


Учреждение образования
БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Факультет электронно-информационных систем

Кафедра физики

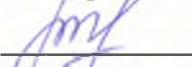
СОГЛАСОВАНО

Заведующий
кафедрой физики

 Т.Л.Кушнер
27.06 2022

СОГЛАСОВАНО

Декан факультета
электронно-информационных систем

 С.Ф.Лебедь
27.06 2022

ЭЛЕКТРОННЫЙ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС
по учебной дисциплине
ТЕПЛОМАССОБМЕН

1-70 04 02 Теплогазоснабжение, вентиляция
и охрана воздушного бассейна

1-36 01 03 Технологическое оборудование
машиностроительного производства

Составитель: Пинчук А.И., доцент кафедры физики, к.ф.-м.н., доцент

Рассмотрено и рекомендовано
на заседании научно-методического
совета БрГТУ (протокол № 7 от 29.06.2022)

Регистрационный № УМК 20-12-08

ОГЛАВЛЕНИЕ

УЧЕБНАЯ ПРОГРАММА	4
ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА	18
КРАТКИЙ КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ	23
Вступление	23
1. Элементарные способы переноса теплоты. Теплопроводность	24
2. Теплопроводность при стационарном и нестационарном режимах.....	35
2.1. Теплопроводность при стационарном режиме.....	35
2.2. Нестационарная теплопроводность	51
3. Конвективный теплообмен.....	60
3.1. Естественная тепловая конвекция	60
3.2. Вынужденная тепловая конвекция	71
4. Теплообмен при наличии внутренних источников теплоты.....	86
5. Теплообмен излучением	93
6. Теплопередача	112
7. Теплообмен при фазовых превращениях.....	134
7.1. Теплообмен при кипении жидкостей	134
7.2. Кипение при вынужденном движении жидкости в трубах.....	138
7.3. Теплоотдача при конденсации пара	139
8. Массообмен.....	142
9. Тепломассообменные аппараты.....	147
ПРАКТИЧЕСКИЕ РАБОТЫ И МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ИХ ВЫПОЛНЕНИЮ....	156
Введение.....	156
Теплопроводность	156
Естественная тепловая конвекция	166
Вынужденная тепловая конвекция	167
Теплообмен излучением	171
Теплопередача.....	181
Фазовые превращения.....	192
Массообмен.....	194
Теплообменные аппараты.....	195
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ЛАБОРАТОРНОМУ ПРАКТИКУМУ	199
Введение.....	199
Порядок работы по прохождению лабораторного практикума.....	199
Лабораторная работа ТМО-1. Исследование теплопроводности материалов методом пластины.....	201
Лабораторная работа ТМО-2. Определение коэффициента теплопроводности сыпучих тел	208
Лабораторная работа ТМО-3. Исследование нестационарной теплопроводности металлов.	212
Лабораторная работа ТМО-4. Исследование теплопередачи при естественной конвекции воздуха около горизонтального цилиндра.....	219
Лабораторная работа ТМО-5. Исследование теплопередачи при естественной конвекции воздуха около горизонтального цилиндра.....	226
Лабораторная работа ТМО-6. Исследование теплопередачи при естественной конвекции около вертикального цилиндра.....	234
Лабораторная работа ТМО-7. Определение коэффициента теплоотдачи при естественной конвекции около горизонтального цилиндра	244
Лабораторная работа ТМО-8. Исследование теплопередачи при вынужденном движении воздуха в трубе	251

Лабораторная работа ТМО-9. Изучение естественного конвективного теплообмена и определения КПД системы отопления	261
Лабораторная работа ТМО-10. Определение коэффициента теплоотдачи одиночной вертикальной трубы при естественной конвекции в неограниченном пространстве	265
Лабораторная работа ТМО-11. Определение коэффициента излучения электропроводящих калориметрическим методом	272
Лабораторная работа ТМО-12. Определение степени черноты методом сравнения	277
Лабораторная работа ТМО-13. Исследование теплового процесса в теплообменном аппарате типа "труба в трубе"	283
ТЕСТОВЫЕ ЗАДАНИЯ.....	294
КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ	300
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	310
СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ	313

УЧЕБНАЯ ПРОГРАММА

1. СОДЕРЖАНИЕ УЧЕБНОГО МАТЕРИАЛА 1.1. ЛЕКЦИОННЫЕ ЗАНЯТИЯ, ИХ СОДЕРЖАНИЕ

Введение

Тепломассообмен – базовая дисциплина в подготовке инженера по специальности «Технологическое оборудование машиностроительного производства». Связь с общепрофессиональными и профилирующими дисциплинами.

Тепломассообмен – одна из дисциплин, обеспечивающих экономию топливно-энергетических ресурсов, роль в строительной индустрии, проектировании и строительстве промышленных объектов. Развитие науки о тепломассообмене, ее проблемы и перспективы развития.

Тема 1. Основные положения теории тепломассопереноса

Общие сведения о тепломассообмене. Законы переноса теплоты и массы. Тепломассопроводность. Закон Фурье. Конвективный тепломассообмен. Тепловое излучение. Сложный тепломассообмен. Тепломассопередача. Основные коэффициенты тепломассопроводности, тепломассоотдачи. Дифференциальные уравнения переноса теплоты. Дифференциальные уравнения тепломассопроводности. Молекулярная и термодиффузия. Диффузия в движущейся среде. Уравнения гидроаэродинамики. Процессы переноса в ламинарном и турбулентном потоках.

Конвективный перенос теплоты. Основные понятия. Плотность теплового потока. Формула Ньютона-Рихмана. Температурный напор. Понятие о свободной и вынужденной конвекции. Влияние теплофизических свойств жидкости на процессы конвективного тепломассообмена, температурная зависимость коэффициента динамической вязкости для капельных жидкостей. Гидродинамическая структура потока и интенсивность конвективного теплообмена. Ламинарный и турбулентный режимы течения.

Тема 2. Стационарный тепломассоперенос

Тепловой поток и температурное поле в плоской стенке. Граничные условия (ГУ) I и III рода. Тепловой поток и температурное поле в полой цилиндрической стенке, (ГУ) I и III рода. Критический диаметр цилиндрической стенки, теплоизоляции. Тепловой поток и температурное поле в сферической стенке (полый шар), (ГУ) I и III рода. Тепловой поток и температурное поле в телах со сложным термическим сопротивлением. Поле температур и тепловой поток с источником теплоты в полуограниченном теле (массиве). Тепловой поток и температурное поле в телах с внутренними источниками теплоты.

Теплопроводность тонкого стержня. Теплообмен через ореренные поверхности. Температурное поле в ребре бесконечной и конечной длины, переменного сечения. Тепловой поток ребра, коэффициент эффективности ребра.

Коэффициент теплопроводности для газов, капельных жидкостей, металлов, диэлектриков, теплоизоляционных материалов. Влияние различных факторов на их теплопроводность.

Тема 3. Нестационарный тепломассообмен

Методы разделения переменных. Температурное поле в телах с конечной теплопроводностью. (Полуограниченное тело, неограниченная пластина, неограниченный цилиндр, сфера, тело конечных размеров). Регулярный режим. Нагрев (охлаждение) тел с бесконечно большой теплопроводностью. (Температура среды – постоянная линейная функция времени, экспоненциальная функция времени, периодическая функция времени). Нестационарная теплопроводность при фазовых переходах. Баланс теплоты на границе раздела фаз. Температурное поле. Температура поверхности – гармоническая функция времени. Тепловой поток.

Методы суперпозиции, влияние числа Фурье на температурное поле в начальной стадии и стадии регулярного режима; темп регулярного режима. Нестационарное температурное поле при переменной температуре окружающей среды; температурные волны.

Расчет температурных полей с использованием аналоговых методов. Поле температур в телах сложной геометрической формы.

Тема 4. Подобие и моделирование процессов тепломассообмена

Теория подобия в процессах тепломассообмена. Дифференциальные уравнения энергии, движения, неразрывности. Принципы моделирования, представление экспериментальных результатов в виде уравнений подобия, числа критерии подобия. Тепловой и гидродинамический пограничный слой, основы теории. Тепловые режимы.

Тема 5. Основные положения конвективного теплообмена

Температурное поле в движущейся среде. Дифференциальные уравнения энергии, движения, неразрывности. Решение задач конвективного теплообмена, связанных с использованием безразмерных переменных. Критериальные уравнения. Теоремы подобия. Числа гидромеханического и теплового подобия, их физический смысл

Тема 6. Теплоотдача при вынужденном продольном омывании плоской поверхности

Расчет и механизм теплоотдачи при ламинарном движении жидкости у плоской поверхности. Локальные и средние коэффициенты теплоотдачи, влияние направления теплового потока на теплоотдачу капельной жидкости.

Механизм турбулентного переноса, коэффициенты турбулентного переноса, аналогии Рейнольдса.

Теплообмен при поперечном обтекании одиночного цилиндра, их пучков. Гидродинамическая структура потока при обтекании криволинейной поверхности. Зависимости при расчёте теплоотдачи одиночных цилиндров, коридорных и шахматных пучков труб.

Тема 7. Теплоотдача при вынужденном течении жидкости в каналах

Теплообмен при течении жидкости в трубах. Ламинарный режим течения – гидродинамическая и тепловая стабилизация, начальный и участок стабилизированного течения. Теплообмен при ламинарном и турбулентном течении жидкости в трубе и граничных условий первого и второго рода, влияние гидродинамической структуры потока. Температуры жидкости вдоль канала. Теплоотдача при течении жидкости в каналах с поперечным сечением произвольной формы, в изогнутых каналах. Формулировка и решение задачи о теплообмене при свободном ламинарном и турбулентном движении жидкости вдоль вертикальных поверхностей. Изменение локальной теплоотдачи вдоль поверхности. Теплоотдача при свободном движении жидкости у поверхности горизонтального цилиндра.

Тема 8. Теплоотдача при вынужденном поперечном обтекании труб и пучков труб

Теплообмен при поперечном обтекании одиночного цилиндра и пучков цилиндров. Гидродинамическая структура потока. Расчетные зависимости для теплоотдачи одиночных цилиндров, коридорных и шахматных циклов труб. Формулировка и решение задач о теплообмене при свободном ламинарном и турбулентном движении жидкости вдоль вертикальных поверхностей. Теплоотдача при свободном движении жидкости у поверхности горизонтального цилиндра.

Тема 9. Теплоотдача при свободном движении жидкости

Теплообмен в ограниченном пространстве: методика расчета теплоотдачи, эквивалентный коэффициент теплопроводности. Теплоотдача при наличии свободного и вынужденного движения. Конвективный теплообмен при взаимодействии струй и потоков капельной жидкости, вязкостно-гравитационное течение жидкости в трубах.

Тема 10. Конвективный тепло- и массообмен

Основные понятия и определения. Молекулярная диффузия, градиент концентрации, закон Фика. Стационарная одномерная молекулярная диффузия и расчет плотности потока массы. Стефановский поток. Постановка задачи и расчет квазистационарного испарения горячей капли жидкого топлива.

Конвективный массообмен. Система дифференциальных уравнений энергии, уравнения движения и неразрывности. Аналогия процессов переноса

теплоты и массы. Понятие о диффузионном пограничном слое. Использование аналогии тепло- и массообмена для расчета массообменных процессов.

Тема 11. Теплообмен при конденсации чистого пара

Теплообмен при конденсации пара, пленочная и капельная конденсация. Теплообмен при пленочной конденсации неподвижного пара на вертикальной поверхности; волновое течение пленки конденсата, основные уравнения теплообмена. Пленочная конденсация на наружной поверхности горизонтальной трубы. Расчет теплоотдачи для турбулентной пленки конденсата. Особенности конденсации движущегося пара в трубах, режимы течения, расчет теплообмена. Расчет коэффициента теплоотдачи при конденсации пара на горизонтальных пучках.

Средний коэффициент теплоотдачи при смешанном течении пленки конденсата. Влияние скорости течения пара на теплоотдачу при конденсации на вертикальной поверхности. Влияние неконденсирующихся газов на теплообмен. Теплоотдача при турбулентном течении пленки конденсата на вертикальной поверхности. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на внешней поверхности горизонтальных одиночных труб и пакетах труб. Пленочная конденсация на нижней поверхности горизонтальной плиты. Влияние влажности и перегрева пара. Теплообмен в свободно падающей струе, поверхности жидкости. Конденсация на струе, втекающей в паровое пространство с большой скоростью. Отдельные задачи теплообмена при конденсации.

Тема 12. Теплоотдача при кипении однокомпонентной жидкости

Механизм процесса теплообмена при пузырьковом кипении жидкости. Два основных режима кипения. Структура потока при пузырьковом кипении жидкости в неограниченном объеме. Температурное поле. Пузырьковое кипение, частота и скорость роста паровых пузырей. Характер движения парожидкостной смеси в горизонтальных и вертикальных трубах, теплообмен. Теплоотдача при пузырьковом кипении в условиях свободного движения. Пузырьковое кипение в большом объеме жидкости при свободной конвекции. Пузырьковое кипение при вынужденной конвекции жидкости. Теплоотдача при пленочном кипении.

Влияние давления, теплового потока, температурного напора, теплофизических свойств жидкости, состояния, размера поверхности нагрева на интенсивность теплоотдачи при кипении.

Гидродинамическая природа кризисов в механизме кипения жидкости. Критерий устойчивости двухфазного граничного слоя при свободной конвекции в большом объеме кипящей жидкости (первый кризис кипения). Переход от пленочного режима кипения к пузырьковому режиму.

Критерий устойчивости двухфазного граничного слоя при больших скоростях течения жидкости. Влияние недогрева жидкости до температуры

насыщения на критическую плотность теплового потока. Критический тепловой поток в области умеренных скоростей течения. Кризис кипения в бинарных смесях. Интенсификация теплообмена при кипении.

Тема 13. Тепло- и массообмен при испарении и конденсации

Плотность потока испарения при течении влажного воздуха вдоль плоской поверхности. Конвективный теплообмен при испарении капель и пленок жидкости. Теплообмен при контакте воздуха с поверхностью воды. Расчет теплообмена в строительных конструкциях и тепловых коммуникациях. Модельные, структурные характеристики капиллярно-пористых систем. Фильтрация жидкости в капиллярно-пористых системах, законы Дарси, Кармана-Козени.

Тема 14. Основные положения теплового излучения

Природа теплового излучения. Волновая и квантовая модели излучения. Спектр электромагнитного излучения. Излучающие свойства абсолютно черного тела. Моделирование абсолютно черного тела. Интенсивность излучения, интегральное, монохромическое полусферическое излучение. Плотность потока полусферического излучения. Диффузное излучение. Поглощательная, отражательная и пропускающая способность. Законы Планка, Ламберта, Вина, Релея-Джинса, Стефана-Больцмана, Кирхгофа, Бугера. Термодинамическое равновесное излучение, понятие серого тела. Радиационные характеристики реальных поверхностей. Селективные поверхности.

Тема 15. Теплообмен излучением между телами, разделенными прозрачной средой, и в системах содержащих зеркальные системы

Теплообмен излучением в системе тел, разделенных диатермичной средой. Классификация видов полусферического излучения: собственное, падающее, эффективное и результирующее излучение. Геометрические инварианты излучения. Угловые коэффициенты излучения.

Понятие об интегральных уравнениях теплообмена излучением и зональном методе расчета. Задачи теплообмена излучением в простейших геометрических системах – параллельные поверхности, системы с экранами, однородный трубный пучок и плоскость. Теплообмен излучением в системах, содержащих зеркально отражающие поверхности.

Тема 16. Теплообмен излучением в поглощающих средах

Закономерности теплообмена излучением при наличии поглощающей (излучающей) и рассеивающей среды. Уравнения переноса лучистой энергии. Коэффициент поглощения, степень черноты газообразных сред. Оптическая толщина среды. Теплообмен излучением в плоском слое поглощающей среды. Основные положения расчета теплообмена между газовой средой и оболочкой. Инженерный метод расчета излучения газа в замкнутых системах. Некоторые

специальные проблемы переноса излучения: пламена, светящиеся пламена и излучающие частицы, люминесценция, нестационарные задачи.

Тема 17. Теплообменные аппараты и их классификация

Типы теплообменных аппаратов: кожухотрубные, «труба в трубе», конденсаторы, испарители, парогенераторы, пластинчатые, воздухоохлаждаемые, компактные, тепловые трубы, градирни, сушильные установки. Типы поверхностей раздела между теплоносителями. Физические свойства теплоносителей. Варианты схем движения теплоносителей, варианты изменения температур теплоносителей, средний температурный напор, коэффициент теплопередачи.

Тема 18. Тепловой расчет теплообменных аппаратов

Основы теплового расчета теплообменников, уравнение теплового баланса, уравнение теплопередачи, изменения температур теплоносителей, средний температурный напор. Конструктивный и поверочный расчеты теплообменников, определение конечных температур теплоносителей. Расчет теплообменников с учетом их тепловой эффективности. Нестационарная работа теплообменников.

Принципы гидравлического расчета теплообменных аппаратов. Связь гидравлического сопротивления и интенсивности теплообмена. Основы технико-экономической оптимизации теплообменных аппаратов. Интенсификация теплообмена.

1.2. ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ, ИХ СОДЕРЖАНИЕ

1. Теплопроводность
2. Естественная тепловая конвекция
3. Вынужденная тепловая конвекция
4. Теплообмен излучением
5. Теплопередача
6. Фазовые превращения
7. Массообмен
8. Теплообменные аппараты

1.3. ПЕРЕЧЕНЬ ТЕМ ЛАБОРАТОРНЫХ ЗАНЯТИЙ, ИХ НАЗВАНИЕ

1. Лабораторная работа ТМО-1. Исследование теплопроводности материалов методом пластины
2. Лабораторная работа ТМО-2. Определение коэффициента теплопроводности сыпучих тел
3. Лабораторная работа ТМО-3. Исследование нестационарной теплопроводности металлов

4. Лабораторная работа ТМО-4. Исследование теплопередачи при естественной конвекции воздуха около горизонтального цилиндра
5. Лабораторная работа ТМО-5. Исследование теплопередачи при естественной конвекции воздуха около горизонтального цилиндра
6. Лабораторная работа ТМО-6. Исследование теплопередачи при естественной конвекции около вертикального цилиндра
7. Лабораторная работа ТМО-7. Определение коэффициента теплоотдачи при естественной конвекции около горизонтального цилиндра
8. Лабораторная работа ТМО-8. Исследование теплопередачи при вынужденном движении воздуха в трубе
9. Лабораторная работа ТМО-9. Изучение естественного конвективного теплообмена и определения КПД системы отопления
10. Лабораторная работа ТМО-10. Определение коэффициента теплоотдачи одиночной вертикальной трубы при естественной конвекции в неограниченном пространстве
11. Лабораторная работа ТМО-11. Определение коэффициента излучения электропроводящих калориметрическим методом
12. Лабораторная работа ТМО-12. Определение степени черноты методом сравнения
13. Лабораторная работа ТМО-13. Исследование теплового процесса в теплообменном аппарате типа «труба в трубе»

2. ТРЕБОВАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ (РАБОТЕ)

Отсутствует в учебной программе.

3.1. УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ КАРТА УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ
для дневной формы получения высшего образования
специальность 1-70 04 02

Номер раздела, темы	Название раздела, темы	Количество аудиторных часов				Количество часов самост. работы	Форма контроля знаний
		ЛК	ЛЗ	ПЗ	СЗ		
№ п/п	5-й семестр	48	36	34	-	92	Письменный экзамен
1.1.	Темы 1 – 4	20	12	8	-	12	Контрольные работы. Доклады на практических занятиях
1.2.	Темы 5 – 10	19	16	10	-	16	Тесты. Контрольные работы. Отчеты по аудиторным практическим упражнениям с их устной защитой
1.3.	Темы 11 – 12	2	-	2	-	16	Контрольные работы. Отчеты по лабораторным работам с их устной защитой
1.4.	Темы 13 – 14	2	-	4	-	16	Контрольные работы. Отчеты по домашним практическим упражнениям с их устной защитой
1.5.	Темы 15 – 17	3	4	8	-	16	Контрольные работы. Отчеты по аудиторным практическим упражнениям с их устной защитой. Рефераты
1.6.	Тема 18	2	4	2	-	16	Тесты. Отчеты по лабораторным работам с их устной защитой. Оценивание на основе модульно-рейтинговой системы.

3.2. УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ КАРТА УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ
для дневной формы получения высшего образования
специальность 1-36 01 03

Номер раздела, темы	Название раздела, темы	Количество аудиторных часов				Количество часов самост. работы	Форма контроля знаний
		ЛК	ЛЗ	ПЗ	СЗ		
№ п/п	4-й семестр	34	36	16	-	34	Письменный зачёт
1.1.	Темы 1 – 4	14	12	4	-	4	Контрольные работы. Доклады на практических занятиях
1.2.	Темы 5 – 10	11	16	4	-	6	Тесты. Контрольные работы. Отчеты по аудиторным практическим упражнениям с их устной защитой
1.3.	Темы 11 – 12	2	-	1	-	6	Контрольные работы. Отчеты по лабораторным работам с их устной защитой
1.4.	Темы 13 – 14	2	-	2	-	6	Контрольные работы. Отчеты по домашним практическим упражнениям с их устной защитой
1.5.	Темы 15 – 17	3	4	4	-	6	Контрольные работы. Отчеты по аудиторным практическим упражнениям с их устной защитой. Рефераты
1.6.	Тема 18	2	4	1	-	6	Тесты. Отчеты по лабораторным работам с их устной защитой

3.3. УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ КАРТА УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ
для заочной формы получения высшего образования
специальность 1-70 04 02

Номер раздела, темы	Название раздела, темы	Количество аудиторных часов				Количество часов самост. работы	Форма контроля знаний
		ЛК	ЛЗ	ПЗ	СЗ		
№ п/п	6-й семестр	10	12	8	-	180	Письменный экзамен
1.1.	Темы 1 – 4	3	5	2	-	30	Контрольные работы. Письменные отчеты по лабораторным работам
1.2.	Темы 5 – 10	2	5	2	-	30	Контрольные работы. Письменные отчеты по лабораторным работам
1.3.	Темы 11 – 12	1	-	1	-	30	Контрольные работы. Письменные отчеты по лабораторным работам
1.4.	Темы 13 – 14	1	-	1	-	30	Контрольные работы. Письменные отчеты по лабораторным работам
1.5.	Темы 15 – 17	2	1	1	-	30	Контрольные работы. Письменные отчеты по лабораторным работам
1.6.	Тема 18	1	1	1	-	30	Контрольные работы. Письменные отчеты по лабораторным работам

3.4. УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ КАРТА УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ
для заочной формы получения высшего образования, интегрированного со
средним специальным образованием, специальность 1-70 04 02

Номер раздела, темы	Название раздела, темы	Количество аудиторных часов				Количество часов самост. работы	Форма контроля знаний
		ЛК	ЛЗ	ПЗ	СЗ		
№ п/п	1-й семестр	4	12	4	-	189	Письменный экзамен
1.1.	Темы 1 – 4	2	5	2	-	39	Контрольные работы. Письменные отчеты по лабораторным работам
1.2.	Темы 5 – 10	1	5	1	-	30	Контрольные работы. Письменные отчеты по лабораторным работам
1.3.	Темы 11 – 12	-	-	-	-	30	Контрольные работы. Письменные отчеты по лабораторным работам
1.4.	Темы 13 – 14	-	-	-	-	30	Контрольные работы. Письменные отчеты по лабораторным работам
1.5.	Темы 15 – 17	1	1	1	-	30	Контрольные работы. Письменные отчеты по лабораторным работам
1.6.	Тема 18	-	1	-	-	30	Контрольные работы. Письменные отчеты по лабораторным работам

4. ИНФОРМАЦИОННО-МЕТОДИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

4.1. Перечень литературы

Основная

1. Брюханов, О. Н. Тепломассообмен : учебник / О. Н. Брюханов, С. Н. Шевченко. – М. : Инфра-М, 2014. – 464 с.
2. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – 4-е изд. – М. : Энергия, 1981. – 416 с.
3. Кутателадзе, С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутателадзе. – М. : Атомиздат, 1979. – 416 с.
4. Теория тепломассообмена : учебник для вузов / под ред. А. И. Леонтьева. – М. : МГТУ, 2018. – 464 с.
5. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М. : Энергия, 1977. – 344 с.
6. Тепло- и массообмен : учеб. пособие в 2 ч. / Б. М. Хрусталеv [и др.] ; под общ. ред. А. П. Несенчука. – Минск : БНТУ, 2007. – Ч. 1 – 607 с.
7. Тепло- и массообмен : учеб. пособие в 2 ч. / Б. М. Хрусталеv [и др.] ; под общ. ред. А. П. Несенчука. – Минск : БНТУ, 2009. – Ч. 2 – 274 с.
8. Цветков, Ф. Ф. Тепломассообмен : учебник для вузов / Ф. Ф. Цветков, Б.А. Григорьев. – М. : Издательство дом МЭИ, 2011. – 562 с.
9. Ягов, В. В. Теплообмен в однофазных средах и при фазовых превращениях : учеб. пособие / В. В. Ягов. – М. : Издательский дом МЭИ, 2014. – 542 с.

