

ОБРАЗОВАНИЯ СССР

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ
ПО ВЫСШЕМУ ОБРАЗОВАНИЮ

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
И КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ



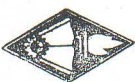
ВЫСШАЯ ШКОЛА 1980

*Утверждено
Учебно-методическим управлением
по высшему образованию
15 марта 1979 года*

В. Ю. ВОСКРЕСЕНСКИЙ

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ
ДЛЯ СТУДЕНТОВ-ЗАОЧНИКОВ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ
ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ



МОСКВА «ВЫСШАЯ ШКОЛА» 1980

О применении некоторых единиц физических величин. Известно, что учебный процесс (включая учебники и учебные пособия) во всех учебных заведениях страны должен быть основан на применении единиц СИ и других единиц, допускаемых к применению без отращения наравне с единицами СИ. Здесь мы остановимся на единицах, наиболее часто встречающихся при изучении дисциплины «Теплопередача».

Единицей измерения энергии, работы и количества теплоты является джоуль (Дж), равный одному ньютон-метру (Н·м). Могут применяться также кратные единицы: килоджоуль (1 кДж = 10³ Дж), мегаджоуль (1 МДж = 10⁶ Дж), гигаджоуль (1 ГДж = 10⁹ Дж).

Для перевода величины из старой системы единиц в новую могут быть использованы следующие соотношения:

Динамический коэффициент вязкости: 1 (кгс·с)/м² = 9,807 (Н·с)/м² = 9,807 кг/(м·с); 1 (Н·с)/м² = 1 кг/(м·с) = 0,102 (кгс·с)/м².

Энергия: 1 кгс·м = 9,807 Дж; 1 Дж = 0,102 кгс·м; 1 ккал = 4186,8 Дж; 1 Дж = 0,23885 · 10⁻³ ккал.

Тепловой поток: 1 ккал/ч = 1,1630 Вт; 1 Вт = 0,859845 ккал/ч.

Плотность теплового потока: 1 ккал/(м²·ч) = 1,1630 Вт/м²;

1 Вт/м² = 0,859845 ккал/(м²·ч).

Теплоемкость системы: 1 ккал/град = 4186,8 Дж/К; 1 Дж/К = 0,23885 · 10⁻³ ккал/град.

Удельная теплоемкость: 1 ккал/(кг·град) = 4186,8 Дж/(кг·К); 1 Дж/(кг·К) = 0,23885 · 10⁻³ ккал/(кг·К).

Коэффициент теплоотдачи и теплопередачи: 1 ккал/(м²·ч·град) = 1 Дж/(м²·с); 1 Вт/(м²·К) = 0,859845 ккал/(м²·ч·град).

Коэффициент теплопроводности: 1 ккал/(м·ч·град) = 1 Вт/(м·К); 1 Вт/(м·К) = 0,859845 ккал/(м·ч·град).

Числовые значения единиц СИ, применяемых в теплопередаче: постоянная Стефана — Больцмана $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) и соответственно коэффициент излучения абсолютно черного тела $C_0 = 5,67$ Вт/(м²·К⁴).

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ТЕМАМ КУРСА

Введение

Программа *

Предмет курса, общие понятия. Основные процессы передачи тепла: теплопроводность, конвективный теплообмен, лучистый теплообмен. Теплоотдача. Теплопередача.

Макроскопический характер учения о теплообмене: условия и эрратичность применения макроскопической модели; сложная среда. Теоретический и экспериментальный методы исследования в теплопередаче. Современные проблемы теплопередачи.

Литература: [1, Введение, с. 5, 6].

Методические указания.

Внимательное отношение к теме «Введение» является необходимым условием для успешного изучения курса. Здесь следует отметить *

Приводится рабочая программа, составленная в соответствии с программой Минвуза СССР от 11 марта 1975 г. (инд. УМУ-Т-3/263).

туть два важных обстоятельства: 1) процессы теплообмена могут быть элементарные, сложные (состоящие из параллельных элементарных процессов) и составные (состоящие из последовательности элементарных или сложных процессов); 2) сначала в основном изучаются три элементарных процесса теплообмена — теплопроводность, конвективный теплообмен и излучение, а затем — сложные и составные, в частности явление теплопередачи. Кроме того, следует иметь в виду, что последовательное или параллельное изучение дисциплин «Термодинамика» и «Теплопередача» имеет свою особенность, а именно: применение одинаковых буквенных обозначений Q и q при различии их значения в каждой дисциплине. Так, в «Термодинамике» через Q обозначают количество тепла, подведенное к системе через ее оболочку. Эта величина имеет размерность энергии и в единицах СИ ее измеряют в джоулях, кило- и мегаджоулях. Соответствия через q обозначают количество тепла, подведенное к системе массой в 1 кг, и в единицах СИ его измеряют, например, в джоулях на килограмм. Однако в курсе «Теплопередача» эти же обозначения применяются для обозначения мощности потоков тепла. Через Q обозначают мощность теплового потока через границу тела (называемую для краткости просто тепловым потоком). Эта величина, так же как и механическая мощность, имеет размерность «энергия/время» и измеряется в ваттах, кило- и мегаваттах, хотя и отличается принципиально от механической мощности. Соответственно через q обозначают поверхностную интенсивность мощности теплового потока (называемую для краткости плотностью теплового потока). Величина q в «Теплопередаче» имеет размерность «энергия/(время·площадь поверхности)» и измеряется в ваттах на квадратный метр. Общее же количество тепла, прошедшее сквозь границу тела, в рекомендованном учебнике [1] обозначается через Q_p и измеряется в джоулях.

Вопросы для самопроверки.

- Верно ли, что между стенками, разделенными слоем газа, может существовать как конвективный теплообмен, так и теплообмен излучением? (Да, нет) *
- Является ли теплообмен между Солнцем и планетами примером сложного теплообмена? (Да, нет)
- Является ли перенос тепла через стекло примером сложного теплообмена? (Да, нет)
- Возможен ли конвективный теплообмен в твердом теле? (Да, нет)
- Является ли конвективная теплоотдача элементарным процессом? (Да, нет)
- Является ли процесс теплопередачи элементарным процессом? (Да, нет)
- Возможно ли явление массообмена при отсутствии конвекции? (Да, нет)
- Из двух единиц измерения — ватт и джоуль, является ли ватт единицей измерения тепловой мощности? (Да, нет)

* Здесь и далее студент-заочник, изучая тему, отвечает на вопросы для самопроверки, подчеркивая слова «Да» или «Нет». Проверять себя он может по ответам, которые в виде пояснений приводятся в разделе «Ответы», после вопросов самопроверки.

9. Отличаются ли размерность электрической мощности и потока тепла? (Да, нет.)
10. Можно ли выражать плотность теплового потока в килокалориях на квадратный метр? (Да, нет.)

Ответы.

1. Да, конвективный теплообмен возможен, так как он осуществляется за счет перемешивания газа; теплообмен излучением также возможен, так как газ диатермичен (полностью или частично прозрачен) для тепловых электромагнитных волн.
2. Нет, теплообмен осуществляется только за счет излучения, являющегося элементарным процессом теплообмена.
3. Да, этот перенос осуществляется параллельно двумя элементарными процессами: теплопроводностью и излучением.
4. Нет, конвекция возможна только в текучей среде, обладающей способностью к перемешиванию.
5. Да, конвективная теплоотдача есть частный случай конвективного теплообмена и в современной теории рассматривается как один из трех элементарных процессов.
6. Нет, теплоотдача как перенос тепла через стенку является сложным процессом, состоящим из последовательности элементарных или сложных процессов.
7. Да, за счет диффузии. Однако интенсивность массообмена зависит от конвекции.
8. Да.
9. Нет, они одинаковы, несмотря на термодинамическое различие, и поэтому обе величины измеряются в одинаковых единицах СИ, например в ваттах.
10. Нет, в килокалориях на квадратный метр можно выразить количество тепла, прошедшего через поверхность площадью в 1 м^2 . Плотность же теплового потока в этой системе единиц измеряется в килокалориях на квадратный метр-час ($\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$).

Тема 1. Основные положения теории теплопроводности

Программа.

Механизм процесса теплопроводности в газах, жидкостях, металлах, твердых диэлектриках. Температурное поле. Тепловой поток и плотность теплового потока. Закон Фурье. Коэффициент теплопроводности, его зависимость от различных факторов. Дифференциальное уравнение теплопроводности. Коэффициент температуропроводности. Краевые условия для процессов теплопроводности; сравнительные условия первого, второго, третьего и четвертого рода. Закон Ньютона — Рихмана для теплоотдачи.

Литература: [1, гл 1, с. 7—24].

Методические указания.

В результате изучения этой темы студент должен получить представление о теплопроводности как одном из трех элементарных процессов теплообмена. Следует усвоить понятие «температурное поле»

и такую его важнейшую характеристику, как температурный градиент, от которого зависит интенсивность теплообмена в теле. Необходимо обратить внимание, что из всевозможных видов температурных полей простейшими, наиболее удобными для расчета, являются одномерные температурные поля (плоское, цилиндрическое и сферическое), в которых температура, а следовательно, и ее градиент зависят только от одной координаты. Именно одномерные поля наиболее наглядно изображаются графически. При этом необходимо освоить способы выражения температурного поля: аналитическое (в виде формул), графическое (в виде изотерм в координатах «температура—расстояние») и табличное. Нужно усвоить понятия «плотность теплового потока» и «тепловой поток», их размерность; обратить внимание на то, что тепловой поток измеряется в единицах мощности — в ваттах (Вт).

При анализе основного закона теплопроводности, называемого законом или гипотезой Фурье, нужно выделить его общий характер по сравнению с последующими формулами, каждая из которых изменяется только для расчетов определенных частных процессов теплопроводности.

При изучении дифференциального уравнения теплопроводности Фурье необходимо обратить внимание, что его вывод основан на законе сохранения энергии и законе теплопроводности Фурье и допущении постоянства и коэффициента теплопроводности, которые и определяют существо этого уравнения и область его применения. Полезно заметить, что в исходном уравнении [1, с. 17(1-22)] допущено отступление от принятых в книге обозначений: вместо dQ_1 и dQ_2 следовало бы написать dQ_{q_1} и dQ_{q_2} , а вместо dQ — величину dU или dI .

Следует отметить, что полученное дифференциальное уравнение чрезвычайно удобно для вывода из него расчетных формул стационарных и нестационарных процессов теплообмена, как частных случаев теплообмена.

Условия однозначности процессов теплообмена вообще и теплопроводности в частности являются одной из важнейших характеристик, используемых в курсе теплопередачи, поэтому их изучению и анализу их состава необходимо уделить соответствующее внимание. Именно условия однозначности определяют область применения любой расчетной формулы, описывающей процесс теплообмена. В частности, в состав условий однозначности входят граничные условия. Необходимо различать способы их задания (граничные условия первого, второго, третьего и четвертого рода).

Вопросы для самопроверки.

1. Могут ли изотермические поверхности пересекаться? (Да, нет.)
2. Могут ли изотермические поверхности быть замкнутыми? (Да, нет.)
3. Из двух противоположных утверждений (градус — изотерм; градус // изотерме) является ли правильным именно второе? (Да, нет.)
4. Достаточно ли знать градиенты температурного поля, чтобы определить разность температур между разными точками поля? (Да, нет.)
5. Достаточно ли знать время нагрева и количество теплоты, подведенной за это время к телу произвольных размеров, чтобы оп-

- разделить плотность теплового потока на поверхности тела? (Да, нет.)
6. Могут ли быть одинаковыми истинная и средняя плотности теплового потока? (Да, нет.)
7. Может ли средняя объемная мощность внутренних источников тела быть равной дивергенции потока тепла? (Да, нет.)
8. Могут ли быть измерены в одинаковых единицах плотность теплового потока и объемная мощность внутренних источников тепла? (Да, нет.)
9. Зависит ли дивергенция потока тепла от теплоемкости тела в случае стационарной теплопроводности? (Да, нет.)
10. Можно ли рассматривать дифференциальное уравнение теплопроводности Фурье как одну из форм закона сохранения энергии? (Да, нет.)
11. Можно ли применить уравнение Лапласа к анализу нестационарной теплопроводности? (Да, нет.)
12. Входят ли физические параметры тела в состав условий однозначности, необходимых для решения дифференциального уравнения теплопроводности? (Да, нет.)

Опросы.

1. Нет, иначе окажется, что температура одной и той же точки имела бы одновременно более одного значения, что в рамках изучаемой теории теплопроводности невозможно.
2. Да, например, при равномерном охлаждении шара внутренние изотермические поверхности замкнуты.
3. Нет, по определению градиент есть вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности.
4. Да, с помощью градиентов температуры можно определить разности температур между разными точками тела, хотя и не сами температуры.
5. Нет, по времени нагрева и количеству теплоты можно определить только величину теплового потока (его мощность). Для определения плотности необходимо знать еще площадь поверхности, через которую проходит тепловой поток.
6. Да, например, если истинные плотности теплового потока во всех точках (участках) поверхности одинаковы.
7. Да, например, в стационарном процессе, когда $dU/dt=0$, как это следует из дифференциального уравнения теплопроводности (1-23) [1, с. 19].
8. Нет, если плотность теплового потока измерить в ваттах на квадратный метр (Вт/м^2), то объемная мощность внутренних источников тепла должна измеряться в ваттах на кубический метр (Вт/м^3).
9. Нет, как следует из дифференциального уравнения теплопроводности (1-23') [1, с. 19], в стационарном процессе, когда $dU/dt=0$, дивергенция потока зависит только от величины объемной мощности внутренних источников тепла. Это следует также из дифференциального уравнения в форме Пуассона (1-30) [1, с. 21].
10. Да, вывод дифференциального уравнения теплопроводности основан именно на законе сохранения энергии в изохиорном процессе: $\Sigma \delta Q_{\pm} = dU + \delta L$, где $\delta L=0$, а подведенное тепло складывается из суммы тепла, подведенного извне, т. е. через границы тела, и тепла, подведенного за счет внутренних источников тепла, например, джоулева тепла (см. также равенство (1-22) [1, с. 17].

50-2

11. Нет, уравнение Лапласа $\nabla^2 T=0$ является дифференциальным уравнением теплопроводности только для стационарных процессов [1, с. 21].
12. Да, наряду с геометрическими, начальными и граничными условиями.

Тема 2. Теплопроводность при стационарном режиме

Программа.

Передача тепла через плоскую стенку; распределение температур в тонкой стенке при постоянном и переменном коэффициенте теплопроводности; выражения для теплового потока, коэффициента теплоотдачи и термического сопротивления, их анализ. Многоосложная плоская стенка.

Передача тепла через цилиндрическую стенку; распределение температур в стенке длинного цилиндра при постоянном и переменном коэффициенте теплопроводности; выражение для теплового потока, его анализ, приближенные формулы, критический диаметр изоляции. Многоосложная цилиндрическая стенка. Коэффициент теплопередачи через многоосложную цилиндрическую стенку.

Передача тепла через широкую стенку. Теплопроводность в стержне (ребре) постоянного поперечного сечения. Теплопередача через плоскую ребристую стенку.

Распределение температур при наличии внутренних источников тепла: цилиндра, цилиндра, трубы.

Литература: [1, гл. 2, с. 24—55 (§ 2—1÷2—8), с. 65—74 (§ 2—13)].

Методические указания.

При выводе расчетных формул теплопроводности в случаях плоской, цилиндрической и сферической стенок, как правило, используются дифференциальное уравнение теплопроводности Фурье, форма написания которого изменяется в зависимости от вида системы координат (прямоугольных, цилиндрических или сферических). Здесь полезно обратить внимание на то, что поскольку производные вдоль изотермических поверхностей обращаются в нуль, написание уравнения Фурье существенно упрощается в случаях одномерных температурных полей. Однако при выводе формулы теплопроводности плоской стенки с переменным коэффициентом теплопроводности дифференциальное уравнение Фурье неприменимо и в выводе используется непосредственно закон Фурье при условии постоянства плотности теплового потока.

В процессе изучения темы следует уяснить ряд определений, например, коэффициент теплопроводности, теплоотдачи, теплопередачи, теплопроводности; определение общего и частного термических сопротивлений, термических сопротивлений плоского, цилиндрического и сферического слоев. Нужно знать физический смысл каждой величины, размерность, способ ее определения (способ определения коэффициента теплоотдачи рассматривается в темах 4 и 6 настоящего курса).

В процессе теплопередачи термическое сопротивление теплоотдачи рассматривается как термическое сопротивление пограничного

слоя, условно отделяющее поверхность стенки от основной массы жидкости. Необходимо разобратся в вопросе о критическом диаметре изоляции, особенно существующем при проектировании изоляции тонких труб. Например, если внешний диаметр изоляционного слоя меньше критического диаметра данной изоляции, то такая изоляция увеличивает теплопередачу в окружающую среду и, наоборот, наиболее эффективной является изоляция, критический диаметр которой меньше внутреннего диаметра изоляционного слоя.

Следует усвоить способы интенсификации теплопередачи за счет изменения формы стенки (оребрение) и уметь рассчитывать температуру по длине (высоте) ребер.

Изучая теплопроводность при наличии внутренних источников тепла, следует обратить внимание на особенность написания дифференциального уравнения Фурье, применяемого в этом случае. При анализе резльтирующих расчетных формул, соответствующих случаю пластин, цилиндрического стержня или стенки, полезно обратить внимание на определенную общность написания итоговых формул: температурный перепад в телах, нагреваемых внутренними источниками тепла, не зависит от внешних условий, в которых находится тело (от коэффициента теплоотдачи и перепада температур между поверхностью и окружающей средой).

Вопросы для самопроверки.

1. Верно ли, что при стационарном режиме теплообмена перепад температур на стенке прямо пропорционален ее термическому сопротивлению? (Да, нет.)
2. Однородно ли по размерности имеют плотность теплового потока и линейная плотность теплового потока? (Да, нет.)
3. Однородны ли по своим размерностям термические сопротивления стенок? (Да, нет.)
4. Везде ли одинакова плотность теплового потока q по толщине плоских многослойных стенок при отсутствии в них тепловыделений и теплопоглощений и в условиях стационарного режима? (Да, нет.)
5. Везде ли одинаков тепловой поток Q по толщине многослойных стенок при отсутствии в них тепловыделений и теплопоглощений и в условиях стационарного режима? (Да, нет.)
6. Может ли увеличиваться эквивалентный коэффициент теплопроводности многослойной стенки при увеличении ее общего термического сопротивления, но при сохранении общей толщины стенок? (Да, нет.)
7. Верно ли, что удельное термическое сопротивление теплоотдачи (пограничного слоя) плоской стенки зависит только от величинны коэффициента теплоотдачи? (Да, нет.)
8. Верно ли, что линейное термическое сопротивление теплоотдачи (пограничного слоя) цилиндрической стенки зависит только от коэффициента теплоотдачи? (Да, нет.)
9. Всегда ли термическое сопротивление теплопередачи между жидкостями через стенку больше термического сопротивления этой стенки? (Да, нет.)
10. В случае теплопередачи от воды к воздуху через металлическую стенку является ли оребрение стенки со стороны воздуха более эффективным, чем со стороны воды? (Да, нет.)
11. Может ли возрастать тепловой поток через цилиндрическую

стенку при увеличении ее толщины и при неизменных температурных условиях внутреннего слоя стенки и окружающего воздуха? (Да, нет).

