воды:

$$t''_2 = t'_2 + Q / (G_2 c_2) = 40 + 39996,8 / (41,6 \cdot 4,174) = 270,3 \text{ }^\circ\text{C.}$$

4. Строим температурные графики для схем противотока и прямотока (рис.4.7)

$$\overline{\Delta t}_{\text{прот}} > \overline{\Delta t}_{\text{пер}} > \overline{\Delta t}_{\text{прям}}$$

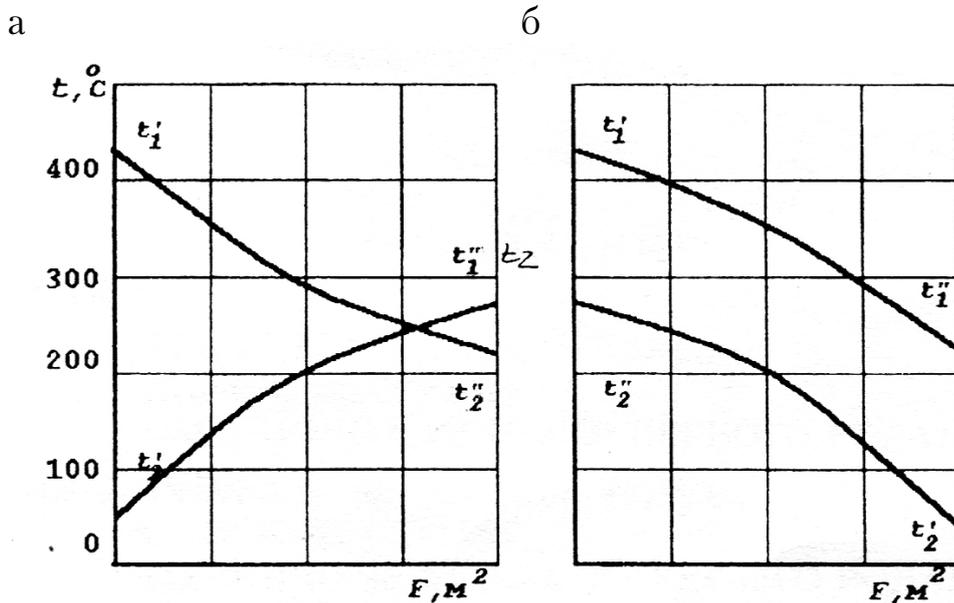


Рис.4.7. К задаче 12.4. Температурный график:
а – прямоток; б – противоток

6. Среднелогарифмический напор для противотока

$$\Delta t_6 = 181 \text{ }^\circ\text{C}; \Delta t_m = 150 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$\overline{\Delta t}_{\text{прот}} = \frac{181 - 150}{\ln\left(\frac{181}{150}\right)} = 71,7 \text{ }^\circ\text{C.}$$

7. Среднелогарифмический напор для прямотока

$$\Delta t_6 = 390 \text{ }^\circ\text{C}; \Delta t_m = 49 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$\overline{\Delta t}_{\text{прям}} = \frac{390 - 49}{\ln\left(\frac{390}{49}\right)} = 71,5 \text{ }^\circ\text{C.}$$

8. Находим площадь поверхности водяного экономайзера при движении теплоносителей по схеме противотока:

$$F_1 = 6972,9 \text{ м}^2.$$

9. Определяем площадь поверхности водяного экономайзера при движении теплоносителей по схеме прямотока:

$$F_2 = 6992,45 \text{ м}^2.$$

4.1.2. Контрольные задачи

Задача 12.5. Масло марки МС поступает в маслоохладитель с температурой $t'_{ж1}=70^\circ\text{C}$ и охлаждается до температуры $t''_{ж1}=30^\circ\text{C}$. Температура охлаждающей воды на входе $t'_{ж2}=20^\circ\text{C}$.

Определить температуру воды на выходе из маслоохладителя, если расходы масла и воды равны соответственно $G_1=1\cdot 10^4$ кг/ч и $G_2=2.04\cdot 10^4$ кг/ч. Потерями теплоты в окружающую среду пренебречь

Ответ: $t''_{ж2}=30^\circ\text{C}$.

Задача 12.6. До какой температуры будет нагреваться вода в маслоохладителе, если расходы масла и воды будут одинаковыми: $G_1=G_2$, а температуры $t''_{ж1}$, $t'_{ж1}$, $t'_{ж2}$ такими же, как в задаче 12.5?

Ответ: $t''_{ж2}=40,4^\circ\text{C}$.

Задача 12.7. В противоточный водо-водяной теплообменник, имеющий площадь поверхности нагрева $F=2 \text{ м}^2$, греющая вода поступает с температурой $t'_{ж1}=85^\circ\text{C}$; ее расход $G_1=2000$ кг/ч. Расход нагреваемой воды $G_2=1500$ кг/ч и ее температура на входе в теплообменник $t'_{ж2}=25^\circ\text{C}$.

Определить количество передаваемой теплоты и конечные температуры теплоносителей, если известно, что коэффициент теплопередачи от нагретой воды к холодной $k=1400 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$.

Ответ: $Q=69,8 \text{ кВт}$; $t''_{ж1}=55^\circ\text{C}$; $t''_{ж2}=65^\circ\text{C}$.

4.1.3. Контрольные вопросы

1. Что называется теплообменным аппаратом? Каково его назначение?
2. Как можно разделить теплообменные аппараты по принципу их действия?
3. Какие существуют типы расчетов теплообменников?

4. Запишите уравнения теплового баланса и теплопередачи для теплообменника.

5. Назовите основные схемы движения теплоносителей в теплообменниках.

6. Как определить среднюю разность температур теплоносителей?

7. Когда можно пользоваться среднеарифметической разностью температур теплоносителей вместо среднелогарифмической?

8. Объясните принцип расчета конечных температур теплоносителей в теплообменных аппаратах.

9. Что называется водяным эквивалентом теплоносителя и как он влияет на характер изменения температуры теплоносителей вдоль поверхности теплообмена?

10. Каковы преимущества противотока перед прямотоком?

11. При какой схеме движения тепловой поток, передаваемый от одного теплоносителя к другому в теплообменном аппарате, будет больше? Ответ пояснить с помощью аналитических зависимостей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дульнев, Г.Н. Основы теории тепломассообмена [Текст] / Г.Н. Дульнев, С.В. Тихонов. – СПб.: СПбГУИТМО, 2010.
2. Чередниченко, В.С. Теплопередача [Текст]: учеб. пособие для вузов: в 2 ч. – Ч. 1: Основы теории теплопередачи / В.С. Чередниченко [и др.]; под ред. В.С. Чередниченко. – 2-е изд., перераб. и допол. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2008.
3. Аметистов, Е.В. Основы теории теплообмена [Текст] / Е.В. Аметистов, Г.Я. Соколов, Е.С. Платунов. – М.: Изд-во МЭИ, 2000.
4. Бойков, Г.П. Основы тепломассообмена [Текст] / Г.П. Бойков, Ю.В. Видин, В.Н. Журавлев. – Красноярск, 2000.
5. Теплотехника [Текст]/ под общ. ред. В.Н. Луканина. – М.: Высшая школа, 2002.
6. Краснощеков, Е.А. Задачник по теплопередаче [Текст]: учеб. пособие для вузов / Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1980.
7. Кутателадзе, С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление [Текст]: справ. пособие / С.С. Кутателадзе. – М.: Энергоатомиздат, 1990.
8. Михеев, М.А. Основы теплопередачи [Текст] / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: Энергия, 1980.
9. Исаченко, В.П. Теплопередача [Текст] / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981.
10. Фокин, В.М. Основы технической теплофизики [Текст]: моногр. / В.М. Фокин, Г.П. Бойков, Ю.В. Видин. – М.: Изд-во «Машиностроение-1», 2004.
11. Теплофизические свойства веществ [Текст]: справочник. – М.: Госэнергоиздат, 1956.
12. Аржаева, Н.А. Практикум по курсу «Тепломассообмен» [Текст]: учеб. пособие / Н.А. Аржаева. – Пенза: ПГАСА, 1996.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

к задаче 1.1

вариант	$t_{C1},$ °C	$t_{C2},$ °C	$\lambda,$ Вт/(м·К)	$\delta,$ м	вариант	$t_{C1},$ °C	$t_{C2},$ °C	$\lambda,$ Вт/(м·К)	$\delta,$ м
0	15	-25	0,41	0,25	16	16	-33	0,41	0,35
1	10	-30	0,76	0,3	17	17	-34	0,7	0,4
2	11	-31	0,58	0,35	18	18	-35	0,64	0,45
3	12	-32	0,87	0,4	19	10	-24	0,76	0,5
4	13	-33	0,47	0,45	20	11	-25	0,58	0,2
5	14	-34	0,81	0,5	21	12	-26	0,87	0,25
6	15	-35	0,52	0,2	22	13	-27	0,47	0,3
7	16	-24	0,64	0,25	23	14	-28	0,81	0,3
8	17	-25	0,7	0,3	24	15	-29	0,64	0,4
9	18	-26	0,41	0,35	25	16	-30	0,52	0,45
10	10	-27	0,76	0,4	26	17	-31	0,7	0,5
11	11	-28	0,58	0,45	27	18	-32	0,41	0,2
12	12	-29	0,87	0,5	28	10	-33	0,76	0,25
13	13	-30	0,47	0,2	29	11	-34	0,58	0,3
14	14	-31	0,81	0,25	30	12	-35	0,7	0,2
15	15	-32	0,52	0,3					