Дополнительная

10. Исаченко, В. П. Теплопередача : учебник / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М. : Энергоиздат, 1981. – 416 с.
11. Цветков, Ф. Ф. Задачник по тепломассообмену : учебное пособие / Ф. Ф. Цветков, Р. В. Кирилов, В. И. Величко. – М. : МЭИ, 2002. – 196 с.
12. Теплотехнический справочник в 2 томах / под ред. В. Н. Юренев, П. Д. Лебедев. – М. : Энергия, 1976. – 1700 с.

4.2. Перечень компьютерных программ, наглядных и других пособий:

- компьютерная программа для расчёта тепловых потерь с боковой поверхности горизонтального и вертикального цилиндра в условиях естественной конвекции и теплового излучения;
- лекционная демонстрация «Естественная конвекция»;
- лекционная демонстрация «Модель абсолютно чёрного тела».

4.3. Перечень средств диагностики результатов учебной деятельности

Для аттестации обучающихся по дисциплине «Тепломассообмен» на соответствие их персональных достижений поэтапным или конечным

требованиям образовательной программы имеются фонды оценочных средств, которые включают следующие формы диагностики.

1. *Устная форма диагностики компетенций* включает:

- Собеседования.
- Доклады на практических занятиях.
- Доклады на ежегодно проводимых в УО БрГТУ конференциях «Неделя науки».

2. *Письменная форма диагностики компетенций* включает:

- Тесты.
- Контрольные опросы.
- Контрольные работы.
- Письменные отчеты по аудиторным (домашним) практическим упражнениям.
- Письменные отчеты по лабораторным работам.
- Рефераты.
- Публикации статей, докладов.
- Оценивание на основе модульно-рейтинговой системы.
- Письменные зачеты.
- Письменные экзамены.

3. *Устно-письменная форма диагностики компетенций* включает:

- Отчеты по аудиторным практическим упражнениям с их устной защитой.
- Отчеты по домашним практическим упражнениям с их устной защитой.
- Отчеты по лабораторным работам с их устной защитой

В соответствии с п. 2.8 Положения «О внутрисеместровой аттестации студентов БрГТУ» № 11 от 30.01.2019 результаты внутрисеместровой аттестации студентов учитываются при проведении текущей аттестации (зачета (дифференцированного зачета), экзамена по учебной дисциплине) в соответствии с изложенной ниже методикой.

Рекомендуемый расчет итоговой отметки по учебной дисциплине ($O_{\text{итог}}$), которая вносится в зачетно-экзаменационную ведомость, производится по формуле (с последующим округлением полученного числа до ближайшего целого):

$$O_{\text{итог}} = O_{\text{ВС1}} \times K_{\text{ВС1}} + O_{\text{ВС2}} \times K_{\text{ВС2}} + O_{\text{тек}} \times K_{\text{тек}}, \text{ где}$$

$O_{\text{ВС}}$ – отметка по внутрисеместровой аттестации (первой и второй),

$O_{\text{тек}}$ – отметка, полученная на экзамене, дифференцированном зачете,

$K_{\text{ВС}}$ и $K_{\text{тек}}$ – весовые коэффициенты соответствующих видов аттестации.

Весовой коэффициент результатов внутрисеместровой аттестации в итоговой отметке по учебной дисциплине устанавливается кафедрой и доводится до сведения студентов в начале семестра.

Пример. Весовые коэффициенты аттестаций по дисциплине составляют: $K_{\text{ВС1}} = 0,3$; $K_{\text{ВС2}} = 0,35$; $K_{\text{тек}} = 0,35$. Студент аттестован с оценками: $O_{\text{ВС1}} = 7$; $O_{\text{ВС2}} = 9$; $O_{\text{тек}} = 6$.

Итоговая оценка по дисциплине составит:

$$O_{\text{итог}} = 7 \times 0,3 + 9 \times 0,35 + 6 \times 0,35 = 2,1 + 3,15 + 2,1 = 7,35 \approx 7$$

4.4. Методические рекомендации по организации и выполнению самостоятельной работы обучающихся по учебной дисциплине «Тепломасобмен».

Согласно п. 3. Положения «О самостоятельной работе студентов» Учреждения образования «Брестский государственный технический университет» № 349 от 27.04.2015 «Содержание и научно-методическое обеспечение самостоятельной работы обучающихся» эффективная самостоятельная работа (далее – СР) учащихся обеспечивается следующим комплексом организационно-методических мероприятий:

Условием эффективной организации СР по учебной дисциплине является наличие научно-методического обеспечения СР по учебной дисциплине.

Научно-методическое обеспечение СР по учебной дисциплине включает: методические рекомендации по организации и выполнению СР по учебной дисциплине;

перечни заданий и контрольных мероприятий управляемой самостоятельной работы по учебной дисциплине (далее – УСР);

учебную, справочную, методическую, иную литературу и ее перечень;

учебно-методические комплексы, в том числе электронные;

наглядные пособия, мультимедийные, аудио- и видеоматериалы;

доступ для каждого обучающегося к библиотечным фондам, электронным средствам обучения, электронным информационным ресурсам (локального доступа, удаленного доступа) по учебной дисциплине;

фонды оценочных средств: типовые задания, контрольные работы, тесты, алгоритмы выполнения заданий, примеры решения задач, тестовые задания для

самопроверки и самоконтроля, тематика рефератов, методические разработки по инновационным формам обучения и диагностики компетенций.

На основе перечней контрольных мероприятий УСР по учебным дисциплинам на каждый семестр составляется план контрольных мероприятий УСР по специальности (направлению специальности, специализации) и доводится до сведения обучающихся.

Время, отведенное на СР, может использоваться обучающимися на:

- проработку тем (вопросов), вынесенных на самостоятельное изучение;
- выполнение типовых расчетов;
- решение задач;
- составление алгоритмов, схем;
- выполнение чертежей, расчетно-графических работ;
- выполнение исследовательских и творческих заданий;
- подготовку сообщений, тематических докладов, рефератов, презентаций, эссе;
- выполнение практических заданий;
- конспектирование учебной литературы;
- подготовку отчетов;
- составление обзора научной (научно-технической) литературы по заданной теме;
- выполнение патентно-информационного поиска;
- аналитическую обработку текста (аннотирование, реферирование, рецензирование, составление резюме);
- подготовку докладов;
- подготовку презентаций;
- оформление рекламных, информационных и демонстрационных материалов (стенды, газеты и пр.);
- составление тестов;
- изготовление макетов, лабораторно-учебных пособий;
- составление тематической подборки литературных источников, интернет-источников;
- оформление и сопровождение интернет-страниц, сайтов, блогов.

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

В связи с быстрым развитием науки и техники все большее значение приобретают процессы тепло- и массообмена. Тепломассообмен представляет собой один из важных разделов технической физики. Объем и уровень курса должны быть достаточны для усвоения ряда специальных дисциплин, решения основных практических задач, возникающих при выполнении и защите курсовых и дипломных работ. Курс базируется на изучении таких дисциплин, как физика, математический анализ, техническая термодинамика, механика жидкости и газа.

В результате изучения курса «Тепломассообмен» студенты должны овладеть не только теорией, но и методами расчета основных процессов переноса тепла и массы. Для инженерных расчетов традиционных задач имеется значительное количество расчетных формул, методика применения которых изучается в предлагаемом курсе. В то же время новая техника непрестанно выдвигает перед учением о тепломассообмене новые и разнообразные задачи, требуя от специалиста умения самостоятельно и творчески использовать его основные законы и методы. Поэтому при изложении данного курса для студентов специальностей 1-70 04 02 «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна», 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» значительное внимание уделяется раскрытию физических особенностей рассматриваемых процессов.

Цель изучения дисциплины – подготовка специалиста, способного успешно реализовывать свои знания в области тепло- и массообмена при проектировании, конструировании, исследовании, реконструкции, монтаже, наладке, эксплуатации оборудования в области отопительно-вентиляционной техники, газоснабжения, теплогенерирующих установок, зданий и сооружений различного назначения.

Основные задачи дисциплины – сформировать у студентов знания и умения по следующим вопросам:

- гипотезы и допущения, используемые в тепломассообмене;
- тепломассообмен в телах различных конструкций;
- методы расчета температурных полей, коэффициентов теплоотдачи тел с различными геометрическими размерами;
- тепломассоперенос при различных тепловых режимах граничных условий.

Электронный учебно-методический комплекс (далее ЭУМК) по дисциплине «Тепломассообмен» представляет собой комплект систематизированных учебных и методических материалов и предназначен для подготовки студентов дневной и заочной форм обучения специальностей:

1-70 04 0 «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна»;

1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства».

ЭУМК разработан в соответствии со следующими нормативными документами:

– Положением об учебно-методическом комплексе на уровне высшего образования, утвержденным Постановлением Министерства образования Республики Беларусь от 26 июля 2011 г., № 167;

– Положением об учебно-методическом комплексе по учебной дисциплине учреждения образования «Брестский государственный технический университет», утвержденным 31.01.2019, № 12;

– образовательным стандартом специальности 1-70 04 02 «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна» ОСВО 1-70 04 02-2013, введенным с 30.08.2013, номер постановления Министерства образования № 88;

– типовой учебной программой по дисциплине «Тепломассообмен» для специальности 1-70 04 02 «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна», утвержденной Министерством образования Республики Беларусь 07.07.2014, регистрационный № ТД-Ј.131/тип;

– типовым учебным планом специальности 1-70 04 02 «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна», введенным 15.07.2021, регистрационный № Ј 70-1-009/пр-тип,;

– образовательным стандартом специальности 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» (ОСВО 1-36 01 03-2013), введенным 17.04.2019, номер постановления Министерства образования № 38;

– типовым учебным планом специальности 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства», утвержденным 01.08.2018, регистрационный № І 36-1-009/пр-тип.

Цель ЭУМК – повышение качества учебно-методического обеспечения образовательного процесса, включая самостоятельную аудиторную и внеаудиторную работу студентов, путем обеспечения организационной и содержательной целостности дидактических средств обучения по учебной дисциплине в целях достижения требований образовательных стандартов высшего образования.

Задачи ЭУМК:

– целостное и качественное учебно-методическое обеспечение учебной дисциплины, отвечающее современным требованиям в формировании системы профессиональных компетенций будущих специалистов специальностей:

– 70 04 02 «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна»;

- 36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства».
- обеспечение учебного процесса современными учебными материалами, способствующими повышению качества подготовки специалистов;
- формирование навыков самостоятельной работы студентов с информацией, рациональной организации учебного труда, выработка оптимального алгоритма самостоятельного изучения материала;
- содействие реализации системы контроля и самоконтроля результатов обучения, их коррекции и оценки.

Принципы построения ЭУМК:

- целостность учебно-познавательной деятельности студентов в ходе учебного процесса через единство и взаимосвязь целей обучения, содержания, дидактического процесса и организационных форм обучения;
- детерминирование и обеспечение учебно-познавательной деятельности студентов, согласно которому определяется целевая программа действий студентов и обеспечивается соответствующими средствами обучения, а также создаются условия для самоконтроля знаний студента и их возможной коррекции;
- непрерывный контроль над ходом достижения поставленных целей между целями и результатами обучения;
- единство инвариантного и вариативного обеспечивает возможность последовательного совершенствования содержания и формы ЭУМК с целью соответствия современным требованиям к подготовке специалистов.

Предлагаемый электронный учебно-методический комплекс по учебной дисциплине «Тепломассообмен» направлен на получение теоретических знаний и практических навыков по программе курса и имеет своей целью оказание учебно-методической помощи студентам в успешном изучении данной учебной дисциплины.

При подготовке ЭУМК составителем использовались учебники, учебные и методические пособия, справочники белорусских и зарубежных авторов, методические указания к выполнению лабораторных работ и проведению практических занятий.

Содержание и объем ЭУМК полностью соответствуют образовательным стандартам высшего образования I ступени по специальностям:

1-70 04 02 «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна»;
1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства», а также учебно-программной документации образовательных программ высшего образования I ступени. Материал представлен на требуемом методическом уровне и адаптирован к современным образовательным технологиям.

Структура ЭУМК по дисциплине «Тепломассообмен»:

Теоретический раздел ЭУМК содержит краткий конспект лекций, сформированный в соответствии с основными разделами и темами учебной программы дисциплины «Тепломассообмен».

Практический раздел ЭУМК содержит материалы для проведения практических и лабораторных занятий. Для проведения практических занятий по дисциплине используются методические указания, разработанные сотрудниками кафедры физики учреждения образования «Брестский государственный технический университет»: доцентами Чопчицем Н.И., Пинчуком А.И., старшими преподавателями Кандилянком Г.С., Чугуновым С.В., Борушко В.В., при технической поддержке инженера-электроника кафедры физики Клименко Н.Ф.

Лабораторный практикум состоит из 13 работ, из них 4 работы выполняются с использованием компьютерного оборудования. Все материалы, используемые при проведении практических и лабораторных занятий, представленные в ЭУМК дублируются в печатном варианте в виде методических разработок.

Раздел контроля знаний ЭУМК включает перечень вопросов, тестовые задания, контрольные задачи по всем разделам дисциплины «Тепломассообмен» для подготовки к текущей аттестации (экзамену для студентов обучающихся по специальности 1-70 04 02 «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна» и зачету для студентов обучающихся по специальности 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства»).

Вспомогательный раздел включает:

- утвержденную учебную программу по дисциплине «Тепломассообмен»;
- учебно-методические карты дисциплины для студентов указанных специальностей очной и заочной форм обучения;
- список литературы (основной и дополнительный), которая может быть использована студентами при подготовке к занятиям и сдачи экзамена или зачета;
- справочные данные необходимые для выполнения практических заданий, контрольных задач и лабораторных работ.

Рекомендации по организации работы с ЭУМК.

Использование разработанного ЭУМК по дисциплине «Тепломассообмен» предполагает работу студентов с конспектом лекций при подготовке к выполнению и защите лабораторных и практических работ, к сдаче экзамена по дисциплине. Кроме того, теоретический материал полезен при работе на практических и лабораторных занятиях, на которых выполнение индивидуальных заданий является одним из обязательных условий для допуска к аттестации. В случае отсутствия на занятии студента по уважительной (или неуважительной) причине, ему необходимо самостоятельно выполнить соответствующую работу (по согласованию с преподавателем).

ЭУМК направлен на повышение эффективности образовательного процесса и организацию целостности системы учебно-предметной деятельности, что является одним из важнейших направлений стратегических инноваций в обучении. В этом контексте организация изучения дисциплины на основе ЭУМК предполагает продуктивную учебную деятельность, позволяющую сформировать профессиональные компетенции будущих специалистов, обеспечить развитие познавательных и созидательных способностей личности.

ЭУМК способствует успешному усвоению студентами учебного материала, дает возможность планировать и осуществлять самостоятельную работу студентов, совершенствовать методику проведения занятий, обеспечивает рациональное распределение учебного времени по темам учебной дисциплины.

КРАТКИЙ КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

Вступление

Процессы переноса энергии (теплоты) являются одним из важнейших направлений современной науки и имеют большое практическое значение в стационарной и промышленной энергетике, при расчетах и проектировании ядерных реакторов, теплообменных аппаратов различной конструкции и назначения и тому подобное.

Знание закономерностей переноса тепла имеет большое значение также в строительной индустрии. Расчет и конструирование жилых и общественных зданий, промышленных сооружений, прокладка тепловых сетей для отопления домов и горячего водоснабжения – вот далеко не полный перечень задач, решение которых требует обеспечения минимальных потерь теплоты, возможно только с использованием теории теплообмена.

Научно-технический прогресс в значительной степени характеризуется неуклонным увеличением количества энергии, которую использует человек в процессе производства. В условиях дефицита топливных ресурсов важное значение приобретают вопросы интенсификации теплоэнергетических процессов в связи с переходом на более высокие режимные параметры.

Поэтому знание законов теплопереноса имеет решающее значение при проектировании и эксплуатации паровых и водогрейных котлов различной модификации, теплообменников, холодильных установок и других устройств, применяемых во многих отраслях промышленности.

При проектировании тепловых устройств конструктору приходится иметь дело с решением разного рода задач. В одних случаях необходимо получить максимальная тепловая нагрузка в аппаратах с минимальными размерами, в других – свести к минимуму потери тепла с помощью тепловой изоляции и рациональной конструкции устройств. В связи с этим, для решения тех или иных научных и технических вопросов необходимы знания закономерностей переноса энергии (теплоты) и правильное применение их на практике.

Тепломассообмен (ТМО) – наука о самопроизвольных необратимых процессах распространения теплоты в переменном поле температур и о самопроизвольных необратимых процессах распространения массы и переменном поле концентраций. В движущихся средах процессы ТМО зависят от скорости перемещения текучей среды. Согласно второму закону термодинамики самопроизвольный процесс распространения теплоты происходит в сторону уменьшения температуры. Аналогично поток массы в переменном поле концентраций направлен в сторону убывания концентрации данного компонента смеси. В отличие от методов термодинамического анализа, при изучении тепломассообмена рассматривают развитие процессов переноса в

пространстве и во времени. В результате решения задачи тепломассообмена находят распределения температур, концентраций компонентов смеси, а также потоков теплоты и массы как функции координат и времени.

В представленном кратком конспекте лекций по ТМО в основном будут рассматриваться процессы теплообмена в данном теле или системе тел, поэтому наша задача научиться рассчитывать температурные поля и тепловые потоки в пространстве и времени. Расчет массообмена рассмотрим кратко, используя свойство аналогии процессов переноса теплоты и массы.

1. Элементарные способы переноса теплоты. Теплопроводность

1.1. Основные определения

Теплообмен или **теплоперенос** – самопроизвольный необратимый процесс распространения теплоты в пространстве, обусловленный разностью температур. различают три элементарных способа переноса теплоты:

1) **теплопроводность** – перенос, обусловленный взаимодействием микрочастиц соприкасающихся тел (или частей одного тела), имеющих разную температуру;

2) **конвекция** – перенос вследствие пространственного перемещения вещества. Наблюдается в текучих средах (жидкости, газы) и, как правило, сопровождается теплопроводностью. Процесс обмена теплотой между твердой поверхностью и жидкостью (газом) путем теплопроводности и конвекции одновременно называют **конвективным теплообменом** или **теплоотдачей**. Процесс переноса теплоты от одной жидкой среды к другой через разделяющую их твердую стенку – **теплопередачей**.

3) **тепловое излучение** – перенос посредством электромагнитного поля с двойным взаимным превращением - теплоты в энергию поля и наоборот.

В реальных случаях переноса теплоты элементарные способы обычно сопутствуют друг другу; если при этом вклад хотя бы двух из них существенен, то говорят о **сложном теплообмене**.

Для практических расчетов стационарных процессов теплообмена с не очень сложными граничными условиями установились формулы:

$$Q^* = Q\tau = \alpha(T_{\text{ст}} - T_0)F\tau ;$$

$$Q^* = Q\tau = k(T_{01} - T_{02})F\tau ,$$

где Q^* – количество теплоты, отданной или полученной данной средой, Дж;

Q – тепловой поток, Вт;

$T_{\text{ст}}, T_0$ - некоторым образом осредненная температура поверхности тела (стенки) и характерная температура окружающей среды (например, температура газа (воздуха) на бесконечном удалении от погруженного в него тела или средняя по сечению канала температура жидкости), К;

T_{01}, T_{02} – характерные температуры греющей и обогреваемой сред, разделенных перегородкой (неподвижной или подвижной), К;

F – расчетная площадь поверхности теплообмена, м²;

τ – время протекания процесса, с.

Из приведенных формул видно, что *тепловой поток Q существенно зависит от разности температур и размеров поверхности теплообмена.*

Множители пропорциональности α и k , Вт/(м²·К), называются соответственно *коэффициентами теплоотдачи и теплопередачи.*

1.2. Температурное поле

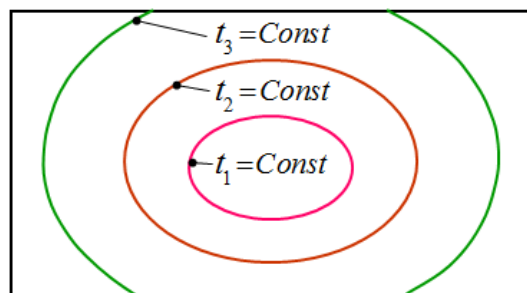
Совокупность значений температуры всех точек тела в данный момент времени представляет температурное поле

$$T = T(x, y, z, \tau),$$

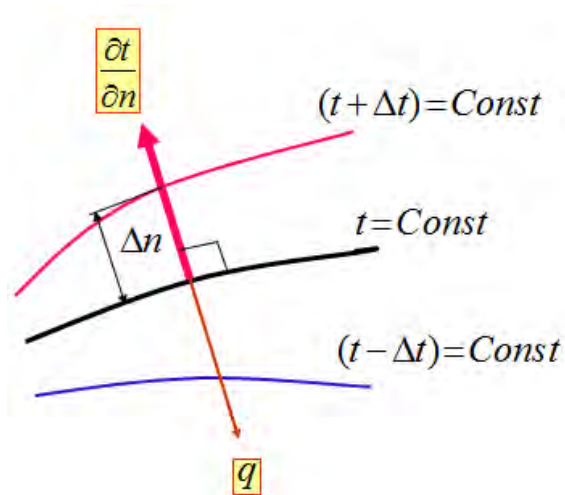
где T - температура; x, y, z - пространственные координаты; τ - время.

Последняя зависимость отвечает наиболее общему *трехмерному* случаю, когда температура изменяется по каждой из трех пространственных координат. А так же случаю *неустановившегося* или *нестационарного* поля, когда температура изменяется во времени. Возможны более простые случаи. Температурное поле может быть *одномерным*, когда температура зависит только от одной координаты. Если температура остается постоянной с течением времени, то поле называют *стационарным (установившимся)*.

Геометрическое место точек, имеющих одинаковую температуру, образуют *изотермическую поверхность*. Форма и положение такой поверхности в пространстве меняются во времени, если поле нестационарное. и остаются неизменными, если поле стационарное. Кривые, образующиеся в результате пресечения изотермической поверхности и плоскости, называют *изотермами*.



Изменение температуры в пространстве характеризуется *градиентом температуры grad T*, который определяется как вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности и равный производной температуры по этому направлению.



Передача теплоты вследствие теплопроводности происходит всегда в направлении уменьшения температуры. количество теплоты, *переносимое за единицу времени* через произвольную изотермическую поверхность площадью F , называется *тепловым потоком* Q . Тепловой поток, приходящийся на единицу площади изотермической поверхности, называется *плотностью теплового потока* q , Вт/м². Связь между этими величинами устанавливается из их определений:

$$q = dQ / dF ; Q = \int_F q dF .$$

скалярная величина q может рассматриваться как модуль вектора плотности теплового потока \vec{q} , направление которого совпадает с направлением распространения теплоты в данной точке.

1.3. Закон Фурье

Основной закон теплопроводности – *закон Фурье* – постулирует пропорциональность вектора плотности теплового потока градиенту температуры:

$$q = -\lambda \text{grad } T ,$$

где λ – *коэффициент теплопроводности*, характеризующий способность вещества проводить теплоту. Обращаем внимание читателя на следующую важную деталь в обозначениях. В учебниках, предназначенных для студентов физических и математических специальностей, вектор плотности теплового потока в последней формуле на письме обозначается как \vec{q} или как q (жирный шрифт). (В принципе, такой стиль обозначений относится ко всем векторным величинам в физико-математической литературе). В учебниках же по курсу «Тепломассообмен», предназначенных для студентов энергетических и строительных специальностей, а так же для инженерно-технических работников

промышленных предприятий, вектор плотности теплового потока обозначается как q , что может быть ошибочно принято за скалярную величину.

Или, в другой записи, имеем:

$$q = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right),$$

где $\partial t / \partial n$ – градиент температуры. Градиент температуры – это предел отношения возрастания температуры между изотермическими поверхностями к расстоянию между ними по нормали, К/м:

$$\left(\frac{\partial t}{\partial n} \right) = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta t}{\Delta n} \right) = grad(t).$$

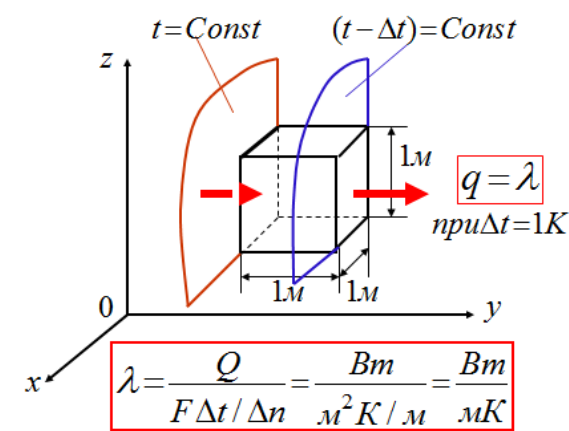
Градиент температуры – это вектор, нормальный (перпендикулярный) к изотермической поверхности и направленный в сторону возрастания температуры (см. рис.).