12. Может ли падать тепловой поток через цилиндрическую стенку при неизменной температуре окружающего воздуха? (Да, нет.)

Ответы.

1. Да, из формулы (2-9) [1, с. 26] следует, что $\Delta t = q(\delta/\lambda)$, где δ/λ — термическое сопротивление.
2. Нет, они имеют разную размерность и измеряются всегда в разных единицах, например плотность теплового потока в ваттах на квадратный метр ($Вт/м^2$), а линейная плотность в ваттах на метр ($Вт/м$).
3. Нет, они имеют разную размерность и измеряются всегда в разных единицах, например квадратный метр на ватт ($м^2/Вт$) — удельное сопротивление плоской стенки и метр на ватт ($м/Вт$) — линейное сопротивление цилиндрической стенки.
4. Да, при стационарном режиме в плоской стенке без внутренних источников тепла (положительных или отрицательных) величина q везде одинакова.
5. Да, при стационарном режиме в любой по форме стенке без внутренних источников тепла тепловой поток Q везде одинаков, что следует непосредственно из закона сохранения энергии.
6. Нет, это невозможно согласно определению эквивалентного коэффициента теплопроводности, см. формулу (2-16) [1, с. 29].
7. Да, оно равно $1/(ad)$, см., например, формулу (2-50) [1, с. 37].
8. Нет, оно равно $1/(ad)$ и, следовательно, зависит также и от диаметра стенки, см., например, формулу (2-50) [1, с. 37].
9. Да, всегда, например, для теплопередачи через плоскую стенку на величину δ/λ , см. формулу (2-25) [1, с. 30], для других стенок см. формулу (2-51) [1, с. 38] и последнюю формулу в § 2-4 [1].
10. Да, см. пункт 6) в § 2-6 [1].
11. Да, если критический диаметр стенки больше ее наружного диаметра, см. рис. 2-8 [1, с. 41].
12. Да, если критический диаметр стенки меньше ее наружного диаметра, см. рис. 2-8 [1, с. 41].

Тема 3. Теплопроводность при нестационарном режиме

Программа.

Основные представления о методах решения задач теплопроводности при нестационарном режиме. Теплопроводность тонкой пластины, длинного цилиндра, шара и полусферического тела при градиентных условиях третьего рода. Анализ решений, частные случаи. Назревание (охлаждение) параллелепипеда и цилиндра конечной длины. Определение количества тепла, отдаваемого или воспринятого телом в процессе нестационарной теплопроводности. Результаты температурного режима нагрева (охлаждения) тел.

Литература: [1, гл. 3, § 3-1—3-10, с. 74—107].

Методические указания.

В настоящей теме изучаются процессы теплопроводности в телах, вступающих в нестационарный теплообмен с внешней средой. Следует усвоить вначале качественные особенности изменения темпера-

туры на поверхности тела и внутри тела, а затем перейти к изучению количественных характеристик нестационарных температурных полей. При математическом анализе нестационарных температурных полей надо обратить внимание на формулировку условий однозначности, на вид дифференциального уравнения Фурье, на особенности его написания в случае тел простой формы (бесконечная пластина, бесконечный цилиндр, шар), а также на формулировку новых понятий: избыточная температура и безразмерная температура.

При выводе расчетных формул следует особо отметить момент появления безразмерных коэффициентов, названных критериями Фурье и Био, уяснить в дальнейшем их решающую роль в расчетах нестационарных процессов теплопроводности. (Более подробно понятие о критериях подобия рассматривается в теме 5.)

Студент должен уметь пользоваться графиками зависимости между критериями Фурье, Био и безразмерной температурой, выбирать необходимый график в зависимости от условия задачи, предусматривающего нахождение безразмерной температуры на поверхности или в середине тела (пластины, цилиндра, шара). Следует знать особенности процессов нестационарной теплопроводности в некоторых характерных частных случаях, например когда критерий Био стремится к нулю или бесконечности.

При изучении способов определения количества тепла, выделяемого (поглощаемого) телом в процессе нестационарной теплопроводности, надо усвоить понятие о средней безразмерной температуре тела, уметь ее определять и использовать для расчета количества тепла.

При изучении регулярного режима следует иметь четкое представление о его месте в общем процессе охлаждения (нагревания) тела, об условиях однозначности, при которых возникает регулярный режим. Надо уметь определять темп охлаждения в регулярном режиме, знать его связь с коэффициентами формы, теплопроводности и теплопроводности. Следует иметь общее представление о методе экспериментального определения коэффициентов теплоотдачи теплопроводности и теплопроводности, используя их связь с темпом охлаждения в условиях регулярного режима.

Вопросы для самопроверки.

1. Достаточны ли знать условия однозначности, чтобы описать процесс изменения температурного поля в твердом теле? (Да, нет.)
2. Достаточны ли знать дифференциальное уравнение теплопроводности, чтобы определить температурное поле в твердом теле (в любой точке и в любой момент времени)? (Да, нет.)
3. Одинаковы ли единицы измерения коэффициентов теплоотдачи и теплопроводности? (Да, нет.)
4. Всегда ли начальные условия выражаются в виде $t_0 = \text{const}$? (Да, нет.)
5. Возможно ли осуществление граничных условий I рода на поверхности шара? (Да, нет.)
6. Зависит ли от характера граничных условий вид формулы, полученной после решения дифференциального уравнения теплопроводности и описывающей температурное поле? (Да, нет.)
7. Верно ли, что безразмерная координата X становится равной нулю в центре пластины толщиной 2δ ? (Да, нет.)
8. Включен ли в число Bi коэффициент теплопроводности среды (окружающей жидкости)? (Да, нет.)

9. Одинаково ли написание линейных размеров, входящих в состав числа Fo для пластины и для цилиндра? (Да, нет.)
10. Можно ли безразмерная температура увеличиваться в режиме нагревания или в режиме охлаждения? (Да, нет.)
11. Можно ли по диаграммам вида $\theta = \Phi(Fo, Bi)$ для цилиндра определить безразмерную температуру в любой точке неограниченного цилиндра? (Да, нет.)
12. Достаточны ли одной из диаграмм вида $\theta = \Phi(Fo, Bi)$ для пластины, чтобы определить разность безразмерных температур между средней и поверхностью неограниченной пластины? (Да, нет.)
13. Имеется ли в составе числа Фурье сомножитель, входящий также и в число Био? (Да, нет.)

Ответы.

1. Да, руководствуясь всегда выполняющимся законом сохранения энергии и законом теплопроводности Фурье. Для удобства вычисления оба эти закона скомпонованы в форме дифференциального уравнения теплопроводности.
2. Нет, для этого надо проинтегрировать дифференциальное уравнение, а это несущественно без знания условий однозначности.
3. Нет, неодинаковы: коэффициент температуропроводности a выражается в квадратных метрах на секунду (m^2/c), а коэффициент теплопроводности — в ваттах на метр-кельвин ($Вт/(м \cdot K)$).
4. Нет, $t_0 = \text{const}$ является наиболее типичным и распространенным, но не обязательным начальным условием.
5. Да, на любой поверхности возможны граничные условия любого рода.
6. Да, для граничных условий I, II, III рода формулы, описывающие температурное поле, имеют разный вид.
7. Да, $X = x/\delta$ и поэтому $X=0$, так как центральная плоскость пластины совмещена с началом координат $x=0$.
8. Нет, в число Био включен коэффициент теплопроводности не среды (окружающей жидкости), а самого тела.
9. Нет, для пластины $Fo = at/\delta^2$, где δ — полутолщина. Для цилиндра $Fo = at/r_0^2$, где r_0 — радиус.
10. Нет, $\theta = (t - t_{ж}) / (t_0 - t_{ж})$ и θ всегда положительна.
11. Нет, поскольку каждая диаграмма строится только для одной из крайних точек — или на оси, или на поверхности цилиндра.
12. Нет, надо использовать две диаграммы — для середины и для поверхности пластины.
13. Да, линейный размер.

Тема 4. Основные положения конвективного теплообмена

Программа.

Конвективный теплообмен как совокупность молярного и молекулярного переноса. Теплоотдача. Основные случаи теплоотдачи: теплоотдача в однофазной жидкости и при фазовых и химических превращениях, при вынужденной и естественной конвекции. Основные физические параметры, существенные для процессов течения

и теплоотдачи. Понятие о теплоотдаче при течении газа с большой скоростью и течения разреженных газов.

Понятие о тепловом пограничном слое. Особенности теплообмена при ламинарном и турбулентном течениях жидкости. Пульсации скорости и температуры в турбулентном потоке. Средние скорости и температур. Система дифференциальных уравнений невязотермического движения: уравнения теплоотдачи, энергии, движения и сплошности. Условия однозначности.

Литература: [1, тл. 4, с. 125—149].

Методические указания.

В процессе изучения темы необходимо получить представление о сложном характере теплообмена между стенкой и омывающей ее жидкостью, знать классификацию явлений конвективного теплообмена, научиться определять коэффициент теплоотдачи в наиболее характерных случаях конвективного теплообмена.

Необходимо уметь пользоваться таблицами или графиками для нахождения физических характеристик жидкости. Надо знать, как вычисляются в различных случаях коэффициент объемного расширения, осуществляется перевод динамического коэффициента вязкости из единицы МКГСС в единицы СИ, как, используя этот коэффициент, вычисляются кинематический коэффициент вязкости. Полезно запомнить, что динамический коэффициент вязкости, например, воздуха практически не зависит от давления (в пределах 0,1—5 МПа).

При изучении теории конвективного теплообмена необходимо обратить внимание на решающую роль гидродинамики процесса, усвоить понятия гидродинамического и теплового пограничных слоев и ясно представлять различие в этих понятиях. Конвективный теплообмен описывается системой дифференциальных уравнений. Следует знать предпосылки, сделанные при составлении этой системы, а также допущения, позволяющие упростить систему дифференциальных уравнений для пограничного слоя и свести ее к виду системы уравнений (4-28) и (4-29) [1, с. 141]. Следует иметь в виду, что математическая формулировка краевой задачи послужит в дальнейшем основой для безразмерных формул, получаемых в теории пограничного слоя.

При изучении § 4-5 [1], как и в дальнейшем, следует ясно представлять расположение системы координат $X-Y$ относительно поверхности теплообмена.

Разложение локальных значений скорости и температуры в турбулентном потоке на среднюю и пульсационную составляющие позволит обобщить полученные ранее дифференциальные уравнения конвективного теплообмена на случай турбулентного течения (см. уравнения (4-44) и (4-46) [1, с. 147]). Необходимо для дальнейшего понять физический смысл величин

$$qu = \rho c_p \overline{w u} \quad \text{и} \quad s = \overline{w s}$$

как интенсивностей переноса энthalпии и количества движения в поперечном течении пограничного слоя (через единицу поверхности Ad на рис. 4-10 [1, с. 144] и за единицу времени). Причем величина s по-прежнему является также и касательным напряжением течения.

При анализе турбулентных составляющих u^2 , v^2 , w^2 и uv , uw , vw иметь понятия λ_T , μ_T , ϵ_s и ϵ_d , используемые в последующих частях курса.

Вопросы для самопроверки.

1. Могут ли быть одинаковыми единицы измерения коэффициента теплопроводности λ и коэффициента теплоотдачи a ? (Да, нет.)
2. Зависит ли конвективный теплообмен только от интенсивности перемешивания неравномерно нагретых масс жидкостей? (Да, нет.)
3. Могут ли быть одинаковыми единицы измерения коэффициента вязкости — динамического и кинематического? (Да, нет.)
4. Могут ли совпадать численные значения кинематического коэффициента вязкости, выраженного в системах единиц МКГСС и СИ? (Да, нет.)
5. Можно ли определить коэффициент объемного расширения жидкого газа или жидкости по формуле $\beta = 1/T$? (Да, нет.)
6. Может ли свободная конвекция влиять на теплоотдачу в условиях вынужденной конвекции? (Да, нет.)
7. Является ли система дифференциальных уравнений: а) конвективного теплообмена; б) энергии; в) движения; г) сплошности — системой, полностью характеризующей совокупность законов, определяющих процесс конвективного теплообмена? (Да, нет.)
8. Одинаков ли по названию состав условий однозначности при нестационарной теплопроводности твердого тела и при конвективном теплообмене? (Да, нет.)
9. Одинаково ли содержание граничных условий, характеризующих нестационарную теплопроводность твердого тела и конвективный теплообмен? (Да, нет.)
10. Могут ли совпадать по толщине гидродинамический и тепловой пограничные слои? (Да, нет.)
11. Существуют ли условия, при которых законы движения и теплоотдачи для несжимаемой жидкости применимы и к газам? (Да, нет.)
12. Упрощается ли уравнение сплошности в случае «безградиентного течения» в пограничном слое? (Да, нет.)

Ответы.

1. Нет, они всегда различны: коэффициент теплопроводности λ выражается в ваттах на метр-кельвин ($Вт/(м \cdot К)$), а коэффициент теплоотдачи — в ваттах на квадратный метр-кельвин [$Вт/(м^2 \cdot К)$].
2. Нет, он зависит также и от других факторов, например от коэффициента теплопроводности жидкости.
3. Нет, они всегда различны: коэффициент динамической вязкости λ выражают в паскаль-секундах ($Па \cdot с$), а коэффициент кинематической вязкости ν — в квадратных метрах на секунду ($м^2/с$).
4. Да, поскольку обе системы единиц предусматривают измерение кинематического коэффициента вязкости в квадратных метрах на секунду ($м^2/с$).
5. Нет, только для газов в состоянии, близком к идеальному. Для других газов и жидкостей следует пользоваться таблицами или учебными объемам, или коэффициент объема расширения, в зависимости от температуры.
6. Да, особенно если велик перепад температур в пограничном слое и мала скорость вынужденного движения.

7. Да, см. § 4-3 [1, с. 130—138].
8. Да, сравни § 3-2 и 4-3.
9. Нет, в граничных условиях для процесса конвективного теплообмена дополнительно указывают скорость жидкости на границе системы.
10. Да, в некоторых случаях толщинны гидродинамического и теплового пограничных слоев могут совпадать, особенно если $Pr=1$.
11. Да, таким условием является малая скорость газа по сравнению со скоростью звука (обычно до 0,25 М).
12. Нет, уравнение сплошности не упрощается. Упрощается только уравнение движения (сравни формулы (4-23) ÷ (4-25) с формулами (4-28) и (4-29) [1, с. 140, 141]).

Тема 5. Основы метода подобия и моделирования

Программа.

Значение теории подобия. Приведение уравнений конвективного теплообмена к безразмерному виду. Числа подобия. Общие условия подобия физических процессов. Определяющие числа подобия — критерии. Свойства подобных процессов. Методы анализа размерностей. Сущность моделирования. Условия подобия процессов в образце и модели. Физически однородное и неоднородное моделирование. Приближенное моделирование.

Литература: [1, гл. 5, с. 149—168].

Методические указания.

Следует проанализировать последовательность приведения математической формулировки краевой задачи к системе безразмерных уравнений, отметить преобразованные независимых, зависимых и постоянных величин в соответствующие безразмерные — независимые, зависимые и постоянные величины. Надо обратить внимание на то, что в безразмерные величины (Gr , Eu , θ) входят не температуры или давления, а разности температур или давлений.

Следует различать определение подобия как описание всех признаков подобия и условия подобия как описание минимума признаков, достаточных для выполнения всех остальных признаков подобия.

Определением подобия является формула (5-26) [1, с. 161], согласно которой, если процессы подобны, то подобны формы их граници (геометрическое подобие), поля скоростей и давлений (гидродинамическое подобие), поля температур и плотностей тепловых потоков (тепловое подобие). Условием подобия является теорема Кирпичева — Гухмана [1, с. 158, пп. 1, 2, 3].

Ограничения, накладываемые на произвольный выбор констант подобия и формулировку П-теоремы [1, с. 162, 165], следует рассматривать как важнейшие следствия физического подобия.

При изучении вопроса о моделировании процессов необходимо обратить внимание, с одной стороны, на трудности, связанные с влиянием температуры на величину физических параметров, а с другой — на явление автостабилизации, позволяющее существенно упростить процесс моделирования.

1. Совпадают ли по форме безразмерные комплексы, выражающие число Био и число Нуссельта? (Да, нет.)
2. Совпадают ли по содержанию безразмерные комплексы, выражающие число Био и число Нуссельта? (Да, нет.)
3. Содержится ли однородная (одноименная) физическая величина в комплексах, выражающих числа Нуссельта, Пекле, Рейнольдса и Грасгофа? (Да, нет.)
4. Содержится ли однородная (одноименная) физическая величина в числителе комплексов, выражающих числа Эйлера и Прандтля? (Да, нет.)
5. Относятся ли явления свободной конвекции в большом объеме и вынужденной конвекции к одному классу физических явлений? (Да, нет.)
6. Удовлетворяют ли процессы теплообмена при ламинарном и при турбулентном движении жидкости первому из условий подобия (первому условию теоремы Кирпичева — Гухмана)? (Да, нет.)
7. Является ли необходимым условием подобия процессов конвективного теплообмена равенство числовых значений, характеризующих условия однозначности? (Да, нет.)
8. Должны ли быть одинаковыми численные значения коэффициентов теплоотдачи вследствие того, что два различных процесса теплоотдачи удовлетворяют всем трем условиям однозначности? (Да, нет.)
9. В ряду безразмерных величин θ , W , Nu , Eu , Re , Pr , Pe , Gr (нет.)
10. Содержится ли в этом же ряду зависимые переменные? (Да, нет.)
11. В случае, когда подобие двух процессов достигнуто, могут ли отличаться численные значения физических величин в сходственных точках? (Да, нет.)
12. В случае, когда подобие двух процессов достигнуто, совпадают ли зависящие безразмерные величины в сходственных точках? (Да, нет.)

Ответы. $Bi = \frac{\alpha l}{\lambda}$ и $Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$.