к задаче 1.2

Вариант	$\delta_1,$ м	$\delta_3,$ м	$\frac{\lambda_1,}{\text{Вт}} \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$	$\frac{\lambda_3,}{\text{Вт}} \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$	q_n	Вариант	$\delta_1,$ м	$\delta_3,$ м	$\frac{\lambda_1,}{\text{Вт}} \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$	$\frac{\lambda_3,}{\text{Вт}} \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$	q_n
0	0,004	0,009	0,81	0,26	50	16	0,008	0,015	0,7	0,47	40
1	0,005	0,011	0,76	0,3	80	17	0,009	0,016	0,87	0,58	80
2	0,006	0,012	0,93	0,64	50	18	0,01	0,017	0,81	0,26	90
3	0,007	0,013	0,7	0,47	70	19	0,005	0,018	0,52	0,3	35
4	0,008	0,014	0,87	0,58	35	20	0,006	0,019	0,64	0,21	70
5	0,009	0,015	0,81	0,26	60	21	0,007	0,02	0,47	0,26	90
6	0,01	0,016	0,52	0,3	95	22	0,008	0,01	0,58	0,76	50
7	0,005	0,017	0,64	0,21	75	23	0,009	0,011	0,26	0,93	90
8	0,006	0,018	0,47	0,26	70	24	0,01	0,012	0,3	0,7	55
9	0,007	0,019	0,58	0,76	25	25	0,005	0,013	0,21	0,87	45
10	0,008	0,02	0,26	0,93	30	26	0,006	0,014	0,26	0,81	40
11	0,009	0,01	0,3	0,7	55	27	0,007	0,015	0,76	0,52	95
12	0,01	0,011	0,21	0,87	60	28	0,008	0,016	0,93	0,64	100
13	0,005	0,012	0,26	0,81	75	29	0,009	0,017	0,7	0,47	75
14	0,006	0,013	0,76	0,52	110	30	0,01	0,018	0,87	0,58	120
15	0,007	0,014	0,93	0,64	65						

к задаче 2.2

Вариант	$\delta_1, \text{ м}$	$\delta_2, \text{ м}$	$\delta_3, \text{ м}$	Вариант	$\delta_1, \text{ м}$	$\delta_2, \text{ м}$	$\delta_3, \text{ м}$
0	0,0009	0,02	0,0026	16	0,0009	0,006	0,001
1	0,001	0,021	0,0025	17	0,001	0,007	0,004
2	0,0003	0,022	0,0024	18	0,0003	0,008	0,0039
3	0,0004	0,023	0,0023	19	0,0004	0,009	0,0038
4	0,0005	0,024	0,0022	20	0,0005	0,01	0,0037
5	0,0006	0,025	0,0021	21	0,0006	0,011	0,0036
6	0,0007	0,026	0,002	22	0,0007	0,012	0,0035
7	0,0008	0,027	0,0019	23	0,0008	0,013	0,0034
8	0,0009	0,028	0,0018	24	0,0009	0,014	0,0033
9	0,001	0,029	0,0017	25	0,001	0,015	0,0032
10	0,0003	0,03	0,0016	26	0,0003	0,016	0,0031
11	0,0004	0,031	0,0015	27	0,0004	0,017	0,003
12	0,0005	0,032	0,0014	28	0,0005	0,018	0,0029
13	0,0006	0,033	0,0013	29	0,0006	0,019	0,0028
14	0,0007	0,034	0,0012	30	0,0007	0,02	0,0027
15	0,0008	0,035	0,0011				

к задаче 3.1

Вариант	$t_1, \text{ }^\circ\text{C}$	$d_1, \text{ мм}$	$d_2, \text{ мм}$	Вариант	$t_1, \text{ }^\circ\text{C}$	$d_1, \text{ мм}$	$d_2, \text{ мм}$	Вариант	$t_1, \text{ }^\circ\text{C}$	$d_1, \text{ мм}$	$d_2, \text{ мм}$
0	90	65	80	11	101	200	250	21	111	125	150
1	91	80	100	12	102	65	80	22	112	150	200
2	92	100	125	13	103	80	100	23	113	200	250
3	93	125	150	14	104	100	125	24	114	65	80
4	94	150	200	15	105	125	150	25	115	80	100
5	95	200	250	16	106	150	200	26	116	100	125
6	96	65	80	17	107	200	250	27	117	125	150
7	97	80	100	18	108	65	80	28	118	150	200
8	98	100	125	19	109	80	100	29	119	200	250
9	99	125	150	20	110	100	125	30	120	65	80
10	100	150	200								

Продолжение прил. 1

к задаче 3.2

Вариант	δ , мм	Вариант	δ_2 , мм						
0	50	6	55	12	55	18	55	24	55
1	55	7	60	13	60	19	60	25	60
2	60	8	65	14	65	20	65	26	65
3	65	9	70	15	70	21	70	27	70
4	70	10	75	16	75	22	75	28	75
5	75	11	80	17	80	23	80	29	80
								30	85

к задаче 4.1

Вариант	$t_{ж1}$, °C	$t_{ж2}$, °C	Вариант	$t_{ж1}$, °C	$t_{ж2}$, °C	Вариант	$t_{ж1}$, °C	$t_{ж2}$, °C
0	65	-5	11	66	-6	21	67	-6
1	65	-6	12	66	-7	22	67	-7
2	65	-7	13	66	-8	23	67	-8
3	65	-8	14	66	-9	24	67	-9
4	65	-9	15	66	-10	25	67	-10
5	65	-10	16	66	-11	26	67	-11
6	65	-11	17	66	-12	27	67	-12
7	65	-12	18	66	-13	28	67	-13
8	65	-13	19	66	-14	29	67	-14
9	65	-14	20	66	-15	30	67	-15
10	65	-15						

к задаче 5.1

Вариант	h , мм	n , шт.	t_0 , °C	Вариант	h , мм	n , шт.	t_0 , °C	Вариант	h , мм	n , шт.	t_0 , °C
0	1200	20	71	20	1015	21	82	21	1015	24	92
1	1015	21	72	21	1020	22	83	22	1020	25	93
2	1020	22	73	22	1025	23	84	23	1025	26	94
3	1025	23	74	23	1030	24	85	24	1030	27	95
4	1030	24	75	24	1035	25	86	25	1035	28	96
5	1035	25	76	25	1040	26	87	26	1040	29	97
6	1040	26	77	26	1045	27	88	27	1045	30	98
7	1045	27	78	27	1050	28	89	28	1050	22	99
8	1050	28	79	28	1055	29	90	29	1055	23	100
9	1055	29	80	29	1060	30	91	30	1060	24	101
10	1060	30	81								

Продолжение прил. 1

к задаче 5.2

Вариант	α , Вт/(м ² ·°С)	t_0 , °С	Вариант	α , Вт/(м ² ·°С)	t_0 , °С	Вариант	α , Вт/(м ² ·°С)	t_0 , °С
0	11	22	11	1015	32	21	1015	26
1	1015	21	12	1020	33	22	1020	27
2	1020	23	13	1025	34	23	1025	28
3	1025	24	14	1030	35	24	1030	29
4	1030	25	15	1035	36	25	1035	30
5	1035	26	16	1040	20	26	1040	31
6	1040	27	17	1045	22	27	1045	32
7	1045	28	18	1050	23	28	1050	33
8	1050	29	19	1055	24	29	1055	34
9	1055	30	20	1060	25	30	1060	35
10	1060	31						

к задаче 6.1

Вариант	2 δ , мм	t_0 , °С	t_0 , °С	α , Вт/(м ² ·К)	материал	
1	2	3	4	5	6	
0	60	900	40	70	сталь	
1	100	150	30	20	железобетон	
2	125	140	25	18		
3	150	130	20	16		
4	175	120	15	14		
5	200	110	10	12		
6	225	100	5	10		
7	250	90	0	8		
8	10	700	50	35		Стекло
9	12	650	45	30		
10	14	600	40	25		
11	16	550	35	20		
12	18	500	30	15		
13	20	450	25	10		
14	22	400	20	5		
15	30	1000	10	40	Кирпич глиняный	
16	40	900	15	35		
17	50	800	20	30		
18	60	700	25	25		
19	70	600	30	20		
20	80	500	35	15		
21	100	700	140	90		Медь
22	90	675	130	85		
23	80	650	120	80		

Продолжение прил. 1

1	2	3	4	5	6
24	70	625	110	75	Медь
25	60	600	100	70	
26	50	700	90	100	Бронза
27	40	650	80	95	
28	30	600	70	90	
29	20	550	60	85	
30	10	500	50	80	

к задаче 7.1

Вариант	ℓ , м	G_1 , кг/с	G_2 , кг/с	t_1' , °C	t_1'' , °C	t_2' , °C	t_2'' , °C
0	0,01	0,003	0,03	80	11	80	20
1	0,02	0,013	0,13	82	12	82	22
2	0,03	0,023	0,23	83	13	83	23
3	0,04	0,033	0,33	84	14	84	24
4	0,05	0,043	0,43	85	15	85	25
5	0,06	0,053	0,53	86	16	86	26
6	0,07	0,063	0,63	87	17	87	27
7	0,08	0,073	0,73	88	18	88	28
8	0,09	0,083	0,83	89	19	89	29
9	0,1	0,013	0,03	90	20	90	30
10	0,01	0,023	0,13	91	21	91	31
11	0,02	0,033	0,23	92	22	92	32
12	0,03	0,043	0,33	93	23	93	33
13	0,04	0,053	0,43	94	24	94	34
14	0,05	0,063	0,53	95	25	95	35
15	0,06	0,073	0,63	96	26	96	36
16	0,07	0,083	0,73	97	27	97	20
17	0,08	0,093	0,83	98	28	98	22
18	0,09	0,013	0,03	99	11	99	23
19	0,1	0,023	0,13	100	12	100	24
20	0,01	0,033	0,23	81	13	81	25
21	0,02	0,043	0,33	82	14	82	26
22	0,03	0,053	0,43	83	15	83	27
23	0,04	0,063	0,53	84	16	84	28
24	0,05	0,073	0,63	85	17	85	29
25	0,06	0,083	0,73	86	18	86	30
26	0,07	0,093	0,83	87	19	87	31
27	0,08	0,013	0,03	88	20	88	32
28	0,09	0,023	0,13	89	21	89	33
29	0,1	0,033	0,23	90	22	90	34
30	0,01	0,043	0,33	91	23	91	35