Вектор плотности теплового потока есть **количество энергии**, проходящей в **единицу времени через единицу площади**. Знак минус в последней формуле означает, что вектор плотности теплового потока противоположен направлению вектора градиента температурного поля.

Коэффициент пропорциональности λ называется **коэффициентом теплопроводности**. С физической точки зрения он характеризует способность тел или среды проводить теплоту. Чтобы понять его физический смысл, запишем последнее соотношение в следующем виде:

$$\lambda = -\frac{q}{grad t}.$$

Принимая значение $grad t = 1^\circ\text{К/м}$, получим $\lambda = |q|$.



Коэффициент теплопроводности является физическим свойством вещества и зависит от его природы, а также температуры и в меньшей степени от давления. Его нельзя рассчитать теоретически (за исключением газов при низких температурах). Поэтому имеющиеся сведения о коэффициентах

теплопроводности веществ основаны на экспериментальных данных. Коэффициент теплопроводности зависит от свойств среды: агрегатного состояния, состава, структуры, плотности, давления, температуры и других параметров. При не слишком низкой температуре ($T > 100$ К) значения λ изменяются в указанных ниже пределах.

В общем случае зависимость коэффициента теплопроводности от температуры для сред разного агрегатного состояния является практически линейной и описывается уравнением:

$$\lambda_t = \lambda_0(1 + bt),$$

где: λ_t – коэффициент теплопроводности среды при температуре t ; λ_0 – коэффициент теплопроводности среды при температуре $t = 0^\circ\text{C}$; b – постоянная, которая определяется эмпирическим (опытным) путем.

Рассмотрим особенности теплопроводности в различных средах.

Газы. $\lambda = 0.005 \div 0.5$ Вт/(м·К).

Согласно кинетической теории переносу теплоты в газах при умеренных температурах и давлениях определяется переносом кинетической энергии молекул вследствие их хаотического движения и столкновения отдельных молекул. Коэффициент теплопроводности определяется следующим соотношением:

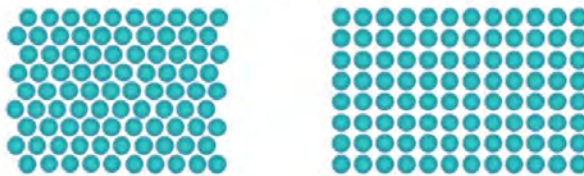
$$\lambda = \frac{\bar{w}\bar{l}c_v\rho}{3},$$

где \bar{w} – средняя скорость движения молекул, м/с; \bar{l} – средняя длина свободного пробега молекул, м; c_v – теплоемкость при постоянном объеме, Дж/(кг·К); ρ – плотность газа, кг/м³.

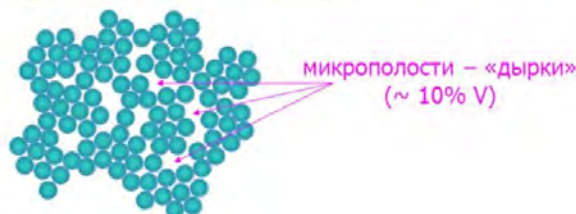
С ростом давления \bar{l} уменьшается, а ρ увеличивается. Поэтому коэффициент теплопроводности газов практически не зависит от давления. С увеличением температуры коэффициент теплопроводности возрастает.

Жидкости. $\lambda = 0.08 \div 0.7$ Вт/(м·К). В жидкостях образуются нестойкие молекулярные структуры (наличествует т.н. *ближний порядок*). Поэтому в дополнение к молекулярным носителям перенос тепла осуществляется также через упругие колебания этих структур. С увеличением температуры коэффициент теплопроводности обычно падает (исключение вода и глицерин).

В кристаллах – дальний порядок



В жидкостях – ближний порядок



Твердые тела. $\lambda=0.02\div 400$ Вт/(м·К). *Материалы с $\lambda<0.2$ Вт/(м·К)* (диэлектрики) используются как *теплоизоляционные*. Для них повышение температуры приводит к росту коэффициента теплопроводности. Металлы имеют значение коэффициента теплопроводности в пределах $\lambda=20\div 400$ Вт/(м·К). Сплавы отличаются меньшей теплопроводностью, чем чистые металлы. С увеличением температуры коэффициент теплопроводности падает для чистых металлов, и увеличивается для сплавов.

В металлах перенос тепла обусловлен движением свободных электронов и в меньшей мере колебаниями кристаллической решетки. Свободные электроны, двигаясь из более нагретых областей, через столкновения передают кинетическую энергию атомам. Двигаясь из холодных областей и сталкиваясь с атомами, они приобретают энергию. Таким образом, происходит выравнивание температуры во всех точках охлаждающегося или нагревающегося металла. Коэффициент теплопроводности металлов пропорционален концентрации свободных электронов. Так как теплопроводность металлов, так же, как и их электропроводность, в основном определяется диффузией свободных электронов, то эти величины для чистых металлов пропорциональны друг другу (*закон Видемана-Франца*). Металлы, имеющие высокую электропроводность, хорошо проводят тепло (серебро, золото, медь). С повышением температуры происходит увеличение рассеивания электронов на атомах кристаллической решетки, что вызывает уменьшение коэффициента теплопроводности.

Пористые материалы. Большинство огнеупорных, строительных и теплоизоляционных материалов имеет пористую структуру (кирпич, бетон, шлак, асбест и др.). Низкая теплопроводность этих веществ обусловлена пористым строением. Перенос тепла в пористых материалах происходит теплопроводностью по твердому веществу, а также конвекцией и теплопроводностью в газе, который заполняет поры.

Скорость распространения тепла в таких средах определяется, в основном, их структурой, формой, размерами и взаимным расположением пор и капилляров.

С увеличением пористости коэффициент теплопроводности падает. Например, при увеличении плотности асбеста от 400 до 800 кг/м³ его коэффициент теплопроводности увеличивается от 0,105 до 0,248 Вт/м·К. Такое явление объясняется тем, что теплопроводность воздуха, который заполняет поры, существенно меньше, чем теплопроводность самого материала.

Коэффициент теплопроводности пористых материалов зависит также от влажности. Например, для сухого красного кирпича $\lambda=0,35$ Вт/м·К, для воды $\lambda=0,67$ Вт/м·К, а для влажного кирпича $\lambda=1,0$ Вт/м·К. Этот факт объясняется конвективным переносом теплоты в самих порах.

С повышением температуры пористых материалов коэффициент теплопроводности увеличивается, что объясняется увеличением теплопроводности воздуха в порах.

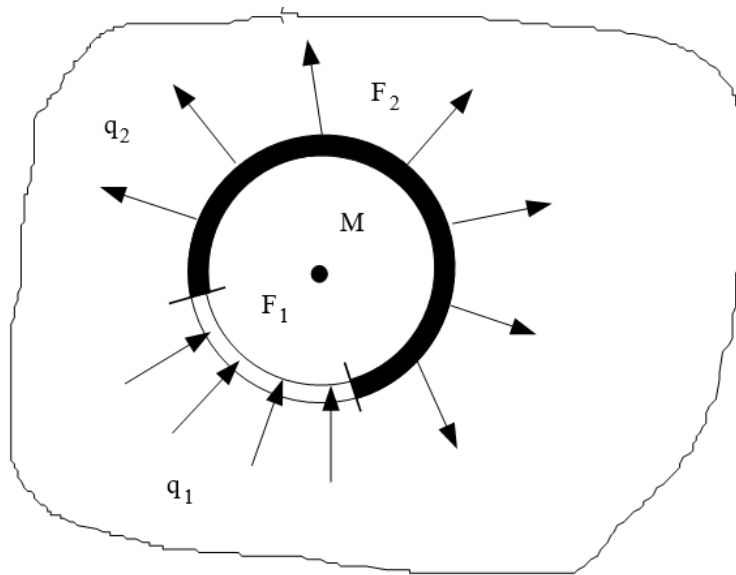
1.4. Дифференциальное уравнение переноса тепла

Предположим, что существует пространство, в котором осуществляется перенос тепла. Выберем точку M . Эту точку окружает замкнутая поверхность площадью F которая ограничивает объем V . Через F_1 обозначим поверхность, через которую в рассматриваемый объем входит тепло плотностью q_1 . Через F_2 обозначим поверхность, через которую из объема выходит тепло плотностью q_2 .

Тогда общее количество тепла, которое входит в объем можно обозначить через интеграл по поверхности F_1 , т.е. $\iint_{F_1} q_1 dF_1$. Общее количество теплоты,

которое выходит из данного объема будет равно:

$$\iint_{F_2} q_2 dF_2 .$$



Дивергенция теплового потока в точке М

Отношение разницы между выходящим и входящим потоками тепла к объему, ограниченному данной поверхностью, в случае, когда объем стремится к нулю (т.е. поверхность стягивается в точку), равна дивергенции потока тепла в данной точке, т.е.

$$\lim_{V \rightarrow 0} \frac{\iint_{F_2} q_2 dF_2 - \iint_{F_1} q_1 dF_1}{V} = \text{div} q. \quad (1)$$

Ещё раз обращаем внимание читателя, что, в соответствии с обозначениями принятыми в инженерно-технической литературе, величина q в последней формуле является векторной. (Так же, как и в формулах ниже в этом параграфе).

В декартовой системе координат дивергенция вычисляется как:

$$\text{div} = \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z}.$$

Следовательно, для теплового потока дивергенция равна:

$$\text{div} q = \frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z}, \quad (2)$$

где q_x, q_y, q_z - являются компонентами вектора плотности теплового потока на координатные оси x, y, z .

В случае, когда количество тепла, которое входит в контур, равно количеству тепла, которое выходит из контура, то $\text{div} q = 0$. В этом случае мы имеем дело со стационарным процессом.

В трехмерном случае балансовое уравнение имеет вид:

$$\operatorname{div} q = -c_p \rho \frac{dt}{d\tau}, \quad (3)$$

где: c_p – теплоемкость при постоянном давлении, кДж/кг·К; ρ – плотность среды, кг/м³; $\frac{dt}{d\tau}$ – полная производная температуры по времени (или **субстанциональная производная, т.е. производная, связанная с движущейся материей**), К/с.

Далее будем полагать, что теплофизические величины λ , c_p и ρ являются постоянными.

Если $t = f(\tau, x, y, z)$, то полный дифференциал этой функции принимает вид:

$$dt = \frac{\partial t}{\partial \tau} d\tau + \frac{\partial t}{\partial x} dx + \frac{\partial t}{\partial y} dy + \frac{\partial t}{\partial z} dz .$$

Поделив левую и правую части этого уравнения на $d\tau$, получим:

$$\frac{dt}{d\tau} = \frac{\partial t}{\partial \tau} + \frac{\partial t}{\partial x} \frac{dx}{d\tau} + \frac{\partial t}{\partial y} \frac{dy}{d\tau} + \frac{\partial t}{\partial z} \frac{dz}{d\tau} .$$

Но $\frac{dx}{d\tau}$, $\frac{dy}{d\tau}$ и $\frac{dz}{d\tau}$ есть не что иное, как компоненты вектора скорости w на координатные оси x, y, z , т.е. $w_x = \frac{dx}{d\tau}$, $w_y = \frac{dy}{d\tau}$ и $w_z = \frac{dz}{d\tau}$.

Следовательно, полную производную по времени можно записать в ином виде:

$$\frac{dt}{d\tau} = \frac{\partial t}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} . \quad (4)$$

Возвращаясь к уравнению (2) и используя уравнение Фурье, можем записать:

$$\operatorname{div} q = \frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(-\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(-\lambda \frac{\partial t}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(-\lambda \frac{\partial t}{\partial z} \right) \quad (5)$$

(Считая, что $\lambda \neq f(t)$, уравнение (5) запишем иначе:

$$\operatorname{div} q = -\lambda \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) . \quad (6)$$

Подставляя (5) и (6) в уравнение (3), получим:

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

Поделив обе части на $c_p \rho$, получим:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right). \quad (7)$$

Равенство (7) есть **дифференциальное уравнение переноса вещества в подвижной среде** (уравнение Фурье-Кирхгофа). Член $\frac{\partial t}{\partial \tau}$ определяет зависимость температуры от времени, то есть характеризует нестационарность процесса. Член $w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z}$ зависит от скорости движения среды и определяет конвективную составляющую переноса тепла в системе. В правой части уравнения (7) выражение $a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right)$, характеризует молекулярный перенос тепла, т.е. выражает перенос тепла теплопроводностью. Коэффициент температуропроводности $a = \frac{\lambda}{c_p \rho}$, м²/с, характеризует скорость выравнивания температуры в среде.

Если в среде присутствуют источники тепла (например, выделение теплоты в результате джоулева разогрева проводника при прохождении по нему тока) или стоки тепла (например, испарение влаги в результате нагревания), то балансовое уравнение (3) принимает вид:

$$c_p \rho \frac{d t}{d \tau} = \operatorname{div} q \pm q_V, \quad (8)$$

где q_V – мощность внутреннего источника (стока) тепла, Вт/м³, которая представляет собой количество теплоты, выделяемое (поглощаемое) источниками (стоками) в единицу объема тела за единицу времени.

В итоге окончательно получим:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \pm \frac{q_V}{c_p \rho} \quad (9)$$

Выражение (9) является **дифференциальным уравнением переноса тепла в движущейся среде при наличии внутреннего источника или стока тепла**.

1.5. Дифференциальное уравнение теплопроводности

Уравнение (9) определяет общий перенос тепла теплопроводностью и конвекцией. Если среда неподвижна, то выполняется условие:

$$w_x = w_y = w_z = 0.$$

В этом случае уравнение (9) упрощается:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \pm \frac{q_V}{c_p \rho}. \quad (10)$$

Уравнение (10) описывает перенос тепла теплопроводностью при наличии внутреннего источника (стока) и называется **дифференциальным уравнением теплопроводности**. Уравнение (10) определяет распределение температуры в пространстве (x, y, z) и времени (τ) .

Для одномерного температурного поля, когда температура зависит только от одной координаты (например, от координаты x), дифференциальное уравнение теплопроводности принимает следующий вид:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \pm \frac{q_V}{c_p \rho}. \quad (11)$$

Уравнение (11) описывает теплопроводность неограниченной пластины для одномерного теплового потока при наличии внутренних источников (стоков) тепла.

Для тел простейшей формы (неограниченная пластина, неограниченный цилиндр и шар) можно записать унифицированное дифференциальное уравнение теплопроводности (одномерная задача):

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{m}{x} \frac{\partial t}{\partial x} \right) \pm \frac{q_V}{c_p \rho}, \quad (12)$$

где m – коэффициент формы тела.

Для неограниченной пластины коэффициент формы тела равен нулю ($m=0$), для неограниченного цилиндра и шара он соответственно равен $m=1$ и $m=2$.

1.6. Краевые условия (условия однозначности)

Для того, чтобы дифференциальные уравнения теплообмена, теплопроводности, движения и сплошности могли быть использованы для решения конкретных задач, они должны быть дополнены **краевыми условиями (условиями однозначности)**. Они включают в себя:

геометрические условия, задающие форму тела и размер тела;

физические условия, определяющие физические свойства вещества, их зависимость от температуры, а также изменение в пространстве и во времени мощности внутренних источников теплоты;

начальные условия, устанавливающие распределение температуры в начальный момент времени. Задание этих условий требуется только для решения нестационарных задач;

граничные условия, характеризующие процесс теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой.

Граничные условия первого рода заключаются в задании температуры на

поверхности тела в определенный момент времени, т.е.:

$$t|_{\Pi} = f(\tau).$$

Граничные условия второго рода заключаются в задании плотности теплового потока в каждой точке на поверхности тела в определенный момент времени, т.е.:

$$q|_{\Pi} = q(\tau).$$

Граничные условия третьего рода характеризуются законом конвективного теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой при постоянном тепловом потоке (стационарное тепловое поле). В этом случае количество теплоты, переданное за единицу времени в окружающую среду (жидкость), прямо пропорционально разнице температур между поверхностью тела и окружающей средой (жидкостью):

$$q|_{\Pi} = \alpha(t_{\Pi} - t_c),$$

где α – коэффициент пропорциональности, определяемый опытным путем, который называется **коэффициентом теплоотдачи** ($\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$).

Такой стационарный режим теплообмена между телом и средой называется конвективным теплообменом описываемым **законом Ньютона-Рихмана** (1.24).

Граничные условия четвертого рода соответствуют теплообмену поверхности тела с окружающей средой (конвективный теплообмен с жидкостью) когда температура соприкасающихся поверхностей одинакова:

$$t_1 = t_2.$$

Помимо равенства температур, имеет место также равенство потоков тепла:

$$\lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial x} \Big|_{\Pi} = \lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial x} \Big|_{\Pi}.$$

2. Теплопроводность при стационарном и нестационарном режимах

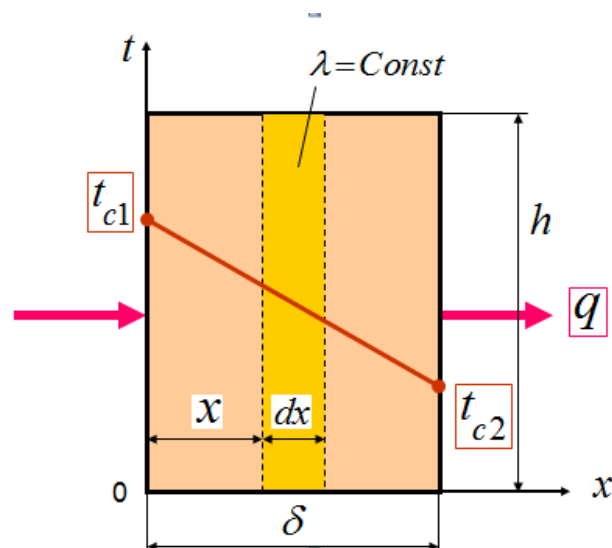
2.1. Теплопроводность при стационарном режиме

2.1.1. Теплопроводность однослойной плоской стенки

Распределение температур в различных действующих теплообменных аппаратах (котлах, нагревателях, холодильниках), в стенах строений и сооружений, при неизменных температурах внешней и внутренней среды можно считать не зависящим от времени. Такой процесс называется стационарным. Для стационарного процесса $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$.

Имеется однослойная плоская стенка толщиной, при этом её толщина значительно меньше линейных размеров видимой поверхности.

Температура на левой и правой гранях постоянны и равны соответственно t_{c1} и t_{c2} . Необходимо найти распределение температуры в стенке и количество переданного теплопроводностью тепла.



Для стационарного процесса при отсутствии внешних источников тепла ($q_v = 0$) в плоской стенке ($m=0$) дифференциальное уравнение теплопроводности 1.18 принимает вид:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = 0.$$

В данной задаче температура зависит только от координаты x . Поэтому в последнем уравнении частную производную можно заменить на полную:

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

Произведём двойное интегрирование

$$\frac{dt}{dx} = C_1,$$

$$t = C_1 x + C_2.$$

Располагая начало на левой грани стенки, найдём постоянные интегрирования C_1 и C_2 из граничных условий:

1) при $x=0, t=t_{c1}$

2) при $x=\delta, t=t_{c2}$

Решая последнее соотношение с граничными условиями, получим:

$$C_2 = t_{c1}; \quad C_1 = \frac{t_{c2} - t_{c1}}{\delta}.$$

Тогда уравнение распределения температуры внутри плоской стенки будет иметь вид

$$t = t_{сг1} + \frac{(t_{сг2} - t_{сг1})}{\delta} x.$$

Для нахождения плотности теплового потока воспользуемся уравнением Фурье для одномерного случая

$$q = -\lambda \frac{d t}{d x}.$$

Произведя интегрирование с учётом граничных условий, найдём

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{сг1} - t_{сг2}), \text{ Вт/м}^2.$$

В других обозначениях, величина удельного теплового потока q находится формуле

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (T_1 - T_2).$$

Видно, что *количество теплоты, переданное через 1 м² стенки в час, прямо пропорционально коэффициенту теплопроводности λ и разности температур наружных поверхностей стенки и обратно пропорционально ее толщине δ .*

Отношение λ/δ называется *тепловой проводимостью стенки*, а обратная величина δ/λ - *тепловым* или *термическим сопротивлением стенки*.

Размерность термического сопротивления $R = \frac{\delta}{\lambda}$ есть К·м/Вт. С физической точки зрения термическое сопротивление есть перепад температуры, который вызывает единичный поток тепла (Вт/м²).

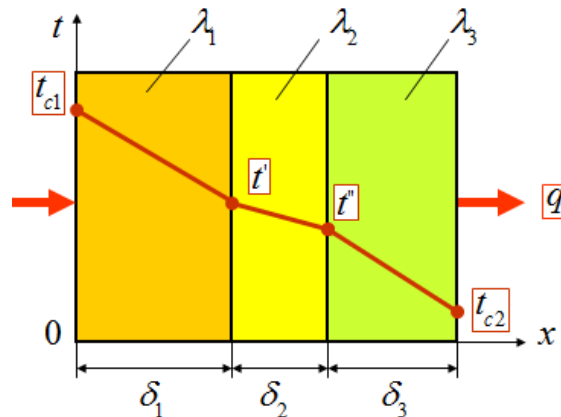
2.1.2. Теплопроводность многослойной плоской стенки

Формула выше для однослойной стенки не имеет практической ценности, поскольку *любая однослойная стенка в реальных условиях работы в течение нескольких часов работы превращается в многослойную*. Например, *окалина со стороны горящих газов и отложения солей (накипь) на противоположной стороне*. Многослойными стенками являются, например, стены жилых домов, в которых на основном кирпичном слое с одной стороны имеется внутренняя штукатурка, с другой — внешняя облицовка. Обмуровка печей, котлов и других тепловых устройств также обычно состоит из нескольких слоев.

Отложение сажи нежелательно, поскольку она имеет большое термическое сопротивление и, следовательно, **затрудняет передачу теплоты от топочных газов к стальной стенке котла**. **Отложение накипи также**

нежелательно, т.к. стенка котла сильно перегревается и в некоторых случаях разрывается.

Рассмотрим процесс теплопроводности через многослойную плоскую стенку, когда исключаются дополнительные термические сопротивления переноса тепла на стыках слоёв (идеальный тепловой контакт).



Классическая задача о тепловом потоке через многослойную стенку показана на рисунке.

Задано:

- температуры стенки T_1 и T_4 ;
- $q_{\delta_1} = q_{\delta_2} = q_{\delta_3} = q_x = q$;
- $\lambda_1 \neq \lambda_2 \neq \lambda_3$; $\lambda_1 = \text{const}$, $\lambda_2 = \text{const}$, $\lambda_3 = \text{const}$;
- случай стационарный $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$;
- поперечные размеры стенки более чем в 10 раз больше, чем ее вертикальный размер $\frac{\delta}{l} \leq 0.1$.

При стационарном режиме удельный тепловой поток постоянен и одинаков для всех слоев. Для каждого из слоя можно записать:

$$\left| \begin{array}{l} q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (T_1 - T_2); \\ q = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (T_2 - T_3); \\ q = \frac{\lambda_3}{\delta_3} (T_3 - T_4). \end{array} \right.$$

Перепишем последнюю систему в виде:

$$\begin{cases} T_1 - T_2 = q \frac{\delta_1}{\lambda_1}; \\ T_2 - T_3 = q \frac{\delta_2}{\lambda_2}; \\ T_3 - T_4 = q \frac{\delta_3}{\lambda_3}. \end{cases}$$

Складывая левые и правые части этой системы, получим выражение для полного температурного напора:

$$T_1 - T_4 = q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right).$$

Отсюда получаем расчетную формулу для потока теплоты через многослойную стенку

$$q = \frac{T_1 - T_4}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}}.$$

Или

$$q = \frac{T_1 - T_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \text{ Вт/м}^2.$$

Видим, что термическое сопротивление многослойной стенки равно сумме частных термических сопротивлений.

В форме закона Ома $q = \frac{\Delta t}{R}$, где термическое сопротивление R — это термическое сопротивление трехслойной плоской стенки

$$R = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}$$

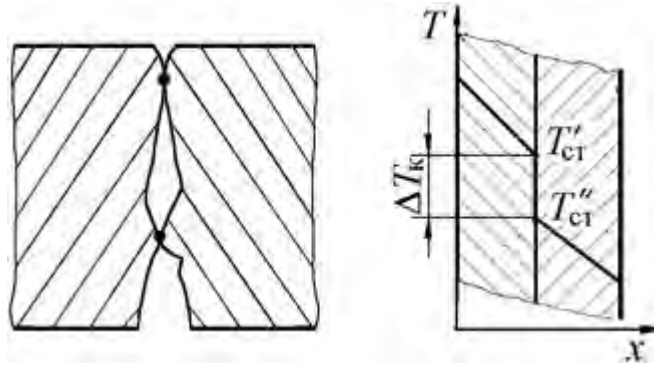
Вычислив величину теплового потока, можно записать *расчетные формулы для температур на границах слоев*:

$$\begin{aligned}
 T_2 &= T_1 - q \frac{\delta_1}{\lambda_1}; \\
 T_3 &= T_2 - q \frac{\delta_2}{\lambda_2} = T_1 - q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right); \\
 T_3 &= T_4 + q \frac{\delta_3}{\lambda_3}.
 \end{aligned}$$

2.1.3. Контактное тепловое сопротивление

При выводе расчетной формулы для термического сопротивления многослойной стенки мы предполагали, что слои плотно прилегают друг к другу и благодаря идеальному тепловому контакту соприкасающиеся поверхности разных слоев имеют одну и ту же температуру. Однако *если поверхности шероховаты, тесное соприкосновение невозможно и между слоями образуются воздушные зазоры. Так как теплопроводность воздуха мала (0.025 Вт/м·К), то наличие даже очень тонких зазоров может сильно повлиять в сторону уменьшения эквивалентного коэффициента теплопроводности многослойной стенки. Аналогичное влияние оказывает и слой окисла металла.* Поэтому при расчете и, в особенности, при измерении теплопроводности многослойной стенки следует обращать внимание на плотность контакта между слоями.