1. Да.
2. Нет, в числе Био α и λ являются характеристиками разных сред (пограничного слоя и твердого тела), а в числе Nu α и λ характеризуют одну и ту же среду — пограничный слой.
3. Да, такой величиной является l_0 — геометрический размер.
4. Нет, см. формулы (5-18) и (5-20) [1, с. 155].
5. Нет, при конвекции в большом объеме пренебрежимо мал градиент давления ∇p (см. уравнение (4-17) Навье — Стокса [1]), а при вынужденной конвекции пренебрежимо мала сила тяжести ρg по сравнению с вязостными и инерционными силами. Поэтому из уравнения движения (4-17) исключаются разные слагаемые при опускании каждого из двух явлений и, следовательно, эти явления относятся и к разным классам.
6. Нет, для турбулентного течения перенос количества движения поперек пограничного слоя существует, а для ламинарного течения

он отсутствует. Поэтому уравнение теплопереноса (4-2) [1, с. 140] в направлении поперек ламинарного движения упрощается, теряя последнее слагаемое $ρωi$. А различие в форме записи любого уравнения из системы дифференциальных уравнений конвективного теплообмена нарушает первое условие подобия теоремы Кирпичева — Гухмана.

7. Нет, необходимо подобие условий однозначности, а числовые значения, характеризующие их, могут быть различными.

8. Нет, при выполнении условий подобия процессов теплоотдачи должны стать равными зависимые переменные, в частности Nu . А значения α при равенстве Nu могут отличаться.

9. Нет, независимые переменные (безразмерные координаты пространства и времени — X, Y, T) здесь не содержатся.

10. Да, $Nu, Eи, \theta, \psi$ являются зависимыми переменными.

11. Да, одинаковыми должны быть лишь значения критериев подобия, а значения физических величин могут быть при этом разными.

12. Да, все существенные безразмерные величины — постоянные и зависимые — совпадают в сходственных точках.

Тема 6. Основные вопросы методологии эксперимента

Программа.

Осреднение коэффициентов теплоотдачи. Осреднение температуры жидкости по сечению и длине канала. Осреднение частного температурного напора по длине канала. Выбор определяющих размеров и температур. Обобщение опытных данных. Получение эмпирических уравнений.

Литература: [1, гл. 6, с. 168—179].

Методические указания.

В связи с неопределенностью формулы Ньютона — Рихмана в отношении того, что принимать за $t_{ж}$, возникает необходимость в дополнительном указании, какой из возможных вариантов задания $t_{ж}$ выбран в каждом конкретном исследовании. Следует иметь в виду, что в зависимости от выбора $t_{ж}$ как определяющей температуры зависит и величина коэффициента теплоотдачи.

При изучении темы следует освоить такие понятия, как среднелогарифмический и местный температурный напоры, определяющий размер и определяющая температура.

Вопросы для самопроверки.

1. Верно ли, что величина коэффициента теплоотдачи α представлена в таблицах теплофизических свойств веществ наряду с λ , ρ и другими величинами? (Да, нет.)
2. Могут ли быть одинаковыми значения среднелогарифмического (по поверхности) коэффициента теплоотдачи и среднего коэффициента теплоотдачи, полученного делением теплового потока на среднелогарифмический (по поверхности) перепад температур в пограничном слое? (Да, нет.)
3. Может ли среднелогарифмический температурный напор превышать все местные температурные напоры на участке осреднения? (Да, нет.)

4. Верно ли, что в качестве определяющего размера может быть взят любой линейный размер, введенный в состав условий однозначности? (Да, нет.)
5. Верно ли, что в качестве определяющей температуры может быть взята любая температура, введенная в условия однозначности? (Да, нет.)

Ответы.

1. Нет, α , как правило, вычисляется, например, по безразмерным формулам.

2. Да, в случае, если перепад температуры в пограничном слое поддерживается одинаковым по всей теплообменной поверхности. Действительно, в этом случае

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{F} \int \alpha dF = \frac{Q}{F \Delta t} \quad \text{и} \quad \bar{\alpha} = \frac{Q}{\int \alpha dF} = \frac{Q}{F \Delta t}$$

3. Нет, часть местных температурных напоров всегда больше среднелогарифмического.

4. Да, любой, однако обычно выбирают наиболее типичный размер.

5. Нет, выбор определяющей температуры обусловлен зависимостью физических свойств жидкости от температуры. Поэтому выбранная температура должна оптимально соответствовать температурам в пределах пограничного слоя.

Тема 7. Теплоотдача при вынужденном продольном омывании плоской поверхности

Программа.

Некоторые сведения о характере вынужденного и неизотермического течения вдоль плоской поверхности; гидродинамический и тепловой пограничные слои и методы их расчета. Факторы, влияющие на режим течения в пограничном слое. Соотношение толщин гидродинамического и теплового пограничных слоев. Влияние переменности физических параметров и температуры поверхности на теплоотдачу. Расчет теплоотдачи при одновременном наличии ламинарного и турбулентного пограничных слоев.

Литература: [1, гл. 7, с. 179—200].

Методические указания.

Выбор плоской поверхности теплообмена в качестве первого объекта для изучения процесса теплообмена обусловлен тем, что аналитическое описание явлений в пограничном слое вблизи плоской поверхности более простое, чем вблизи поверхности криволинейной формы. В частности, при ламинарном течении удается определить соотношение между толщинами теплового и гидродинамического слоев, зависящие только от числа Pr , формула (7-8) [1, с. 184], а также построить без помощи опытов безразмерное уравнение теплообмена (7-11) [1, с. 185], включая и числовые коэффициенты уравнения.

Следует убедиться, что эта формула определяет не среднее, а локальное значение коэффициента теплоотдачи и что определяющим размером в числах подобия является расстояние x от начала пластины до заданного участка пограничного слоя.

Необходимо отметить роль множителя $(Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}$, учитывающего переменность физических свойств жидкости в пограничном слое.

При анализе среднего по длине x значения коэффициента теплоотдачи [1, с. 189] следует различать два типичных случая теплообмена: $t_0 = \text{const}$ и $q_0 = \text{const}$. Показатель степени m при x в первом случае, естественно, равен нулю, во втором 0,5, что следует из выражений (д) и (7-12) [1, с. 185].

При изучении турбулентного течения необходимо обратить внимание на роль вязкого подслоя, а также отметить появление новых критериев: $Re_{кр1}$; $Re_{кр2}$; Tu , $Pr_{т}$, St , особенно последнего, который не зависит от линейного размера.

При выводе формулы (7-28) [1, с. 196] полезно иметь в виду, что в учебнике опущено промежуточное вычисление

$$\frac{\lambda}{\rho\nu} = \frac{\lambda}{\rho a} \cdot \frac{a}{\nu} = \frac{\lambda}{\rho a} = c_p,$$

поскольку было принято, что $Pr = \nu/a = 1$.

Вопросы для самопроверки.

1. Верно ли, что толщина ламинарного гидродинамического пограничного слоя возрастает линейно с расстоянием от переднего края пластины? (Да, нет.)
2. Зависит ли отношение толщин теплового и гидродинамического пограничных слоев при ламинарном движении от физических свойств жидкости? (Да, нет.)
3. Верно ли, что зависимость числа подобия Nu_x и Nu_L в одинаковой степени зависят от x^2 (Да, нет.)
4. Может ли величина поправочного множителя $(Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}$ на изменение температуры по толщине пограничного слоя зависеть от величины и направления теплового потока через слой? (Да, нет.)
5. Зависит ли величина $Re_{кр1}$ или $Re_{кр2}$ от степени турбулентности Tu набегающего потока? (Да, нет.)
6. Зависит ли толщина вязкого подслоя при турбулентном течении от кинематического коэффициента вязкости? (Да, нет.)
7. Выявляется ли однородной структура турбулентного пограничного слоя за пределом вязкого подслоя? (Да, нет.)
8. Включен ли в состав числа Стантона определяющий размер? (Да, нет.)
9. Зависит ли величина числа Стантона при турбулентном течении вдоль пластины от физических свойств жидкости? (Да, нет.)
10. Верно ли, что $Nu_{ж,x}$ при турбулентном течении вдоль пластины тем больше, чем выше скорость обтекания? (Да, нет.)
11. Выявляются ли коэффициенты теплоотдачи, вычисляемые по теоретической формуле (7-39) [1, с. 199], средними значениями коэффициента теплоотдачи по длине пластины x^2 (Да, нет.)
12. Верно ли, что при наличии на передней части пластины ламинарного пограничного слоя формула (7-39) [1, с. 199] дает значения локальные значения коэффициента теплоотдачи? (Да, нет.)

Ответы.

1. Нет, см. формулы (7-6) и (7-7) [1, с. 183].
2. Да, зависит от Pr согласно формуле (7-8) [1, с. 184].
3. Нет, согласно критериальным формулам (7-11) и (7-12) [1, с. 185].

$$Nu_x \sim \sqrt{Re} \sim \sqrt{x}, \quad \text{а} \quad Nu_L \sim X^{-0,5} \sim \sqrt{1/x},$$

т. е. в первом случае Nu_x возрастает, а во втором Nu_x падает.

4. Да, если число Прандтля зависит от температуры.
5. Да, согласно рис. 7-7 [1, с. 191].
6. Да, $\delta_{т}$ пропорциональна ν согласно опытным данным рис. 7-8 и формуле (7-24) [1, с. 194].
7. Нет, она неоднородна и включает в себя две области — внешнюю и пристенную (см. рис. 7-9 [1, с. 195]).
8. Нет, см. формулу (7-35) [1, с. 197].
9. Да, от числа Прандтля, см. формулу (7-37) [1, с. 197].
10. Да, из формулы (7-39) [1, с. 199] следует, что

$$Nu_{ж,x} \sim Re^{0,8} \sim \omega^{0,8}.$$

11. Нет, только локальными значениями. Среднее же значение предостит еще вычислить по формуле $\bar{a} = 1,25a_x = l$.
12. Да, как это видно из рис. 7-13 [1, с. 199].

Тема 8. Теплоотдача при вынужденном движении жидкости в трубах и при поперечном омывании труб

Программа.

Особенности течения и теплообмена в трубах. Участки гидродинамической и тепловой стабилизации. Стабилизированное течение. Вязкостный и вязкостно-равновесный режимы течения. Методы расчета теплоотдачи при стабилизированном течении в трубах. Теплоотдача при ламинарном и турбулентном режимах течения жидкости в гладких трубах круглого поперечного сечения. Расчетные уравнения. Переходный режим. Теплоотдача при течении жидкости в трубах некруглого поперечного сечения и в изогнутых и шероватых трубах.

Теплоотдача при вынужденном поперечном омывании труб и пучков труб. Режимы течения в пограничном слое при поперечном омывании цилиндра и их связь с теплоотдачей. Влияние отрыва пограничного слоя. Характер изменения теплоотдачи по окружности цилиндра при различных условиях омывания. Средняя (по окружности трубы) теплоотдача. Расчетные уравнения. Влияние степени турбулентности набегающего потока и угла атаки.

Основные типы пучков труб. Ламинарное и турбулентное течение жидкости в пучках. Ламинарный, смешанный и турбулентный режимы омывания. Изменение теплоотдачи по окружности труб пучка. Изменение средней по окружности труб теплоотдачи в зависимости от номера ряда. Влияние степени турбулентности набегающего потока. Влияние величины относительных шагов. Расчетные уравнения. Сравнение теплоотдачи шахматных и коридорных пучков. Влияние угла атаки.

Методические указания.

В теме рассматриваются три вида вынужденного движения жидкости: внутри трубы, поперек трубы и поперек пучка труб. В каждом из видов изучается ламинарный и турбулентный режимы течения. Кроме того, при ламинарном режиме различают две его разновидности — вязкостный и вязкостно-гравитационный режимы. При анализе всех видов движения следует различать также теплообмен в пределах начального теплового участка, или участка термической стабилизации, и теплообмен стабилизированный. В связи с переменностью коэффициента теплоотдачи в пределах этих участков следует отметить особенность обозначения местных (α , q , Nu , $Nu_{ж}$, $Nu_{ж}(x)$, Re , $Re_{ж}$, $Re_{ж}(x)$, $Pr_{ж}$, $Pr_{ж}(x)$) и средних по длине ($\bar{\alpha}$, \bar{q} , \bar{Nu} , $\bar{Nu}_{ж}$, $\bar{Nu}_{ж}(x)$, \bar{Re} , $\bar{Re}_{ж}$, $\bar{Pr}_{ж}$) характеристик теплообмена. Следует также иметь в виду возможное различие в температурах отнесения $(t_c \text{ и } \bar{t}_c, t_{ж} \text{ и } \bar{t}_{ж}, t_c - \frac{1}{2}\Delta t_r,$

$t_0, \frac{1}{2}(t_0 + t_c) \text{ и } t_{ж}(x))$ и уметь вычислять каждую из этих температур. Наконец в отношении безразмерных формул полезно отметить два основных способа их получения — аналитический, основанный на законах сохранения и на гипотезах о распределении скоростей и температур в жидкости, и полумпирический, в котором числовые значения коэффициентов и показателей степени, входящих в формулу, получены из опыта.

Вопросы для самопроверки.

1. Динаковы ли значения местного и среднего коэффициентов теплоотдачи на участке термической стабилизации? (Да, нет.)
2. Динаковы ли значения местного и среднего коэффициентов теплоотдачи за пределами участка термической стабилизации? (Да, нет.)
3. Возможны ли при тении жидкости в трубе условия теплообмена, при которых значение числа Nu приближается к постоянной величине 4,36, не зависящей от критерия подобия? (Да, нет.)
4. Применима ли известная расчетная формула
$$Nu_{ж,d} = 0,021 Re_{ж,d}^{0,8} Pr_{ж,d}^{0,43} (Pr_{ж,d}/Pr_c)^{0,25}$$

только для турбулентного режима течения? (Да, нет.)

5. Динаковы ли показатели степени при Re у расчетной формулы (см. вопрос 4) для среднего α и у аналогичной расчетной формулы для местного α ?

6. Верно ли, что изменение скорости течения влияет на изменение теплоотдачи при ламинарном режиме в большей степени, чем при турбулентном? (Да, нет.)

7. Динаковы ли критерии подобия включены в формулы для вязкостного и вязкостно-гравитационного режимов течения? (Да, нет.)

8. Допускается ли применение безразмерных формул, соответствующих течению в круглых трубах, для расчета теплоотдачи при тении в трубах некруглого поперечного сечения? (Да, нет.)

9. Допускается ли применение критерияльных формул, соответствующих течению в круглых трубах, для расчета теплоотдачи при поперечном омывании труб? (Да, нет.)

10. Динаковы ли местные коэффициенты теплоотдачи по окружности трубы при поперечном ее омывании жидкостью? (Да, нет.)
11. Зависит ли коэффициент теплоотдачи при поперечном омывании трубы от угла атаки? (Да, нет.)
12. Верно ли, что первый по ходу жидкости ряд труб в пучке имеет более высокий коэффициент теплоотдачи, чем последующие ряды? (Да, нет.)

Ответы.

1. Нет, см. рис. 8-5 [1, с. 203].
2. Да, см. рис. 8-5 [1, с. 203].
3. Да, [1, с. 211].
4. Да, [1, с. 215].
5. Да, сравни формулы (8-11) и (8-12) [1, с. 215].
6. Нет, [1, с. 216], см. последний абзац [1, с. 216], а также сравни формулы (8-4) и (8-11).
7. Нет, сравни формулы (8-4) и (8-6) [1, с. 211, 213]: при вязкостно-гравитационном режиме в критерияльную формулу включено число Грасгофа, а при вязкостном режиме его нет.
8. Да, с помощью введения эквивалентного диаметра и при отграничениях, изложенных в [1, с. 218].
9. Нет, сравни безразмерные формулы в [1, гл. 8 и 9]. Все формулы отличаются или коэффициентами, или показателями степени, хотя некоторое сходство формул и имеет место, например формулы для турбулентного течения: (8-11) [1, с. 215] для течения внутри трубы, (9-3) [1, с. 224] для поперечного омывания одной трубы и (9-6) [1, с. 230] для поперечного омывания пучка труб.
10. Нет, см. [1, с. 224, рис. 9-5].
11. Да, см. [1, с. 230, рис. 9-10].
12. Нет, как раз наоборот, как это следует из рис. 9-9 [1, с. 230].

Тема 9. Теплоотдача при свободном движении жидкости

Программа.

Факторы, обуславливающие свободное движение. Распределение температур и скоростей. Характер движения жидкости вдоль вертикальной стенки, вблизи горизонтальных труб и пластины. Результаты георетического расчета теплоотдачи при естественной конвекции. Экспериментальные исследования. Расчетные уравнения. Свободная конвекция при переменном ускорении массовых сил. Методика расчета теплоотдачи при естественной конвекции в ограниченном пространстве.

Литература: [1, гл. 10, с. 231—262].

Методические указания.

При изучении темы необходимо освоить классификацию процессов теплоотдачи при свободном движении жидкости. Различают свободную конвекцию в большом объеме и в ограниченном пространстве. В первом случае различают теплоотдачу вблизи вертикальной пластины (при ламинарном, переходном или турбулентном режимах) и вблизи горизонтальной трубы, а также пленочный режим. Во втором случае рассматривают теплообмен в горизонтальных и верти-

кальных телах, в шаровых и горизонтальных цилиндрических про-
слойках. Следует уметь осуществлять выбор критерияльной формулы
для каждого случая, уметь пользоваться каждой формулой для
расчета коэффициента теплоотдачи,

Вопросы для самопроверки

1. Включается ли в состав числа Рейля Ра Число Грасгофа Gr? (Да, нет.)
2. Подобны ли по форме уравнения и графики распределения для температуры и для скорости в пограничном слое при свободном ламинарном движении вдоль вертикальной пластины в неограниченном объеме? (Да, нет.)
3. Верно ли, что средний по высоте x коэффициент теплоотдачи при свободной конвекции больше местного на высоте x при ламинарном движении вдоль вертикальной пластины в неограниченном объеме? (Да, нет.)
4. Верно ли, что коэффициент теплоотдачи при свободном ламинарном движении возле вертикальной стенки в неограниченном объеме больше в случае $Gr = const$ и меньше в случае $Gr = const$? (Да, нет.)
5. Зависит ли местный коэффициент теплоотдачи при турбулентном движении возле вертикальной стенки в неограниченном объеме от высоты участка стенки? (Да, нет.)
6. Известен ли при свободной конвекции режим теплообмена с постоянным значением числа Nusselt? (Да, нет.)

Ответы.

1. Да, $Ra = Gr \cdot Pr$.
2. Нет, уравнение (10-1) имеет вторую степень, а (10-5) — четвертую степень [1], что отражает принципиальное различие в форме поля температур и поля скоростей, представленные на рис. 10-2 [1, с. 234].
3. Да, $\alpha = \frac{4}{3} \alpha_{x=1}$ согласно пояснениям к расчетной формуле (10-11) [1, с. 235]. Среднее значение больше потому, что локальные значения убывают по высоте x .
4. Да, согласно рис. 10-3 [1, с. 236].
5. Нет, согласно формуле (10-15) [1, с. 237] и пояснениям к ней.
6. Да, пленочный режим, для которого $Nu_{gr} = 0,5$.