к задаче 9.1

Вариант	w , м/с	t_o , °C	φ	n	k_1	k_2	Тип пучка
0	1	210	80	4	1,1	1,5	Шахматный
1	2	220	30	8	1,2	1,6	Коридорный
2	3	230	40	12	1,3	1,7	Шахматный
3	4	240	50	16	1,4	1,8	Коридорный
4	5	250	60	20	1,5	1,9	Шахматный
5	6	260	70	24	1,6	1,1	Коридорный
6	7	270	80	28	1,7	1,2	Шахматный
7	8	280	90	32	1,8	1,3	Коридорный
8	9	290	30	36	1,9	1,4	Шахматный
9	2	300	40	40	1,1	1,5	Коридорный
10	3	310	50	8	1,2	1,6	Шахматный
11	4	320	60	12	1,3	1,7	Коридорный
12	5	330	70	16	1,4	1,8	Шахматный
13	6	340	80	20	1,5	1,9	Коридорный
14	7	350	90	24	1,6	1,1	Шахматный
15	8	360	30	28	1,7	1,2	Коридорный
16	9	370	40	32	1,8	1,3	Шахматный
17	2	380	50	36	1,9	1,4	Коридорный
18	3	390	60	40	1,1	1,5	Шахматный
19	4	400	70	8	1,2	1,6	Коридорный
20	5	410	80	12	1,3	1,7	Шахматный
21	6	420	90	16	1,4	1,8	Коридорный
22	7	430	30	20	1,5	1,9	Шахматный
23	8	440	40	24	1,6	1,1	Коридорный
24	9	450	50	28	1,7	1,2	Шахматный
25	2	460	60	32	1,8	1,3	Коридорный
26	3	470	70	36	1,9	1,4	Шахматный
27	4	480	80	40	1,1	1,5	Коридорный
28	5	490	90	8	1,2	1,6	Шахматный
29	6	500	30	12	1,3	1,7	Коридорный
30	7	510	40	16	1,4	1,8	Шахматный

Продолжение прил. 1

к задаче 10.1

Вариант	d , мм	$p \cdot 10^5$, Па	t_c , °C	Вариант	d , мм	$p \cdot 10^5$, Па	t_c , °C	Вариант	d , мм	$p \cdot 10^5$, Па	t_c , °C
0	60	50	140	11	70	30	111	21	70	40	121
1	70	10	91	12	80	40	112	22	80	50	122
2	80	20	92	13	90	50	113	23	90	10	123
3	90	30	93	14	100	10	114	24	100	20	124
4	100	40	94	15	110	20	115	25	110	30	125
5	110	50	95	16	120	30	116	26	120	40	126
6	120	10	96	17	130	40	117	27	130	50	127
7	130	20	97	18	140	50	118	28	140	10	128
8	140	30	98	19	150	10	119	29	150	20	129
9	150	40	99	20	100	20	120	30	100	30	130
10	100	50	110								

к задаче 11.1

Вариант	t_1 , °C								
0	100	7	107	13	113	19	119	25	125
1	101	8	108	14	114	20	120	26	126
2	102	9	109	15	115	21	121	27	127
3	103	10	110	16	116	22	122	28	128
4	104	11	111	17	117	23	123	29	129
5	105	12	112	18	118	24	124	30	130
6	106								

к задаче 11.2

Вариант	d , мм	t_1 , °C	t_2 , °C	Вариант	d , мм	t_1 , °C	t_2 , °C	Вариант	d , мм	t_1 , °C	t_2 , °C
0	30	1100	900	11	41	1200	1000	21	51	1200	1000
1	31	1200	1000	12	42	1300	1100	22	52	1300	1100
2	32	1300	1100	13	43	1400	1200	23	53	1400	1200
3	33	1400	1200	14	44	1500	1300	24	54	1500	1300
4	34	1500	1300	15	45	1600	1400	25	55	1600	1400
5	35	1600	1400	16	46	1700	1500	26	56	1700	1500
6	36	1700	1500	17	47	1800	1600	27	57	1800	1600
7	37	1800	1600	18	48	1900	1700	28	58	1900	1700
8	38	1900	1700	19	49	2000	1800	29	59	2000	1800
9	39	2000	1800	20	50	2100	1900	30	60	2100	1900
10	40	2100	1900								

Продолжение прил. 1

к задаче 12.1

Вариант	$t_1'', \text{°C}$	$G_1 \cdot 10^4, \text{кг/ч}$	$G_2 \cdot 10^4, \text{кг/ч}$	материал
0	31	1	2	Трансформаторное масло
1	32	2	3	
2	33	3	4	
3	34	4	5	
4	35	5	6	
5	36	6	7	
6	37	7	8	
7	38	8	9	
8	39	9	10	
9	40	10	11	
10	41	11	12	
11	42	12	13	Масло марки МК
12	43	13	14	
13	44	14	15	
14	45	15	16	
15	46	16	17	
16	47	17	18	
17	48	18	19	
18	49	19	20	
19	50	20	21	
20	51	21	22	
21	52	22	23	Масло марки МС
22	53	23	24	
23	54	24	25	
24	55	25	26	
25	56	26	27	
26	57	27	28	
27	58	28	29	
28	59	29	30	
29	60	30	31	
30	61	31		

Продолжение прил. 1

к задаче 12.2

Вариант	$t'_1, ^\circ\text{C}$	$t'_2, ^\circ\text{C}$	Схема (прил.3)
0	400	20	Рис. I
1	410	21	Рис. II
2	420	22	Рис. III
3	430	23	Рис. IV
4	440	24	Рис. V
5	450	25	Рис. VI
6	460	26	Рис. VII
7	470	27	Рис. VIII
8	480	28	Рис. IX
9	490	29	Рис. X
10	500	30	Рис. XI
11	510	31	Рис. I
12	520	32	Рис. II
13	530	33	Рис. III
14	540	34	Рис. IV
15	550	35	Рис. V
16	560	36	Рис. VI
17	570	37	Рис. VII
18	580	38	Рис. VIII
19	590	39	Рис. IX
20	600	40	Рис. X
21	610	41	Рис. XI
22	620	42	Рис. I
23	630	43	Рис. II
24	640	44	Рис. III
25	650	45	Рис. IV
26	660	46	Рис. V
27	670	47	Рис. VI
28	680	48	Рис. VII
29	690	49	Рис. VIII
30	700	50	Рис. IX

к задаче 12.4

Вариант	$t'_1, ^\circ\text{C}$	$t'_2, ^\circ\text{C}$	$G_1, \text{т/ч}$	$G_2, \text{т/ч}$	Вариант	$t'_1, ^\circ\text{C}$	$t'_2, ^\circ\text{C}$	$G_1, \text{т/ч}$	$G_2, \text{т/ч}$
0	430	40	300	150	16	590	56	460	230
1	440	41	310	155	17	600	57	470	235
2	450	42	320	160	18	610	58	480	240
3	460	43	330	165	19	620	59	490	245
4	470	44	340	170	20	630	60	500	250
5	480	45	350	175	21	640	61	510	255
6	490	46	360	180	22	650	62	520	260
7	500	47	370	185	23	660	63	530	265
8	510	48	380	190	24	670	64	540	270
9	520	49	390	195	25	680	65	550	275
10	530	50	400	200	26	690	66	560	280
11	540	51	410	205	27	700	67	570	285
12	550	52	420	210	28	710	68	580	290
13	560	53	430	215	29	720	69	590	295
14	570	54	440	220	30	730	70	600	300
15	580	55	450	225					

Приложение 2

Таблица I

Значения μ_n для пластины

Bi	μ_1	μ_2	μ_3	μ_4	Bi	μ_1	μ_2	μ_3	μ_4
0	0,0000	3,1416	6,2832	9,4248	1,0	0,8603	3,4256	6,4373	9,5293
0,001	0,0316	3,1419	6,2833	9,4249	1,5	0,9882	3,5422	6,5097	9,5801
0,002	0,0447	3,1422	6,2835	9,4250	2,0	1,0769	3,6436	6,5783	9,6296
0,004	0,0632	3,1429	6,2838	9,4252	3,0	1,1925	3,8088	6,7040	9,7240
0,006	0,0774	3,1435	6,2841	9,4254	4,0	1,2646	3,9352	6,8140	9,8119
0,008	0,0893	3,1441	6,2845	9,4256	5,0	1,3138	4,0336	6,9096	9,8928
0,01	0,0998	3,1448	6,2848	9,4258	6,0	1,3496	4,1116	6,9924	9,9667
0,02	0,1410	3,1479	6,2864	9,4269	7,0	1,3766	4,1746	7,0640	10,0339
0,04	0,1987	3,1543	6,2895	9,4290	8,0	1,3978	4,2264	7,1263	10,0949
0,06	0,2425	3,1606	6,2927	9,4311	9,0	1,4149	4,2694	7,1806	10,1502
0,08	0,2791	3,1668	6,2959	9,4333	10,0	1,4289	4,3058	7,2281	10,2003
0,1	0,3111	3,1731	6,2991	9,4354	15,0	1,4729	4,4255	7,3959	10,3898
0,2	0,4328	3,2039	6,3148	9,4459	20,0	1,4961	4,4954	7,4954	10,5117
0,3	0,5218	3,2341	6,3305	9,565	30,0	1,5202	4,5615	7,6057	10,6543
0,4	0,5932	3,2636	6,3461	9,4670	40,0	1,5325	4,5979	7,6647	10,7334
0,5	0,6533	3,2923	6,3616	9,4775	50,0	1,5400	4,6202	7,7012	10,7832
0,6	0,7051	3,3204	6,3770	9,4879	60,0	1,5451	4,6353	7,7259	10,8172
0,7	0,7506	3,3477	6,3923	9,4983	80,0	1,5514	4,6543	7,7573	10,8606
0,8	0,7910	3,3744	6,4074	9,5087	100,0	1,5552	4,6658	7,7764	10,8871
0,9	0,8274	3,4003	6,4224	9,5190		1,5708	4,7124	7,8540	10,9956