В реальных условиях на поверхности любого материала всегда имеются микроскопические неровности. Поэтому в местах соприкосновения поверхностей контакт происходит только в отдельных небольших зонах, а остальные участки поверхности разделены тонкой прослойкой воздуха (или другого газа) либо жидкости, если тело погружено в жидкость. В результате передача теплоты происходит частично через зоны фактического контакта, а частично — через газовую или жидкую прослойку. Это приводит к появлению дополнительного теплового сопротивления в месте соприкосновения поверхностей, которое называется **контактным тепловым сопротивлением** (обозначается R и имеет единицу измерения м·К/Вт).



Опыт показывает, что контактное тепловое сопротивление, R_K , приводит к резкому изменению температуры у поверхности раздела двух соседних слоёв, которое схематично можно рассматривать как скачок температуры. Этот скачок температуры пропорционален плотности теплового потока и контактному тепловому сопротивлению:

$$\Delta T_K = T'_{CT} - T''_{CT},$$

где T'_{CT} , T''_{CT} – температуры контактирующих поверхностей.

Если значение R_K соизмеримо с тепловым сопротивлением самих стенок, то его следует учитывать в расчётах. Например, для плоской двухслойной стенки уравнение теплопроводности с учётом контактного теплового сопротивления имеет вид:

$$q = \frac{T_1 - T_3}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + R_K}.$$

Значение R_K зависит от природы, чистоты обработки и твёрдости контактирующих поверхностей. При воздействии на многослойную стенку силой сжатия контактное тепловое сопротивление уменьшается, так как увеличивается площадь фактического контакта. Уменьшения значения R_K можно также достичь путём покрытия соприкасающихся поверхностей мягкими металлами (медью, оловом и др.) или применением тонких прокладок из мягких теплопроводных материалов. Значения определяются по опытным данным или расчётным путём с помощью полуэмпирических методов.

2.1.4. Теплопроводность однослойной плоской стенки при $\lambda=f(t)$

Как показывает опыт, для подавляющего большинства материалов зависимость коэффициента теплопроводности от температуры имеет линейный характер вида

$$\lambda = \lambda_0 (1 + bt).$$

Подставляя это соотношение в уравнение Фурье, получим

$$q = -\lambda(t) \frac{dt}{dx} = -\lambda_0(1+bt) \frac{dt}{dx}.$$

Разделение переменных даёт:

$$qdx = -\lambda_0(1+bt)dt$$

После интегрирования в пределах от $x=0$ до $x=\delta$ в интервале температур t_{CT1} и t_{CT2} получим:

$$q \cdot x \Big|_{x=0}^{x=\delta} = -\lambda_0 t \Big|_{t_{CT1}}^{t_{CT2}} - \frac{b}{2} \cdot t^2 \Big|_{t_{CT1}}^{t_{CT2}} ;$$

$$q \cdot \delta = \lambda_0(t_{CT1} - t_{CT2}) + \frac{b}{2}(t_{CT1}^2 - t_{CT2}^2).$$

Отсюда:

$$q = \lambda_0 \left[1 + b \left(\frac{t_{CT1} + t_{CT2}}{2} \right) \right] (t_{CT1} - t_{CT2}).$$

В последнем равенстве выражение $\lambda_0 \left[1 + b \left(\frac{t_{CT1} + t_{CT2}}{2} \right) \right]$ обозначим через λ_{cp} и назовём его среднеинтегральным коэффициентом теплопроводности стенки. Последняя формула справедлива для случая, когда коэффициент теплопроводности линейно зависит от температуры. В общем случае, среднеинтегральный коэффициент теплопроводности стенки можно найти как

$$\lambda_{cp} = \frac{1}{t_{CT1} - t_{CT2}} \int_{t_{CT2}}^{t_{CT1}} \lambda(t) dt.$$

Плотность теплового потока через однослойную стенку равна:

$$q = \frac{\lambda_{cp}}{\delta} (t_{CT1} - t_{CT2}).$$

Из этого соотношения следует, что в случае, когда теплопроводность материала стенки зависит от температуры, то количество теплоты прошедшее через стенку можно вычислить в приближении $\lambda = const$, принимая для него среднеинтегральное значение λ_{cp} .

Интегрируя выражение $q \cdot dx = -\lambda(1+bt)dt$ в пределах от $x=0$ до какой-либо текущей координаты x получим

$$qx = -\lambda_0 \left(t + \frac{bt^2}{2} \right) + C.$$

Затем решим это квадратное уравнение относительно t . Постоянную интегрирования C найдём из граничного условия

$$\text{при } x=0, t=t_{CT1}$$

$$0 = -\lambda_0 \left(t_{CT1} + \frac{bt_{CT1}^2}{2} \right) + C.$$

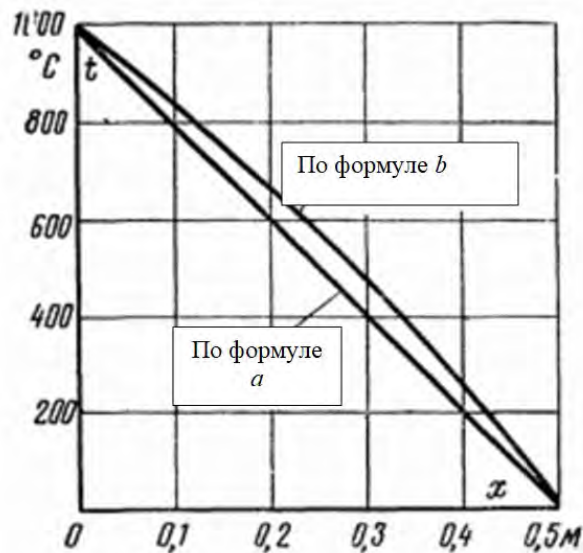
Окончательно найдём

$$t_x = \sqrt{\left(\frac{1}{b} + t_{CT1} \right)^2 - \frac{2 \cdot q \cdot x}{\lambda_0 b}} - \frac{1}{b}. \quad (b)$$

Напомним, что в случае, когда $\lambda = const$, температура внутри плоской стенки изменяется по линейному закону:

$$t_x = t_{CT1} + (t_{CT2} - t_{CT1}) \frac{x}{\delta}. \quad (a)$$

Пример действительного распределения температуры внутри стенки из шамотного кирпича



Расчетная формула	x, м					
	1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
a	1000	845	675	480	265	0
b	1000	800	600	400	200	0

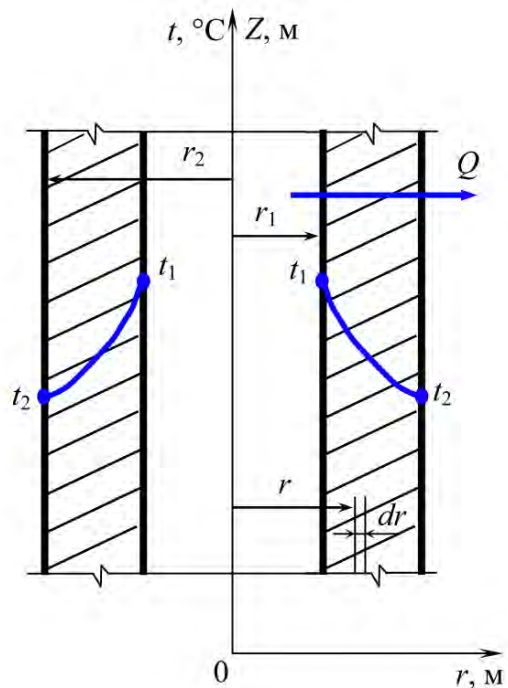
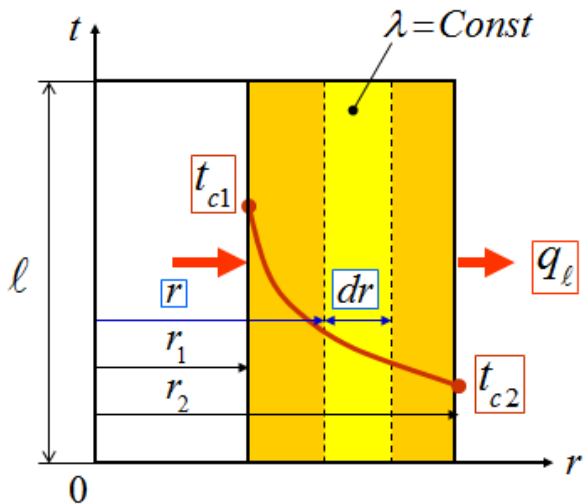
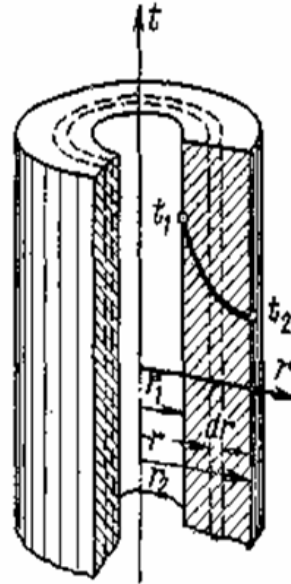
2.1.5. Теплопроводность однослойной цилиндрической стенки

Задача относится к разряду задач о теплотерях через ограждающую конструкцию или о поверхности теплообмена, состоящей из отдельных цилиндрических трубок.

Задано:

- температуры на обеих поверхностях цилиндрической стенки T_1 и T_2 ;
- значение коэффициента теплопроводности $\lambda_{CT} = const$;

- случай стационарный $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$;
- стенка представлена цилиндром, $\frac{\delta}{l} \leq 0.1$, с одномерным потоком ТЕПЛОТЫ.



В соответствии с законом Фурье (применительно к цилиндрической стенке) запишем

$$Q = -\lambda F \frac{dT}{dr} = -\lambda 2\pi r l \frac{dT}{dr}, \text{ Вт.}$$

Разделив переменные и выполнив интегрирование, найдем:

$$dT = -\frac{Q}{2\pi\lambda l} \frac{dr}{r};$$

$$T = -\frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln r + C.$$

Используя граничные условия

$$r=r_1, T=T_1 \text{ и } r=r_2, T=T_2,$$

будем иметь:

$$T_1 = -\frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln r_1 + C,$$

$$T_2 = -\frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln r_2 + C,$$

$$T_1 - T_2 = \frac{Q}{2\pi\lambda l} (\ln r_2 - \ln r_1) = \frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln \frac{r_2}{r_1}.$$

или

$$Q = \frac{2\pi\lambda l}{\ln \frac{r_2}{r_1}} (T_1 - T_2) = \frac{2\pi\lambda l}{\ln \frac{d_2}{d_1}} (T_1 - T_2), \text{ Вт.}$$

Последнее уравнение является итоговым и служит в качестве расчетного для оценки теплопроводности однослойной цилиндрической стенки.

Найдем *распределение температуры внутри цилиндрической стенки*. Для этого воспользуемся уравнением теплопроводности

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \pm \frac{q_v}{c_p \rho},$$

или

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 t \pm \frac{q_v}{c_p \rho}$$

В нашем случае режим стационарный $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$, внутренние источники теплоты отсутствуют ($q_v = 0$). Тогда последнее уравнение примет вид:

$$\nabla^2 t = 0.$$

В цилиндрических координатах оператор ∇^2 имеет вид

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}.$$

При заданных условиях температурное поле является одномерным, т.е. изменяется только в радиальном направлении. Тогда уравнение теплопроводности запишется в виде

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

Для решения данного уравнения второго порядка необходимо понизить его порядок путем введения функции вида

$$u = \frac{dt}{dr}.$$

Тогда

$$\frac{du}{dr} + \frac{1}{r} u = 0.$$

Разделим переменные и, проведя интегрирование, получим:

$$\ln u + \ln r = \ln C_1,$$

или $\ln(ur) = \ln C_1$, откуда имеем:

$$ur = C_1.$$

Возвращаясь к исходной функции и проводя второе интегрирование, имеем

$$\frac{dt}{dr} = \frac{C_1}{r}, \quad dt = C_1 \frac{dr}{r}$$

$$t = C_1 \ln r + C_2$$

Постоянные интегрирования находятся из граничных условий

$$\text{при } r=r_1 \quad t=t_1$$

$$\text{при } r=r_2 \quad t=t_2$$

Тогда получим уравнение с двумя переменными

$$t_{CT1} = C_1 \ln r_1 + C_2,$$

$$t_{CT2} = C_1 \ln r_2 + C_2.$$

Решением этой системы являются уравнения

$$C_1 = \frac{t_{CT1} - t_{CT2}}{\ln \frac{r_1}{r_2}}; \quad C_2 = t_{CT1} - \frac{t_{CT1} - t_{CT2}}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \ln r_1.$$

Окончательно получим:

$$t = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \ln \frac{d_x}{d_1}, \quad ^\circ\text{C}$$

Видно, что распределение температуры описывается логарифмической кривой в отличие от случая с плоской стенкой.

Полагая, что

$$\lambda = \lambda_0(1 + bT),$$

получим выражение

$$t = -\frac{1}{b} + \sqrt{\left(\frac{1}{b} + t_1\right)^2 - \frac{ql}{\pi\lambda_0 b} \ln \frac{d_x}{d_1}}.$$

Теплота, проходящая через стенку трубы, может быть отнесена к 1 пог. м длины трубы либо к единице внутренней (внешней) поверхности трубы. при этом:

$$\frac{Q}{l} = q_l = \frac{2\pi\lambda\Delta T}{\ln \frac{d_2}{d_1}}, \text{ Вт/м.}$$

$$\frac{Q}{\pi d_1 l} = q_1 = \frac{2\lambda\Delta T}{d_1 \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}}, \text{ Вт/м}^2.$$

$$\frac{Q}{\pi d_2 l} = q_2 = \frac{2\lambda\Delta T}{d_2 \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}}, \text{ Вт/м}^2.$$

Здесь l - длина трубы, м.

Так как внутренняя и внешняя поверхность различны, то $q_1 \neq q_2$. Можно получить следующее соотношение:

$$q_l = \pi d_1 q_1 = \pi d_2 q_2, \text{ Вт/м.}$$

2.1.6. Теплопроводность многослойной цилиндрической стенки

При стационарном режиме справедливо записать:

$$\left| \begin{aligned}
 q_l &= \frac{2\pi(T_1 - T_2)}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}}; \\
 q_l &= \frac{2\pi(T_2 - T_3)}{\frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2}}; \\
 q_l &= \frac{2\pi(T_3 - T_4)}{\frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}};
 \end{aligned} \right.$$

Здесь T_1 и T_4 неизменны.

Перепишем последние соотношения в виде:

$$\left| \begin{aligned}
 T_1 - T_2 &= \frac{q_l}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}; \\
 T_2 - T_3 &= \frac{q_l}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2}; \\
 T_3 - T_4 &= \frac{q_l}{2\pi\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}.
 \end{aligned} \right.$$

Путем сложения левых и правых частей, найдем полный температурный напор

$$T_1 - T_4 = \frac{q_l}{2\pi} \left(\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3} \right).$$

Или для потока теплоты

$$\boxed{q_l = \frac{2\pi(T_1 - T_4)}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}}.}$$

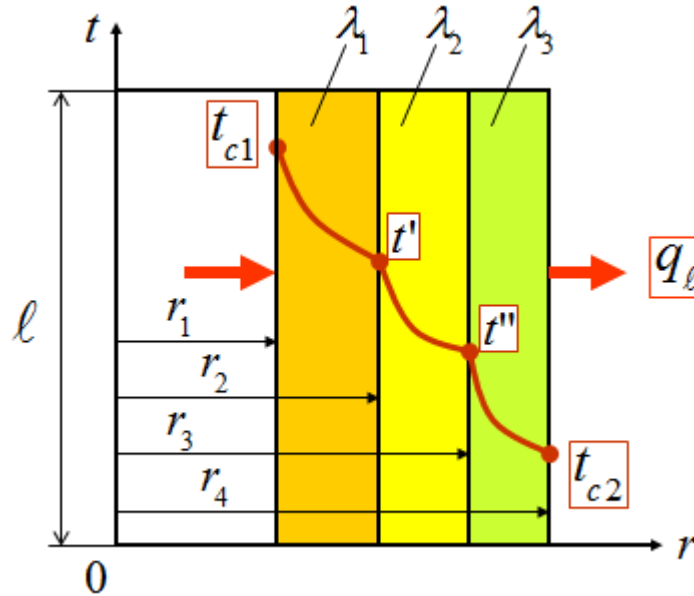
Для стенки, состоящей из n -слоев, плотность теплового потока равна

$$\boxed{q_l = \frac{2\pi(T_1 - T_{n+1})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}, \text{ Вт/м.}}$$

Подставляя в последнее соотношение найденную величину теплового потока, найдем формулы для расчета температур на границе слоев

$$T_2 = T_1 - \frac{q_l}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1};$$

$$T_3 = T_4 + \frac{q_l}{2\pi\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}$$



Для всех слоев при стационарном тепловом режиме в форме закона Ома:

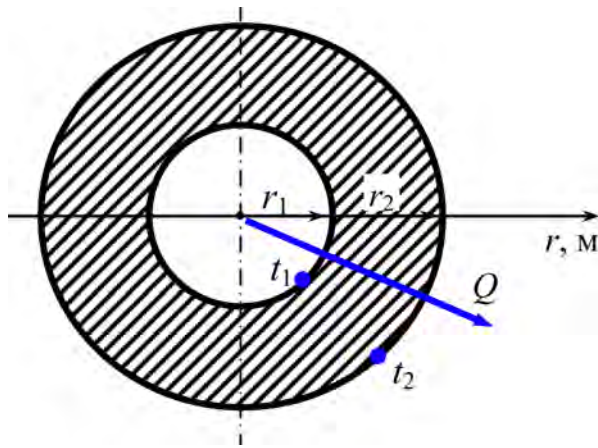
$$q_l = \frac{\pi \Delta t}{R_l}$$

где линейное термическое сопротивление трехслойной цилиндрической стенки

$$R_l = \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}$$

2.1.7. Теплопроводность однослойной шаровой стенки

На практике такая задача встречается, например, при расчете потерь теплоты через свод высокотемпературной цилиндрической печи с шаровой потолочной частью или в газгольдерах.



Выделим в шаровой стенке элементарный слой толщиной dr . Из закона Фурье следует, что

$$Q = -\lambda F \frac{dT}{dr} = -\lambda 4\pi r^2 \frac{dT}{dr}, \text{ Вт.}$$

Разделяя переменные и выполняя интегрирование, получим:

$$dT = -\frac{Q}{4\pi\lambda} \cdot \frac{dr}{r^2};$$

$$T = \frac{Q}{4\pi\lambda} \cdot \frac{1}{r} + C.$$

Из граничных условий $r=r_1, T=T_1$ и $r=r_2, T=T_2$, найдем:

$$T_1 = \frac{Q}{4\pi\lambda} \cdot \frac{1}{r_1} + C;$$

$$T_2 = \frac{Q}{4\pi\lambda} \cdot \frac{1}{r_2} + C.$$

Вычтя из первого уравнения второе, получим:

$$T_1 - T_2 = \frac{Q}{4\pi\lambda} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right).$$

из последней формулы **окончательно имеем:**

$$Q = \frac{4\pi\lambda(T_1 - T_2)}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}} = \frac{2\pi\lambda(T_1 - T_2)}{\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}} = \pi\lambda\Delta T \frac{d_1 d_2}{\delta}, \text{ Вт,}$$

где $\delta = r_2 - r_1$.

Найдя C и Q , получим зависимость температуры от текущего диаметра однослойной шаровой стенки:

$$T = T_1 - \frac{T_1 - T_2}{\left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}\right)} \cdot \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_x}\right),$$

где T - температура в любой точке участка $r_2 - r_1$.

С учетом зависимости $\lambda = \lambda_0(1 + bT)$ последняя формула примет вид

$$T = -\frac{1}{b} + \sqrt{\left(\frac{1}{b} + T_1\right) - \frac{Q}{\pi\lambda_0 b \left(\frac{1}{d} - \frac{1}{d_x}\right)}}.$$

Последняя формула указывает на гиперболическое распределение температуры в шаровой стенке.

2.2. Нестационарная теплопроводность

2.2.1. Классификация процессов нестационарной теплопроводности

В этом разделе рассматриваются процессы переноса теплоты за счет теплопроводности при отсутствии внутренних источников теплоты, когда температура системы изменяется не *только от точки к точке, но и с течением времени*.

Такие процессы теплопроводности, когда *поле температуры в теле изменяется не только в пространстве, но и во времени*, называют нестационарными. Они имеют место при нагревании (охлаждении) различных заготовок и изделий, пуске и останове различных теплообменных устройств, энергетических агрегатов и т. д.

Все процессы в нестационарной теплопроводности в зависимости от характера изменения температуры во времени делятся на три вида:

1. *Переходные* – температура в каждой точке тела изменяется от одного установившегося значения до другого;
2. *Непрерывного нагрева (охлаждения)* – неограниченное изменение температуры во времени или в пространстве;
3. *Периодические* – температура колеблется около некоторого значения.

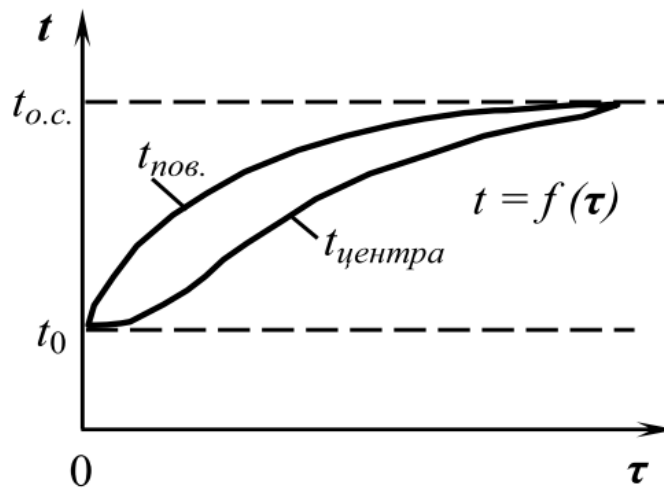
2.2.2. Общие закономерности нестационарных процессов

Среди практических задач нестационарной теплопроводности *важнейшее значение имеют две группы процессов*: а) тело стремится к тепловому равновесию; б) температура тела претерпевает периодические изменения.

К первой группе относятся процессы прогрева или охлаждения тел, помещенных в среду с заданным тепловым состоянием, например, прогрев болванки в печи, охлаждение металлических брусков и чушек, охлаждение закаливаемой детали и т. п.

Ко второй группе относятся процессы в периодически действующих подогревателях, например, тепловой процесс регенераторов, насадка которых то нагревается дымовыми газами, то охлаждается воздухом.

На рис. показан характер кривых, полученных при нагревании однородного твердого тела в среде с постоянной температурой $t_{o.c.}$. По мере нагрева температура в каждой точке асимптотически приближается к температуре нагревающей среды. Наиболее быстро изменяется температура точек, лежащих вблизи поверхности тела $t_{нов.}$. С увеличением времени прогрева эта **разность** будет уменьшаться, и теоретически через достаточно большой отрезок времени она будет равна нулю.



В условиях передачи теплоты через стенку при внезапном изменении температуры одного из теплоносителей не вся теплота будет передаваться через стенку: часть ее уйдет на изменение внутренней энергии самой стенки (ее температуры), и только при наступлении стационарного процесса вся теплота будет передаваться через стенку от одной жидкости к другой.

Приведенные примеры указывают на то, что нестационарные тепловые процессы всегда связаны с изменением внутренней энергии, или энтальпии, вещества.

Приведенные примеры указывают на то, что нестационарные тепловые процессы всегда связаны с изменением внутренней энергии, или энтальпии, вещества.

Передачу теплоты при нестационарном режиме можно определить, если найти закономерности изменения температурного поля и теплового потока в пространстве и во времени:

$$\begin{cases} t = f_1(x, y, z, \tau) \\ Q = f_2(x, y, z, \tau) \end{cases}$$

Эти зависимости могут быть найдены из дифференциального уравнения теплопроводности

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

Последнее уравнение необходимо дополнить условиями однозначности в виде:

1. Геометрических условий – задают форму и размеры рассматриваемого тела $l_0, l_1, l_2, \dots, l_n$.