Тема 10. Отдельные задачи конвективного теплообмена в однородной среде

Программа.

Теплоотдача при движении жидкометаллических теплоносителей.
Физические свойства жидкометаллических теплоносителей, существенные для процессов течения и теплоотдачи. Соотношения молекулярного и молярного переноса теплоты. Результаты теоретических и экспериментальных исследований. Влияние продольного потока теплоты. Расчет теплоотдачи.
Теплоотдача при наличии в жидкости внутренних источников теплоты.

Распределение температуры, условия течения и расчет теплоотдачи.

Литература: [1, гл. 11, § 11-1, 11-3, с. 242—247, 248—255].

Методические указания.

Изучению подлежат две подтемы: теплоотдача жидких металлов и теплоотдача при течениях газа с большой скоростью.

При освоении первой подтемы следует выделить основные параметры жидких металлов перед газами или водой в качестве теплоносителей, а также специфичность их теплофизических свойств (низкое значение числа Pr) и, как следствие, особенность температурных полей (существенное удлинение пограничного слоя). Следует обратить внимание на значение контактного термического сопротивления, ухудшающего процесс теплоотдачи по сравнению с данными, предсказываемыми теорией.

Необходимо отметить сходство уравнений, описывающих теплоотдачу при ламинарном движении в трубах в случае как больших, так и малых чисел Прандтля, а именно: постоянство числа Нуссельта при стабилизированном течении. В остальных режимах течения и условиях омывания поверхностей уравнения для расчета теплоотдачи жидких металлов специфичны.

При освоении второй подтемы — теплопередачи при течениях газа с большой скоростью — нужно усвоить новые понятия, такие, как температура адiabатического торможения T_0 и адiabатная температура стенки $T_{a.c.}$, имея в виду при этом, что последняя изменяется от T_0 до T_0 в зависимости от условий торможения, определяемых коэффициентом восстановления температуры r . Если T_0 легко вычислить теоретически (например, по формуле (1-15) [1, с. 249]), то для определения T_0 нужно знать еще и величину r .

Важно понять связь между графиком рис. 11-8 [1, с. 253] и принятым для него изменением формулы Ньютона — Рихмана [1, с. 254]. При анализе безразмерных уравнений [1, с. 254 и 255] следует в связи с этим отметить использование новой температуры отнесения T_0 , указать, что обозначение температуры отнесения T_0 здесь эквивалентно ранее принятому обозначению $T_{ж.}$.

Вопросы для самопроверки.

1. Верно ли, что число Прандтля жидких металлов существенно ниже, чем для газов и водды? (Да, нет.)
2. Верно ли, что при турбулентном течении жидких металлов теплоотдача при $Gr = const$ выше, чем при $Gr = const$? (Да, нет.)
3. Учитывает ли расчетная формула для теплоотдачи жидких металлов $Nu_{ж,д} = (3,3 + 0,014 Re_{ж,д}^{0,8}) \epsilon_l$ поправки от термического сопротивления на границе «стенка — жидкость»? (Да, нет.)
4. Верно ли, что на участке термической стабилизации в формуле приведенной выше (см. вопрос 3), величина $\epsilon_l > 1$? (Да, нет.)
5. Движется ли процесс торможения газа в струе изобарным? (Да, нет.)
6. Может ли процесс торможения газа в струе быть адiabатным? (Да, нет.)
7. Повышается ли температура газа в струе на участке адiabатного торможения? (Да, нет.)

8. Верно ли, что энthalпия 1 кг газа и 1 кг воды повышаются одинаково при одинаковом торможении? (Да, нет.)
9. Верно ли, что температура газа и воды повышается одинаково при одинаковом торможении? (Да, нет.)
10. Возрастает ли температура торможения газа при увеличении числа Маха? (Да, нет.)
11. Может ли адiabатная температура $T_{a.c}$ (например, термометра) превышать температуру адiabатного торможения T_0 ? (Да, нет.)
12. Верно ли, что коэффициент восстановления температуры при турбулентном омывании пластины выше, чем при ламинарном? (Да, нет.)

Ответы.

1. Да, за счет резкого увеличения коэффициента теплопроводности, входящего в число
$$Pr = \frac{\nu}{\mu c_p} = \frac{\lambda}{\mu c_p}$$
.
2. Да, сравни формулы (11-1) и (11-2) [1, с. 243].
3. Да, согласно условиям эксперимента, описанным в комментариях к формуле (11-4) [1, с. 244].
4. Да, согласно теории пограничного слоя (см. [1, гл. 7, с. 179—199]) и в соответствии с комментариями к формуле (11-4) [1, с. 244].
5. Нет, при торможении давление в струе повышается.
6. Да, если теплоотвод пренебрежимо мал по сравнению с тепловой кинетической энергии (например, при резком торможении).
7. Да, все газы при адiabатном сжатии повышают свою температуру.
8. Да, но в обоих случаях на величину $\omega^2/2$.
9. Нет, теплоемкость 1 кг воды в $\sim 10^3$ раз больше теплоемкости 1 кг газа, поэтому при одинаковых приростах энthalпии температура воды увеличивается в $\sim 10^3$ раз меньше, чем газа, как это следует из формулы (11-13) [1, с. 249].
10. Да, T_0 возрастает, согласно формуле (11-15) [1, с. 249].
11. Нет, это невозможно, температура адiabатного торможения T_0 является верхним пределом для адiabатной температуры $T_{a.c}$.
12. Да, для газов число $Pr < 1$, поэтому $\sqrt[3]{Pr} > \sqrt[4]{Pr}$. Следовательно, согласно формулам (11-21) и (11-22) [1, с. 252] $\tau_a > \tau_n$.

Тема 11. Теплообмен при конденсации чистого пара

Программа.

Условия возникновения конденсации пара. Пленочная и капельная конденсации. Коэффициент конденсации. Термическое сопротивление фазового перехода. Конденсация сухого насыщенного пара на вертикальных стенках; ламинарное и турбулентное течение пленки; теоретический расчет теплоотдачи при ламинарном течении пленки; поправка на волновое движение пленки; расчет средней теплоотдачи при наличии на поверхности ламинарной и турбулентной пленки. Конденсация пара внутри труб.

Конденсация сухого насыщенного пара на горизонтальных трубах и пучках труб; результаты теоретического расчета теплоотдачи для одиночной трубы; характер обтекания конденсатом пучков труб, из-

мерение теплоотдачи по рядам, влияние скорости пара и уровня чистоты пара. Расчет теплоотдачи при капельной конденсации пара. Пучки труб. Теплоотдача при конденсации пара на коэффициент теплоотдачи. Влажные перегрева и влажности пара на коэффициент теплоотдачи. Особенности теплоотдачи при конденсации паров металлов.

Литература: [1, гл. 12, с. 263—293].

Методические указания.

Следует представлять себе общую классификацию процессов: в объеме или на поверхности, пленочную или капельную, при неподвижном или движущемся паре, при паре насыщенном, влажном или перегретом. В случае пленочной конденсации различают режимы стекания пленки ламинарный и смешанный, т. е. ламинарный, сосуществующий с турбулентным. В случае капельной конденсации различают режимы с малым и большим температурными напорами. Следует различать две составляющие термического сопротивления: тепловому потоку при конденсации — сопротивление пленки конденсата на поверхности стенки и термическое сопротивление на границе раздела фаз (в кнуденовском слое). Последнее определяется коэффициентом конденсации K и проявляется при малых давлениях ($p < 10^4$ Па), см. рис. 12-3 [1, с. 266].

При изучении темы следует обратить внимание на особенность интерпретации числа Рей для пленки конденсата согласно формуле (12-8) [1, с. 268], на различие в определяющих размерах чисел Рейнольдса для пленки и для пара (с. 283), на то существенное обстоятельство, что число Рейнольдса пленки становится зависимым, т. е. определяемым числом подобия, содержащим в себе величину α , определяемым числом подобия, в качестве независимых критериев ряда а также на уподобление — Z , G_a , Ar . Изучение подтем пленочного и капельного видов конденсации следует завершить анализом диаграмм [1, рис. 12-8, с. 278 и рис. 12-14, с. 291], удобных для многих практических расчетов.

Вопросы для самопроверки.

1. Может ли коэффициент конденсации принимать значение более единицы? (Да, нет.)
2. Верно ли, что рост коэффициента конденсации характеризуется снижением скачка температур в кнуденовском слое? (Да, нет.)
3. Верно ли, что увеличение скачка температур в кнуденовском слое связано с увеличением термического сопротивления на границе раздела фаз при конденсации пара? (Да, нет.)
4. Может ли увеличение термического сопротивления на границе раздела фаз сопровождаться уменьшением общего термического сопротивления теплового потока при конденсации? (Да, нет.)
5. Верно ли, что при обозначении критического числа Рейнольдса характеризирующего переход от ламинарного к турбулентному режиму течения, определяющим размером служит высота x участка стекающей пленки? (Да, нет.)
6. Входит ли в состав числа Рейнольдса для пленки конденсата коэффициент теплоотдачи при конденсации? (Да, нет.)
7. Зависит ли коэффициент теплоотдачи при ламинарном режиме конденсации от температурного напора? (Да, нет.)
8. При увеличении температурного напора вдвое и при сохране-

нии ламинарного режима конденсации может ли плотность потока теплоотдачи увеличиться вдвое? (Да, нет.)

9. Верно ли, что поправочный множитель на волновое движение при пленочном ламинарном режиме конденсации больше единицы при $Re=200$? (Да, нет.)

10. Может ли средний коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации неподвижного пара на вертикальной поверхности уменьшаться при увеличении температурного напора Δt и при сохранении постоянного размера участка конденсации? (Да, нет.)

11. Может ли средний коэффициент теплоотдачи при капельной конденсации водяного пара уменьшаться при увеличении температурного напора? (Да, нет.)

12. Верно ли, что коэффициент теплоотдачи при капельной конденсации водяного пара больше, чем при пленочной конденсации этого же пара? (Да, нет.)

Ответы.

1. Нет, $0 \leq K \leq 1$ [1, с. 265, 266].

2. Да, см. рис. 12-3 [1, с. 266].

3. Да, согласно формуле (12-4) [1, с. 266].

4. Да, если при этом уменьшится толщина пленки конденсата и ее термическое сопротивление.

5. Нет, определяющим размером служит не x , а местная толщина пленки δ .

6. Да, средний по высоте x пленки коэффициент теплоотдачи (см. формулу (12-8) [1, с. 268].

7. Да, согласно формуле Нуссельта (12-13) [1, с. 272] и, строго говоря, вопреки закону Ньютона — Рихмана, α пропорционально $\Delta t^{-1/4}$.

8. Нет, согласно формуле Нуссельта (12-13) [1, с. 272] и закону Ньютона — Рихмана:

$$q = \alpha \Delta t \sim \Delta t^{-1/4} \cdot \Delta t = \Delta t^{3/4}.$$

Поэтому $q''/q' = (\Delta t''/\Delta t')^{3/4} = 2^{3/4} \approx 1,68$, т. е. увеличение меньше чем вдвое.

9. Да, $Re_{0,04} = 2000^{0,04} \approx 1,24$, т. е. больше единицы.

10. Да, см. формулу (12-19) и номограмму на рис. 12-8 [1, с. 276, 278] при значениях $k\Delta t < 2$. Здесь $\left(\frac{\Delta \alpha}{\Delta t}\right) < 0$.

11. Да, согласно формуле (12-42) и номограмме на рис. 12-14 [1, с. 288, 291] участок кривых при $\Delta t > 10^\circ C$ имеет отрицательный наклон.

12. Да, сравни значения $\bar{\alpha}$ на номограммах рис. 12-14 и рис. 12-8 [1, с. 291 и 278].

Тема 12. Теплообмен при кипении однокомпонентных жидкостей

Программа.

Условия возникновения кипения. Механизм кипения жидкости, перегрев жидкости и наличие центров парообразования, как условия возникновения паровой фазы; образование пузырей пара. Влияние смачиваемости стенки жидкости, краевой угол.

Рост, отрыв и движение пузырей. Число действующих центров парообразования. Характер образования паровой фазы. Вязкий характер образования пузырей, изменение диаметра пузырей во времени. Отрывной диаметр. Теплообмен при пузырьчатом кипении между стенкой и жидкой фазой, между жидкой и паровой фазами. Условия возникновения пленочного кипения.

Зависимость коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока от температурного напора при кипении в большом объеме для области пузырьчатого кипения. Пленочный режим. Первая и вторая критические плотности теплового потока. Изменение теплоотдачи и температуры стенки при пленочном режиме.

Зависимость коэффициента теплоотдачи от давления, физических свойств жидкости, состояния поверхности и других факторов при кипении в большом объеме. Метод обобщения опытных данных по теплообмену при пузырьчатом кипении, основные идеи метода. Система критериев подобия. Обобщенные и частные эмпирические зависимости для коэффициента теплоотдачи.

Теплообмен при кипении жидкости в трубах: характер движения парожидкостной смеси в горизонтальных и вертикальных трубах; развитие процесса кипения по длине трубы; зависимость теплоотдачи от скорости циркуляции, объема паросодержания и плотности теплового потока. Расчет теплоотдачи в трубах.

Теплоотдача при кипении жидкости, не догретой до температуры насыщения; распределение температуры жидкости в поперечном сечении канала, протекающие процессы; зависимость теплоотдачи при кипении недогретой жидкости от различных факторов; расчетные уравнения.

Зависимость первой и второй критических плотностей теплового потока от различных факторов. Расчет критических тепловых нагрузок. Механизм пленочного кипения. Расчет теплоотдачи при пленочном кипении жидкости. Особенности теплообмена при кипении жидких металлов.

Литература: [1, гл. 13, с. 293—328].

Методические указания.

Различают кипение на поверхности и в объеме жидкости, пузырьковое и пленочное, в перегретой и недогретой жидкости, в неограниченном объеме и внутри труб, при регулируемой заданной плотности теплового потока q_c и при регулируемой заданной температуре стенки t_c , при свободной и при вынужденной конвекции. Пленочные режимы кипения различают по характеру движения паровой пленки — ламинарному или турбулентному. При кипении струи в вертикальной трубе различают несколько режимов: режим подгретого, поверхностного кипения, эмульсионного, пробкового, стержневого кипения и режим подсыхания.

Для каждого элемента этой сложной классификации процессов кипения необходимо изучить методику определения коэффициентов теплоотдачи, плотности теплового потока или температуры стенки, иногда температуры перегрева жидкости. Необходимо усвоить также понятия, как критический радиус R_c , удельная поверхностная работа и равноправное с нею понятие поверхностного натяжения σ , прив-

Тема 13. Конвективный тепло- и массообмен в бинарных смесях

Программа.

Основные положения. Диффузия. Плотность диффузионного потока массы. Закон Фика. Коэффициент диффузии. Конвективный массообмен как совокупность молярного и молекулярного переноса вещества. Массоотдача. Плотность потока массы. Диффузионный потенциалный слой. Система дифференциальных уравнений диффузионного неограниченного слоя. Общая форма упрощенных уравнений диффузионного неограниченного слоя. Граничные условия на поверхности раздела фаз. Расчет массоотдачи на основе аналогии с теплоотдачей.

Литература: [1, гл. 14, с. 328—348].

Методические указания.

Процесс диффузии сопровождается двумя явлениями — переносом массы и переносом энергии. Различают диффузию в газообразных, жидких и твердых телах, в двухкомпонентных (бинарных) средах и многокомпонентных средах, массоотдачу через полупроницаемую и полностью проницаемую поверхности, концентрационную диффузию, термо- и бародиффузию. При этом на диффузионный перенос массы часто накладываются также конвективный перенос.

При изучении темы следует отметить формальную аналогичность процессов теплопроводности, вязкости и концентрационной диффузии: подобие законов Фурье, Ньютона и Фика, уравнений энергии, движения и массообмена, полей температуры, скорости и концентрации в пограничном слое, явлений теплоотдачи, трения и массоотдачи.

Необходимо обратить внимание и на особенности диффузионных процессов — появление диффузионного термоэффекта, разнообразие выражений и даже единиц измерения для коэффициентов молекулярной диффузии D , D_v , а также коэффициентов массоотдачи β и дальной диффузии D_v , D_p , а также коэффициентов термодиффузии β_T и бародиффузии друг на друга. При изучении массоотдачи необходимо отметить роль степеня конвективного потока в установившемся стационарном режиме массоотдачи и устойчивого распределения концентрации парогазовых компонентов вблизи поверхности испаряющейся жидкости или сублимирующего твердого тела.

Вопросы для самопроверки.

1. Динаковы ли единицы измерения, используемые для местной концентрации вещества и для плотности вещества? (Да, нет.)
2. Динаковы ли единицы измерения коэффициента молекулярной диффузии и кинематического коэффициента вязкости? (Да, нет.)
3. Динаковы ли единицы измерения коэффициента молекулярной диффузии D для градиента концентрации и коэффициента молекулярной диффузии D_p для градиента парциальных давлений? (Да, нет.)
4. Динаковы ли единицы измерения коэффициента термодиффузии D_T и термодиффузионного отношения K_T ? (Да, нет.)
5. Динаковы ли единицы измерения коэффициента теплоотдачи α и коэффициента массоотдачи β ? (Да, нет.)

денная скорость парообразования, массовое и объемное расходные паросодержания (отличающиеся от массовых и объемных паросодержаний в равновесном влажном паре), первый и второй кризисы кипения и соответствующие им критические тепловые потоки и критические температурные напоры. Необходимо изучить применение ряда новых чисел подобия — Ja , K_2 , K_3 , K_4 , а также особенность построения известных — Nu_{**} , Re_{**} , Re , содержащих специфические величины: l_* — определяющий размер; ω_* — приведенную скорость парообразования; ω — скорость циркуляции.

Вопросы для самопроверки.

1. Верно ли, что увеличение критического радиуса парового пузыря способствует увеличению коэффициента теплоотдачи? (Да, нет.)
2. Верно ли, что удельная поверхностная работа и поверхностное натяжение имеют одинаковые единицы измерения? (Да, нет.)
3. Верно ли, что увеличение краевого угла θ свидетельствует об ухудшении смачиваемости? (Да, нет.)
4. Может ли локальное ухудшение смачиваемости повлечь интенсификацию образования паровых пузырьков? (Да, нет.)
5. Динаковы ли режимы перехода от пузырькового к пленочному режиму кипения в случаях регулируемой температуры стенки и регулируемой плотности теплового потока? (Да, нет.)
6. Можно ли приведенную скорость парообразования измерять в метрах в секунду (м/с)? (Да, нет.)
7. Верно ли, что температура кипящей жидкости выше, чем температура в пузырьке пара? (Да, нет.)
8. Динаковы ли единицы измерения массового и объемного расходных паросодержаний? (Да, нет.)
9. Увеличивается ли первая критическая плотность теплового потока вслед за повышением давления кипящей жидкости? (Да, нет.)