Продолжение прил. 2

Таблица II

Физические свойства воды на линии насыщения

t , °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ , кг/м ³	i , кДж/кг	c_p , кДж/ кг·°C	$\lambda \cdot 10^{-2}$, Вт/ м·°C	$a \cdot 10^{-8}$, м ² /с	$\mu \cdot 10^{-6}$, Па·с	$\nu \cdot 10^{-6}$, м ² /с	$\beta \cdot 10^{-4}$, К ⁻¹	$\sigma \cdot 10^4$, Н/м	Pr
0	1,013	999,9	0,00	4,212	55,1	13,1	1788,0	1,789	-0,63	756,4	13,67
10	1,013	999,7	42,02	4,191	57,4	13,7	1306,0	1,306	+0,70	741,6	9,52
20	1,013	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1004,0	1,006	1,82	726,9	7,02
30	1,013	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,805	3,21	712,2	5,42
40	1,013	992,2	167,5	4,174	63,5	15,3	653,3	0,659	3,87	696,5	4,31
50	1,013	988,1	209,3	4,174	64,8	15,7	549,4	0,556	4,49	676,9	3,54
60	1,013	983,2	251,1	4,179	65,9	16,0	469,9	0,478	5,11	662,2	2,98
70	1,013	977,8	293,0	4,187	66,8	16,3	406,1	0,415	5,70	643,5	2,55
80	1,013	971,8	335,0	4,185	67,4	16,6	355,1	0,365	6,32	625,9	2,21
90	1,013	965,3	377,0	4,208	68,0	16,8	314,9	0,326	6,95	607,2	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	68,5	17,0	259,0	0,272	8,08	569,0	1,60
120	1,98	943,1	503,7	4,250	68,6	17,1	237,4	0,252	8,64	548,4	1,47
130	2,70	934,8	546,4	4,266	68,6	17,2	217,8	0,233	9,19	528,8	1,36
140	3,61	926,1	589,1	4,287	68,5	17,2	201,1	0,217	9,72	507,2	1,26
150	4,76	917,0	632,2	4,313	68,4	17,3	186,4	0,203	10,3	486,6	1,17
160	6,18	907,4	675,4	4,346	68,3	17,3	173,6	0,191	10,7	466,0	1,10
170	7,92	897,3	719,3	4,380	67,9	17,3	162,8	0,181	11,3	443,4	1,05
180	10,03	886,9	763,3	4,417	67,4	17,2	153,0	0,173	11,9	422,8	1,00
190	12,55	876,0	807,8	4,459	67,0	17,1	144,2	0,165	12,6	400,2	0,96
200	15,55	863,0	852,5	4,505	66,3	17,0	136,4	0,058	13,3	376,7	0,93
210	19,08	852,8	897,7	4,555	65,5	16,9	130,5	0,153	14,1	354,1	0,91
220	23,02	840,3	943,7	4,614	64,5	16,6	124,6	0,148	14,8	331,6	0,89
230	27,98	827,3	990,2	4,681	63,7	16,4	119,7	0,145	15,9	310,0	0,88
240	33,48	813,6	1037,5	4,766	62,8	16,2	114,8	0,141	16,8	285,5	0,87
250	39,78	799,0	1085,7	4,844	61,8	15,9	109,9	0,137	18,1	261,9	0,86
260	46,94	784,0	1135,1	4,949	60,5	15,6	105,9	0,135	19,1	237,4	0,87
270	55,05	769,9	1185,3	5,070	59,0	15,1	102,0	0,133	21,6	214,8	0,88
280	64,19	750,7	1236,8	5,230	57,4	14,6	98,1	0,131	23,7	191,3	0,90
290	74,45	732,3	1290,0	5,485	55,8	13,9	94,2	0,129	26,2	168,7	0,93
300	85,92	712,5	1344,9	5,736	54,0	13,2	91,2	0,128	29,2	144,2	0,97
310	98,70	691,1	1402,2	6,071	52,3	12,5	88,3	0,128	32,9	120,7	1,03
320	112,90	667,1	1462,1	6,574	50,6	11,5	85,3	0,128	38,2	98,1	1,11
330	128,65	640,2	1526,2	7,244	48,4	10,4	81,4	0,127	43,3	76,7	1,22
340	146,08	610,1	1594,8	8,165	45,7	9,17	77,5	0,127	53,4	56,7	1,39
350	165,37	574,4	1671,4	9,504	43,0	7,88	72,6	0,126	66,8	38,1	1,60
360	186,74	528,0	1761,5	13,984	39,5	5,36	66,7	0,126	109	20,2	2,35
370	210,53	450,5	1892,5	40,321	33,7	1,86	56,9	0,126	264	4,7	6,79

Таблица III
Физические свойства сухого воздуха

t , °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/ кг·°C	$\lambda \cdot 10^{-2}$, Вт/ м·°C	$a \cdot 10^{-8}$, м ² /с	$\mu \cdot 10^{-6}$, Па·с	$\nu \cdot 10^{-6}$, м ² /с	Pr
-50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	26,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,679
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

Продолжение прил. 2

Таблица IV

Значения А и В для воды

$t_s, ^\circ\text{C}$	$A, 1/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$	$B\cdot 10^3, \text{м/Вт}$	$t_s, ^\circ\text{C}$	$A, 1/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$	$B\cdot 10^3, \text{м/Вт}$
20	5,16	1,62	170	136	12,04
30	7,88	2,06	180	150	12,90
40	11,4	2,54	190	167	14,02
50	15,6	3,06	200	182	15,05
60	20,9	3,62	210	197	16,08
70	27,1	4,22	220	218	17,63
80	34,5	4,88	230	227	18,40
90	42,7	5,57	240	246	19,78
100	51,5	6,28	250	264	21,32
110	60,7	6,95	260	278	22,70
120	70,3	7,65	270	296	24,42
130	82,0	8,47	280	312	26,31
140	94,0	9,29	290	336	28,72
150	107	10,15	300	354	31,21
160	122	11,09			

Таблица V

$t_s, ^\circ\text{C}$	$\ell_s\cdot 10^6, \text{м}$	$\ell_s/r\rho''v, \text{м}^2/\text{Вт}$	$(\lambda/r\rho'')\cdot 10^2, 1/^\circ\text{C}$	$t_s, ^\circ\text{C}$	$\ell_s\cdot 10^6, \text{м}$	$\ell_s/r\rho''v, \text{м}^2/\text{Вт}$	$(\lambda/r\rho'')\cdot 10^2, 1/^\circ\text{C}$
30	16450	276870	1040	190	0,450	0,216	32,2
40	5950	73345	782	200	0,296	0,123	27,5
50	2305	20894	587	210	0,200	0,0718	23,5
60	960	6543	450	220	0,136	0,0426	20,2
70	423	2201	347	230	0,0938	0,0254	17,3
80	197	798	273	240	0,0646	0,0155	15,1
90	96,0	304	216	250	0,0451	0,00989	13,6
100	48,7	122,4	172	260	0,0318	0,00593	11,4
110	25,9	51,8	138	270	0,0224	0,00373	9,80
120	14,2	22,8	110	280	0,0158	0,00243	8,80
130	8,05	10,7	96,0	290	0,0114	0,00153	7,47
140	4,70	5,13	75,0	300	0,008	0,000911	6,16
150	2,82	2,58	60,5	310	0,00565	0,000609	5,64
160	1,73	1,33	52,6	320	0,00398	0,000388	4,93
170	1,08	0,710	44,5	330	0,00278	0,000249	4,34
180	0,715	0,396	37,5	340	0,00192	0,000158	3,77
				350	0,00126	0,0000989	3,36

Продолжение прил. 2

Таблица VI

Температура кипения воды в зависимости от давления

$p \cdot 10^{-5}$, Па	t_s , °C								
1	99,64	27	228,06	76	291,41	128	329,61	182	357,87
2	120,23	28	230,04	78	293,22	130	330,81	184	358,78
3	133,54	29	231,96	80	294,98	132	332,00	186	359,67
4	143,62	30	233,83	82	296,71	134	333,18	188	360,56
5	151,84	32	237,44	84	298,40	136	334,34	190	361,44
6	158,84	34	240,88	86	300,07	138	335,49	192	362,31
7	164,96	36	244,16	88	301,71	140	336,63	194	363,17
8	170,42	38	247,31	90	303,32	142	337,75	196	364,02
9	175,35	40	250,33	92	304,90	144	338,86	198	364,87
10	179,88	42	253,24	94	305,45	146	339,96	200	365,71
11	184,05	44	256,05	96	307,98	148	341,04	202	366,54
12	187,95	46	258,75	98	309,49	150	342,11	204	367,37
13	191,60	48	261,37	100	310,96	152	343,18	206	368,18
14	195,04	50	263,91	102	312,42	154	34,23	208	368,99
15	198,28	52	266,38	104	313,86	156	345,27	210	369,79
16	201,36	54	268,77	106	315,28	158	346,30	212	370,58
17	204,30	56	271,10	108	316,67	160	347,32	214	371,4
18	207,10	58	273,36	110	318,04	162	348,33	216	372,2
19	209,78	60	275,56	112	319,39	164	349,32	218	372,9
20	212,37	62	277,71	114	320,73	166	350,31	220	373,7
21	214,84	64	279,80	116	322,05	168	351,29	Критическое состояние	
22	217,24	66	281,85	118	323,35	170	352,26		
23	219,55	68	283,85	120	324,63	172	353,21	221,29	374,15
24	221,77	70	285,80	122	325,90	174	354,17		
25	223,93	72	287,71	124	327,15	176	355,11		
26	226,03	74	289,58	126	328,39	180	356,04		