2. Физических условий – коэффициент теплопроводности стенки тела $\lambda_{ст} = \text{const}$, теплоемкость тела $c = \text{const}$, плотность $\rho = \text{const}$.

3. Начальных условий – температура рассматриваемого тела в начальный момент времени при $\tau = 0$ распределена равномерно, т. е. $t_0 = \text{const}$.

4. Граничных условий III рода – задают закон теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой в виде следующего уравнения:

$$\left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{нов.} = - \frac{\alpha}{\lambda_{ст}} (t_{нов.} - t_{о.с.}) ,$$

где $\left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{нов.}$ – температурный градиент по поверхности тела; α – коэффициент теплоотдачи между поверхностью тела и окружающей средой, Вт/(м²·С); $t_{нов.}$, $t_{о.с.}$ – температуры поверхности тела и окружающей среды, °С.

Решение дифференциального уравнения теплопроводности совместно с условиями однозначности дает уравнение температурного поля следующего вида:

$$t = f(\alpha, \lambda_{ст}, a, \tau, x, y, z, t_0, t_{о.с.}, l_0, l_1, l_2, \dots, l_n) .$$

Из этой зависимости видно, что температура зависит от большого числа переменных и постоянных параметров. При анализе уравнения **оказывается, что переменные можно сгруппировать в безразмерные комплексы:**

$\frac{\alpha l}{\lambda_{ст}} = \text{Bi}$ – **критерий Био** (безразмерный комплекс, представляющий **отношение внутреннего термического сопротивления теплопроводности к внешнему термическому сопротивлению теплоотдачи**);

$\frac{a \tau}{l^2} = \text{Fo}$ – **критерий Фурье** (безразмерный комплекс, представляющий собой **безразмерное время**);

x/l – **безразмерная координата**;

$\frac{t - t_{о.с.}}{t_0 - t_{о.с.}} = \frac{\theta}{\theta_0}$ – **безразмерная температура**;

Q_τ / Q_0 – **безразмерное количество теплоты**.

Здесь Q_τ – количество теплоты, переданное телу или телом за время τ , Q_0 – начальная внутренняя энергия тела.

Если ввести безразмерные комплексы в исходные зависимости, то получим

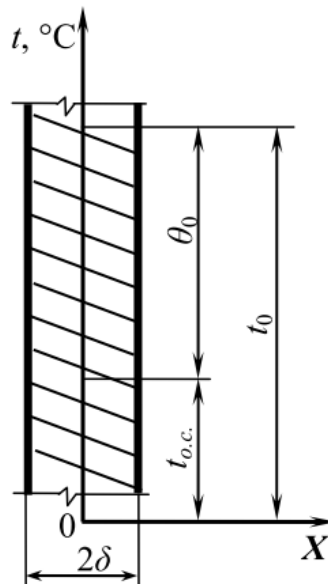
$$\begin{cases} \frac{\theta}{\theta_0} = f_1(Fo, Bi, \frac{x}{l}) \\ \frac{Q_\tau}{Q_0} = f_2(Fo, Bi) \end{cases} .$$

Решение данных уравнений представляет собой довольно сложную математическую задачу. Подробные решения трех простейших задач нестационарной теплопроводности для неограниченной пластины, цилиндра бесконечной длины и шара приводятся в специальных курсах по теплообмену. Приведем готовые расчетные зависимости для случая охлаждения неограниченной пластины. Изучив метод решения задачи для пластины, можно понять принцип решения задач и для тел другой геометрической конфигурации.

2.2.3. Охлаждение неограниченной пластины при нестационарном режиме

Рассмотрим охлаждение плоскопараллельной пластины толщиной 2δ (характерный размер $l=\delta$). Размеры пластины в направлении осей Y и Z бесконечно велики. С обеих сторон пластина омывается жидкостью с температурой $t_{o.c.}$, причем коэффициент теплоотдачи α для обеих поверхностей имеет одинаковое и постоянное значение.

В начальный момент времени при $\tau = 0$ пластина имеет во всех своих точках постоянную температуру $t_0 = \text{const}$, поэтому избыточная температура $\theta_0 = t_0 - t_{o.c.}$ будет также постоянной для всех точек тела. Кроме того, заданы коэффициент теплопроводности $\lambda_{ст}$, плотность тела ρ и его теплоемкость C , величины которых полагаются постоянными.



Так как пластина безгранична как по высоте, так и по ширине, то дифференциальное уравнение принимает вид

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2}.$$

Начальное условие при $\tau = 0$ $\theta = \theta_0$.

Граничное условие при $x = \pm \delta$

$$\left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right)_{x = \pm \delta} = \pm \frac{\alpha \theta_n}{\lambda_{cm}},$$

Для аналитического решения дифференциального уравнения совместно с условиями однозначности используют метод разделения переменных. Решение ищется в виде произведения двух функций, из которых одна является функцией только τ , а другая – только x :

$$\theta = \theta(x, \tau) = \varphi(\tau) \cdot \psi(x) .$$

После подстановки последнего выражения в дифференциальное уравнение получим

$$\frac{\partial \varphi(\tau)}{\partial \tau} \psi(x) = a \frac{\partial^2 \psi(x)}{\partial x^2} \varphi(\tau) \quad \text{или} \quad \varphi'(\tau) \cdot \psi(x) = a \cdot \psi''(x) \cdot \varphi(\tau) .$$

В последнем уравнении переменные легко разделяются, и его можно записать следующим образом:

$$\frac{\varphi'(\tau)}{\varphi(\tau)} = a \cdot \frac{\psi''(x)}{\psi(x)} .$$

Решение данного дифференциального уравнения может быть представлено в виде

$$\theta_{x, \tau} = \frac{\theta}{\theta_0} = \sum_{i=1}^n \frac{2 \sin \mu_i}{\mu_i + \sin \mu_i \cos \mu_i} \cos \left(\mu_i \frac{x}{l} \right) \cdot e^{-\mu_i^2 Fo} ,$$

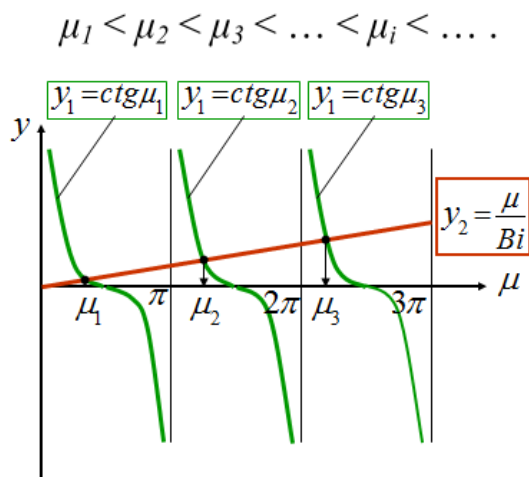
где μ_i – промежуточная переменная, которая находится из трансцендентного уравнения

$$ctg \mu - \frac{\mu}{Bi} = 0 .$$

Из анализа трансцендентного уравнения следует, что при каждом значении числа Bi существует бесконечное множество решений. Наиболее просто это уравнение можно решить графическим способом.

Обозначим левую часть уравнения через $y_1 = ctg \mu$, а правую – через $y_2 = \mu / Bi$. Пересечение котангенсоиды y_1 с прямой y_2 дает нам значение корней уравнения, т. е. μ_i .

Из рис. следует, что мы имеем бесконечное множество значений величины μ_i , причем каждое последующее значение больше предыдущего



При

$$Bi \rightarrow \infty: y_2 = \frac{\mu}{Bi} = 0,$$

то есть функция y_2 совпадает с осью абсцисс, получим

$$\mu_1 = \frac{\pi}{2}; \mu_2 = \frac{3}{2}\pi; \mu_3 = \frac{5}{2}\pi; \dots; \mu_n = (2n-1)\frac{\pi}{2}.$$

При

$$Bi \rightarrow 0: y_2 = \frac{\mu}{Bi} = \infty,$$

то есть функция y_2 совпадает с осью ординат, получим

$$\mu_1 = 0; \mu_2 = \pi; \mu_3 = 2\pi; \dots; \mu_n = (n-1)\pi.$$

Известно, что если частные решения линейного дифференциального уравнения сложить, то полученная сумма также будет решением этого дифференциального уравнения. Следовательно, значения μ_i нужно использовать в совокупности. В инженерных расчетах можно ограничиться первыми тремя-четырьмя значениями μ_i .

Для $Fo \geq 0.3$, с достаточной точностью, можно ограничиться только первым членом ряда μ_1 , тогда:

$$\Theta = \frac{2 \sin \mu_1}{\mu_1 + \sin \mu_1 \cos \mu_1} \cos(\mu_1 X) \exp(-\mu_1^2 Fo).$$

В последней формуле $X = x/\delta$.

Пусть

$$N_{\Pi} = \frac{2 \sin \mu_1}{\mu_1 + \sin \mu_1 \cos \mu_1}$$

тогда последнее уравнение примет вид

$$\Theta(X, \tau) = N_{\Pi} \cos(\mu_1 X) \exp(-\mu_1^2 Fo)$$

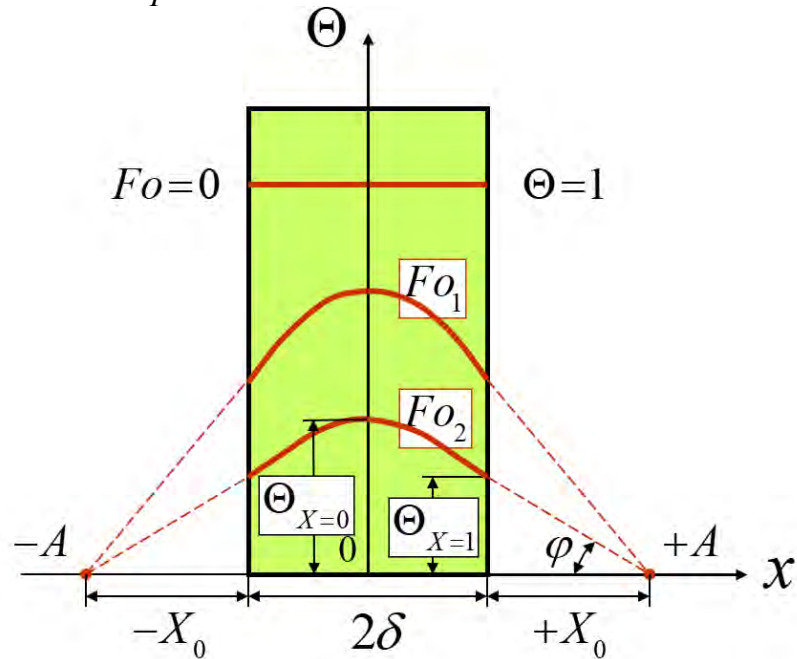
В центре пластины ($X = x/\delta = 0$)

$$\Theta(0, \tau) = N_{\Pi} \exp(-\mu_1^2 Fo)$$

На поверхности пластины ($X = x/\delta = 1$)

$$\Theta(1, \tau) = N_{\Pi} \cos(\mu_1) \exp(-\mu_1^2 Fo) = P_{\Pi} \exp(-\mu_1^2 Fo)$$

Функции N_{Π} , P_{Π} , μ_1 , μ_1^2 , зависящие от числа Био, Bi , табулированы и могут быть взяты из справочника.



Интенсивность охлаждения зависит и от внутреннего термического сопротивления (δ/λ) и внешнего - ($1/\alpha$).

2.2.4. Алгоритм решения задач на нестационарную теплопроводность аналитическим методом

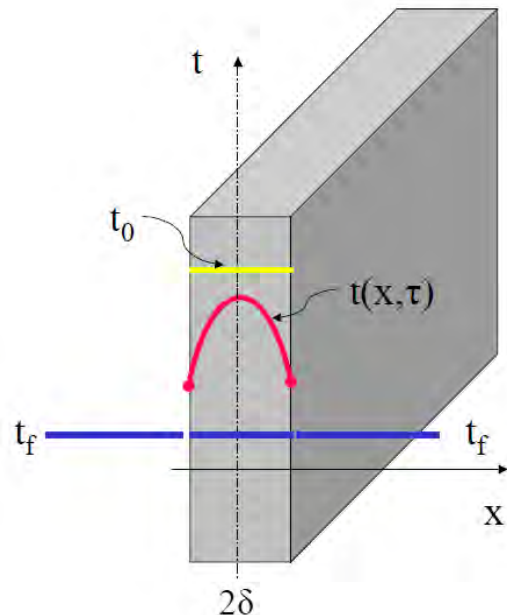
1. Определяют критерии Фурье и Био

по формулам: $Fo = \frac{a\tau}{\delta^2}$, $Bi = \frac{\alpha\delta}{\lambda}$.

2. Зная критерий Био, из таблицы находят функции N_{Π} , P_{Π} , μ_1 , μ_1^2 .

3. Рассчитывают по последним двум формулам безразмерные температуры в центре и на поверхности пластины.

4. Зная безразмерную температуру в плоскости симметрии,



$\Theta_{\text{ц}} = \frac{\theta_{\text{ц}}}{\theta_0} = \frac{T_{\text{ц}} - T_f}{T_0 - T_f}$, находят искомую температуру в центре,
 $T_{\text{ц}} = \Theta_{\text{ц}}(T_0 - T_f) + T_f$. Зная безразмерную температуру на поверхности
 пластины, $\Theta_{\text{в}} = \frac{\theta_{\text{в}}}{\theta_0} = \frac{T_{\text{в}} - T_f}{T_0 - T_f}$, находят искомую температуру на поверхности,
 $T_{\text{в}} = \Theta_{\text{в}}(T_0 - T_f) + T_f$.

Распределение температуры в пластине видно из рисунка

2.2.5. Алгоритм решения задач на нестационарную теплопроводность графическим методом

Для облегчения инженерных расчетов построены графические зависимости вида

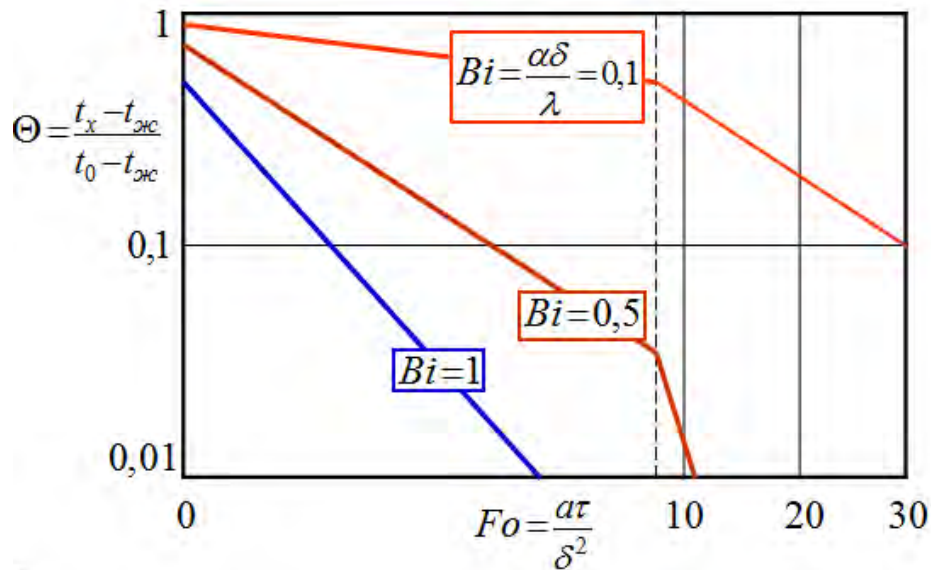
$$\frac{\theta_{\text{нов.}}}{\theta_0} = \frac{t_{\text{нов.}} - t_{\text{o.c.}}}{t_0 - t_{\text{o.c.}}} = f_1\left(\frac{\alpha l}{\lambda_{\text{см}}}; \frac{a\tau}{l^2}\right) = f_1(Bi, Fo) ,$$

$$\frac{\theta_{\text{ц}}}{\theta_0} = \frac{t_{\text{ц}} - t_{\text{o.c.}}}{t_0 - t_{\text{o.c.}}} = f_2\left(\frac{\alpha l}{\lambda_{\text{см}}}; \frac{a\tau}{l^2}\right) = f_2(Bi, Fo) ,$$

$$\frac{Q_{\tau}}{Q_0} = f_3(Bi, Fo) .$$

В этих формулах: $t_{\text{нов.}}$ – температура поверхности пластины; $t_{\text{ц}}$ – температура центральной плоскости пластины; Q_{τ} – количество теплоты, переданной в окружающую среду за время τ .

Эти зависимости приводятся в специальной литературе в виде графиков или таблиц.



1. Определяют критерии Фурье и Био по формулам: $Fo = \frac{a\tau}{\delta^2}$, $Bi = \frac{\alpha\delta}{\lambda}$.
2. Зная данные критерии, по номограммам находятся безразмерные температуры $\Theta_{Ц}$ и Θ_{W} .
3. Зная безразмерную температуру в плоскости симметрии, $\Theta_{Ц} = \frac{\theta_{Ц}}{\theta_0} = \frac{T_{Ц} - T_f}{T_0 - T_f}$, находят искомую температуру в центре, $T_{Ц} = \Theta_{Ц}(T_0 - T_f) + T_f$. Зная безразмерную температуру на поверхности пластины, $\Theta_{W} = \frac{\theta_W}{\theta_0} = \frac{T_W - T_f}{T_0 - T_f}$, находят искомую температуру на поверхности, $T_W = \Theta_{W}(T_0 - T_f) + T_f$.

2.2.7. Частные случаи распределения температурного поля внутри неограниченной пластины

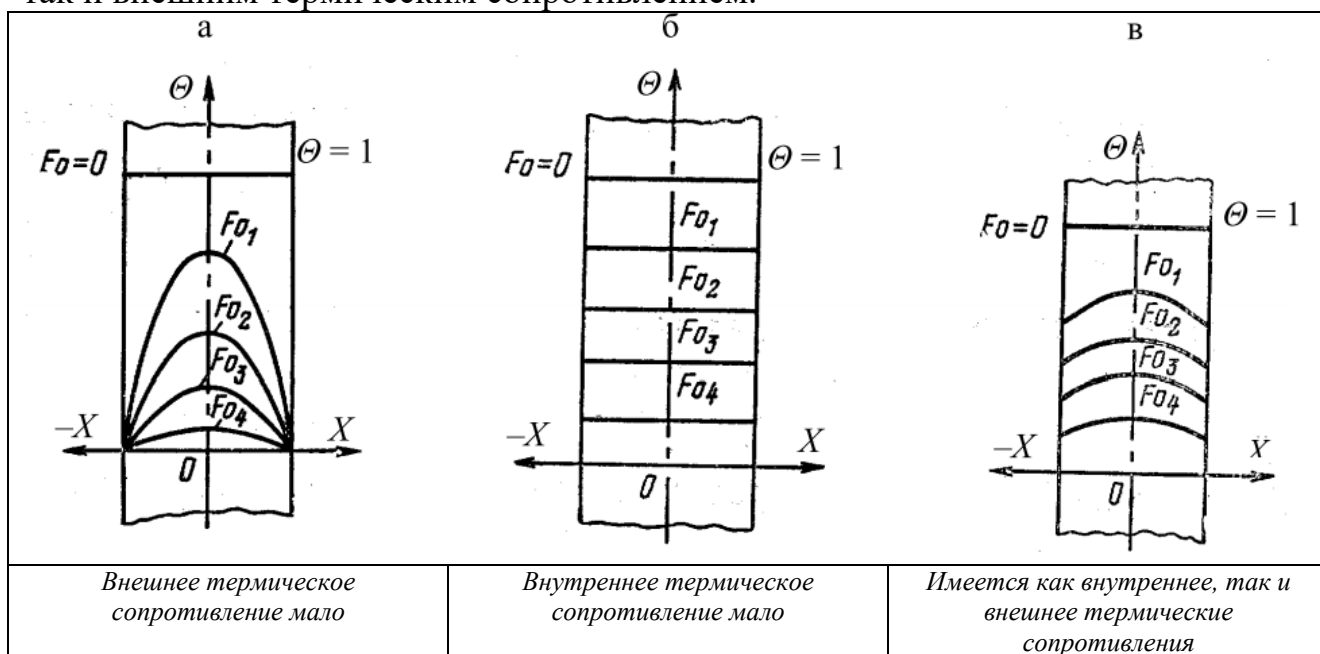
Рассмотрим частные случаи распределения температурного поля внутри неограниченной пластины.

1. Очень большие значения числа Би. Если $Bi \rightarrow \infty$, то температура поверхности пластины сразу становится равной температуре окружающей среды, в которую помещена пластина (см. рис. а). В этом случае при заданных физических параметрах и толщине пластины коэффициент теплоотдачи $\alpha \rightarrow \infty$, т. е. имеет место большая интенсивность отвода теплоты от поверхности, поэтому процесс охлаждения определяется главным образом физическими свойствами и размерами тела.

2. Очень малые значения числа Би ($Bi < 0,1$). Малые значения числа Би могут иметь место при малых размерах толщины пластины, при больших значениях коэффициента теплопроводности λ и малых значениях коэффициента

теплоотдачи α . При малых числах Bi температура на поверхности пластины незначительно отличается от температуры на оси. Это указывает на то, что температура по толщине пластины распределяется равномерно, и кривая температур остается почти параллельной оси X для любого момента времени (см. рис. б). В рассматриваемом случае процесс нагрева и охлаждения тела определяется интенсивностью теплоотдачи на поверхности пластины. Иначе говоря, процесс выравнивания температуры в пластине происходит существенно интенсивнее, чем отвод теплоты с поверхности.

3. Число Bi находится в пределах $0,1 \leq Bi < 100$. В рассматриваемом случае есть функция Bi , т. е. зависит от толщины пластины. Температурные кривые для любого момента времени будут выглядеть, как показано на рис. в. В этом случае интенсивность процесса охлаждения определяется как внутренним, так и внешним термическим сопротивлением.



Распределение температуры при охлаждении неограниченной пластины в условиях: а – $Bi \rightarrow \infty$, б – $Bi < 0,1$, в – $0,1 \leq Bi < 100$, для всех случаев $Fo_1 < Fo_2 < Fo_3 < Fo_4$

3. Конвективный теплообмен

3.1. Естественная тепловая конвекция

3.1.1. Общие сведения о естественной (свободной) конвекции

У нагретых или холодных свободно расположенных твердых (не загроможденных) поверхностей возникают конвективные токи газообразной или капельной жидкости, которые определяют интенсивность теплообмена между поверхностями и жидкостью. Такой процесс называется конвекцией. Если относительное движение жидкости (газа) и выделенной поверхности

теплообмена вызвано какими-либо внешними побудителями (насосом, ветром и др.), конвекцию называют **вынужденной**. Если же движение текучей среды возникает под действием неоднородного поля массовых сил (например, гравитационных), то такой процесс называют **свободной** или **естественной конвекцией**.

различают также внутренние задачи (теплообмен между стенками канала и потоком теплоносителя в нем) и задачи при внешнем обтекании тел.

Для характеристики интенсивности конвективного теплообмена используются *местный* и *средний коэффициенты теплоотдачи*.

3.1.2. Физические свойства жидкости

Коэффициент теплопроводности. Характеризует способность вещества проводить теплоту. Его значение определяет количество теплоты, которое проходит в единицу времени через единицу поверхности при изменении температуры на один градус на единицу длины пути потока теплоты:

$$\lambda = \frac{Q}{\tau F \Delta t} \cdot l, \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$$

Плотность ρ есть масса единицы объема (кг/м^3)

Теплоемкость c_p есть количество теплоты необходимое для нагревания 1 кг вещества на один градус, кДж/кг .

Коэффициент температуропроводности представляет собой комплекс вышеперечисленных величин:

$$a = \frac{\lambda}{c_p \rho}, \text{ м}^2/\text{с}$$

Коэффициент кинематической вязкости (последняя обусловлена силами внутреннего трения) равен:

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

где **коэффициент динамической вязкости μ**

$$\mu = \nu \cdot \rho, \text{ Па}\cdot\text{с}.$$

3.1.3. Природа естественной конвекции

Как правило, жидкие и газообразные теплоносители нагреваются или охлаждаются при соприкосновении с поверхностями твердых тел. например дымовые газы в печах отдают теплоту нагреваемым заготовкам, а в паровых котлах - трубам, в которых нагревается (кипит) вода, воздух в комнате нагревается от отопительных систем и т.д. Во всех перечисленных примерах процесс теплообмена между поверхностью тела и жидкостью называется

теплоотдачей, а сама поверхность, с которой переносится теплота, - **поверхностью теплообмена** или **теплоотдающей поверхностью**. Согласно закону Ньютона-Рихмана тепловой поток в процессе теплоотдачи пропорционален площади поверхности теплообмена F и разности температур $(t - t_\infty)$, где t - температура стенки, твердого тела, омываемого жидкостью, t_∞ - температура жидкости. Закон Ньютона-Рихмана имеет вид:

$$Q = \alpha F (t - t_\infty),$$

где коэффициент пропорциональности α называется **коэффициентом теплоотдачи**. Численное значение его равно тепловому потоку от единичной поверхности теплообмена при разности температур поверхности и жидкости в 1 К (Вт/м²К).