Ответы.

1. Нет, поскольку это затруднит процесс возникновения пузырька и приведет к уменьшению возможных мест для его возникновения, что приведет к перегреву стенки и, следовательно, к уменьшению коэффициента теплоотдачи.
2. Да, эти терминны равноправны и выражают одно понятие. Их единицы измерения ($\text{Дж}/\text{м}^2 = \text{Н}/\text{м}$), естественно, совпадают.
3. Да, см. рис. 13-1 [1, с. 297].
4. Да, если смачиваемость ухудшилась в углублениях, впадинах, являющихся источниками парообразования. Тогда местное увеличение значения θ повлечет согласно формуле (13-5) [1, с. 298] снижение работы L , необходимой для возникновения пузырька, что делает возможным увеличение числа центров парообразования.
5. Нет, во втором случае имеет место скачок температуры стенки согласно рис. 13-5, 6 [1, с. 302].
6. Да, по формуле $\omega_* = q/r_{\text{пл}}$ [1, с. 307] можно.
7. Да, согласно термодинамическому условию возникновения парового пузырька, выраженному формулой (13-3) [1, с. 296].
8. Нет, их единицы измерения — $(\text{кг}/\text{с})$ и $(\text{м}^3/\text{с})$ — отличаются.
9. Да, согласно опытным данным рис. 13-18 [1, с. 319].

6. Содержится ли коэффициент теплоотдачи α в диффузионном числе Нуссельта? (Да, нет.)
7. Содержится ли коэффициент теплопроводности в диффузионном числе Нуссельта? (Да, нет.)
8. Всегда ли плотность потока массы $[\text{кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)]$ в макроскопически неподвижной бинарной смеси определяется законом Фика? (Да, нет.)
9. Могут ли совпадать по направлению градиенты концентрации пара в парогазовой смеси над жидкостью в процессе испарения и в процессе конденсации? (Да, нет.)
10. Всегда ли совпадают по направлению градиент температуры и градиент концентрации пара в парогазовой смеси над жидкостью? (Да, нет.)
11. Может ли процесс испарения в парогазовую смесь усилить теплообмен между жидкостью и парогазовой смесью? (Да, нет.)
12. Может ли процесс испарения в газопаровую смесь увеличить коэффициент конвективной теплоотдачи над поверхностью жидкостной? (Да, нет.)

Ответы.

1. Да, одинаковые — в килограммах на кубический метр ($\text{кг}/\text{м}^3$).
2. Да, одинаковые — квадратный метр на секунду ($\text{м}^2/\text{с}$).
3. Нет, соответственно квадратный метр на секунду ($\text{м}^2/\text{с}$) и в секундах (с).
4. Нет, коэффициент термодиффузии D_T выражается в квадратных метрах на секунду ($\text{м}^2/\text{с}$), а термодиффузионное отношение K_T величина безразмерная.
5. Нет, неодинаковы. Единицы измерения коэффициента теплоотдачи α — ватт на квадратный метр-кельвин $[\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]$, а коэффициент массоотдачи β — метр на секунду ($\text{м}/\text{с}$).
6. Нет, вместо α в Nu содержится β — коэффициент массоотдачи.
7. Нет, вместо λ в Nu содержится D — коэффициент молекулярной диффузии.
8. Нет, если смесь неоднородна по температуре или давлению, то на концентрационную диффузию, описываемую законом Фика, накладывается массоперенос за счет термодиффузии, а также за счет конвекции.
9. Нет, они всегда противоположны.
10. Нет, например, в процессе испарения концентрация пара над жидкостью всегда убывает, а температура парогазовой смеси может и возрастать.
11. Да, согласно формуле (14-27) [1, с. 338] сумма конвективной теплоотдачи и теплопереноса при диффузии может увеличиваться.
12. Нет, вследствие утолщения теплового пограничного слоя и согласно опытным данным рис. 14-5 [1, с. 340] конвективная теплоотдача при испарении падает.

Тема 14. Основные законы теплового излучения

Программа.

Природа теплового излучения. Спектр излучения. Лучистый поток. Плотность лучистого потока. Интенсивность излучения. Планковская, отражательная и проницающая способность тел. Излучение

монохроматическое и интегральное. Закон Кирхгофа для монохроматического и интегрального излучения. Классификация лучистых потоков: собственное излучение, отраженное, эффективное и результирующее излучение, падающее и поглощенное излучение; их взаимная связь. Распределение энергии в спектре черного тела: закон Планка, закон Вина. Коэффициент черноты излучения. Серое тело. Закон Стефана — Больцмана, закон Дамберта.

Литература: [1, гл. 16, с. 361—377].

Методические указания.

При изучении темы следует прежде всего различать излучение равновесное и неравновесное. Необходимо также твердо усвоить, что так называемые электромагнитные волны (видимые, тепловые и ультрафиолетовые лучи, лучи Рентгена, космические, гамма-лучи) имеют единую природу и отличаются только длиной волн. Следует усвоить основные понятия и определения: сплошной и селективный спектр, черное, цветное, серое излучение, интенсивность монохроматического излучения.

Необходимо различать черное (равновесное) излучение и излучение реальных тел. Равновесное излучение описывается законом Планка или законами Рейля — Джинса и Вина (частные случаи). Закон Стефана — Больцмана и закон смещения Вина вытекают из закона Планка, первый — при его интегрировании, второй — при дифференцировании.

Изучение реальных тел следует рассматривать как приближение к равновесному, описываемое формулами Планка, Вина и Стефана — Больцмана, которые отличаются от соответствующих одноименных законов черного излучения только опытными коэффициентами, называемыми спектральной степенью черноты или степенью черноты (интегральной), причем для серых тел спектральные степени черноты одинаковы при всех длинах волн и равны интегральной степени черноты.

Следует четко представлять себе закон Кирхгофа, с помощью которого устанавливается связь между поглощательной и излучательной способностью (степенью черноты) тел, в частности, равенство степеней черноты и поглощательной способности серых и черных тел, а также равенство спектральных значений степени черноты и поглощательной способности всех реальных тел.

В процессе изучения закона Дамберта о диффузном характере излучения необходимо получить ясное представление о пределах его применимости, учитывая, что изучение реальных тел, в частности металлов, существенно отличается от диффузного, вследствие чего различны по величине нормальная и полуферрическая излучательные способности.

Вопросы для самопроверки.

1. Может ли тело поглощать больше лучистой энергии, чем излучать? (Да, нет.)
2. Может ли отраженный лучистый поток быть больше падающего лучистого потока? (Да, нет.)
3. Одинаковы ли единицы измерения, используемые для поверхностной плотности потока интегрального излучения и для спектральной плотности потока излучения? (Да, нет.)

4. Всегда ли тело, температура которого выше температуры окружающей среды, излучает энергии больше, чем поглощает? (Да, нет.)
5. Может ли возрастает спектральная плотность потока излучения при увеличении длины волны излучения? (Да, нет.)
6. Может ли убывать спектральная плотность потока излучения при увеличении длины волны излучения? (Да, нет.)
7. Может ли собственное излучение тела быть меньше отраженного этим телом излучения? (Да, нет.)
8. Может ли собственное излучение тела быть больше поглощенного этим телом излучения? (Да, нет.)
9. Может ли собственное излучение тела быть больше эффективного этим телом излучения? (Да, нет.)
10. Может ли собственное излучение тела быть больше потока результирующего излучения? (Да, нет.)
11. Может ли в условиях равновесного излучения степень черноты тела отличаться по величине от поглощательной способности этого тела? (Да, нет.)
12. Всегда ли степень черноты тела и его поглощательная способность одинаковы? (Да, нет.)

Ответы.

1. Да, если, например, тело помещено внутрь излучающей оболочки более высокой температуры, чем температура тела.
2. Нет, поскольку отражательная способность тела не может превышать единицы.
3. Нет, величину E выражают в ваттах на квадратный метр, а E_λ — в ваттах на кубический метр.
4. Да, иначе был бы нарушен второй закон термодинамики.
5. Да, согласно закону Планка, в области малых длин волн, см. рис. 16-6 [1, с. 371].
6. Да, согласно закону Планка, в области больших длин волн, см. рис. 16-6 [1, с. 371].
7. Да, если падающий поток достаточно велик, а отражательная способность тела не слишком мала.
8. Да, если падающий поток достаточно мал, или если мала поглощательная способность тела.
9. Нет, согласно формуле (16-18) [1, с. 366].
10. Нет, согласно формуле (16-19) [1, с. 367].
11. Нет, это бы противоречило закону Кирхгофа, см. формулу (16-51), [1, с. 374].
12. Нет, в условиях неравновесного теплообмена, когда температура тела и окружающей среды различны, закон Кирхгофа не выражает равенства степени черноты и поглощательной способности тела.

Тема 15. Теплообмен излучением между непрозрачными телами, разделенными прозрачной средой

Программа.

Интегральные уравнения излучения. Условие коэффициенты излучения: элементарный, локальный, средний. Определение угловых ко-

эффициентов для излучения вращающихся тел. Зональный метод расчета теплообмена излучения и формы тел. Зональный метод расчета теплообмена излучения.

Расчет теплообмена излучением между телами с плоскопараллельными поверхностями; телами с плоскопараллельными поверхностями и экраном между ними; телами, из которых одно находится в полости другого. Особенности теплообмена излучением в замкнутой системе, состоящей из несерых тел.

Литература: [1, гл. 17, с. 378—385, с. 388—404, 412—420 (§17-10, 17-11, 17-12 — исключить)].

Методические указания.

Обычно задача сводится к определению результирующего лучистого потока, тогда как потоки собственного, эффективного, поглощенного и отраженного излучений служат вспомогательными средствами при решении этой задачи. Газличают расчет теплообмена излучением в системе тел с плоскопараллельными поверхностями (формулы (17-8) и (17-9) [1, с. 381] и тел, окруженных оболочками (формулы (17-37), (17-43) [1, с. 389], тел без экранов и тел, разделенных экранами (формулы (17-18) и (17-52) [1, с. 383, 392]. При изучении теплообмена излучением между черными телами, правильно расположенными в пространстве, вводят понятие элементарных и средних угловых коэффициентов излучения, а также элементарных и средних взаимных поверхностей излучения. При изучении лучистого теплообмена в произвольной замкнутой системе тел следует обратить внимание, что если тела не изотермичны, то результирующий поток излучением вычисляют зональным методом с использованием интегральных уравнений излучения вместо алгебраических уравнений.

При выводе формул лучистого теплообмена между реальными телами через плоский или криволинейные зазоры необходимо иметь четкое представление о роли приведенной поглощательной способности, позволяющей рассчитывать результирующий поток лучистого тела между телами как разность встречных эффективных потоков. Надо уметь определять приведенную поглощательную способность при теплообмене между двумя телами простейшей конфигурации. Запомните связь между приведенной поглощательной способностью и приведенным коэффициентом излучения.

Следует знать основные способы повышения и снижения интенсивности теплообмена излучением. В частности, надо обратить внимание на расчет лучистого потока при наличии экранов между поверхностями с заданной температурой. Необходимо различать случаи, когда степени черноты экранов и крайних стенок одинаковы и когда они различны. В первом случае расчетная формула имеет наиболее простой и наглядный вид. Однако наибольшее распространение имеет именно второй случай, так как для экранов предпочтительнее материалы с минимальной степенью черноты.

Вопросы для самопроверки.

1. Существует ли эффективный лучистый поток в зазоре между двумя параллельными стенками, если поверхности стенок имеют одинаковую температуру? (Да, нет.)

2. Может ли серое тело излучать больше энергии, чем черное тело таких же размеров и в такой же окружающей среде, если температура серого и черного тел одинаковы? (Да, нет.)
3. Может ли серое тело поглощать больше энергии, чем черное тело таких же размеров и в такой же окружающей среде, если температура серого и черного тел одинаковы? (Да, нет.)
4. Может ли серое тело поглощать больше энергии, чем черное тело, если размеры и температуры серого и черного тел одинаковы, а температура окружающих тел различна? (Да, нет.)
5. Зависит ли поток лучистой энергии, поглощенный телом, от изменения температуры окружающей среды, если поглощательная способность тела постоянна? (Да, нет.)
6. Можно ли определить результирующий поток излучения как разность собственного и падающего излучения? (Да, нет.)
7. Влияет ли на эффективный лучистый поток от данной поверхности расположение и форма приемника этого излучения? (Да, нет.)
8. Необходимо ли знание закона Стефана — Больцмана для вычисления потока результирующего излучения? (Да, нет.)
9. Достаточно ли знание закона Стефана — Больцмана для вычисления потока результирующего излучения? (Да, нет.)
10. Влияет ли форма и расположение внешних источников излучения на вид расчетной формулы для приведенной поглощательной способности? (Да, нет.)
11. Влияет ли температура внешних источников излучения на способ расчета приведенной поглощательной способности? (Да, нет.)
12. Может ли приведенная поглощательная способность быть выше поглощательной способности тела? (Да, нет.)

Ответы.

1. Да, существуют, причем встречные эффективные потоки равны друг другу.
2. Нет, в любую формулу для результирующего потока излучения включается приведенная поглощательная способность, которая для серых тел всегда меньше единицы.
3. Нет (в соответствии с ответом 2).
4. Да, если серое тело имеет окружающую среду с температурой, существенно более высокой, чем окружающая среда вокруг черного тела.
5. Да, согласно формулам для результирующего лучистого потока.
6. Нет, результирующий поток равен разности потоков собственного и поглощенного излучений или разности эффективного и падающего излучений.
7. Да, поскольку приемник излучения в свою очередь излучает и отражает на источник, тем самым формируя эффективный поток от данного источника.
8. Да, другой способ науке не известен.
9. Нет, необходимо, кроме того, знать, например, взаимное расположение тел.
10. Да, сравни формулы результирующего потока для плоского и для сферического зазора.
11. Нет, см., например, формулу (17-41) [1, с. 389].
12. Нет, см., например, формулу (17-41) [1, с. 389].

Тема 16. Теплообмен излучением в поглощающих средах. Сложный теплообмен

Программа.

Поглощение, рассеивание и излучение энергии в газовых смесях. Коэффициент поглощения; объемная интенсивность собственного излучения среды. Закон Вугера. Излучение Вугера. Излучение и поглощение различных сред; спектры поглощения многоатомных газов, коэффициенты черноты излучения углекислоты, водяного пара, их смеси, сажистых и запыленных газовых сред. Средняя оптическая длина пути лучей и способы ее определения. Расчет лучистого теплообмена между излучающей средой и поверхностью твердого тела. Коэффициент лучистого теплообмена. Сложный теплообмен как совокупность одновременно протекающих процессов теплопроводности, конвекции и излучения.

Литература: [1, гл. 18, с. 420—425, 426—436 (§ 18-3 исключить)].

Методические указания.

Перед изучением темы полезно повторить подраздел «Объемное излучение» [1, с. 367 и 368]. Следует освоить новые понятия — коэффициент поглощения среды, поглощательная способность среды, коэффициент ослабления среды, оптическая толщина среды — и их взаимосвязь. Следует обратить внимание на важную роль закона Кирхгофа, используемого в теме для установления связи между излучательными и поглощательными свойствами полупрозрачных сред.

Вопросы для самопроверки.

1. Верно ли, что a_λ — спектральный коэффициент поглощения среды — измеряется в метрах в минус первой степени (m^{-1})? (Да, нет.)
2. Может ли поглощательная способность среды принимать значения больше единицы? (Да, нет.)
3. Верно ли, что оптическая толщина среды L_λ измеряется в единицах длины? (Да, нет.)
4. Верно ли, что интенсивность излучения в поглощающей среде по закону Вугера тем слабее, чем больше оптическая толщина среды? (Да, нет.)
5. Верно ли, что излучательная способность одно- и двухатомных газов выше, чем у многоатомных газов? (Да, нет.)
6. Верно ли, что поглощательная способность одно- и двухатомных газов выше, чем у многоатомных газов? (Да, нет.)
7. Увеличивается ли поглощательная способность газа по мере увеличения плотности газа при сохранении толщины слоя? (Да, нет.)
8. Увеличивается ли поглощательная способность газа по мере увеличения давления газа при сохранении толщины слоя? (Да, нет.)
9. Может ли степень черноты газа падать по мере увеличения температуры газа при постоянной величине произведения (ρl) ? (Да, нет.)
10. Верно ли, что степень черноты углекислого газа толщиной 5 м при парциальном давлении $0,2 \cdot 10^5$ Па и при температуре $1600^\circ C$ больше, чем $0,1$? (Да, нет.)
11. Верно ли, что в случае радиационно-конвективного теплообмена радиационный перенос теплоты может быть больше, чем перенос теплопроводностью? (Да, нет.)

12. Верно ли, что в случае радиационно-кондуктивного теплообмена через оптически тонкий слой плотность радиационного потока тем больше, чем больше поглощательная способность стенок, ограничивающих слой? (Да, нет.)

Ответы.

1. Да, поскольку произведение αl , где l — длина, безразмерно.
2. Нет, согласно формуле (18-4) [1, с. 421].
3. Нет, она безразмерна.
4. Да, см. формулу (18-6) [1, с. 421].
5. Нет, наоборот, она пренебрежимо мала.
6. Нет, она тоже, согласно закону Кирхгофа, пренебрежимо мала.
7. Да.
8. Да, согласно, например, формулам (18-38) [1, с. 432].
9. Да, см., например, рис. 18-4 [1, с. 431].
10. Да, согласно обозначению над верхней кривой на рис. 18-5 [1, с. 432]: «200 см·ат = 2·0,102 м·МПа», откуда $1 \text{ м·МПа} = 200 \text{ см·ат} \approx 10^3 \text{ см·ат}$. Тогда заданное значение $(p_f)_{ср} = 2 \cdot 0,102 \approx 0,2 \cdot 10^3 \text{ Па}$ ($5 \text{ м} = 0,1 \text{ м·МПа} = 0,1 \cdot 10^3 \text{ см·ат} = 100 \text{ см·ат}$. Этому значению на рис. 18-5 [1] для температуры 1600°С соответствует степень черноты 0,15, т. е. больше, чем 0,1.
11. Да, особенно в случае оптически тонкого слоя.
12. Да, согласно формуле для q_p над формулой (18-46) [1].

Тема 17. Теплообменные аппараты

Программа.

Общие сведения. Назначение теплообменников. Их классификация по принципам действия: регенеративные, регенеративные и смешительные теплообменники, теплообменники с выделением тепла за счет других видов энергии. Характерные конструктивные схемы теплообменников. Основные схемы движения теплоносителей в теплообменниках: прямой, противоток, попеременный ток и комбинированные схемы. Задачи расчета теплообменников. Расчет при проектировании и поверочный расчет. Основы теплового и гидравлического расчета теплообменников. Уравнение теплового баланса и уравнение теплоотдачи.