Таблица VII

Физические свойства водяного пара на линии насыщения

t °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ'' кг/м ³	i'' кДж/ кг	r, кДж/ кг	c_p кДж/ кг·°C	$\lambda \cdot 10^{-2}$ Вт/ м·°C	$a \cdot 10^{-8}$ м ² /с	$\mu \cdot 10^{-6}$ Па·с	$\nu \cdot 10^{-6}$ м ² /с	Pr
100	1,013	0,598	2675,9	2256,8	2,135	2,372	18,58	11,97	20,02	1,08
110	1,43	0,826	2691,4	2230,0	2,177	2,489	13,83	12,46	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2706,5	2202,8	2,206	2,593	10,50	12,85	11,46	1,09
130	2,70	1,496	2720,7	2174,3	2,257	2,686	7,972	13,24	8,85	1,11
140	3,61	1,966	2734,1	2145,0	2,315	2,791	6,130	13,54	6,89	1,12
150	4,76	2,547	2746,7	2114,4	2,395	2,884	4,728	13,93	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2758,0	2082,6	2,479	3,012	3,722	14,32	4,39	1,18
170	7,92	4,122	2768,9	2049,5	2,583	3,128	2,939	14,72	3,57	1,21
180	10,03	5,157	2778,5	2015,2	2,709	3,268	2,339	15,11	2,93	1,25
190	12,55	6,394	2786,4	1978,8	2,856	3,419	1,872	15,60	2,44	1,30
200	15,55	7,862	2793,1	1940,7	3,023	3,547	1,492	15,99	2,03	1,36
210	19,08	9,588	2798,2	1900,5	3,199	3,722	1,214	16,38	1,71	1,41
220	23,02	11,62	2801,5	1857,8	3,408	3,896	0,983	16,87	1,45	1,47
230	27,98	13,99	2803,2	1813,0	3,634	4,094	0,806	17,36	1,24	1,54
240	33,48	16,76	2803,2	1765,6	3,881	4,291	0,658	17,76	1,06	1,61
250	39,78	19,98	2801,1	1715,8	4,158	4,512	0,544	18,25	0,913	1,68
260	46,94	23,72	2796,5	1661,4	4,468	4,803	0,453	18,84	0,794	1,75
270	55,05	28,09	2789,8	1604,4	4,815	5,106	0,378	19,32	0,688	1,82
280	64,19	33,19	2779,7	1542,9	5,234	5,489	0,317	19,91	0,600	1,90
290	74,45	39,15	2766,4	1476,3	5,694	5,827	0,261	20,60	0,526	2,01
300	85,92	46,21	2749,2	1404,3	6,280	6,268	0,216	21,29	0,461	2,13
310	98,70	54,58	2727,4	1325,2	7,118	6,838	0,176	21,97	0,403	2,29
320	112,90	64,72	2700,2	1238,1	8,206	7,513	0,141	22,86	0,353	2,50
330	128,65	77,10	2665,9	1139,7	9,881	8,257	0,108	23,94	0,310	2,86
340	146,08	92,76	2621,9	1027,1	12,35	9,304	0,081	25,21	0,272	3,35
350	165,37	113,6	2564,5	893,1	16,24	10,70	0,058	26,58	0,234	4,03
360	186,74	144,0	2481,2	719,7	23,03	12,79	0,038	29,14	0,202	5,23
370	210,53	203,0	2330,9	438,4	56,52	17,10	0,015	33,75	0,166	11,1

Продолжение прил. 2

Таблица VIII

Физические свойства масла

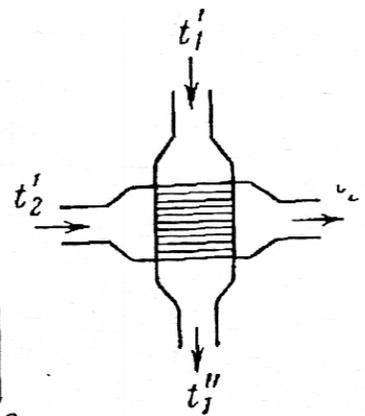
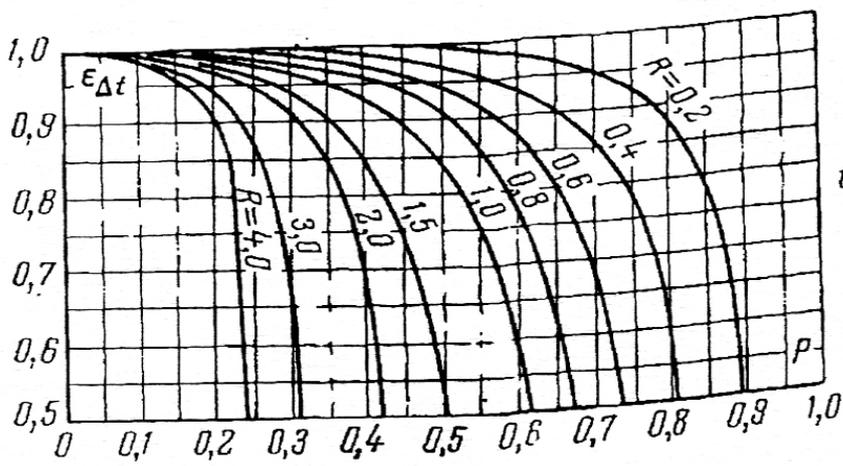
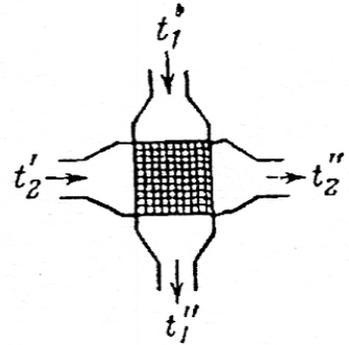
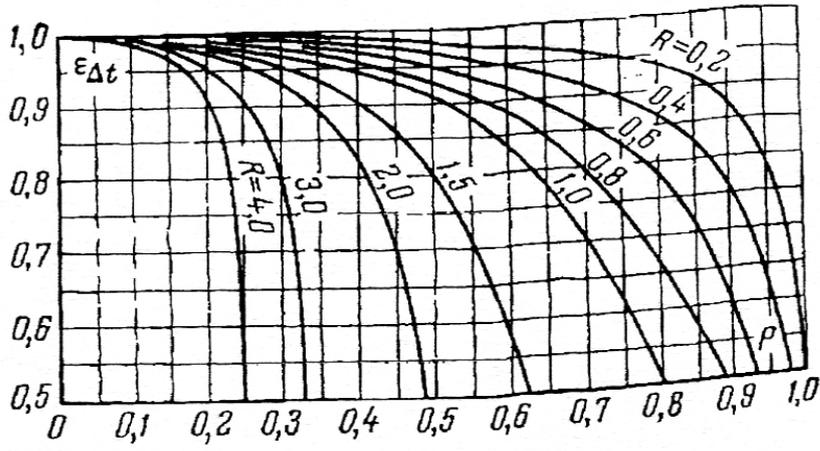
t , °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/кг·°C	λ , Вт/м·°C	$\alpha \cdot 10^{-8}$, м ² /с	$\mu \cdot 10^{-6}$, Па·с	$\nu \cdot 10^{-6}$, м ² /с	$\beta \cdot 10^{-4}$, К ⁻¹	Pr
Трансформаторное масло								
0	892,5	1,549	0,1123	8,14	629,8	70,5	6,80	866
10	886,4	1,620	0,1115	7,83	335,5	37,9	6,85	484
20	880,3	1,666	0,1106	7,56	198,2	22,5	6,90	298
30	874,2	1,729	0,1008	7,28	128,5	14,7	6,95	202
40	868,2	1,788	0,1090	7,03	89,4	10,3	7,00	146
50	862,1	1,846	0,1082	6,80	65,3	7,58	7,05	111
60	856,0	1,905	0,1072	6,58	49,5	5,78	7,10	87,8
70	850,0	1,964	0,1064	6,36	38,6	4,54	7,15	71,3
80	843,9	2,026	0,1056	6,17	30,8	3,65	7,20	59,3
90	837,8	2,085	0,1047	6,00	25,4	3,03	7,25	50,5
100	831,8	2,144	0,1038	5,83	21,3	2,56	7,30	43,9
110	825,7	2,202	0,1030	5,67	18,1	2,20	7,35	38,8
120	819,6	2,261	0,1022	5,50	15,7	1,92	7,40	34,9
Масло МК								
10	911,0	1,645	0,1510	9,94	35414	3883	8,56	39000
20	903,0	1,712	0,1485	9,58	18560	1514	8,64	15800
30	894,5	1,758	0,1461	9,28	6180	691,2	8,71	7450
40	887,5	1,804	0,1437	8,97	3031	342,0	8,79	3810
50	879,0	1,851	0,1413	8,69	1638	186,2	8,86	2140
60	871,5	1,897	0,1389	8,39	961,4	110,6	8,95	1320
70	864,0	1,943	0,1363	8,14	603,3	69,3	9,03	858
80	856,0	1,989	0,1340	7,89	399,3	46,6	9,12	591
90	848,2	2,035	0,1314	7,61	273,7	32,3	9,20	424
100	840,7	2,081	0,1290	7,33	202,1	24,0	9,28	327
110	838,0	2,127	0,1264	7,11	145,2	17,4	9,37	245
120	825,0	2,173	0,1240	6,92	110,4	13,4	9,46	193,5
130	817,0	2,219	0,1214	6,69	87,31	10,7	9,54	160,0
140	809,2	2,265	0,1188	6,53	70,34	8,7	9,65	133,3
150	801,6	2,311	0,1168	6,25	56,9	7,1	9,73	113,5
Масло МС								
-10	990,3	1,851	0,136	7,75	-	-	6,24	-
0	903,6	1,980	0,135	7,58	-	-	6,24	-
+10	897,9	2,010	0,135	7,44	-	-	6,31	-
20	892,3	2,043	0,134	7,30	10026	1125	6,35	15400
30	886,6	2,072	0,132	7,19	4670	526	6,38	7310
40	881,0	2,106	0,131	7,08	2433	276	6,42	3890
50	875,3	2,135	0,130	7,00	1334	153	6,46	2180
60	869,6	2,165	0,129	6,86	798,5	91,9	6,51	1340
70	864,0	2,198	0,128	6,75	498,3	58,4	6,55	865
80	858,3	2227	0,127	6,67	336,5	39,2	6,60	588
90	852,7	2,261	0,126	6,56	234,4	27,5	6,64	420
100	847,0	2,290	0,126	6,44	171,7	20,3	6,69	315
110	841,3	2,320	0,124	6,36	132,4	15,7	6,73	247
120	835,7	2,353	0,123	6,25	101,0	12,1	6,77	193
130	830,0	2,382	0,122	6,17	79,76	9,61	6,82	156
140	824,4	2,420	0,121	6,08	61,80	7,50	6,87	123
150	818,7	2,445	0,120	6,00	53,17	6,50	6,92	108