Теплоотдачу обычно оценивают экспериментально, измеряя поток и разность температур в процессе теплоотдачи от поверхности с известной площадью. Затем по последней формуле рассчитывается коэффициент теплоотдачи.

Для малого участка поверхности dF последнее соотношение запишется в виде:

$$dQ = \alpha dF (t - t_\infty),$$

поскольку в коэффициент теплоотдачи различен в различных точках поверхности тела.

Для расчета потока теплоты от всей поверхности нужно проинтегрировать обе части последнего уравнения по поверхности:

$$Q = \int_F \alpha dF (t - t_\infty).$$

При условии $t = \text{const}$ запишем:

$$Q = (t - t_\infty) \int_F \alpha dF.$$

Средний по поверхности коэффициент теплоотдачи находится из соотношения

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{F} \int_F \alpha dF ;$$

$$Q = \bar{\alpha} F (t - t_\infty)$$

Естественная конвекция возникает за счет **теплового расширения жидкости**, нагретой около теплоотдающей поверхности, в самом процессе теплообмена. Она пропорциональна разности температур $\Delta t = (t - t_\infty)$.

При этом, температурный коэффициент объемного расширения жидкости запишется

$$\beta = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_{p=\text{const}}.$$

Для идеальных газов β в соответствии с уравнением Менделеева-Клапейрона равен

$$\beta = \frac{1}{T}.$$

Для жидкости

$$\beta = \frac{1}{v} \left(\frac{v - v_\infty}{t - t_\infty} \right) \approx \frac{\rho_\infty - \rho}{\rho_\infty (t - t_\infty)}.$$

где ρ и t - плотность и температура окружающей среды (атмосферного воздуха).

Разность плотностей $\rho_\infty - \rho = \beta \rho_\infty (t - t_\infty)$ приводит к тому, что, на любой единичный объем нагретой жидкости будет действовать подъемная сила, равная алгебраической сумме выталкивающей архимедовой силе и силы тяжести

$$F_n = g\rho_\infty - g\rho = \beta g\rho_\infty (t - t_\infty).$$

Подъемная сила перемещает нагретую жидкость вверх без каких-либо побуждающих устройств (возникает *естественная конвекция*). Подобные рассуждения справедливы и для случая охлажденной жидкости, с той лишь разницей, что жидкость у менее нагретой поверхности будет двигаться вниз, поскольку ее плотность больше, чем вдали от поверхности.

По причине вязкого трения течение жидкости затормаживается. Поэтому, несмотря на то что наибольшее нагревание жидкости и подъемная сила при естественной конвекции имеют место у теплоотдающей поверхности, скорость движения частиц, контактирующих с твердой поверхностью, равна нулю.

3.1.4. Определяющий размер и температура системы, в которой совершается теплообмен

При проведении расчетов, связанных с конвективным теплообменом, необходимо выбрать геометрическую величину системы, которая называется *определяющим (характерным) размером*. То же самое относится и к выбору температуры (*определяющая температура*).

Определяющий размер. Определяющим считается тот, от которого процесс теплоотдачи зависит в наибольшей степени (обтекание пластины – ее длина, движение жидкости в длинной трубе – ее диаметр и т. д.). Необходимо обращать внимание на то, какой размер автор формулы ввел в критерии подобия в качестве определяющего. Игнорирование этого обстоятельства может привести к значительным ошибкам.

При поперечном обтекании одиночной трубы и пучка труб в качестве определяющего размера обычно берется диаметр трубы, а при обтекании плиты – ее длина по направлению движения.

Для каналов неправильного и сложного сечения следует брать эквивалентный диаметр, равный учетверенной площади поперечного сечения, деленной на полный (смоченный) периметр сечения, независимо от того, какая часть этого периметра участвует в теплообмене:

$$d_{\text{экв}} = \frac{4F}{\Pi_{\text{см}}}.$$

Определяющая температура. Очень часто в качестве определяющей температуры принимается средняя температура пограничного слоя

$$t_m = 0.5(t + t_{\infty}).$$

Обычно при обработке опытных данных по теплообмену и гидравлическому сопротивлению за определяющую температуру следует брать такую, которая в технических расчетах **задана или легко может быть определена.**

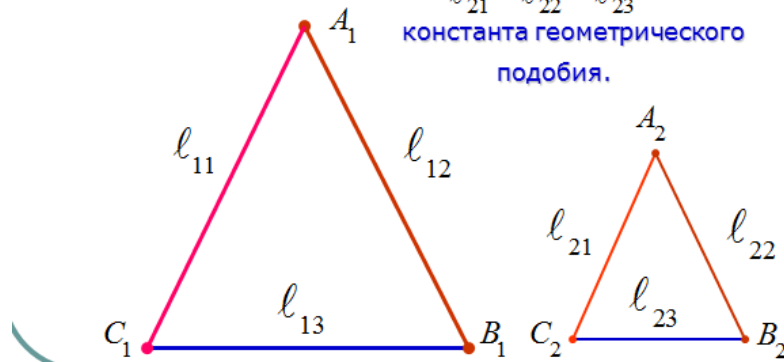
В соответствии с этим при вынужденном движении жидкости в трубах и каналах, а также при вынужденном продольном и поперечном омывании пучков труб в качестве определяющей целесообразно принимать среднюю температуру жидкости. При внешнем поперечном или продольном обтекании одиночной трубы, а также при движении жидкости вдоль плиты в качестве определяющей температуры следует брать температуру набегающего потока, а при свободном движении – температуру окружающей среды. При кипении жидкости и при конденсации пара за определяющую естественно принять температуру кипения.

3.1.5. Методы и критерии подобия

Многие явления подобны. Например, геометрические фигуры, показанные на рисунке, подобны. Такие фигуры различаются только масштабом.

Для геометрического подобия необходимо равенство отношений сходственных сторон: $\frac{l_{11}}{l_{21}} = \frac{l_{12}}{l_{22}} = \frac{l_{13}}{l_{23}} = c_l$ -

константа геометрического подобия.



Так же и в физике можно выделить подобные явления (группы явлений), которые будут характеризоваться одинаковыми дифференциальными уравнениями и граничными условиями.

Точное решение уравнений движения и энергии, составляющих систему нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных, возможно лишь в ограниченном числе случаев. Например, аналитическое определение коэффициента конвективной теплоотдачи α_k представляет собой сложную задачу, поскольку в этом случае необходимо решить систему дифференциальных уравнений. Поэтому для расчета используют **критериальные уравнения подобия**. Безразмерные **числа (критерии) подобия** позволяют анализировать подобные явления, имея экспериментальные данные лишь по какому-либо одному из подобных явлений. Если систему дифференциальных уравнений и граничные условия привести к безразмерному виду, то число влияющих факторов (неизвестных переменных) формально сократится. В случае экспериментального исследования такой подход позволяет свести к минимуму число величин, которое необходимо варьировать в опытах.

Существуют такие безразмерные соотношения параметров, характеризующих явление, которые у подобных явлений в сходных точках имеют одинаковые значения. Эти безразмерные соотношения называют **числами подобия**. В **теории подобия** исходные уравнения и их решение, а также результаты экспериментального изучения конвективного теплообмена принято представлять в виде зависимостей между безразмерными комплексами-критериями (или числами) подобия.

Для приведения функциональной зависимости к безразмерному виду пользуются, в частности, методом масштабных преобразований, состоящим из следующих этапов:

1) для каждой группы однородных величин (имеющих одинаковый физический смысл, одинаковую размерность, например, координату x и скорость w), в составе которых имеются постоянные, выбирают одну из них в качестве масштаба и приводят эти величины к безразмерному виду

$$(x_1 / l_0 = X_1; x_2 / l_0 = X_2; w_1 / w_0 = W_1; w_2 / w_0 = W_2 \dots)$$

2) в исходные уравнения вместо размерных параметров представляют их выражения в виде произведения безмерной величины и соответствующего масштаба;

3) оставшиеся в уравнениях размерные величины и появившиеся в них масштабы группируют в безмерные комплексы.

Таким образом, мы получаем совокупность **безразмерных критериев**, характерных для данного процесса. Эти критерии в общем случае являются *мерой относительного влияния действующих сил и процессов переноса (поток импульса, энергии, массы) на течение жидкости и теплообмен.*

Критерии подобия позволяют результаты экспериментов проведенных в одних условиях распространить и на другие условия.

Если на основе теории подобия объединить физические и геометрические параметры в безразмерные комплексы (критерии подобия), то процесс теплообмена в общем теплообмене вместе с конвекцией можно описать следующими числами (критериями).

Число Нуссельта:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha l}{\lambda},$$

где α - коэффициент теплоотдачи; l - характерный размер твердого тела; λ - теплопроводность жидкости или газа, Вт/(м·К). Величина l/λ называется **термическим сопротивлением**. Величина $1/\alpha$ называется **конвективным сопротивлением теплообмена**. Число Нуссельта является безразмерным коэффициентом теплоотдачи.

Число Грасгофа:

$$\text{Gr} = \frac{g\beta(T - T_{\infty})l^3}{\nu^2},$$

где g - ускорение свободного падения, м/с²; β - коэффициент объемного расширения жидкости, который для идеальных газов равен $\beta = 1/T$, К; ν - коэффициент кинематической вязкости жидкости, м²/с, которая обусловлена силами внутреннего трения. Число Грасгофа характеризует соотношение между подъемной силой и силой вязкого трения.

Число Прандтля:

$$\text{Pr} = \nu/a, \quad (5.10)$$

где ν - кинематическая вязкость жидкости, м²/с; a - коэффициент температуропроводности, м²/с. Число Прандтля характеризует связь между вязкостными свойствами жидкости и ее теплопроводностью.

Критерий Релея:

$$\text{Ra} = \text{GrPr}.$$

Является критерием возникновения конвекции в слое жидкости.

Критерий Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{lU}{\nu},$$

где U - модуль характерной скорости среды, м/с. Критерий Рейнольдса характеризует соотношение сил инерции и сил вязкости в потоке жидкости. При превышении некоторого критического значения числа Рейнольдса ламинарное течение жидкости становится неустойчивым и превращается в турбулентное. При больших значениях Рейнольдса силы вязкого трения не играют роли.

Число Пекле

$$Pe = \frac{l\nu}{a},$$

характеризует **соотношение конвективных и молекулярных потоков** на границе жидкости и твердого тела и в самом твердом теле.

Критерий Стантона также выражает интенсивность теплоотдачи (безразмерный коэффициент теплоотдачи)

$$St = \frac{Nu}{Pe} = \frac{\left(\frac{\alpha l}{\lambda}\right)}{\left(\frac{l\nu}{a}\right)} = \frac{\alpha a}{\lambda\nu} = \frac{\alpha\lambda}{c_p\rho\lambda\nu} = \frac{\alpha\Delta T}{c_p\rho\nu\Delta T} = \frac{q}{c_p\rho\nu\Delta T}.$$

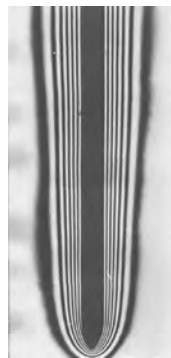
В числителе этого выражения лежит плотность потока тепла в системе, в знаменателе - количество теплоты, которое переносится единицей объема вещества в результате конвекции.

3.1.6. Естественная конвекция для вертикальных поверхностей

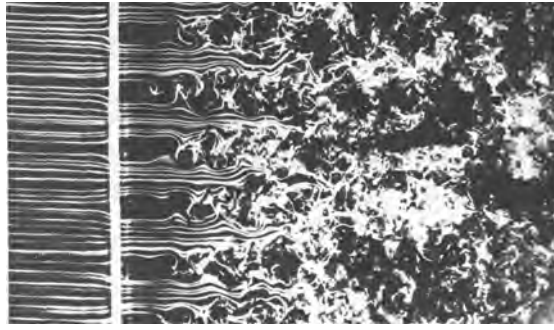
Для практических расчетов необходимо определять средний коэффициент теплоотдачи. В случае, когда на пластине (трубе) существуют ламинарный, переходный и турбулентный режимы течения в пограничном слое, средний коэффициент теплоотдачи при постоянной температуре стенки определяется следующим образом:

при $t_c = \text{const}$

$$\bar{Nu} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_l^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2$$



Свободная конвекция от вертикальной пластинки (ламинарный поток). Показаны изотермы полученные с помощью интерферометра Маха-Цендера



Порождение турбулентности решеткой. Дымовые проволочки демонстрируют прохождение однородного ламинарного потока через пластинку толщиной 1/16 дюйма с квадратными перфорациями размером 3/4 дюйма. Число Рейнольдса, рассчитанное по однойдюймовому размеру ячейки решетки, равно 1500. Неустойчивость сдвиговых слоев приводит к развитию турбулентности вниз по потоку.

3.1.7. Естественная конвекция для горизонтальных поверхностей

Средний коэффициент теплоотдачи на горизонтальной плоской стенке с теплоотдающей поверхностью, обращенной вверх, при $t_c = \text{const}$:

$$\text{при } Ra_l < 10^5 \quad \bar{Nu} = \frac{0.766 Ra_l^{1/5}}{\left[1 + \left(\frac{0.322}{Pr} \right)^{11/20} \right]^{4/11}};$$

$$\text{при } Ra_l > 10^5 \quad \bar{Nu} = \frac{0.15 Ra_l^{1/5}}{\left[1 + \left(\frac{0.322}{Pr} \right)^{11/20} \right]^{20/33}}.$$

Характерным размером l является величина $l = \frac{F}{\Pi}$, где F - площадь пластины, Π - ее периметр.

Определяющая температура $t_m = 0.5(t_0 + t_\infty)$

3.1.8. Естественная конвекция для вертикально расположенного цилиндра.

Для аналитического определения α_k выполните следующие действия:

- находим характерную температуру $t_m = 0.5(t + t_\infty)$;
- по этой температуре выбираем теплофизические характеристики жидкости (из Табл.): коэффициент вязкости ν , коэффициент теплопроводности λ , а также число Прандтля Pr ;
- рассчитываем коэффициент объемного расширения β (для газа $\beta = \frac{1}{t_m}$);
- используя теплофизические характеристики воздуха, рассчитываем число Грасгофа; где характерным размером является высота трубы l ;

- находим число Релея из соотношения

$$Ra = GrPr$$

- рассчитываем число Нуссельта из формулы

$$Nu = c(Ra)^n,$$

где c и n - коэффициенты, зависящие от числа Рэлея. Их определяем из таблицы:

$Ra_m = Gr_m \cdot Pr_m$	Режим течения	C	n
$< 10^{-3}$	Пленочный	0,5	0
$10^{-3} \div 5 \cdot 10^2$	Переходный от пленочного к ламинарному	1,18	1/8
$5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^7$	Ламинарный и переходный к турбулентному	0,54	1/4
$> 2 \cdot 10^7$	Турбулентный	0,135	1/3

- окончательно, находим коэффициент теплоотдачи α_k из соотношения

$$\alpha_k = \frac{Nu\lambda}{l}.$$

Величина теплового потока составит:

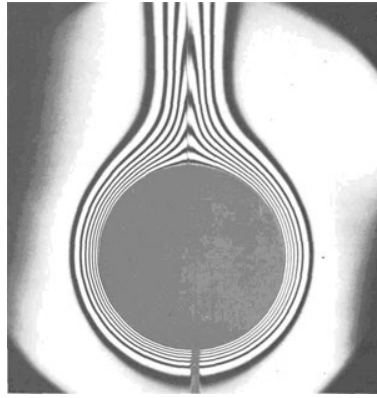
$$Q = \alpha F(t - t_\infty)$$

3.1.9. Естественная конвекция для горизонтально расположенного цилиндра

Расчет теплоотдачи в случае горизонтального цилиндра ($10^3 < Ra_\infty < 10^8$) выполняется в соответствии с уравнением

$$Nu_\infty = 0.5(Ra)_\infty^{0.25} \left(\frac{Pr_\infty}{Pr_0} \right)^{0.25}.$$

В этой формуле в качестве определяющего размера используется диаметр цилиндра. За определяющую температуру принимается температура окружающей среды (жидкости) $t_m = t_\infty$.



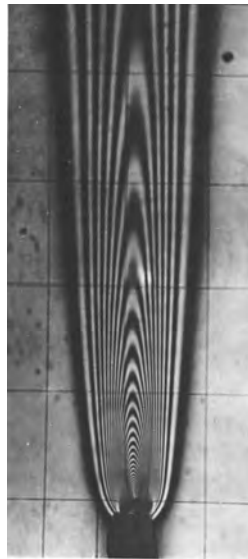
Изотермы у горизонтального цилиндра при свободной конвекции. Интерферограмма демонстрирует тепловые пограничные слои, сливающиеся сверху и создающие стационарный ламинарный факел

3.1.10. Естественная конвекция на тонких нагретых проволоках

Средний коэффициент теплоотдачи на тонких нагретых проволоках (пленочный режим имеющий место при очень малых значениях):

при $Ra_d = 10^{-10} \dots 10^{-2}$

$$\overline{Nu} = 0.675 Ra_d^{0.058} .$$



Плоский конвективный факел поднимающийся от нагретой проволоки

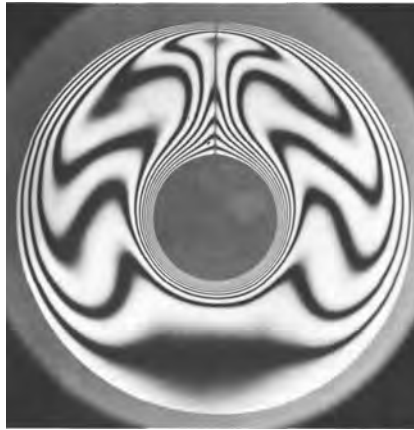
3.1.11. Естественная конвекция в узких щелях, плоских и кольцевых каналах

Плотность теплового потока рассчитывается по формуле:

$$q = \frac{\lambda_{эКВ}}{\delta} (t_{c1} - t_{c2}) .$$

Эквивалентный коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{экв}}$:

$$\lambda_{\text{экв}} = \lambda \cdot 0.18 \text{Ra}_{\delta}^{0.25}$$



Изотермы в конвективном движении между соосными цилиндрами

3.1.12. Естественная конвекция в узких щелях, плоских и кольцевых каналах

Для воздушной прослойки, образованной двумя концентрическими сферами, уравнение для определения числа Нуссельта имеет вид

$$\text{Nu} = 0.16 \text{Gr}_d^{0.276},$$

где $d = \delta$ – характерный размер. Определяющая температура равна $t = 0.5(t_{c2} - t_{c1})$.

3.2. Вынужденная тепловая конвекция

3.2.1. Основные задачи теории конвективного теплообмена

Вынужденной конвекцией называется теплообмен, при котором движение жидкости и газа осуществляется принудительным путем. К внешним побудителям можно отнести дымовые трубы печей, насосы, вентиляторы и др. Как и в случае свободной тепловой конвекции, теплообмен происходит между жидкостью (газам) и твердой поверхностью (вынужденное обтекание пластины, цилиндра, шара, трубных пучков и др.)

По характеру движения жидкости теплообмен подразделяют на два режима: **ламинарное течение** жидкости; **турбулентное течение** жидкости. Поскольку четкая граница между указанными режимами зависит от целого ряда факторов, выделяют **переходную область** движения жидкости.

Характер движения жидкости влияет на интенсивность передачи теплоты. При ламинарном режиме и отсутствии естественной конвекции теплота передается только теплопроводностью. **При турбулентном режиме перенос**

теплоты наряду с теплопроводностью происходит в результате перпендикулярного к поверхности перемещения частиц.

Количественное определение коэффициентов теплоотдачи является одной из основных задач теории конвективного теплообмена. Для увеличения коэффициента теплоотдачи необходимо использовать жидкости с высоким значением коэффициента теплопроводности и принимать меры, приводящие к сокращению толщины теплового пограничного слоя (увеличение скорости течения жидкости, плотности, шероховатости поверхности, внешних возмущений, уменьшение вязкости жидкости).

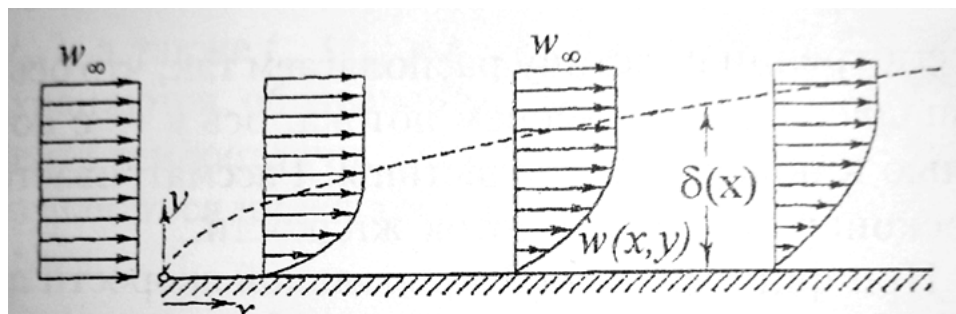
3.2.2. Теплообмен при движении жидкости вдоль пластины

Гидродинамика потока при обтекании пластины. Закономерности при продольном обтекании пластины большой длины с постоянной скоростью выполняются в большом количестве технических задач (например, обтекание крыла самолета, лопаток турбин, сопел турбин и др.).

Расположим пластину так, что ось x совпадает с направлением потока, ось y - совпадает с нормалью к поверхности пластины. Рассматривается плоскопараллельный поток жидкости.

При фиксированной продольной скорости w_x , в направлении оси y можно получить кривую распределения скорости $w_x = f(y)$ или профиль скорости $w_x(y)$. Из рис. видно, что у поверхности скорость жидкости снижается до нуля. Причиной снижения скорости являются действия сил вязкости.

В направлении оси y скорость жидкости увеличивается, а затем, начиная с некоторого расстояния δ от поверхности, почти не изменяется. Следовательно, основной перепад скорости движения жидкости происходит в *пограничном слое толщиной δ* . Вне пограничного слоя стационарный поток имеет постоянную скорость течения w_∞ . Вследствие больших размеров турбулентных масс, перенос массы и энергии в турбулентном потоке отличается большой интенсивностью.

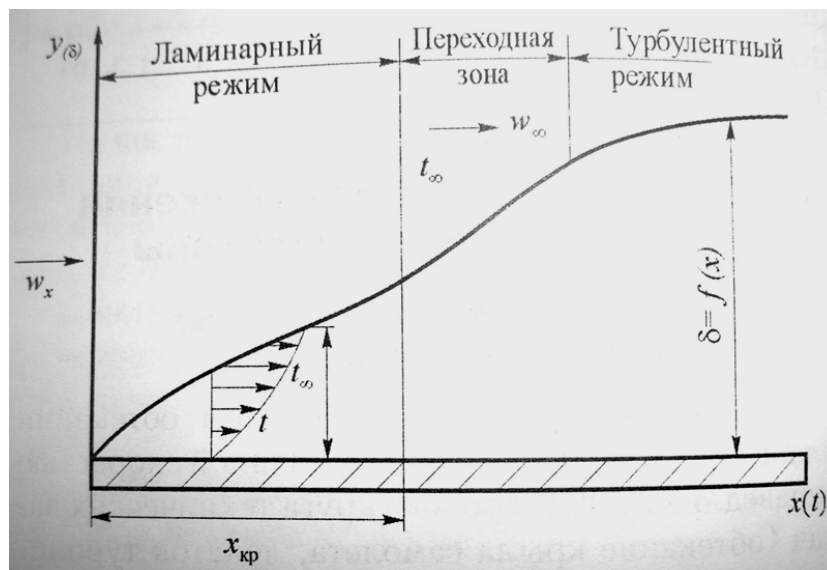


Линии тока и распределение скоростей в пограничном слое среды с плоской поверхностью

На начальном участке пока пограничный слой тонкий, течение жидкости ламинарное. Далее, на некотором расстоянии $x_{кр}$ от передней кромки пластины течение становится турбулентным. Условная граница перехода от ламинарного

режима к турбулентному определяется критическим значением числа Рейнольдса:

$$Re = \frac{w_{\infty} x_{кр}}{\nu} = 5 \cdot 10^5 .$$



Профили скорости при обтекании плоской пластины

Толщина ламинарного пограничного слоя растет с расстоянием от передней кромки изменяется по закону

$$\delta_{л} = \frac{4.64x}{\sqrt{Re}} ,$$

а при турбулентном режиме течения

$$\delta_{тур} = \frac{0.37x}{Re^{0.2}}$$

Теплообмен при обтекании пластины. При обтекании плоской пластины жидкостью ее температура меняется от t_0 (температура поверхности пластины) до t_{∞} (температура жидкости вдали от поверхности). Такое изменение происходит в слое толщиной δ_T , который характеризует толщину теплового пограничного слоя. Толщины теплового и гидродинамического слоев связаны соотношением

$$\frac{\delta_T}{\delta} \approx \frac{1}{\sqrt{Pr}} .$$

В случае, когда температура пластины одинакова ($t_c = \text{const}$), выполняются соотношения ниже.