Средний температурный напор. Определение среднего температурного напора для основных схем движения теплоносителей. Сравнение прямого и противотока. Определение поверхности теплообмена при переменном коэффициенте теплоотдачи и переменной теплоемкости теплоносителей. Вычисление коэффициента теплопередачи для различной формы поверхностей теплообмена. Понятие о способах учета эксплуатационных условий (неполное омывание поверхности нагрева, засоренность, неплотности). Вычисление конечной температуры теплоносителей. Интенсификация процесса теплопередачи. Особенности в методике теплового расчета регенеративных теплообменников. Выращение для полного падения давления в теплообменнике. Гидравлические сопротивления и местные сопротивления. Загряз-

напора, обуславливающие ускорением потока и преодолением вязростической давления стода жидкости. Мощность, необходимая для перемещения теплоносителя.

Литература: [1, гл. 19, 20; с. 441—459, 459—464].

Методические указания.

Основным вопросом темы является анализ уравнения теплового баланса и уравнения теплопередачи, а также их применение к расчету теплообменников — как проектному, так и к поверочному расчетам.

При анализе уравнения теплового баланса следует подчеркнуть, что в специальной литературе по теплотехнике большое распространение получило понятие «водяного эквивалента», которое значительно облегчает анализ теплопередачи в теплообменных аппаратах. Отметим, что при переходе к единицам СИ понятие «водяного эквивалента» теряет смысл, так как в этой системе удельная теплоемкость воды не равна единице. Вместо термина «водяной эквивалент» часто стали употреблять термин «расходная теплоемкость» $S = G \cdot c_p$. Надо уметь для различных соотношений величин S_1 и S_2 давать графическое (качественное) изображение распределения температур обеих жидкостей вдоль поверхности теплообмена. Надо обращать внимание на случай предельного значения величин $S = \infty$ (конденсация, кипение).

Необходимо различать проектный и поверочный расчеты теплообменников, хорошо разбираться в выводах, относящихся к определению среднего температурного напора, и овладеть методикой расчета конечных температур. Расчет теплообменного аппарата не ограничивается определением только величин поверхности, обеспечивающей необходимый напор и охлаждение рабочих жидкостей и передачу необходимого количества тепла от одной жидкости к другой. Существенную роль в расчете теплообменного аппарата играет определение гидравлического сопротивления аппарата.

Конструктивный теплообмен естественным образом зависит от геометрической конфигурации аппарата, которая одновременно определяет собой и его гидравлическое сопротивление. Неудачная компоновка теплообменных поверхностей приводит к излишнему расходу металла на изготовление аппарата и к чрезмерным потерям энергии на продолжение его гидравлического сопротивления. Поэтому следует обратить самое пристальное внимание на раздел данной темы, относящейся к гидравлическому расчету теплообменных аппаратов.

Вопросы для самопроверки.

1. Может ли в стационарном режиме теплообменника изменяться разность между температурами нагреваемой струи на входе и на выходе? (Да, нет.)
2. Зависит ли в стационарном режиме мощность теплового потока, проходящего сквозь теплообменную поверхность, от продолжительности режима? (Да, нет.)
3. Зависит ли в стационарном режиме количество тепла, проходящего сквозь теплообменную поверхность, от продолжительности режима? (Да, нет.)
4. Может ли среднетемпературный температурный напор в

- прямоточном теплообменнике быть больше, чем каждый из крайних температурных напоров? (Да, нет.)
5. Может ли среднетемпературный температурный напор быть меньше, чем один из крайних температурных напоров? (Да, нет.)
6. Верно ли, что включение теплообменника по схеме прямотока не может увеличить средний логарифмический напор по сравнению со схемой противотока? (Да, нет.)
7. Верно ли, что увеличение мощности теплового потока в теплообменнике достигается при постоянстве коэффициента теплоотдачи за счет увеличения среднетемпературного температурного напора? (Да, нет.)
8. Можно ли вычислить среднюю по сечению скорость струи, зная только ее объемный расход через сечение и площадь сечения? (Да, нет.)
9. Верно ли, что при 20°С и нормальном давлении кинематический коэффициент вязкости у воздуха больше, чем у воды? (Да, нет.)
10. Может ли величина коэффициента сопротивления трения изменяться при переходе от режима нарезания струи к режиму ее охлаждения? (Да, нет.)
11. Растет ли сопротивление трения при увеличении скорости потока в теплообменнике? (Да, нет.)
12. Растут ли затраты мощности на насос, прокачивающий жидкость через теплообменник, если полное сопротивление трения снижается? (Да, нет.)

Ответы.

1. Нет, в стационарном режиме температуры струи во всех ее точках постоянны, следовательно, и разности между температурами разных точек струи постоянны.
2. Нет, она строго постоянна, пока длится стационарный режим.
3. Да, и причем оно пропорционально длительности режима.
4. Нет, среднетемпературный температурный напор больше только одного из крайних температурных напоров, поскольку $\Delta t_m < \Delta t_{ср.гор} < \Delta t_6$.
5. Да, поскольку всегда $\Delta t_m < \Delta t_{ср.гор} < \Delta t_6$.
6. Да, что следует из анализа формулы (19-17) [1, с. 447].
7. Да, согласно уравнению теплопередачи в теплообменнике $Q = kF\Delta t_{ср.гор}$.
8. Да, она равна их отношению $\omega = V/F$.
9. Да, согласно табл. 4 и 5 [1, с. 468], $15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} > 1,006 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.
10. Да, согласно формуле (20-3) [1, с. 461].
11. Да, согласно формуле (20-2) [1, с. 460].
12. Нет, согласно формуле (20-15) [1, с. 464].

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

Общие методические указания.

Согласно учебному плану студенту-заочнику необходимо выполнить три контрольные работы. Первая из них состоит из 4 вопросов и 4 задач, вторая — из 4 вопросов и 3 задач, третья — из 4 вопросов и 4 задач.

Отвечать на вопросы и решать задачи следует, строго придерживаясь своего варианта. Номера вопросов и вариантов задач в конт-

рольной работе определяются по таблице вариантов. Например, при шифре последних цифр учебного шифра студента. Например, при шифре 67116 или 67166 (две последние цифры соответственно 16 и 66) студент отвечает на вопросы и решает следующие варианты задач: 7, 19, 27 и 31. Формулировка контрольных вопросов и условий вариантов задач в контрольной работе нужно переписывать полностью. Решения задач должны сопровождаться краткими объяснениями и подробными вычислениями. При определении какой-либо величины нужно словами указать, какая величина определяется. В процессе решения задач необходимо сначала привести формулы, лежащие в основе вычислений, продумать, подставить соответствующие венном выражения) и лишь затем подставлять соответствующие числовые значения и производить вычисления. Нужно указать разности величин, как заданных в условии задач, так и найденных в результате решения задач.

Таблица вариантов

Две последние цифры шифра студента	Номера вопросов и варианты задач	Две последние цифры шифра студента	Номера вопросов и варианты задач
01, 51	1, 11, 22, 33	26, 76	8, 15, 22, 35
02, 52	2, 13, 24, 35	27, 77	9, 16, 23, 36
03, 53	3, 14, 25, 36	28, 78	10, 17, 24, 31
04, 54	4, 15, 26, 37	29, 79	1, 14, 21, 34
05, 55	5, 16, 27, 38	30, 80	2, 15, 22, 35
06, 56	6, 17, 28, 39	31, 81	3, 18, 24, 38
07, 57	7, 18, 29, 40	32, 82	5, 19, 25, 39
08, 58	8, 19, 30, 39	33, 83	6, 20, 26, 32
09, 59	9, 20, 29, 38	34, 84	7, 13, 27, 33
10, 60	10, 19, 28, 37	35, 85	8, 14, 28, 34
11, 61	2, 14, 26, 38	36, 86	9, 15, 29, 35
12, 62	3, 15, 27, 39	37, 87	10, 16, 30, 36
13, 63	4, 16, 28, 40	38, 88	1, 15, 21, 36
14, 64	5, 17, 29, 37	39, 89	2, 11, 23, 32
15, 65	6, 18, 30, 38	40, 90	3, 12, 22, 31
16, 66	7, 19, 27, 31	41, 91	10, 12, 27, 32
17, 67	8, 20, 28, 32	42, 92	9, 13, 28, 33
18, 68	9, 11, 21, 38	43, 93	8, 14, 29, 34
19, 69	10, 12, 22, 34	44, 94	7, 15, 30, 35
20, 70	1, 13, 25, 37	45, 95	6, 16, 21, 36
21, 71	3, 16, 29, 36	46, 96	1, 17, 22, 37
22, 72	4, 17, 30, 37	47, 97	2, 18, 23, 38
23, 73	5, 18, 25, 32	48, 98	3, 19, 24, 39
24, 74	6, 19, 26, 33	49, 99	4, 20, 25, 40
25, 75	7, 20, 27, 34	50, 00	5, 11, 26, 31

Ответы на контрольные вопросы должны быть исчерпывающими, хотя и не пространными. Лакоניותные ответы, так же как и ответы, описанные с учебника, не допускаются. При решении задач и в ответах на вопросы следует придерживаться принятой в учебнике системы обозначений, терминов и Международной системой единиц (СИ).

Точность вычислений зависит от точности заданных величин или выбранных исходных данных, но в общем случае не следует стремиться к точности выше чем 0,5%, достигаемой при пользовании логарифмической линейкой длиной 250 мм.

Контрольные работы выполняются в тетради. Для заметок рецензента оставляются поля и в конце работы несколько чистых страниц. Перед выполнением контрольного задания студент-заочник должен ознакомиться с методикой решения соответствующих задач по примерам, приведенным в учебнике или задачнике.

В конце контрольной работы должна стоять подпись студента.

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА 1

Вопросы

1. Пользуясь справочными данными, например, в учебной литературе [1] или [2], приведите два-три наименования материалов с наибольшим коэффициентом теплопроводности. Укажите область применения этих материалов.
2. Пользуясь справочными данными, например, в учебной литературе [1] или [2], приведите два-три наименования материалов с большим коэффициентом теплопроводности. Укажите области применения этих материалов.
3. Пользуясь справочными данными, например, в учебной литературе [2], приведите два-три наименования огнеупорных материалов. Приведите их основные характеристики и укажите области их применения.
4. Пользуясь справочными данными, например, в учебной литературе [2], приведите два-три наименования изоляционных материалов и изделий с температурой применения не выше 100—120° С. Укажите области их применения.
5. Пользуясь справочными данными, например, в учебной литературе [2], приведите два-три наименования изоляционных материалов и изделий с температурой применения до 600° С. Укажите области их применения.
6. Пользуясь справочными данными, например, в учебной литературе [2], приведите два-три наименования изоляционных материалов и изделий с предельно высокой температурой применения. Укажите области их применения.
7. Пользуясь справочными данными, например, в учебной литературе [2], приведите два-три наименования материалов с низкой плотностью. Приведите их основные характеристики. Сравните их коэффициенты теплопроводности с коэффициентом теплопроводности воздуха.
8. Пользуясь справочными данными, например, в учебной литературе [2], выберите наименование и марку стали, у которой теплопроводность мало зависит от температуры, и марку стали, у ко-

торой теплопроводность, наоборот, сильно зависит от температуры. Представьте обе зависимости в виде графика.

9. Пользуясь справочными данными, например, в учебной литературе [2], выберите несколько металлов или сплавов с минимальным и максимальным значениями коэффициентов теплопроводности при 20° С.

10. Пользуясь справочными данными, например, в учебной литературе [2], выберите по одному наименованию материалов с ростом и с убыванием коэффициента теплопроводности в зависимости от температуры. Представьте эти зависимости в виде графика.

11. Дайте понятие температурного поля. Назовите характеристики температурного поля. Приведите примеры.

12. Укажите, в чем состоят условия, характеризующие наруду с формой, размерами и физическими параметрами однозначность стационарного теплообмена твердого тела.

13. Опишите одномерное плоское температурное поле. Дайте его аналитическое и графическое изображение. Приведите примеры.

14. Опишите одномерное сферическое температурное поле. Дайте его аналитическое и графическое изображение. Приведите примеры.

15. Укажите основные способы и приведите примеры графического изображения температурного поля.

16. Опишите одномерное цилиндрическое температурное поле. Дайте его аналитическое и графическое изображение. Приведите примеры.

17. Как изменяется градиент температуры по толщине цилиндрической стенки? Обоснуйте пояснения графиками распределения температуры по толщине цилиндрической стенки в двух случаях: а) тепло доводится к внутренней стенке; б) тепло доводится к стенке снаружи.

18. Дайте объяснения понятиям тепловой поток, плотность теплового потока, линейная плотность потока; приведите их единицы измерения.

19. Какую роль играет коэффициент теплопроводности в расчетах теплопроводности твердых тел? Приведите численные значения этого коэффициента для сербера, нержавеющей стали, бетона, минеральной ваты и воздуха при нормальных условиях.

20. Сформулируйте закон теплопроводности Фурье. Дайте пояснения к величинам, входящим в аналитическое выражение закона; приведите единицы измерения этих величин.

21. Сформулируйте закон теплоотдачи Ньютона — Рихмана. Дайте пояснения к величинам, входящим в аналитическое выражение закона; приведите единицы измерения этих величин.

22. В какой мере должна быть отдалена от поверхности точка, в которой фиксируется температура жидкости в соответствии с законом Ньютона — Рихмана? Проиллюстрируйте графиком изменение температуры жидкости вблизи теплоотдающей поверхности.

23. Что такое частное и общее термические сопротивления? Как они взаимосвязаны? Как определяется перепад температуры при тепловом потоке через термическое сопротивление?

24. Изобразите графически распределение температуры в двухслойной стенке для случая $\lambda_1 > \lambda_2$. Объясните различие в полях температуры каждого слоя.

25. Изобразите графически распределение температуры в двухслойной стенке для случая $\lambda_2 > \lambda_1$. Объясните различие в полях температуры каждого слоя.

26. Как определить коэффициент термического сопротивления стенки и теплоотдающей поверхности в случаях плоской и цилиндрической стенок? Приведите единицы измерения.

27. Что такое коэффициент теплопередачи? Каковы его выражения в случае плоской и цилиндрической стенок? Укажите единицы измерения.

28. Что такое эквивалентный коэффициент теплопроводности многослойной плоской стенки? Каковы его единицы измерения и какова взаимосвязь с термическим сопротивлением многослойной стенки?

29. Почему стенка кипятильной трубки колгаослойная имеет со стороны газов температуру, значительно отличающуюся от температуры воды, а со стороны воды — температуру, близкую к температуре воды?

30. Изобразите графически характер распределения температуры в плоской стенке, если коэффициент теплопроводности: а) увеличивается с ростом температуры; б) уменьшается с ростом температуры. Поясните различие между графиками.

31. Не приводя вывода в целом, покажите, на каких двух основных законах базируется дифференциальное уравнение теплопроводности Фурье.

32. Опишите дифференциальное уравнение теплопроводности Фурье, дайте анализ физического или геометрического смысла членов уравнения — произвольной по времени, коэффициента температуропроводности, оператора Лапласа и произвольности внутренних источников тепла. Дайте их единицы измерения.

33. Покажите, к какому виду приводится оператор Лапласа в случае одномерного плоского, одномерного цилиндрического и одномерного сферического полей.

34. В чем заключаются условия однозначности (краевые условия)? С какой целью они присоединяются к дифференциальному уравнению теплопроводности?

35. В чем заключаются граничные условия третьего рода?

36. Для чего к дифференциальному уравнению присоединяются начальные и граничные условия? Перечислите три способа задания граничных условий?

37. Что характеризует собой коэффициент температуропроводности? Выведите его размерность, используя дифференциальное уравнение теплопроводности Фурье.

38. Какие известны способы задания граничных условий для дифференциального уравнения теплопроводности?

39. Используя дифференциальное уравнение теплопроводности Фурье, объясните, как влияет на скорость охлаждения тел увеличение коэффициента температуропроводности.

40. Какова связь между коэффициентами теплопроводности и температуропроводности и удельной теплоемкостью материалов? Подвердите эту связь анализом размерности величин.

Задачи

Задача 1 (к темам 1 и 2). Считая режим теплопроводности стационарным, определить: а) плотность теплового потока (для плоской формы стенки) или линейную плотность (для цилиндрической формы стенки); б) мощность теплового потока через стенку; в) количество тепла, прошедшего через стенку за сутки. Изобразить схематично график распределения температур по толщине стенки.

Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, брать из табл. 1.

Методические указания. При выполнении задачи обратить внимание на правильное использование обозначения тепловых величин и их единиц измерения: q — плотность теплового потока в ваттах на квадратный метр ($Вт/м^2$); q_l — линейная плотность теплового потока в ваттах на метр ($Вт/м$); Q — мощность теплового потока в ваттах ($Вт$); $Q\tau$ — количество тепла в джоулях ($Дж$).

В качестве образца для графического представления температуры по полю могут служить рис. 2-1, 2-6 [1, с. 25, с. 35].

Задача 2 (к темам 1 и 2). Плоская стальная стенка толщиной δ , омываемая с одной стороны горячими газами с температурой t_1 , а с другой — водой с температурой t_2 .

Определить коэффициент теплопередачи от газов к воде и удельный тепловой поток через стенку для случаев: а) чистой стенки; б) стенки, покрытой со стороны воды слоем накипи толщиной δ_n . Найти также температуры поверхности стальной стенки и накипи для обоих случаев передатка тепла; построить графики распределения температур по толщине стенки и накипи, указав температуру газов, воды, и дать сравнительный анализ этих графиков.

Значение коэффициента теплопроводности стали принять равным $\lambda_c = 40 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ и коэффициента теплопроводности накипи $\lambda_n = 1,0 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Остальные данные, необходимые для решения своего варианта задачи, выбрать из табл. 2.

Методические указания. При построении графиков распределения в качестве образца может служить рис. 2-3 [1, с. 29]. В сравнительном анализе графиков следует объяснить повышение местных температур стальной стенки, покрытой со стороны воды слоем накипи, по сравнению с чистой стенкой, а также объяснить различие в наклоне температурного графика в пределах стальной стенки и в пределах слоя накипи.

Задача 3 (к темам 1 и 2). Определить: а) температуру наружной поверхности изоляции; б) суммарную потерю тепла на участке трубы, равном 100 м пог.; в) относительную ошибку, если предыдущий расчет заменить приближенным, т. е. если вместо формул цилиндрической стенки применить с целью упрощения расчета формулу плоской стенки. Изобразить также схематически график распределения температур по толщине изоляции и вне ее (в пограничном слое).

Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, брать из табл. 3.