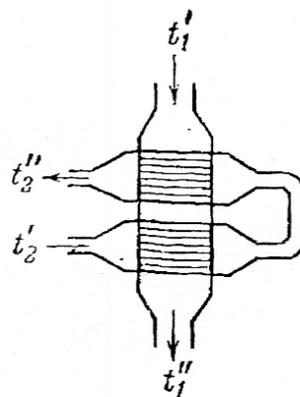
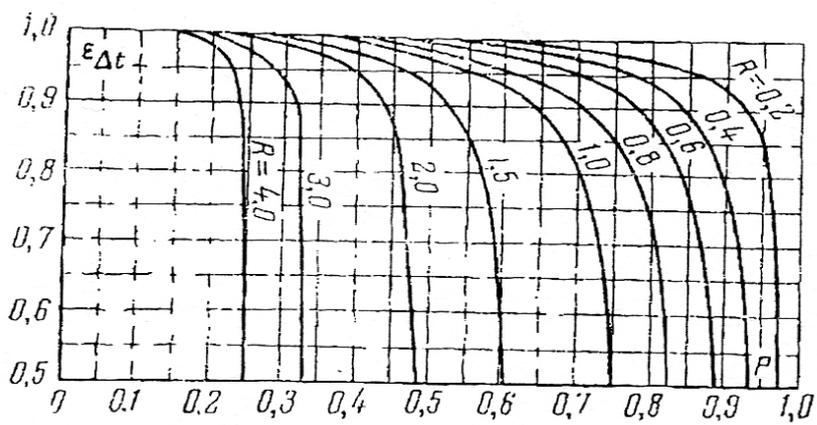
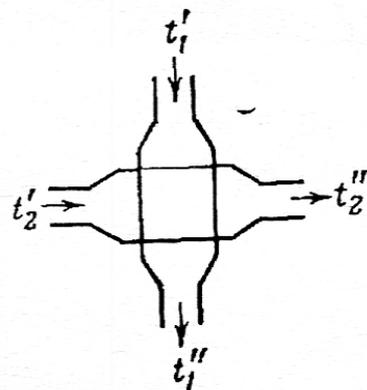
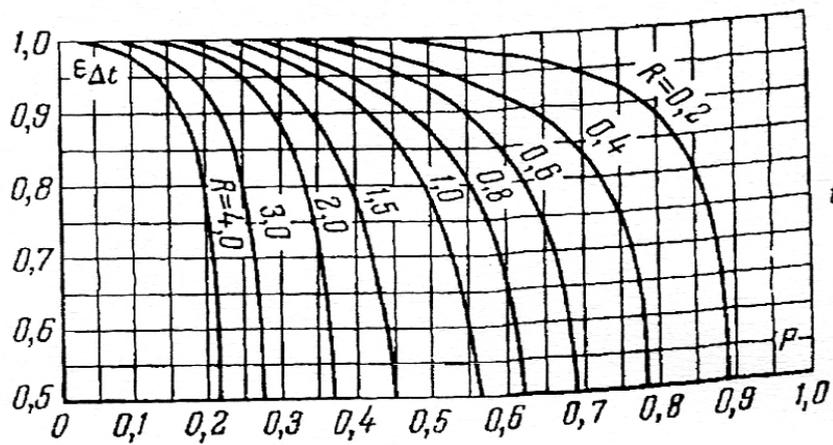
	T °C	λ , Вт/(м·К)	P , кг/м ³	ρ , кДж/(кг·К)	$\alpha \cdot 10^{-6}$, м ² /с
1	2	3	4	5	6
Алюминий	0	209,3	2700	0,896	86,7
Бронза (95% Cu, 5% Al)	20	83,0	8660	0,410	23,3
Дюралюминий (94...96% Al, 3...5% Cu)	20	164,4	2800	0,883	66,7
Железо	0	74,4	7880	0,440	21,5
Латунь (70% Cu, 30% Sn)	20	110,7	8520	0,385	33,8
Медь	0	389,6	8930	0,388	112,5
Натрий жидкий	100	86,1	928	1,384	66,9
Никель	0	67,4	8900	0,427	17,8
Олово	0	66,3	7300	0,222	41,1
Ртуть	0	8,2	13600	0,139	4,3
Серебро	0	418,7	10500	0,234	170,0
Сталь углеродистая (C=0,5%)	20	53,6	7830	0,465	14,7
Сталь нержавеющая 1X18H9T	20	16,0	7900	0,502	4,04
Титан	0	15,1	4540	0,532	6,2
Чугун (C=4%)	20	51,9	7270	0,419	17,0
Асбест листовой	30	0,1163	770	0,816	0,186
Асбест (волокно)	50	0,1105	470	0,816	0,289
Бетон сухой	20	0,8374	1600	0,837	0,622
Дуб (поперек волокон)	0...15	0,1977...0,2093	825	2,386	-
Карбид титана TiC	100	16,85	4900	12,250	-
Картон обыкновенный	20	0,1744	700	1,507	0,168
Кирпич силикатный	0	0,8141	1900	0,837	0,514
Диоксид кремния SiO ₂	100	6,978...12,793	2,3...2,6	0,795	-
Пробковая пластина	30	0,0419	190	1,884	0,117
Резина твердая обыкновенная	0	0,1628	1200	1,381	0,098
Слюда (поперек волокон)	20	0,4652...0,5815	2600...3200	0,879	-
Стекло	20	0,7443	2500	0,670	0,444
Стеклотекстолит ЭФ-32-201	20	0,3489	-	0,921	-
Стекловолоконная вата	0	0,0372	200	0,670	0,278
Текстолит	20	0,2326...0,3373	1300...1400	1,465...1507	-
Фторопласт	-	0,06024	2120	0,921	0,031

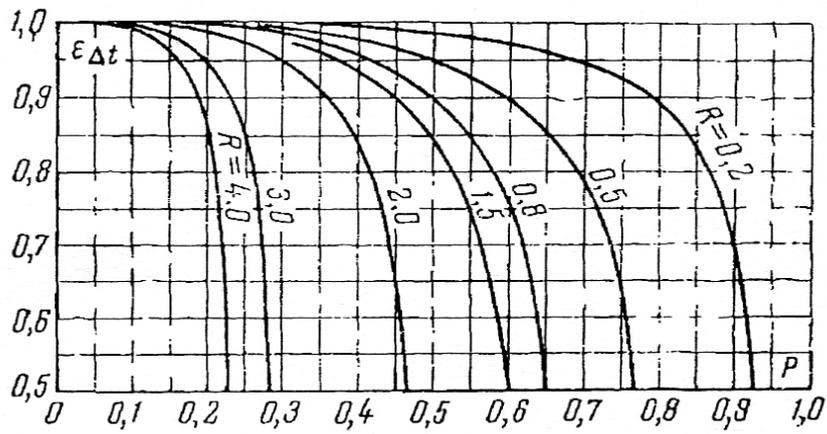
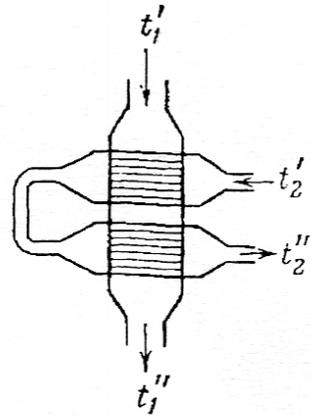
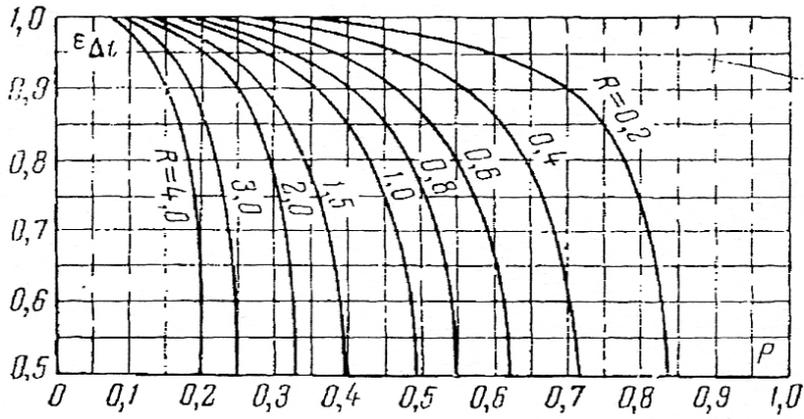
Окончание прил. 2
Окончание табл. X