Если числа Прандтля равны $0.5 \leq Pr \leq 50$, локальное число Нуссельта находится из формулы

$$Nu_x = 0.332 Re_x^{0.5} Pr^{0.33}.$$

При ламинарном режиме течения жидкости ($Re < 5 \cdot 10^5$) средняя теплоотдача может быть рассчитана по формуле

$$\overline{Nu} = 0.67 Re^{0.5} Pr^{0.33}.$$

Для воздуха локальное число Нуссельта равно

$$Nu_x = 0.335 Re_x^{0.5} Pr^{0.333}$$

Среднее значение коэффициента теплоотдачи при обтекании пластины воздухом для турбулентного пограничного слоя ($Re > 5 \cdot 10^5$) находится из выражения

$$\overline{Nu} = 0.037 Re^{0.8} Pr^{0.43} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0.25}.$$

Соответственно локальный коэффициент теплоотдачи при обтекании пластины воздухом для турбулентного пограничного слоя будет

$$Nu_x = 0.025 Re_x^{0.8}.$$

В последней формуле за характерную температуру принимается температура жидкости вдали от пластины. Характерный размер - расстояние по направлению потока. Характерна скорость - скорость набегающего потока.

В случае, когда тонкая пластина обтекается потоком жидкости с обеих сторон, коэффициент α необходимо увеличить в 2 раза.

3.2.3. Теплообмен при обтекании тел сложной формы

Как показывает опыт, плавный характер поперечного обтекания труб и стержней с разной формой сечения, шара и других неудоботекаемых тел возможен лишь при очень малых значениях Рейнольдса. В характерных для практики условиях обтекания тел сопровождается отрывом потока и образованием в кормовой части вихревой зоны. своеобразие обтекания тел существенно сказывается и на их теплоотдаче. Например, интенсивность теплоотдачи по периметру поперечно обтекаемого цилиндра (трубы) резко изменяется по мере нарастания пограничного слоя от максимума в лобовой точке ($\varphi=0$) до минимального значения $\varphi=80 \div 100^\circ$. Затем в кормовой части вновь нарастает за счет интенсивного вихревого движения жидкости. При прочих равных условиях теплоотдача максимальна, когда направление набегающего потока перпендикулярно оси цилиндра. С уменьшением угла атаки коэффициент теплоотдачи уменьшается.

Режим обтекания и теплоотдача призматических тел (стержней) заметно меняется также с изменением их ориентации относительно потока, т.е. в зависимости от того, набегает ли поток на ребро или на их грань.

3.2.4. Теплообмен при обтекании цилиндра (трубы)

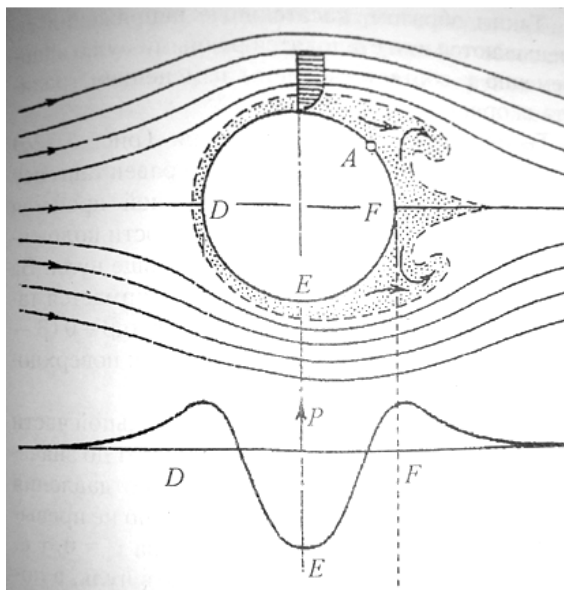
Разнообразные формы цилиндров применяются во многих известных теплообменных устройствах (строительных сооружениях, энергетическом котельном) оборудовании, судостроении, авиационной технике и др.).

Гидродинамические особенности поперечного обтекания цилиндра

Обозначим скорость потока на бесконечном расстоянии от фронтальной точки равна w_∞ , давление p_∞ , а локальные значения этих величин у поверхности цилиндра w и p . Если вязкость мала, то связь между этими величинами выражается уравнением Бернулли

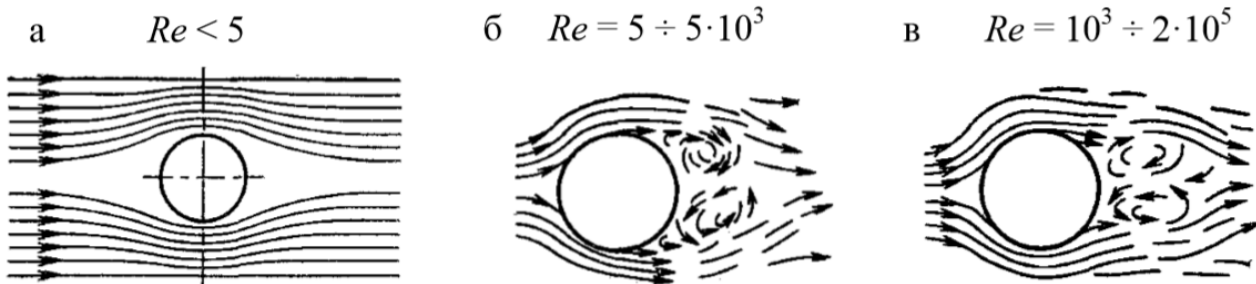
$$p + \frac{\rho w^2}{2} = p_\infty + \frac{\rho w_\infty^2}{2} = const$$

Обтекание цилиндра поперечным неограниченным потоком имеет ряд особенностей.



Безотрывное обтекание цилиндра имеет место при $Re \leq 5$. При больших значениях числа Рейнольдса цилиндр является неудобнообтекаемым телом. Пограничный слой, образующийся на фронтальной половине цилиндра, в его кормовой части отрывается от поверхности, и за ней образуются два симметричных вихря (дорожка Кармана). Затем вихри периодически отрываются от цилиндра и уносятся потоком жидкости.

Рассмотрим несколько случаев обтекания потоком жидкости одиночного круглого цилиндра, изображенных на рис.



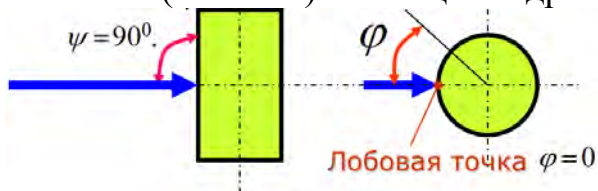
Обтекание потоком жидкости одиночного круглого цилиндра при разных значениях критерия Рейнольдса

Начиная с $Re \approx 10^3$ частота отрыва вихрей растет и при $Re = 10^3 \dots 2 \cdot 10^5$ является постоянной величиной, характеризуемой частотой Струхала

$$Sh = \frac{fd}{w_\infty} = 0.2,$$

где f - частота отрыва вихрей.

В приведенных ниже соотношениях следует различать угол атаки ψ (угол между осью трубы и вектором скорости набегающего потока) и угол φ , который отсчитывается от фронтальной (лобовой) точки цилиндра.



За счет действия сил вязкости скорость и кинетическая энергия жидкости непосредственно у поверхности цилиндра малы. Увеличение давления вдоль потока приводит к торможению жидкости и возникновению возвратного движения. Возвратное движение оттесняет пограничный слой от поверхности тела. При этом образуется вихрь. при сравнительно малых числах Рейнольдса наблюдается отрыв ламинарного пограничного слоя при угле $\varphi \approx 82^\circ$.

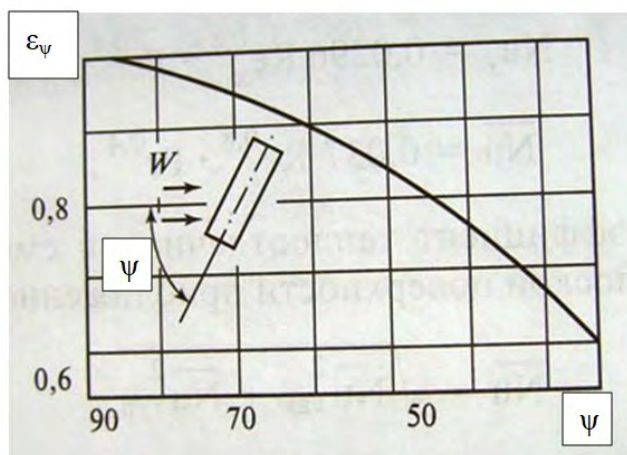
Критериальные расчетные выражения для теплообмена в этом случае имеют вид (Жукаускас):

$$Re_{жс,d} = 5 \dots 10^3 \rightarrow Nu_{жс,d} = 0,5 Re_{жс,d}^{0,5} Pr_{жс}^{0,38} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$$

$$Re_{жс,d} = 10^3 \dots 2 \cdot 10^5 \rightarrow Nu_{жс,d} = 0,25 Re_{жс,d}^{0,6} Pr_{жс}^{0,38} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$$

В этих уравнениях определяющие параметры: скорость жидкости в узком сечении, средняя температура жидкости и наружный диаметр цилиндра. Данные уравнения подобия справедливы для угла атаки $\psi \approx 90^\circ$.

При касательном обтекании теплоотдача уменьшается.



Для средних значений числа Нуссельта вводится поправка

$$\varepsilon_{\psi} = 1 - 0.54 \cos^2 \psi ,$$

где ψ - угол атаки (угол между вектором скорости жидкости и осью трубы).

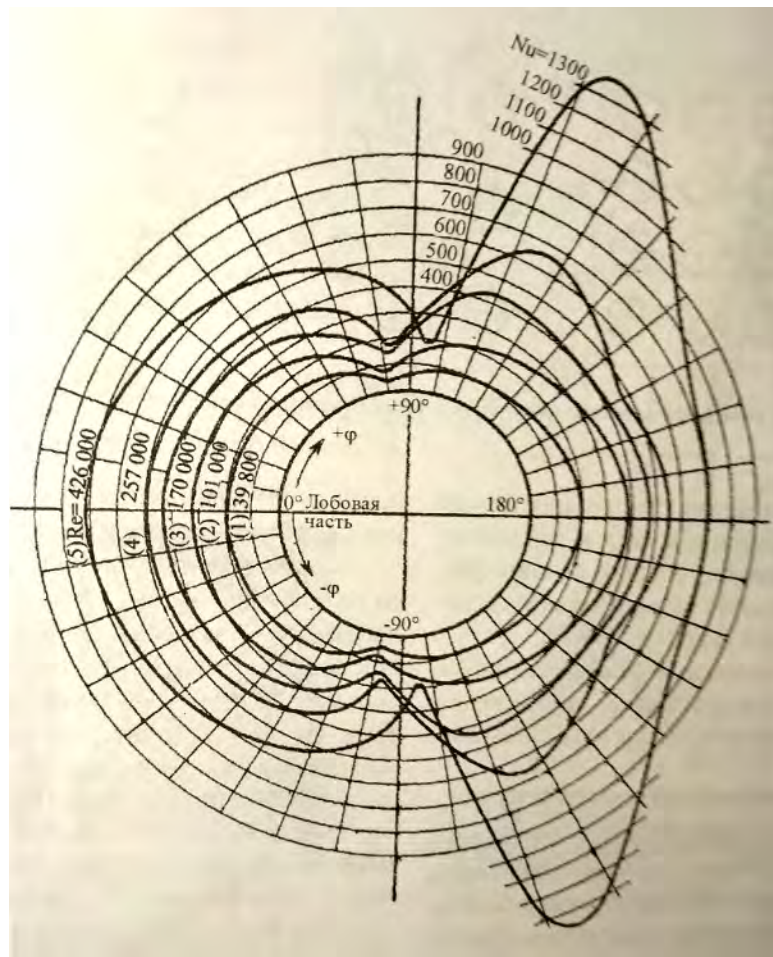
В предварительно турбулизированном потоке (за вентилятором, за турбулизирующей решеткой) теплоотдача на 50-60 % выше расчетной.

В лобовой части трубы (при $\varphi=0$) коэффициент теплоотдачи имеет наибольшее значение, т. к. пограничный слой имеет наименьшую толщину. По мере движения жидкости вдоль поверхности толщина пограничного слоя увеличивается и достигает максимального значения почти у экватора (при $\varphi=90$), что примерно соответствует месту отрыва пограничного слоя.

Критериальное расчетное выражение для теплообмена в лобовой точке (первой критической точке имеет вид) имеет вид (Кружилин):

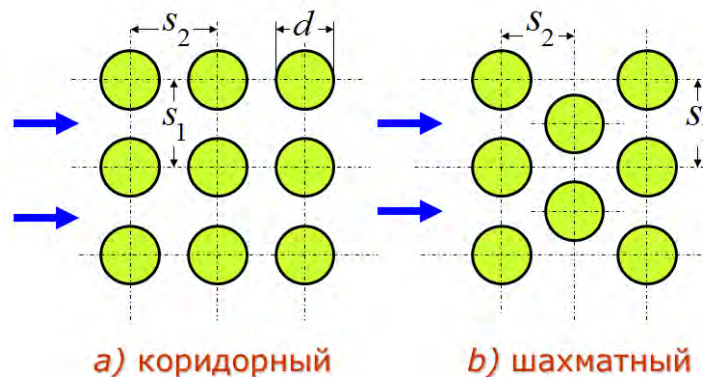
$$Nu_{ж,d} = 1,04 Re_{ж,d}^{0,5} Pr_{ж}^{0,33} .$$

Благодаря увеличению толщины пограничного слоя коэффициент теплоотдачи уменьшается и у экватора достигает наименьшего значения. За экватором кормовая часть цилиндра омывается жидкостью, имеющей сложный вихревой характер движения, при этом происходит разрушение пограничного слоя, толщина его уменьшается, а коэффициент теплоотдачи увеличивается.



3.2.5. Теплообмен при обтекании пучков труб (цилиндров)

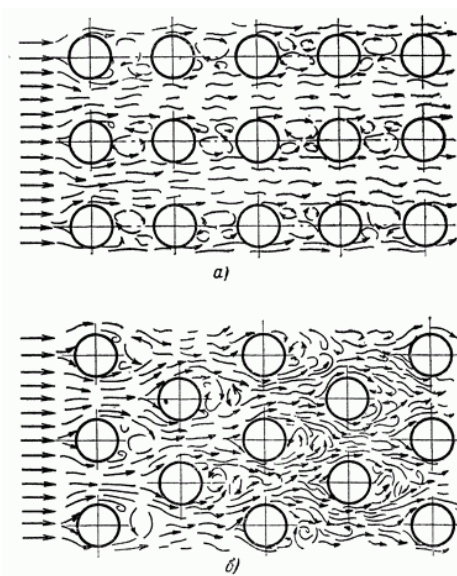
Теплообменные устройства выполняются, как правило, в виде пучков труб (цилиндров). В технике чаще встречаются два основных типа цилиндрических пучков: **шахматный** или **коридорный**.



Характеристикой пучка является *поперечный шаг* S_1 (расстояние между осями цилиндров в направлении, поперечном потоку жидкости) и *продольный шаг* S_2 (расстояние между осями соседних цилиндров расположенных один за другим в направлении течения жидкости). *Относительный шаг (расстояние) по глубине пучка* S_1/d - отношение расстояния между осями двух соседних рядов

цилиндров по направлению движения жидкости к внешнему диаметру цилиндров. *Относительный шаг S_2/d по ширине пучка* - отношение расстояния между осями цилиндров по ширине пучка к внешнему диаметру.

Обтекание пучков цилиндров отличается от обтекания одиночного цилиндра, так как соседние цилиндры оказывают влияние на характер движения. Рядом стоящие цилиндры пучка оказывают воздействие на обтекание соседних.



Картина движения жидкости
в коридорных (а) и шахматных (б) пучках из круглых труб

От схемы компоновки пучка зависят характер движения жидкости и омывание трубок (рис.). Условия омывания первого ряда трубок в обоих пучках близки к условиям омывания одиночной трубки. Для последующих же рядов характер омывания изменяется. В коридорных пучках все трубки второго и последующих рядов находятся в вихревой зоне впереди стоящих; между трубками по глубине пучка получается застойная зона с относительно слабой циркуляцией жидкости. Поэтому здесь как лобовая, так и кормовая части трубок омываются со значительно меньшей интенсивностью, чем те же части одиночной трубки или лобовая часть первого ряда в пучке. В шахматных пучках глубоко расположенные трубки по характеру омывания мало чем отличаются от трубок первого ряда.

Режим обтекания определяется числом Рейнольда, где *характерным размером является диаметр труб*. Скорость потока определяется в сечении, проходящем через оси поперечного ряда труб. Изменения режима обтекания сказывается на теплоотдаче. В технике наиболее часто встречается смешанный режим ($10^3 < Re < 10^5$).

На трубах глубинных рядов коридорных пучков максимум локальной теплоотдачи наблюдается на образующей, отстоящей от лобовой на 50^0 . В

шахматных пучках максимум теплоотдачи труб всех рядов отмечается на лобовой составляющей. **Теплоотдача труб третьего и последующего рядов пучка одинакова.** Если это значение принять за 100%, то в шахматных и коридорных пучках теплоотдача труб первого ряда составляет лишь 60%, второго коридорного ряда 90%, а второго шахматного ряда 70%. при прочих равных условиях в ламинарной области теплоотдача шахматных пучков в 1.5 раза выше коридорных. В смешанном режиме течения, когда передняя поверхность труб омывается ламинарным пограничным слоем, кормовая - вихревым потоком, эта разница в теплоотдаче уменьшается и в пределе при $Re \geq 10^5$ практически исчезает.

При расчете теплообменных аппаратов и определении среднего коэффициента теплоотдачи трубы в глубинном (начиная с третьего ряда) ряду пучка при $\psi = 90^\circ, 10^3 < Re < 10^5$ определяется уравнениями:

шахматный пучок

$$\text{при } \frac{S_1}{S_2} < 2 \quad \bar{Nu}_\infty = 0.41 Re_\infty^{0.6} Pr_\infty^{0.33} \left(\frac{Pr_\infty}{Pr_0} \right)^{0.25} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{0.166} \varepsilon_\psi ;$$

$$\text{при } \frac{S_1}{S_2} > 2 \quad \bar{Nu}_\infty = 0.41 Re_\infty^{0.6} Pr_\infty^{0.33} \left(\frac{Pr_\infty}{Pr_0} \right)^{0.25} 1.12 \varepsilon_\psi ;$$

коридорный пучок

$$\bar{Nu}_\infty = 0.26 Re_\infty^{0.65} Pr_\infty^{0.33} \left(\frac{Pr_\infty}{Pr_0} \right)^{0.25} \left(\frac{S_2}{d} \right)^{-0.15} \varepsilon_\psi$$

Поправку на угол атаки ε_ψ находят из таблицы

ψ	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ε_ψ	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

Эту поправку можно так же рассчитать по формуле выше.

Средний коэффициент теплоотдачи при угле атаки $\psi = 90^\circ$

$$\alpha' = \frac{\bar{Nu}_{d,ж} \cdot \lambda_{ж}}{d} .$$

Средний коэффициент теплоотдачи пучка труб для $\psi = 90^\circ$

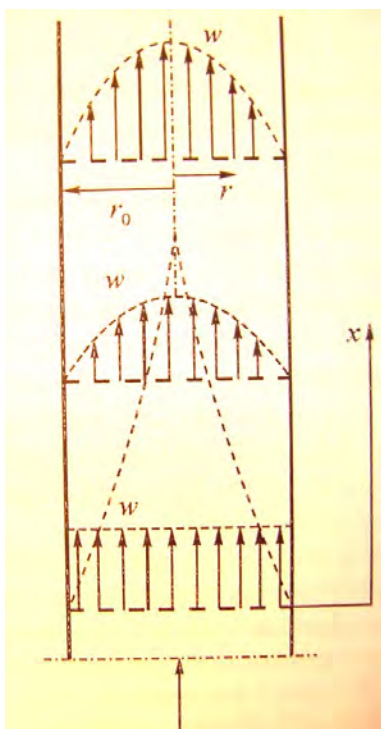
$$\alpha = \frac{[0,6 + 0,9 + (n - 2)]\alpha'}{n} .$$

Для многорядных трубных пучков ($n > 10$) доля теплоотдачи 1 и 2 рядов мала и можно приближенно считать, что средний коэффициент теплоотдачи равен α' .

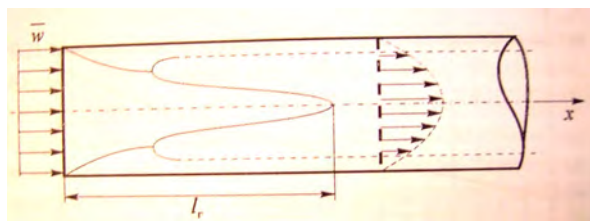
3.2.6. Теплоотдача при течении жидкости (газа) в трубах

На начальном участке канала профили скорости и температуры жидкости (газа) изменяются от состояния во входном сечении до полностью развитой по

сечению потока формы. Эти участки канала, в пределах которых формируются гидродинамический и тепловой пограничные слои, соответственно называются **гидродинамическим** и **термическим начальным участком**. на участках гидродинамической и тепловой стабилизации потока теплоотдача по мере развития пограничных слоев падает по длине канала, число Нуссельта уменьшается приближаясь к постоянному значению Nu_{∞} . Это значение Nu_{∞} , называемое предельным, характеризует интенсивность теплоотдачи полностью стабилизированного потока. В трубах длиной $l \gg l_{\Gamma}$ и $l \gg l_T$ среднюю теплоотдачу можно считать равной предельной: $\overline{Nu} = Nu_{\infty}$.



Ламинарный режим наблюдается при числе Рейнольдса ниже критического, который для изотермического потока в круглой трубе равен 2300. Режим развитого турбулентного течения устанавливается при $Re \geq 10^4$. Значения Re до 10^4 соответствуют переходному режиму. Вследствие теплообмена плотность текущей среды может быть неоднородной по сечению и длине канала, и при определенных значениях числа Рэлея $Ra = GrPr$ в вынужденном потоке может возникнуть и развиваться свободная конвекция. Ламинарное течение в отсутствии свободной конвекции принято называть **вязкостным**



, а течение, сопровождающееся свободной конвекцией, **вязкостно-гравитационным**. Вязкостный режим тем более вероятен, чем больше вязкость жидкости и меньше диаметр трубы и температурный напор.

На входе в цилиндр скорость жидкости по сечению однородна, а на поверхности жидкости равна нулю. В направлении потока происходит слияние (смыкание) пограничного слоя у оси цилиндра и наступает стабилизация профиля скоростей. Расстояние от входа в цилиндр (l_{Γ}), где профиль скорости не изменяется по длине, – это участок гидродинамически стабилизированного течения. Как видим, *стабилизация скорости происходит на некотором расстоянии от входа в цилиндр*. Вблизи входного сечения на поверхности цилиндра образуется динамический пограничный слой, толщина которого возрастает по мере увеличения расстояния от входа до него. При числе Re меньше критического на начальном участке гидродинамической стабилизации течение в пограничном слое ламинарное. Длина l_{Γ} тем больше, чем выше число

Re. На начальном участке основными факторами, определяющими гидравлические сопротивления является скорость потока, геометрические параметры канала и физические свойства жидкости. При изотермическом течении в цилиндре длина участка гидродинамической стабилизации будет

$$l_T = 0.055 Re .$$

Участок тепловой стабилизации. В начале канала ядро имеет температуру, равную температуре на входе. Все изменения температуры сосредотачиваются в пограничном слое. Таким образом, у поверхности цилиндра на образуется тепловой приграничный слой, толщина которого по мере удаления от входа увеличивается. На некотором расстоянии от входа, равном, l_T , тепловой пограничный слой полностью заполняет сечение трубы и вся жидкость участвует в теплообмене. участок длины цилиндра, называется **участком термической (тепловой) стабилизации**. Цилиндр, в котором происходит теплообмен, можно разделить на два участка. На первом участке происходит формирование профиля температуры, где Нуссельт убывает по длине. На втором участке профиль температуры по длине не изменяется и число Nu оказывается постоянным. При $x=l_T$ изотермическое ядро исчезает.

Вязкостный режим имеет место, когда наблюдается преобладание сил вязкости над подъемными силами.