Методические указания. Перед тем как приступить к решению задачи, надо сопоставить расчетные формулы теплопроводности плоской и цилиндрической стенок. Кроме того, для успешного решения задачи необходимо уяснить связь между суммарным перепадом температур в многослойной стенке и ее суммарным термическим сопротивлением. Суммирование частных термических сопротивлений должно быть осуществлено строго по той же совокупности слоев, по которой выбран или задан перепад температур. Нельзя допускать, чтобы перепад температур относился бы к одной совокупности слоев, а суммарное термическое сопротивление — к другой, хотя бы в чем-то отличающейся от первой совокупности.

Полезно отметить, что в зависимости от условий задачи в совокупности термических сопротивлений следует включать также термическое сопротивление одного или двух пограничных слоев. Эти пограничные слои образуются жидкостями, омывающими стенку.

Термическое сопротивление каждого пограничного слоя, как известно, обратно пропорционально коэффициенту теплоотдачи.

При определении относительной ошибки наиболее приближенным способом расчета теплообмена через цилиндрическую стенку является метод замены цилиндрической стенки ее плоской разверткой и применения к этой развертке простых формул теплообмена через плоскую стенку. При этом толщину развертки следует считать такой же, как у цилиндрической стенки, а площадь развертки определять по среднему диаметру и длине изоляционного слоя.

Задача 4 (к теме 3). Определить температуру в центре и на поверхности пластины толщиной δ через время τ после ее погружения в сферу, если толщина пластины во много раз меньше ее ширины и длины.

Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, брать из табл. 4.

Методические указания. Наиболее удобный путь решения задачи состоит в использовании известной теоретической зависимости между относительной безразмерной температурой и критериями Фурье и Био:

$$\frac{t_{ж} - t^*}{t_{ж} - t_0} = f(Fo, Bi).$$

Эта зависимость представлена графиками на рис. 3-4, 3-5, 3-11, 3-12 [1, с 88, 93].

При вычислении критериев следует помнить, что они безразмерны и что δ — это не полная толщина, а половина толщины пластины. Найдя по графику или таблице величину безразмерной относительной температуры, например, для центра пластины, затем находят по ней и температуру центра пластины, поскольку значения температуры среды $t_{ж}$ и начальной температуры пластины t_0 известны.

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА 2

Вопросы

1. Какие физические свойства воздуха используются для расчетов в теплопередаче. Укажите их численные значения при нормальном давлении и температуре 100°С.
2. Перечислите физические свойства воды в состоянии насыщения. Укажите их численные значения при температуре 100°С.
3. Какие физические свойства сухого насыщенного водяного пара используются для расчетов в теплопередаче. Укажите их численные значения при температуре 100°С.
4. Какие физические свойства дымовых газов используются для расчетов в теплопередаче. Укажите их численные значения для дымового состава дымовых газов при нормальном давлении и температуре 100°С.
5. Какие физические свойства трансформаторного масла используются для расчетов в теплопередаче. Укажите их численные значения при нормальном давлении и температуре 100°С.
6. Какие физические свойства ртути используются для расчетов в теплопередаче. Укажите их численные значения при температуре 100°С и нормальном давлении.

Таблица

Характеристика стенки	Варианты задачи									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Форма	10	15	Плоская		30	Цилиндрическая				
Площадь, м ²	0,1	0,15	20	25	0,15	—	—	—	—	—
Толщина, м	—	—	0,2	0,1	—	—	15	20	25	30
Длина, м	—	—	—	—	—	10	—	—	—	—
Диаметр, м:	—	—	—	—	—	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
наружный	—	—	—	—	—	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25
внутренний	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)	0,1	0,2	0,1	0,2	0,1	0,2	0,1	0,2	0,1	0,2
Температура поверхности, °С:										
одной стороны	100	150	200	250	300	100	150	200	250	300
другой стороны	80	120	160	200	240	80	120	160	200	260

Таблица

Наименование	Варианты задачи									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Толщина стенки δ_c , мм	25	25	20	20	15	15	12	16	16	18
Толщина слоя накипи δ_n , мм	1,4	2,6	1,8	1,0	0,8	0,6	0,4	3,0	1,2	0,2
Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке α_1 , Вт/(м ² ·К)	30	35	40	45	50	55	60	43	58	65
То же, от стенки к воде α_2 , кВт/(м ² ·К)	5	4,5	4	3,5	3,2	3,6	3,8	5,3	4,2	6,0
Температура газа t_1 , °С	1200	1100	1000	960	900	830	790	650	500	710
То же, воды, °С	240	220	200	180	160	150	140	130	145	120

Таблица 3

Наименование	Варианты задачи									
	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Наружный диаметр трубы, м	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12
Толщина слоя изоляции, покрывающего трубу, м	0,05	0,052	0,054	0,056	0,058	0,060	0,062	0,064	0,066	0,068
Коэффициент теплопроводности изоляции, Вт/(м·К)	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
Температура поверхности трубы под изоляцией, °С	180	175	170	165	160	155	150	145	140	135
Температура окружающего воздуха, °С	20	15	10	5	0	-5	-10	-15	-20	-25
Коэффициент теплоотдачи окружающему воздуху, Вт/(м ² ·К)	12	12	11	11	10	10	9	9	8	8

Таблица 4

Наименование	Варианты задачи									
	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
Толщина пластины δ , мм	3	4	5	6	7	3	4	5	6	7
Материал пластины	Металл					Пластик				
Коэффициент теплопроводности пластины λ , Вт/(м·К)	20	25	30	35	40	1	1,2	1,4	1,6	1,8
Удельная теплоемкость c_p , Дж/(кг·К)	330	360	400	450	500	910	1000	1080	1140	1200
Плотность ρ , кг/м ³	6050	6950	7500	7800	8000	1100	1200	1300	1400	1500
Одинаковая по толщине начальная температура пластины t_0 , °С	10	15	20	25	30	10	15	20	25	30
Среда, в которую помещается пластина	Масло					Газ				
Температура среды (поддерживается постоянной) t_c , °С	110	115	120	125	130	110	115	120	125	130
Коэффициент теплоотдачи от среды к пластине α , Вт/(м ² ·К)	670	625	600	585	570	33	30	28	26,7	25,7
Время τ (после которого определяется температура), с	9	16	25	36	49	9	16	25	36	49

7. Какие физические свойства натрия используются для расчетов в теплопередаче. Укажите их численные значения при температуре 200°С и нормальном давлении.
8. Какие физические свойства сухого воздуха используются для расчетов в теплопередаче. Укажите их численные значения при температуре 1000°С и нормальном давлении.
9. Какие физические свойства кипищей воды используются для расчетов в теплопередаче. Укажите их численные значения при давлении 10 МПа.
10. Перечислите физические свойства сухого насыщенного водяного пара, которые используются для расчетов в теплопередаче. Укажите их численные значения при давлении 10 МПа.
11. Опишите уравнение Ньютона — Рихмана.
12. Опишите закон Ньютона для внутреннего трения. Покажите связь между динамическим и кинематическим коэффициентами вязкости.
13. Опишите уравнение энергии, характеризующее конвективный теплообмен.
14. Опишите уравнение движения, характеризующее конвективный теплообмен.
15. Опишите уравнение сплошности.
16. Перечислите дифференциальные уравнения, используемые для описания конвективного теплообмена.
17. Укажите назначение условий однозначности, используемых для описания процессов конвективного теплообмена.
18. Перечислите условия однозначности конвективного теплообмена.
19. Приведите пример задания граничных условий при конвективном теплообмене.
20. Приведите пример задания геометрических условий при конвективном теплообмене.
21. Дайте краткое словесное и графическое описание гидродинамического пограничного слоя при вынужденной конвекции вдоль плоскости плоской стенки.
22. Дайте краткое словесное и графическое описание теплового пограничного слоя при вынужденной конвекции вдоль поверхности плоской стенки.
23. Дайте краткое словесное и графическое описание гидродинамического пограничного слоя при свободной конвекции.
24. Дайте краткое словесное и графическое описание теплового пограничного слоя при свободной конвекции.
25. Укажите роль условия «прилипания» в формировании гидродинамического пограничного слоя.
26. Укажите роль условия «прилипания» в формировании теплового пограничного слоя.
27. Укажите влияние длины пути смещения на турбулентный перенос теллоты в пограничном слое.
28. Укажите влияние длины пути смещения на турбулентный перенос количества движения в пограничном слое.
29. Опишите роль турбулентной и молекулярной составляющих в переносе теллоты через пограничный слой.
30. Опишите роль турбулентной и молекулярной составляющих в переносе движения через пограничный слой.
31. Опишите черты сходства и различия чисел Био и Нуссельта.
32. Укажите связь между числами Рейнольдса, Пекле и Прандтля.

33. Сравните особенности применения чисел Рейнольдса и Грасгофа.
34. Какова роль числа Прандтля в оценке соотношения между толщинами гидродинамического и теплового пограничных слоев.
35. Поясните различие между числами подобия (определяющими и определяемыми).
36. Назовите два-три числа подобия, которые являются зависящими переменными. Покажите, что они безразмерны.
37. Назовите два-три числа подобия, которые являются постоянными величинами в безразмерных формулах теплоотдачи. Покажите, что эти числа безразмерны.
38. Перечислите особенности числа Прандтля для капельных жидкостей.
39. Какие существуют особенности числа Прандтля для газов?
40. Сформулируйте условия подобия физических процессов.

Задачи

Задача 1 (к темам 4—8). Определить мощность теплового потока при конвективной теплоотдаче через трубу заданного диаметра длиной 10 м. Обосновать выбор расчетного уравнения, применяемого для решения задачи.

Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, брать из табл. 5.

Методические указания. Мощность теплового потока, которую следует выражать в ваттах, определяется по формуле Ньютона — Рихмана. Поэтому необходимо вычислить площадь поверхности стенки трубы и средний коэффициент теплоотдачи. При выборе расчетного уравнения следует учесть значение числа Рейнольдса. Особое внимание при действиях с расчетным уравнением нужно уделять определению температуры, указываемой с помощью индексов при числах подобия.

В соответствии с полученным численным значением определяющей температуры из таблицы теплофизических свойств, приведенной, например, в приложении к задачку [2], выписывают нужные значения этих свойств и с их помощью вычисляют сначала значение определяющих чисел подобия, входящих в безразмерное уравнение, а затем с помощью этого уравнения и значение числа Нуссельта.

По величине числа Нуссельта находят коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{\lambda}{d},$$

где λ — значение коэффициента теплопроводности, полученное из таблиц в соответствии с уже известной определяющей температурой.

Задача 2 (к темам 4—9). Определить мощность теплового потока при конвективной теплоотдаче через трубу заданного диаметра длиной 10 м или через вертикальную стенку заданной высоты при ширине 5 м. Обосновать также выбор критерияльной формулы, примененной для решения задачи. Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, выбрать из табл. 6.

Методические указания. Следует иметь в виду, что в задаче рассматривается только конвективная составляющая теплоотдачи. Суммарная теплоотдача (с учетом теплового излучения) обычно больше, чем конвективная составляющая. Как и в предыдущей задаче, нуж-

но внимательно следить за правильностью выбора определяющей температуры.

При вычислении критерия Грасгофа следует обратить внимание на особенность определения коэффициента объемного расширения:

$$\beta = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial t} \right)_p$$

В общем случае величина этого коэффициента зависит от давления и температуры и вычисляется по следующей интерполяционной формуле:

$$\beta_{cp} = \frac{1}{v_{t,p}} \cdot \frac{(v_{t_1} - v_{t_2})_p}{t_1 - t_2}$$

где v_1 и v_2 — удельные объемы, определяемые по таблицам для данного вещества в окрестностях заданной точки с удельным объемом $v_{t,p}$, причем давление в заданной и окрестных точках одинаково, а температуры различны ($t_1 > t_2$). В частности, так определяют коэффициент объемного расширения перегретого пара. В качестве t здесь должна быть использована определяющая температура.

По насыщенному водяному пару и по воде на линии насыщения численные значения коэффициентов объемного расширения приводятся в справочных таблицах рекомендуемой учебной литературы.

Вода при давлениях меньше 10 МПа имеет коэффициент объемного расширения, который практически зависит только от температуры и определяется по табличным значениям, приведенным для линии насыщения воды.

Наконец, газы, а также воздух, которые можно рассматривать как идеальные, характеризуются коэффициентом объемного расширения, который определяется с помощью уравнения Клапейрона — Менделеева (он равен величине, обратной абсолютной температуре: $\beta = T^{-1}$, К⁻¹).

Задача 3 (к теме 11). Определить: а) средний коэффициент теплоотдачи и сравнить результат с данными номограммы на рис. 12-8 [1, с. 278]; б) мощность теплового потока, отводимого трубой при конденсации пара; в) расход конденсата, стекающего с трубы (режим конденсации рассматривать как пленочную конденсацию неподвижного пара).

Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, брать из табл. 7.

Методические указания. Прежде всего следует определить, является ли режим стекания конденсата с трубы ламинарным или смешанным, с появлением выноса участка турбулентности. Для этого определяют величину числа подобия [1, с. 274]:

$$Z = \left(\frac{g h^3}{\nu^2} \right)^{1/3} \cdot \frac{\lambda_{ж} \Delta t}{\gamma_{ж} \rho_{ж}}$$

где индекс «ж» является указателем определяющей температуры, согласно которому λ , ν , ρ являются свойствами конденсата при средней температуре пленки: $t_{ж} = 0,5 (t_n + t_c)$.

Значение теплоты конденсации находят по температуре насыщения, которая определяется по давлению сухого насыщенного пара с помощью известных из курса термодинамики таблиц.

При определении физических свойств воды в состоянии насыщения [1, табл. 5] или [2, табл. 11] следует иметь в виду, что соответ-

Таблица 5

Наименование	Варианты задачи									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Конвективный теплообмен характеризуется вынужденной конвекцией	При поперечном внешнем обтекании трубы					При движении потока внутри трубы				
Диаметр трубы со стороны потока жидкости, м	0,02	0,05	0,03	0,04	0,06	0,30	0,25	0,20	0,15	0,10
Температура стенки трубы со стороны потока жидкости, °С	5	15	30	120	90	—5	15	60	85	45
Средняя температура жидкости, °С	15	10	20	15	30	15	10	180	90	50
Род жидкости	Воздух	Вода	Вода	Воздух	Воздух	Воздух	Вода	Воздух	Вода	Вода
Средняя скорость потока, м/с	10	3	8	6	4	10	3	20	1,5	2

Таблица 6

Наименование	Варианты задачи									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Конвективный теплообмен характеризуется условиями свободной конвекции	Вблизи горизонтальной трубы					Вблизи вертикальной стенки				
Диаметр трубы, м	0,2	0,2	2	0,02	0,05	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0
Высота стенки, м	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Температура на поверхности объекта (трубы, стенки), °С	90	—10	30	—5	15	120	90	60	85	45
Средняя температура жидкости, °С	30	20	20	15	10	15	30	180	90	50
Род жидкости	Вода	Воздух	Вода	Воздух	Вода	Воздух	Воздух	Воздух	Вода	Вода

Таблица 7

Наименование	Варианты задачи									
	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Давление сухого насыщенного водяного пара p , МПа	0,0042	0,0074	0,0074	0,1	0,1	0,0042	0,0074	0,0074	0,1	0,1
Пар конденсируется на стенках трубы	Стенка расположена вертикально					Стенка расположена горизонтально				
Длина трубы, м	2	2,5	3	3,5	4	2	2,5	3	3,5	4
Диаметр трубы, м	0,02	0,024	0,02	0,024	0,02	0,024	0,02	0,024	0,02	0,024
Температура стенки, °С	15	20	25	80	70	15	20	25	80	70

Стрелюшие значения p_n даны лишь начиная с температуры $t_n = 100^\circ\text{C}$ и выше. В интервале температур $0-90^\circ\text{C}$ значения давлений, соответствующих температурам насыщения, не даны. Значение $p = 1,013$ бар, приводимое в таблицах, указывает лишь на то, что физические параметры были определены в опытах, поставленных при атмосферном давлении.

В случае отсутствия таблиц воды и водяного пара в состоянии насыщения можно воспользоваться следующими значениями температуры и теплоты испарения (конденсации) в зависимости от давления сухого насыщенного водяного пара.

p , МПа	t_n , °С	r , кДж/кг	p , МПа	t_n , °С	r , кДж/кг
0,0042	30	2430	0,0123	50	2382
0,0074	40	2406	0,1013	100	2257

После вычисления Z сравнивают результат с $Z_{кр} = 2300$. Если $Z \leq Z_{кр}$, то режим стекания пленки конденсата ламинарный. Тогда число Re находят согласно формуле (12-15) [1, с. 274]:

$$Re = 0,95 Z^{0,78} \varepsilon_t.$$

Далее определяют искомый коэффициент теплоотдачи, который входит в состав Re :

$$Re = \frac{\alpha \Delta t h}{\nu_{ж} \rho_{ж}}.$$

Если же $Z > Z_{кр}$, то режим стекания пленки на нижнем участке становится турбулентным. В этом случае расчет числа Re выполняют по формуле (12-20) [1, с. 277]:

$$\overline{Re}_n = [89 + 0,024 (Pr_n / Pr_c)^{0,25} Pr_n^{0,5} (Z - 2300)]^{4/3}.$$

Величина $\varepsilon_t = (Pr_n / Pr_c)^{0,25}$ является поправкой на изменение теплофизических свойств пленки конденсата в зависимости от измененной температуры по толщине пленки.

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА 3

Вопросы

1. Опишите кривую зависимости теплового потока при кипении от температурного напора.
2. Опишите кривую зависимости теплового потока при кипении от температурного напора при нагревании с регулируемой температурой стенки и нерегулируемой мощностью теплового потока от нагревателя.
3. Опишите кривую зависимости теплового потока при кипении от температурного напора при нагревании с регулируемой мощностью.

- стью теплового потока от нагревателя и с регулируемой температурой стенки.
4. Укажите параметры первого кризиса кипения воды. Представьте их на графике зависимости теплового потока от температурного напора.
 5. Укажите параметры второго кризиса кипения воды. Представьте их на графике зависимости теплового потока от температурного напора.
 6. Опишите явление перехода от пузырькового режима кипения к пленочному. Приведите соответствующий график зависимости теплового потока от температурного напора.
 7. Опишите явление перехода от пленочного режима кипения к пузырьковому. Приведите соответствующий график зависимости теплового потока от температурного напора.
 8. Опишите влияние давления на кризис кипения первого рода.
 9. Опишите влияние скорости течения жидкости на кризис кипения первого рода.
 10. Опишите влияние паросодержания на кризис кипения жидкости в условиях вынужденного движения ее внутри труб и каналов.
 11. Назовите два-три материала с высокой степенью черноты. Укажите возможности использования этого свойства.
 12. Назовите два-три материала с низкой степенью черноты. Укажите возможности использования этого свойства.
 13. Назовите два-три материала с высокой поглощательной способностью. Укажите возможности использования этого свойства.
 14. Назовите два-три материала с низкой поглощательной способностью. Укажите возможности использования этого свойства.
 15. Назовите два-три материала с высокой отражательной способностью. Укажите возможности использования этого свойства.
 16. Назовите два-три материала с низкой отражательной способностью. Укажите возможности использования этого свойства.
 17. Назовите два-три материала с высокой пропускной способностью. Приведите примеры их использования.
 18. Что такое собственное и эффективное излучения? Их взаимосвязь.
 19. Что такое отраженное и эффективное излучения? Их взаимосвязь.
 20. Что такое собственное и отраженное излучения? Их взаимосвязь.
 21. Укажите связь между поглощательной, отражательной и излучательной способностью тела.
 22. Укажите связь между поглощательной способностью тела и его степенью черноты (закон Кирхгофа).
 23. Укажите связь между спектральной и интегральной плотностями потока излучения. Связь между законом Планка и законом Стефана — Больцмана.
 24. Объясните изменение светимости тел при их нагревании с помощью закона Планка и закона смещения Вина.
 25. Какова зависимость яркости излучения от направления, если излучение подчиняется закону Ламберта?
 26. Какова зависимость угловой плотности излучения от его направления, если излучение подчиняется закону Ламберта?
 27. Приведите пример, характеризующий отклонение излучения реального тела от закона Ламберта.