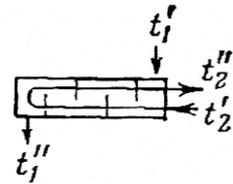
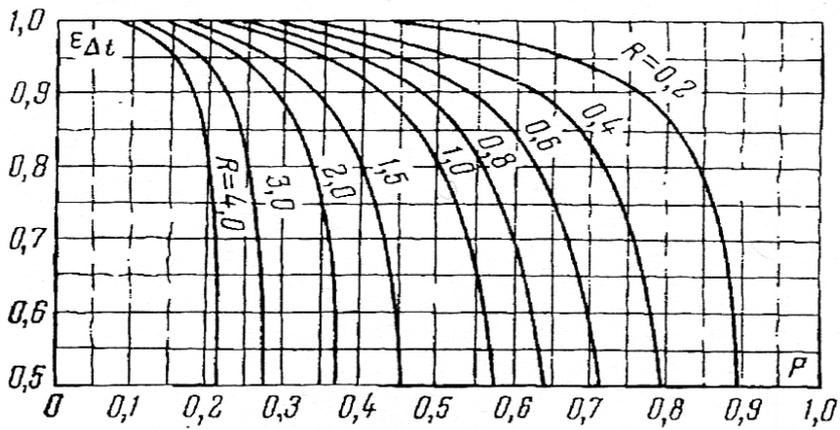
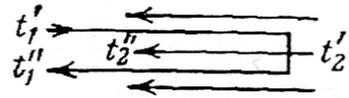
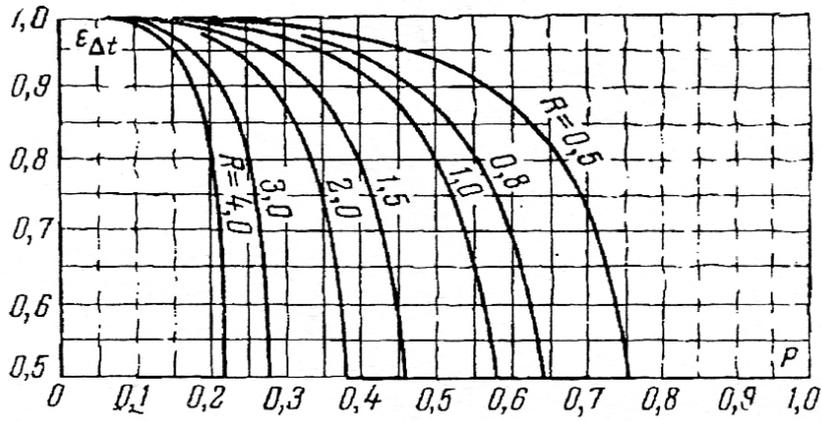
1	2	3	4	5	6
Азотная кислота (98%)	20	0,2605	1512	1,716	0,101
Анилин	0	0,1861	1037	2,018	0,089
Бензин высшего качества	20	0,1861	740	2,093	0,120
Вода	20	0,5513	999,9	4,212	0,131
Глицерин	0	0,2768	1267	2,260	0,097
Даутерм (73,5% C ₁₂ H ₁₀ O, 26,5% C ₁₂ H ₁₀)	20	0,1372	1060	1,591	0,082
Керосин высшего качества	20	0,1161	840	2,219	0,062
Масло МС-20	0	0,1349	904	1,980	0,076
Спирт метиловый	0	0,2140	809,7	2,428	0,109
Спирт этиловый	0	0,1884	806,2	2,302	0,101
Толуол	0	0,1419	884,9	1,632	0,099
Фреон-12	0	0,0919	1394	0,929	0,071

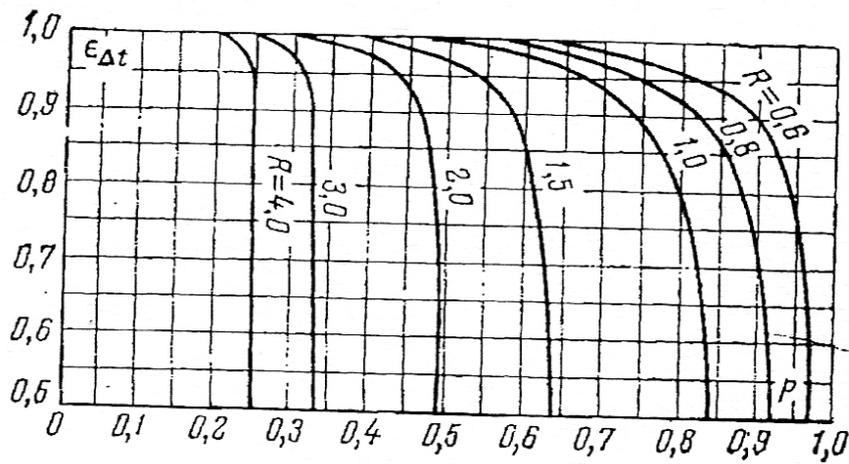
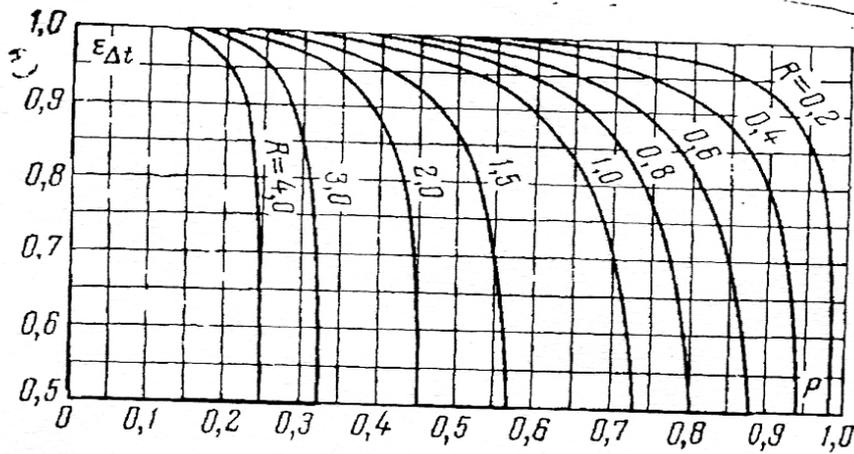
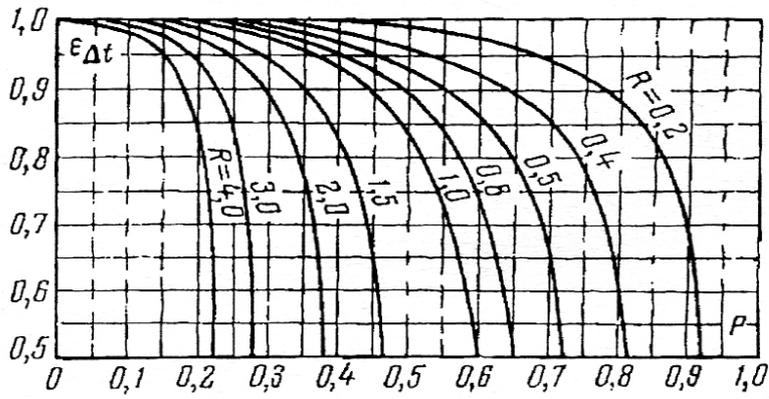
Приложение 3

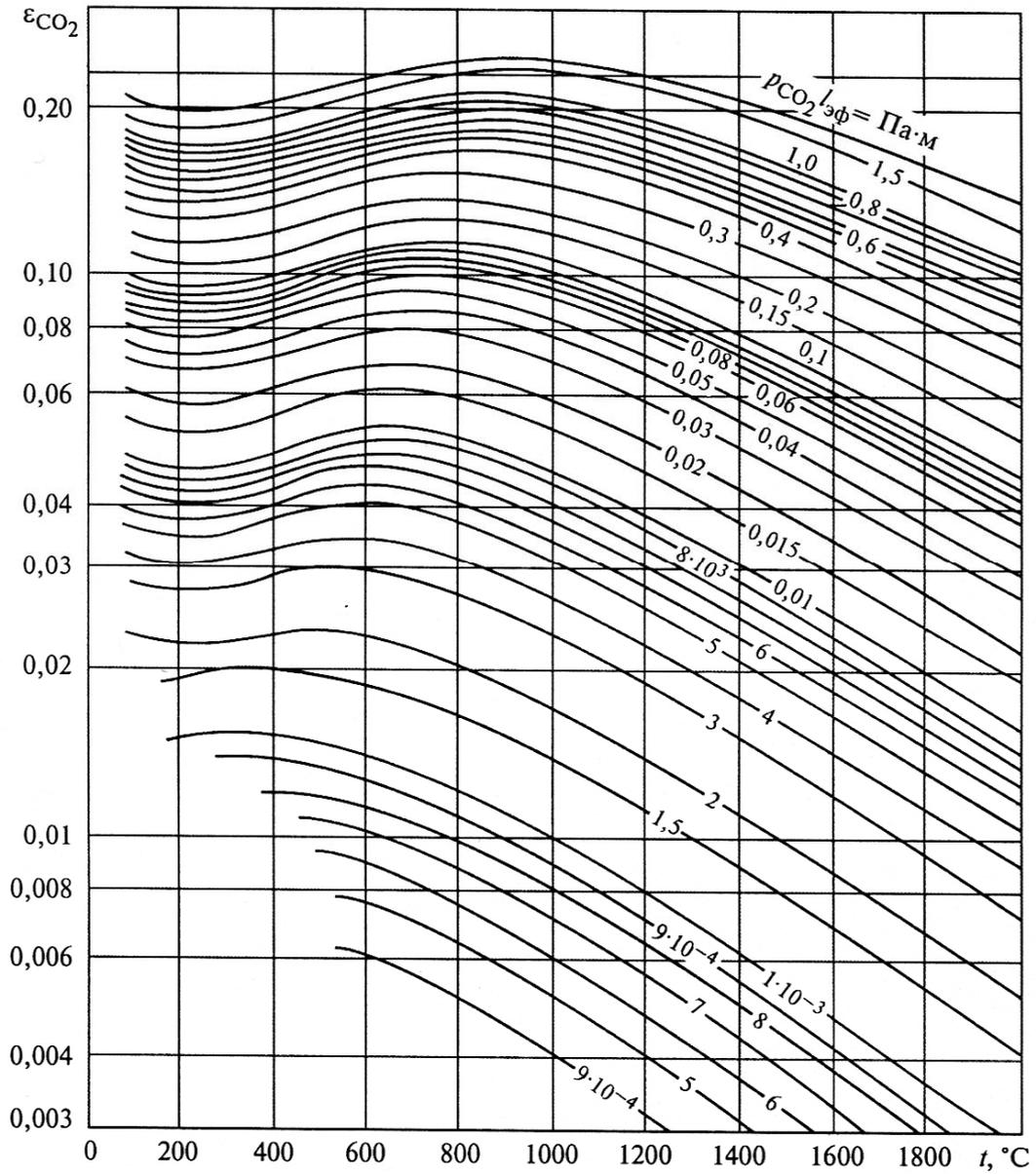




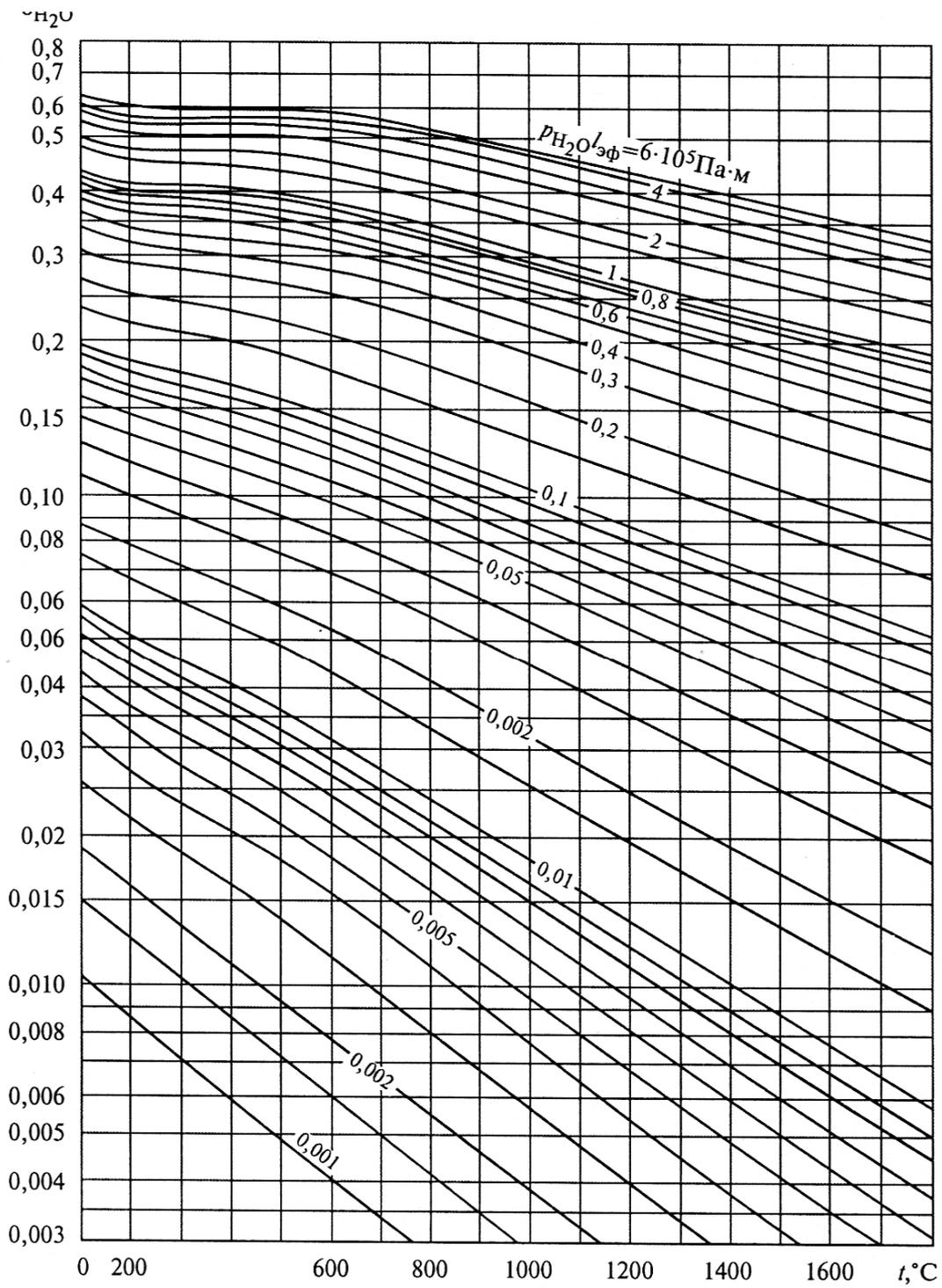








ϵ_{CO_2} от температуры газа
при различных значениях произведения $p\ell$



ϵ_{H_2O} от температуры газа
при различных значениях произведения l

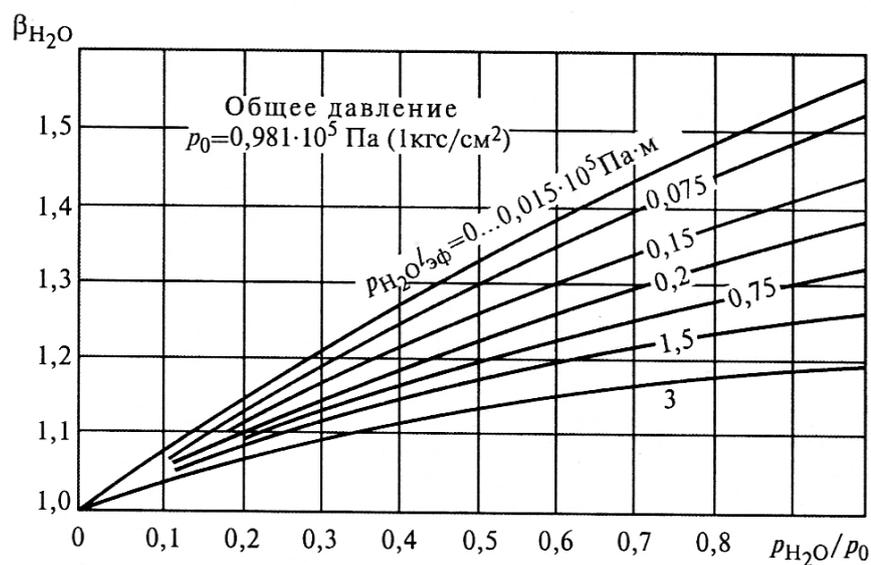


Рис. XIV. Зависимость поправочного коэффициента $\beta_{\text{H}_2\text{O}}$ для определения степени черноты $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}}$

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	3
ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА	5
1.1. Теплопередача через плоскую стенку (граничные условия первого рода).....	5
1.1.1. Примеры.....	6
1.1.2. Контрольные задачи.....	9
1.1.3. Контрольные вопросы.....	10
1.2. Теплопроводность через плоскую стенку (граничные условия третьего рода) теплопередача через плоскую стенку.....	12
1.2.1. Примеры.....	13
1.2.2. Контрольные задачи.....	18
1.2.3. Контрольные вопросы.....	18
1.3. Теплопроводность через цилиндрическую стенку (граничные условия первого рода)	19
1.3.1. Примеры.....	20
1.3.2. Контрольные задачи.....	23
1.3.3. Контрольные вопросы.....	24
1.4. Теплопроводность через цилиндрическую стенку (граничные условия третьего рода)	25
1.4.1. Примеры.....	26
1.4.2. Контрольные задачи.....	27
1.4.3. Контрольные вопросы.....	29
1.5. Теплопроводность через оребренную поверхность	29
1.5.1. Примеры.....	31
1.5.2. Контрольные задачи.....	34
1.5.3. Контрольные вопросы.....	35
1.6. Теплопроводность при нестационарном режиме	35
1.6.1. Примеры.....	36
1.6.2. Контрольные вопросы.....	40
2. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН	41
2.1. Теория подобия применительно к тепловым процессам.....	41
2.1.1. Примеры.....	41
2.1.2. Контрольные задачи.....	44
2.1.3. Контрольные вопросы.....	45
2.2. Теплоотдача при движении потока внутри трубы	47
2.2.1. Примеры.....	49
2.2.2. Контрольные задачи.....	51

2.2.3. Контрольные вопросы	52
2.3. Теплоотдача при поперечном обтекании труб и пучков	53
2.3.1. Примеры	54
2.3.2. Контрольные задачи	56
2.3.3. Контрольные вопросы	57
2.4. Теплоотдача при кипении жидкости и конденсации пара	57
2.4.1. Примеры	59
2.4.2. Контрольные вопросы	62
3. ТЕПЛОВОЕ ИЗЛУЧЕНИЕ	63
3.1.1. Примеры	65
3.1.2. Контрольные задачи	68
3.1.3. Контрольные вопросы	68
4. ТЕПЛОМАССООБМЕН ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ.....	71
4.1.1. Примеры	73
4.1.2. Контрольные задачи	80
4.1.3. Контрольные вопросы	80
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	82
ПРИЛОЖЕНИЯ	83

Учебное издание

Аржаева Наталья Владимировна
Орлова Наталья Александровна
Соболев Сергей Васильевич

ТЕПЛОМАССООБМЕН. Практикум
Учебное пособие

Под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. Ю.П. Скачкова

Редактор М.А. Сухова
Верстка Н.А. Сазонова

Подписано в печать 25.11.13 Формат 60×84 1/16.
Бумага офисная «Снегурочка». Печать на ризографе.
Усл. печ. л. 6,5. Уч.-изд. л. 7,0. Тираж 80 экз.
Заказ №260.



Издательство ПГУАС.
440028, г.Пенза, ул. Германа Тиова