28. Поясните различие между действительной и радиационной температурой.
 29. Поясните различие между действительной и яркостной температурами.
 30. Поясните различие между цветовой и действительной температурами.
 31. Изобразите схематично график изменения температуры теплоносителя в рекуперативном теплообмене при прямом токе в случае, если расходная теплоемкость горячего теплоносителя C_1 больше, чем холодного теплоносителя.
 32. То же, что в вопросе 31, но в случае, если расходная теплоемкость горячего теплоносителя C_1 меньше, чем холодного.
 33. То же, что в вопросе 31, но в случае, если расходные теплоемкости горячего и холодного теплоносителей равны.
 34. Изобразите схематично график изменения температуры теплоносителей в рекуперативном теплообменнике при противотоке в случае, если расходная теплоемкость горячего теплообменника C_1 больше, чем холодного.
 35. То же, что в вопросе 34, но в случае, если расходная теплоемкость горячего теплоносителя C_1 меньше, чем холодного.
 36. То же, что в вопросе 34, но в случае, если расходная теплоемкость горячего и холодного теплоносителей одинакова.
 37. Изобразите схематично график изменения температуры теплоносителей в рекуперативном теплообменнике при расходе теплоносителя C_1 горячего теплоносителя больше, чем C_2 холодного теплоносителя, и при условии прямого течения теплоносителей.
 38. То же, что в вопросе 37, но при условии противоточного движения теплоносителей.
 39. Изобразите схематично график изменения температуры теплоносителей в рекуперативном теплообменнике при расходе теплоносителя C_2 холодного теплоносителя больше, чем C_1 горячего, и при условии противоточного движения теплоносителей.
 40. То же, что в вопросе 39, но при условии прямого движения теплоносителей.
- ### З а д а ч и
- Задача 1** (к теме 12). При пузырьковом кипении воды в большом объеме при заданном давлении определить: а) коэффициент теплоотдачи; б) тепловую нагрузку поверхности нагрева q_w , если задана температура этой поверхности t_w , или температуру поверхности нагрева t_w , если задана тепловая нагрузка этой поверхности q_w .
- Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, брать из табл. 8.
- Методические указания.** Наиболее простой способ решения задачи состоит в использовании опытных зависимостей (13-12) или (13-13) [1, с. 311]. Следует, однако, указать, что в зависимостях такого рода числовые коэффициенты (множители) являются величинами размерными и, следовательно, зависящими от используемой системы единиц.
- В качестве примера рассмотрим формулу, применяемую для расчета коэффициента теплоотдачи при пузырьковом кипении воды:

$$\alpha = 39 \Delta t_w^{0.73} p^{0.5}$$

(здесь, выражая Δt в градусах Цельсия ($^{\circ}\text{C}$), ρ в килограмм-силах на квадратный сантиметр ($\text{кгс}/\text{см}^2$), α получим в килокалориях в час на квадратный метр, градус Цельсия [$\text{ккал}/(\text{ч}\cdot\text{м}^2\cdot^{\circ}\text{C})$]. Коэффициент пропорциональности $C=39$ — величина размерная, и единицу его измерения предстоит определить. Для этого, решая равенство относительно числового коэффициента пропорциональности, получим

$$39 = \frac{\alpha}{\Delta t^{2,33} \rho^{0,5}}$$

Подставляя в правую часть равенства соответствующие единицы измерений, найдем единицу измерения коэффициента пропорциональности

$$C = 39 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К} \cdot \text{К}^{2,33} (\text{кгс}/\text{см}^2)^{0,5}}$$

Отсюда видно, что величина коэффициента пропорциональности C зависит от применяемой системы единиц. Чтобы найти численное выражение коэффициента C в единицах СИ, воспользуемся соотношениями между единицами измерений: 1 ккал/ч = 1,1630 Вт; 1 кгс/см² = 0,9807 бар = 0,09807 МПа.

$$C \text{ учетом этих соотношений } = 39 \cdot 1,163 \cdot (0,0981)^{-0,5} = 144 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^{2,33} \cdot \text{МПа}^{0,5}) \text{ иррациональная формула принимает вид}$$

$$\alpha = 144 \Delta t^{2,33} \rho^{0,5},$$

где α — выражается в ваттах на квадратный метр-кельвин [$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$], Δt — в кельвинах (К) и ρ в мегапаскалях (МПа).

Аналогично можно произвести пересчет на единицы СИ числового множителя и в другой расчетной формуле. Вместо

$$\alpha = 3,0 q^{0,7} r^{0,15},$$

где α — выражено в килокалориях в час на квадратный метр, градус Цельсия [$\text{ккал}/(\text{ч}\cdot\text{м}^2\cdot^{\circ}\text{C})$], q — в килокалориях в час на квадратный метр [$\text{ккал}/(\text{м}^2\cdot\text{ч})$] и r в килограмм-силах на квадратный сантиметр ($\text{кгс}/\text{см}^2$), удобнее производить вычисления по формуле

$$\alpha = 4,5 q^{0,7} r^{0,15},$$

где α выражается в ваттах на квадратный метр-кельвин [$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$], q — в ваттах на квадратный метр ($\text{Вт}/\text{м}^2$) и r в мегапаскалях (МПа).

По полученным формулам можно определить коэффициент теплоотдачи, а затем с его помощью и применяя формулу Ньютона — Рихмана, вычислить тепловую нагрузку поверхности нагрева, т. е. плотность теплового потока, или температуру поверхности нагрева.

Задача 2 (к темам 14 и 15). Определить долю теплоотдачи излучением в составе полной (суммарной) теплоотдачи при нагревании помещения с температурой 18 $^{\circ}\text{C}$ радиатором водяного отопления. Коэффициент теплоотдачи при свободной конвекции от радиатора к воздуху принять равным 5,5 Вт/(м²·К).

Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, брать из табл. 9.

Таблица 8

Наименование заданных условий	Варианты задачи									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Заданная температура поверхности теплообмена t_e , $^{\circ}\text{C}$	110	190	220	240	255	—	—	—	—	—
Заданная плотность теплового потока через поверхность теплообмена q_0 , Вт/м ²	—	—	—	—	—	20 · 10 ³	50 · 10 ³	100 · 10 ³	150 · 10 ³	200 · 10 ³
Давление кипящей воды p , МПа	0,1	1,0	2,0	3,0	4,0	0,1	1,0	2,0	3,0	4,0

Таблица 9

Наименование заданных условий	Варианты задачи									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Температура поверхности радиаторов, $^{\circ}\text{C}$	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95
Степень черноты радиаторов (в зависимости от окраски)	0,8	0,4	0,8	0,4	0,8	0,4	0,8	0,4	0,8	0,4

Методические указания. При расчете приведенной погрешательной способности в формуле Стефана — Больцмана погрешательную способность помещения следует принять близкой к единице. Теплообмен излучением между радиаторами и помещением сводится к случаю теплообмена излучением между выпуклым телом и его оболочкой. При решении задачи на теплообмен излучением нужно пользоваться следующими численными значениями постоянных: Стефана — Больцмана $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$; соответствующий коэффициент излучения абсолютно черного тела $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Задача 3 (к темам 14—16). Вычислить результирующий тепловой поток излучением от газовой среды к стенкам газохода, приходящийся на единицу поверхности газохода и выраженный в ваттах на квадратный метр ($\text{Вт}/\text{м}^2$). Поправкой на взаимное поглощение излучений компонентами газовой смеси Ден — пренебречь. Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, брать из табл. 10.

Методические указания. В учебной литературе [1] и [2] предлагаются два, несколько отличающихся способа решения задач. Способ, предложенный в учебнике [1], является более предпочтительным. Согласно этому способу искомая плотность результирующего излучения определяется согласно формуле (18-40) [1, с. 434]:

$$q_{r.c} = \frac{C_0}{\frac{\epsilon_r}{\epsilon_c} + \frac{1}{1 - \epsilon_r}} \left[\epsilon_r \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - \epsilon_{r.c} \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right]$$

где ϵ_r — определяемая степень черноты газовой смеси при T_r и при бесконечном увеличении газового объема; $\epsilon_{r.c}$ — то же, при T_c ; ϵ_r — степень черноты газовой смеси при T_r и заданном объеме. Значения остальных обозначений приведены в условии задачи.

Численные значения ϵ_r , $\epsilon_{r.c}$ и ϵ_c для смеси вычисляются через индивидуальные степени черноты компонентов газовой смеси согласно формуле (18-41):

$$\epsilon_r = \epsilon_{\text{CO}_2} + \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta \epsilon_r$$

Численные значения ϵ_{CO_2} и $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ определяются с помощью графической шкалы на рис. 18-6 [1, с. 433] в зависимости от указанной температуры (T_r или T_c).

Численные значения ϵ_{CO_2} и $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ определяются с помощью графика на рис. 18-4 и 18-5 [1, с. 431 и 432] в зависимости от парциального давления, средней длины луча и температуры T_r , выраженной в градусах Цельсия. Поправкой $\Delta \epsilon_r$ для упрощения задачи можно пренебречь. Наконец, среднюю длину луча рекомендуется определять по приближенной формуле (18-42) [1, с. 434]:

$$l = 0,9 \frac{4V}{F_c}$$

Таблица 10

Наименование заданных условий	Варианты задачи									
	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Несветящаяся газовая среда (без частиц сажи и золы) при общем давлении $0,98 \cdot 10^5 \text{ Па}$ и средней температуре $T_r, \text{ К}$	800	900	1000	1100	1200	800	900	1000	1100	1200
Размеры газохода: диаметр, м (высота \times ширина), м^2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	—	—	—	—	—
Температура стенок газохода $T_c, \text{ К}$	200	250	300	350	400	0,2 \times 0,2	0,2 \times 0,3	0,3 \times 0,2	0,3 \times 0,3	0,3 \times 0,3
Степень черноты стенок	0,8	0,9	0,8	0,9	0,8	200	250	300	350	400
Парциальное давление трехатомных газов $p, \text{ кПа}$:						0,9	0,8	0,9	0,8	0,9
водяного пара	7,5	8	8,5	9	9,5	0,9	0,8	0,9	0,8	0,9
диоксида углерода	12	10	11	12	12	7,5	8	8,5	9	9,5
						11	12	10	11	12

Примечание. Для вариантов 21—25 газовая среда проходит по газоходу цилиндрического сечения; для вариантов 26—30 — по прямоугольному сечению.

Наименование заданных условий	Варианты задачи									
	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
Расход воды в пароводяном теплообменнике	30 кг/с	10 ⁵ кг/ч	50 м ³ /ч	2 м ³ /мин	20 кг/с	104 кг/ч	30 м ³ /мин	1 м ³ /мин	25 кг/с	0,02 м ³ /с
Температура воды, °С:										
на входе	20	20	25	25	30	30	35	35	40	40
на выходе	70	70	75	75	80	80	85	85	90	90
Давление греющего пара (при степени сухости 0,98), МПа	0,11	0,11	0,12	0,12	0,13	0,13	0,14	0,14	0,15	0,15

Естественно, что для длинного газохода отношение

$$\frac{V}{F_c} = \frac{S}{P},$$

где S — площадь поперечного сечения газохода; P — периметр газохода.

Задача 4 (к теме 17). Определить расход пара на обогрев воды в пароводяном теплообменнике при условии, что весь пар в теплообменнике превращается в конденсат, выходящий из теплообменника в состоянии насыщения при давлении греющего пара. Найти площадь поверхности нагрева в теплообменнике при условии, что средний коэффициент теплопередачи $K = 3000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Представить схематично графика изменения температуры теплоносителей вдоль поверхности нагрева. Объяснить, зависит ли средний логарифмический температурный напор от включения теплонагрева в таком пароводяном теплообменнике от включения теплоносителей по схеме «прямоток» или «противоток». Потери тепла, через стенки теплообменника в окружающую среду пренебречь. Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, выбрать из табл. 11.

Методические указания. При решении задачи следует учитывать, что весь пар превращается в теплообменнике в конденсат, и этот конденсат выходит из теплообменника при температуре насыщения, соответствующей заданному давлению греющего пара. Отсюда следует, что в теплообменнике используется тепло конденсации греющего пара со степенью сухости $x = 0,98$ на входе и $x = 0$ на выходе. Температу конденсации t одного килограмма пара при заданном давлении определят по таблицам воды и водяного пара в состоянии насыщения. Тогда расход пара определится из выражения

$$Q = \frac{Q}{t_x - t'} = \frac{Q}{r x},$$

где Q — мощность теплового потока, переходящего от греющего пара к воде.

Примерный перечень лабораторных работ

1. Определение коэффициента теплопроводности в стационарном тепловом режиме трубы (пластина, шар).
2. Определение коэффициентов теплопроводности (или термепратуропроводности) одним из методов регулярного режима.
3. Определение коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции.
4. Определение коэффициента теплоотдачи при вынужденной конвекции.
5. Определение коэффициента теплоотдачи при кипении (конденсации).
6. Определение степени черноты твердого тела.
7. Определение угловых коэффициентов на световых моделях.

СОДЕРЖАНИЕ

Общие методические указания	3
Литература	3
Методические указания к темам курса	4
Введение	4
Тема 1. Основные положения теории теплопроводности	6
Тема 2. Теплопроводность при стационарном режиме	9
Тема 3. Теплопроводность при нестационарном режиме	11
Тема 4. Основные положения конвективного теплообмена	13
Тема 5. Основы метода подобия и моделирования	16
Тема 6. Основные вопросы методологии эксперимента	18
Тема 7. Теплоотдача при вынужденном продольном омывании плоской поверхности	19
Тема 8. Теплоотдача при вынужденном движении жидкости в трубах и при поперечном омывании труб	21
Тема 9. Теплоотдача при свободном движении жидкости	23
Тема 10. Отдельные задачи конвективного теплообмена в однородной среде	24
Тема 11. Теплообмен при конденсации чистого пара	26
Тема 12. Теплообмен при кипении однокомпонентных жидкостей	28
Тема 13. Конвективный тепло- и массообмен в бинарных смесях	31
Тема 14. Основные законы теплового излучения	32
Тема 15. Теплообмен излучением между непрозрачными телами, разделенными прозрачной средой	34
Тема 16. Теплообмен излучением в поглощающих средах. Сложный теплообмен	37
Тема 17. Теплообменные аппараты	38
Контрольные задания	
Контрольная работа 1	40
Контрольная работа 2	42
Контрольная работа 3	46
Примерный перечень лабораторных работ	55
	63

Воскресенский В. Ю.

В76 Теплопередача: Методические указания и контрольные задания для студентов-заочников энергетических специальностей.— М., Высш. школа, 1980.— 64 с.

10 к.

В соответствии с учебным планом изучения дисциплины «Теплопередача» для энергетических специальностей проводится на IV курсе, при этом предусматривается обзорный курс лекций — 20 ч; лабораторный практикум — 36 ч; самостоятельная работа с учебником — 50 ч (не более 400 с учебного материала); три контрольные работы — 21 ч (всего 127 ч), а также экзамен с включением в экзаменационный билет одной задачи. В пособии кроме методических указаний, которые приводятся к каждой теме программы, даны подробные ссылки на учебную литературу, вопросы для самопроверки и ответы на них.

ББК 31.31
ВТ2.2

Всеволод Юрьевич Воскресенский

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

Методические указания и контрольные задания
для студентов-заочников энергетических специальностей
высших учебных заведений

Ведущий редактор И. Н. Драчук
Младший редактор С. В. Мовчан
Технический редактор Н. Н. Кокорина
Корректор В. В. Кожуткина

Изд. № УМО/6546. Сдано в набор 24.08.79. Подписано к печати 26.09.80.
Формат 84×108^{1/2}. Бум. тип. № 3. Гарнитура литературная. Печать высокая.
Объем 3,36 усл. печ. л. 4,5 уч.-изд. л. Тираж 10 500 экз. Заказ 2752. Цена 10 к.
Издательство «Высшая школа», Москва, К-51, Неглинная ул., д. 29/14.

Московская типография № 8 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете СССР
по делам издательства, полиграфии и книжной торговли,
Хохловский пер., 7

© Издательство «Высшая школа», 1980

ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

При изучении дисциплины «Теплопередача» большое внимание студенту-заочнику необходимо обратить на самостоятельную работу с учебником. Приводимый ниже список учебной литературы включает в себя основную, дополнительную и справочную литературу. Учебник [1] в наибольшей степени согласован с программой курса, и именно к нему даны методические разработки с указанием глав, параграфов и страниц. В задачнике [2] приводятся необходимые объемы справочных данных и решения типовых задач. В случае затруднений с приобретением третьего издания этих пособий можно воспользоваться книгами второго издания.

Пособие [3] может быть использовано для более подробного изучения отдельных тем курса. Учебная литература [4], [5], [6] рассматривается как вспомогательная, дополняющая основную или, в самом крайнем и нежелательном случае, заменяющая ее.

Справочная литература [7], [8] может оказаться полезной при решении практических задач, выходящих за рамки учебной программы.

Литература

Основная.

1. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача.— 3-е изд. М., 1975.
2. Краснощеков Е. А., Сукомел А. С. Задачник по теплопередаче.— 3-е изд. М., 1975.

Дополнительная.

3. Осипова В. А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена. М., 1969.
4. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М., 1973.
5. Жуковский В. С. Основы теории теплопередачи.— 2-е изд. М., 1969.
6. Теоретические основы тепло- и хладотехники. Ч. 2. Теплообмен/Под ред. Э. И. Гуйю. Л., 1976.
7. Справочная.
7. Теплоотехнический справочник.— 2-е изд. М., 1976.
8. Кутателадзе С. С., Борishанский В. М. Справочник по теплопередаче, М.—Л., 1959.