Если длина цилиндра больше длины начального теплового участка, то средние коэффициенты теплоотдачи могут быть определены по уравнению (при ламинарном режиме)

$$\overline{Nu} = 1.55 \left(Pe \frac{d}{l} \right)^{0.33} \cdot \left(\frac{\mu_\infty}{\mu_0} \right)^{0.14} \varepsilon_l ,$$

где μ_∞ коэффициент динамической вязкости, определяемый по температуре жидкости; μ_0 - коэффициенты динамической вязкости, определяемый по температуре твердой поверхности (стенки). **Число Пекле** характеризует соотношение конвективных и молекулярных потоков на границе жидкости и твердого тела и в самом твердом теле. Оно равно

$$Pe = RePr ,$$

где Re - число Рейнольдса, Pr - число Прандтля. Физические свойства жидкости находятся по определяющей температуре

$$t = t_0 - \frac{\Delta t_\infty}{2}$$

Значения поправочных коэффициентов приведены в таблице ниже:

l/d	1	2	5	10	15
ε_l	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18
l/d	20	30	40	50	
ε_l	1,13	1,05	1,02	1	

При **турбулентном режиме** число Нуссельта можно рассчитать из формулы

$$\overline{Nu} = 0.021 Re_{\infty d}^{0.8} Pr_{\infty}^{0.43} \cdot \left(\frac{Pr_{\infty}}{Pr_0} \right)^{0.25} \varepsilon_l.$$

Поправка определяется из таблицы ниже.

Значение ε_l при турбулентном режиме					
l/d	ε_l при				
	$Re=1 \cdot 10^4$	$Re=2 \cdot 10^4$	$Re=5 \cdot 10^4$	$Re=1 \cdot 10^5$	$Re=1 \cdot 10^6$
1	1,65	1,51	1,34	1,28	1,14
2	1,50	1,40	1,27	1,22	1,11
5	1,34	1,27	1,18	1,15	1,08
10	1,23	1,18	1,13	1,10	1,05
15	1,17	1,13	1,10	1,08	1,04
20	1,13	1,10	1,08	1,06	1,03
30	1,07	1,05	1,04	1,03	1,02
40	1,03	1,02	1,02	1,02	1,01
50	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

При переходном режиме (переходной режим – $2100 < Re < 10^4$) расчет может быть выполнен с использованием уравнения:

$$\overline{Nu} = 0.008 Re_{\infty}^{0.9} Pr_{\infty}^{0.43}.$$

При приближенных вычислениях **наибольшее значение** коэффициента теплоотдачи может быть найдено из ранее приведенной формулы

$$\overline{Nu} = 0.021 Re_{\infty d}^{0.8} Pr_{\infty}^{0.43} \cdot \left(\frac{Pr_{\infty}}{Pr_0} \right)^{0.25} \varepsilon_l$$

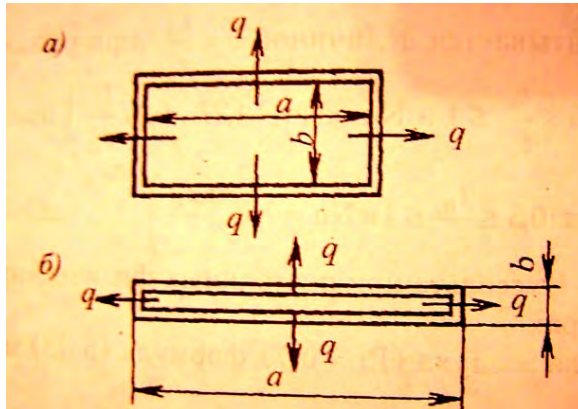
При течении жидкости в цилиндрах за **характерный размер** принимается его внутренний диаметр, а в каналах с различной конфигурацией поперечного сечения эффективный диаметр

$$d_{\ominus} = \frac{4F}{\Pi},$$

где F - площадь поперечного канала, по которому перемещается жидкость; Π - периметр сечения, через которую происходит передача теплоты.

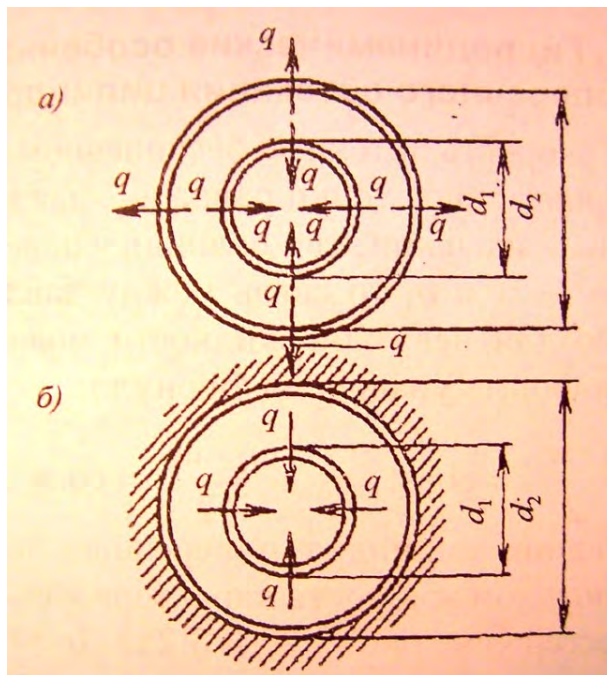
При движении жидкости в канале прямоугольного сечения с размерами a и b , эквивалентный размер можно определить как

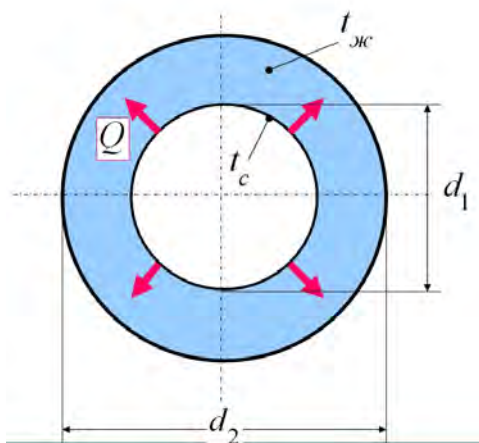
$$d_{\text{э}} = \frac{4ab}{2a+2b} = \frac{2ab}{a+b}.$$



В случае, когда размер b мал (канал имеет сечение в виде узкой щели), эффективный размер можно определить как

$$d_{\text{э}} = \frac{4ab}{2a+2b} \approx \frac{4ab}{2a} = 2b.$$



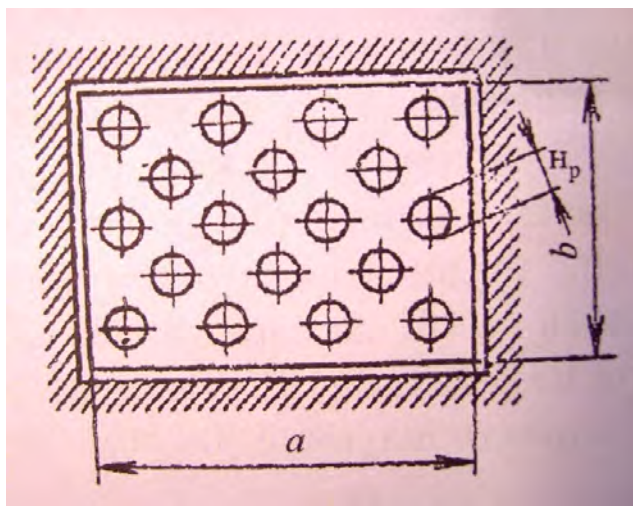


При течении жидкости через кольцевое сечение между двумя соосными цилиндрами и при передаче теплоты через внешнюю и внутреннюю поверхности эквивалентный диаметр запишется как

$$d_{\text{э}} = \frac{4 \left(\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right)}{\pi d_1 + \pi d_2} = d_2 - d_1.$$

Если перенос теплоты происходит только через внутреннюю поверхность, то эквивалентный характерный размер определяется как

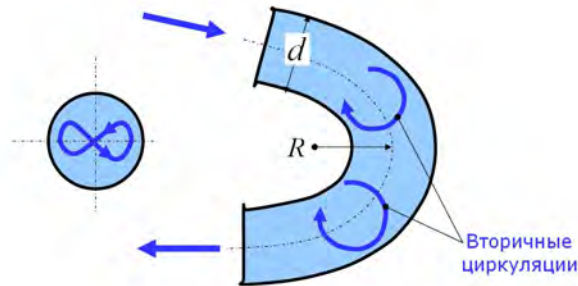
$$d_{\text{э}} = \frac{4 \left(\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right)}{\pi d_1} = \frac{d_2^2 - d_1^2}{d_1}.$$



При течении жидкости вдоль цилиндрического пучка, расположенного в канале прямоугольного сечения эквивалентный размер находится как

$$d_{\text{Э}} = \frac{4 \left(ab - \frac{n\pi d_1^2}{4} \right)}{n\pi d_1} = \frac{4ab}{n\pi d_1} - d_1.$$

Теплообмен в изогнутых цилиндрах. При турбулентном течении жидкости в изогнутых цилиндрах (коленах, отводах, змеевиках) вследствие центробежного эффекта в поперечном сечении цилиндра возникает вторичная циркуляция, наличие которой приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи. С ростом радиуса кривизны R влияние центробежного эффекта уменьшается. По причине возрастания *вторичной циркуляции* коэффициенты теплоотдачи в изогнутых цилиндрах *выше*, чем в прямых.



Расчет теплоотдачи в изогнутых цилиндрах выполняется по уравнениям, справедливым для прямого цилиндра, но полученное значение коэффициента теплоотдачи умножается на поправочный коэффициент, который находится по формуле

$$\varepsilon_r = 1 + 1.77 \frac{d}{R},$$

где d – диаметр трубы, R – радиус змеевика (колена).

4. Теплообмен при наличии внутренних источников теплоты

В ряде случаев *внутри стенки* могут происходить процессы, в результате которых *выделяется или поглощается тепло*. Примерами таких процессов могут быть: выделение джоулевой теплоты при прохождении электрического тока по проводникам, объемное выделение теплоты в результате протекания экзотермической реакции или поглощения теплоты при протекании эндотермической реакции и т.д.

При исследовании переноса теплоты в таких случаях важно знать интенсивность объемного выделения (поглощения) теплоты, которая количественно определяется мощностью внутреннего источника (стока) теплоты q_v .

В частном случае, когда выделяется джоулево тепло при прохождении электрического тока через проводник цилиндрической формы, мощность внутреннего источника тепла может быть определена из уравнения:

$$q_v = \frac{4 \cdot Q}{\pi d^2 l},$$

где Q – количество теплоты; d – диаметр проводника, l – длина проводника.

Количество теплоты, выделяющейся при прохождении электрического тока по проводнику (джоулево тепло), определяется через параметры электрического тока: силу тока (I), напряжение (U), электрическое сопротивление ($R_{\text{э}}$):

$$Q = IU = I^2 R_{\text{э}} = \frac{U^2}{R_{\text{э}}}.$$

4.1. Теплопроводность плоской стенки (плоский ТВЭЛ)

Для стационарного процесса ($\partial/\partial\tau=0$) одномерного распространения теплоты в плоской стенке ($m=0$) при наличии внутреннего источника теплоты (q_v) дифференциальное уравнение теплопроводности

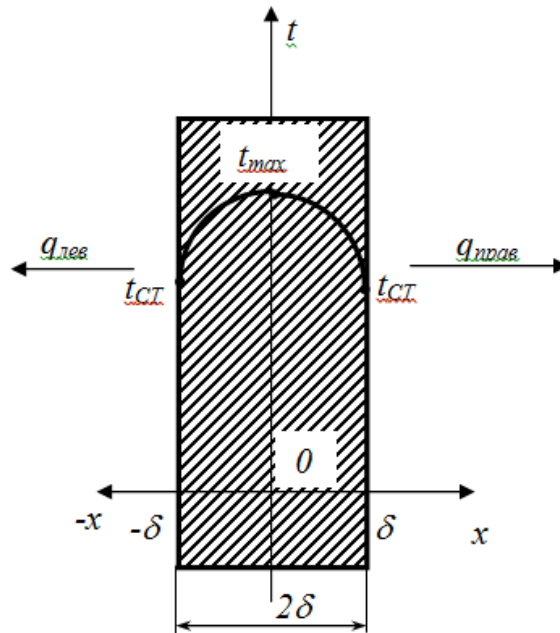
$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \pm \frac{q_v}{c_p \rho}$$

принимает вид

$$a \frac{d^2 t}{dx^2} + \frac{q_v}{c_p \rho} = 0.$$

С учетом того, что $a = \frac{\lambda}{c_p \rho}$, последнее уравнение можно записать в другом виде:

$$\frac{d^2 t}{dx^2} + \frac{q_v}{\lambda} = 0.$$



Имеем уравнения второго порядка. Для его решения необходимо снизить порядок, введя новую функцию $U = \frac{dt}{dx}$. Тогда данное уравнение примет вид:

$$\frac{dU}{dx} + \frac{q_v}{\lambda} = 0.$$

После разделения переменных и интегрирования имеем:

После разделения переменных и интегрирования имеем:

$$dt = -\frac{q_v}{\lambda} x \cdot dx + C_1 dx.$$

После интегрирования окончательно получим:

$$t = -\frac{q_v}{2\lambda} x^2 + C_1 x + C_2$$

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 определяются из граничных условий.

Последнее уравнение описывает в общем виде распределение температуры в плоской стенке при наличии внутренних источников тепла. Из общего решения можно получить уравнения для конкретных задач.

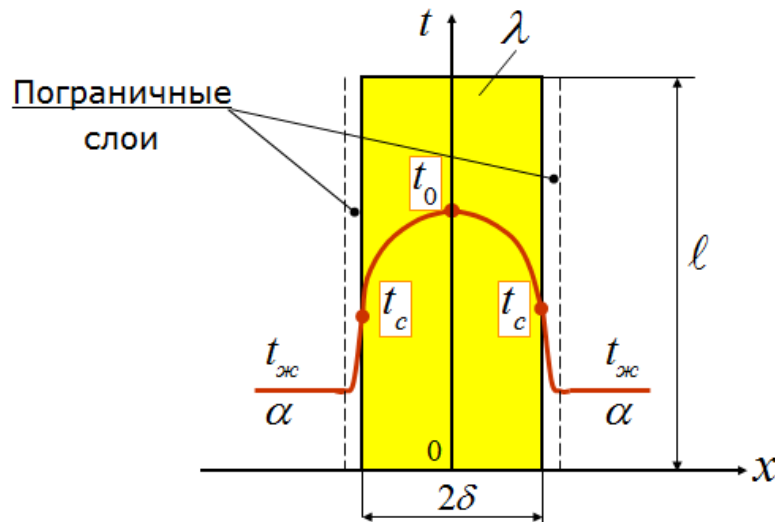
4.2. Теплопроводность пластины при одинаковой температуре ее поверхностей

Дана плоская стенка толщиной 2δ . В стенке действует постоянный по объему внутренний источник тепла мощностью q_v . На поверхностях стенки поддерживается постоянная температура $t_{ст}$ (симметричная задача). Необходимо определить распределение температуры в стенке и количество теплоты, отдаваемое стенкой в окружающую среду.

Поместим начало координат в центре стены. Тогда координаты правой и левой граней стенки будут равны соответственно $+\delta$ и $-\delta$. Исходя из условий задачи, можно составить граничные условия:

$$\text{при } x = \pm\delta, t = t_{CT},$$

$$\text{при } x \approx 0, \frac{dt}{dx} = 0.$$



Второе граничное условие называется условием тепловой симметрии. Действительно, при одинаковой температуре поверхностей стенки тепловые потоки через правую и левую грани должны быть одинаковые, но противоположно направлены. Поэтому в центре стенки тепловой поток будет равен нулю, то есть:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} = 0.$$

Но $\lambda \neq 0$, следовательно $\frac{dt}{dx} = 0$.

Используя граничные условия, можно определить постоянные интегрирования C_1 и C_2 в уравнении $t = -\frac{q_v}{2\lambda} x^2 + C_1 x + C_2$.

Поскольку $\frac{dt}{dx} = \frac{q_v}{\lambda} x + C_1$, то $C_1 = 0$.

Из второго граничного условия

$$t_{CT} = -\frac{q_v}{\lambda \cdot \delta^2} + C_2,$$

откуда

$$C_2 = t_{CT} + \frac{q_v}{2\lambda} \delta^2.$$

Подставляя значения C_1 и C_2 в уравнение, получим:

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

Имеем параболическое распределение температуры в стенке (см. Рис.). Нетрудно определить максимальную температуру (t_{\max}) в стенке. Очевидно, что максимальная температура в стенке (t_{\max}) будет иметь место при $x = 0$.

Тогда:

$$t_{\max} = t_{CT} + \frac{q_v}{2\lambda} \delta^2.$$

Для определения количества тепла, отводимого через левую и правую грани стенки, воспользуемся уравнением Фурье:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx}.$$

Количество тепла, отводимого через правую грань стенки при ($x = +\delta$), равно:

$$q_{\text{пр}} = -\lambda \left. \frac{dt}{dx} \right|_{x=+\delta}.$$

Аналогично можно определить количество тепла, выделяемого через левую грань ($x = -\delta$), то есть:

$$q_{\text{лев}} = -\lambda \left. \frac{dt}{dx} \right|_{x=-\delta}.$$

Согласно $\frac{dt}{dx} = -\frac{q_v}{\lambda} x + C_1$ при $C_1 = 0$

$$\frac{dt}{dx} = -\frac{q_v}{\lambda} \cdot x.$$

Тогда имеем:

$$\begin{aligned} q_{\text{лев}} &= -q_v \cdot \delta; \\ q_{\text{пр}} &= q_v \cdot \delta. \end{aligned}$$

Общее количество тепла, выделяемого стенкой толщиной 2δ , равно:

$$q = |q_{\text{лев}}| + |q_{\text{пр}}| = 2\delta \cdot q_v.$$

4.3. Однородный цилиндр (ТВЭЛ)

Для бесконечного цилиндрического стержня $l \gg 2r_0$, при стационарном режиме

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0,$$

$$q_v = \text{Const}; \alpha = \text{Const}; t_{\text{жс}} = \text{Const}.$$

Условия теплоотдачи со всех сторон одинаковы (симметричная задача), то есть можно рассматривать только правую половину цилиндра.

Дифференциальное уравнение теплопроводности для стационарного режима имеет вид

$$a \nabla^2 t + \frac{q_v}{c\rho} = 0,$$

где оператор Лапласа в полярных координатах

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

В бесконечном цилиндре температура изменяется только по радиусу, то есть:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} = \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0,$$

после деления на коэффициент теплопроводности

$$a = \frac{\lambda}{c\rho}$$

получим дифференциальное уравнение теплопроводности для цилиндра при стационарном режиме:

$$\frac{d^2 t}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dt}{dr} + \frac{q_v}{\lambda} = 0.$$

Граничные условия:

$$\begin{aligned} r=0 &\rightarrow \left(\frac{dt}{dr}\right)_{r=0} = 0; \\ r=r_0 &\rightarrow \left(\frac{dt}{dr}\right)_{r=r_0} = -\frac{\alpha}{\lambda}(t_c - t_{\text{жс}}). \end{aligned}$$

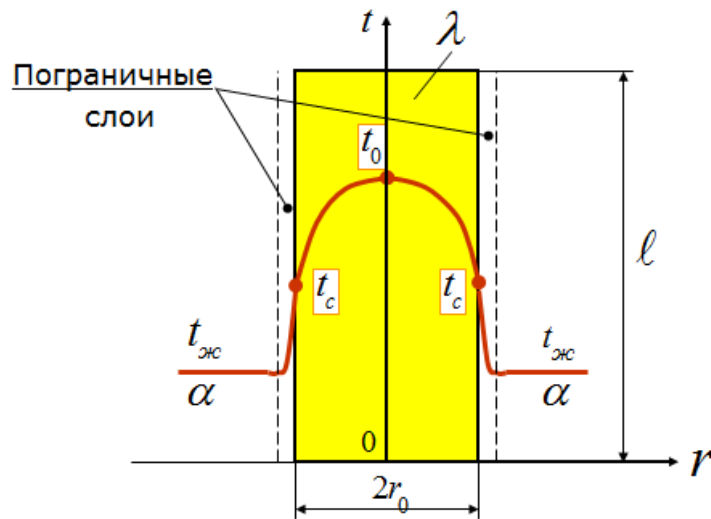
После двойного интегрирования имеем

$$t = -\frac{q_v r^2}{4\lambda} + c_1 \ln r + c_2.$$

Определив константы интегрирования и подставив их в последнее уравнение, имеем:

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

это уравнение параболы.



Температура на оси цилиндра находится при $r = 0$:

$$t = t_0 = t_{жс} + \frac{q_v r_0}{2\alpha} + \frac{q_v r_0^2}{4\lambda}.$$

Температура стенке цилиндра находится при $r = r_0$:

$$t = t_c = t_{жс} + \frac{q_v r_0}{2\alpha}.$$

Удельный тепловой поток, Вт/м² находится из последнего соотношения и теплота, отданная от цилиндра к окружающей его жидкости, Вт.

$$q = \alpha(t_c - t_{жс}) = \frac{q_v r_0}{2}.$$

$$Q = qF = \frac{q_v r_0}{2} 2\pi r_0 l = q_v \pi r_0^2 l$$

Если заданы граничные условия первого рода, т.е. задана температура стенки, то распределение температуры описывается формулой:

$$t = t_c + \frac{q_v}{4\lambda}(r_0^2 - r^2).$$

5. Теплообмен излучением

5.1. Основные понятия лучистого теплообмена

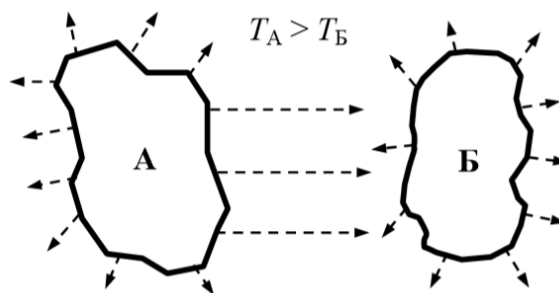
Лучистый теплообмен или тепловое излучение – это теплообмен, обусловленный превращением внутренней энергии тела в энергию электромагнитных волн, и последующим переносом и поглощением этой энергии другими телами. Из курса физики известно, что все тела при температурах, отличных от абсолютного нуля, излучают и поглощают кванты электромагнитного поля – фотоны, распространяющиеся со скоростью света ($c = 3 \cdot 10^8$ м/с).

При температурах, с которыми обычно имеют дело в технике, основное количество энергии излучается при длине волны λ от 0,8 до 400 мкм. Эти лучи принято называть тепловыми (инфракрасными). При лучистом теплообмене нет необходимости ни в контакте между телами, ни в каком-либо теплоносителе, т. к. лучистый теплообмен может происходить и в вакууме.

Большинство твердых и жидких тел имеет сплошной (непрерывный) спектр излучения, т. е. тела излучают энергию всех длин волн – от 0 до ∞ . К твердым телам, имеющим непрерывный спектр излучения, относятся непроводники и полупроводники электричества, металлы с окисленной шероховатой поверхностью. Металлы с полированной поверхностью, газы и пары характеризуются селективным (прерывистым) спектром излучения.

Лучистый теплообмен встречается, например, в топках котлов и при лучистом отоплении помещений. Природа излучения связана со сложными внутриатомными и внутримолекулярными процессами. Возбудителями электромагнитных волн являются заряженные материальные частицы, т. е. электроны и ионы, входящие в состав вещества.

Рассмотрим систему из двух тел А и Б, причем температура тела А больше, чем температура тела Б. При лучистом теплообмене между этими телами происходит двойное преобразование энергии. Во-первых, тепловая энергия тела А преобразуется в энергию электромагнитных волн (лучистую энергию) и передается телу Б.



Тепловая энергия тела А преобразуется в энергию электромагнитных волн (лучистую энергию) и передается телу Б. Тело Б преобразует поглощенную лучистую энергию в тепловую и нагревается, кроме того, тело Б также излучает

энергию электромагнитных волн. Когда температуры тел сравняются лучистый теплообмен не прекратится, просто количество передаваемой энергии будет равно количеству поглощаемой. Суммарное количество энергии всех длин волн, излучаемое с поверхности тела в единицу времени, называется полным, или интегральным лучистым потоком Q , Вт.

5.2. Основные представления о тепловом излучении. Законы теплового излучения

Тепловое излучение – процесс распространения электромагнитных волн, испускаемых телом. Величины длин волн, соответствующие тепловому излучению, находятся в промежутке от $0.8 \cdot 10^{-3}$ до 0.8 мм.

В системе из нескольких тел испускают как горячие, так и холодные из них. *Количество испускаемой телом лучистой энергией зависит только от его температуры.*

Суммарное количество энергии всех длин волн, излучаемое с поверхности тела в единицу времени называется **полным**, или **интегральным лучистым потоком** Q , Вт.

Поверхностной плотностью потока интегрального излучения (или **энергетической светимостью** для оптического диапазона) называют мощность излучения с единицы площади F поверхности:

$$E = \frac{Q}{F}.$$

Размерность величины $[E] = \text{Вт}/\text{м}^2$.

Каждой длине волны при определенной температуре соответствует определенная интенсивность излучения. Интенсивность излучения I_λ , $\text{Вт}/\text{м}^3$, представляет собой плотность потока интегрального излучения, отнесенную к рассматриваемому интервалу длин волн,

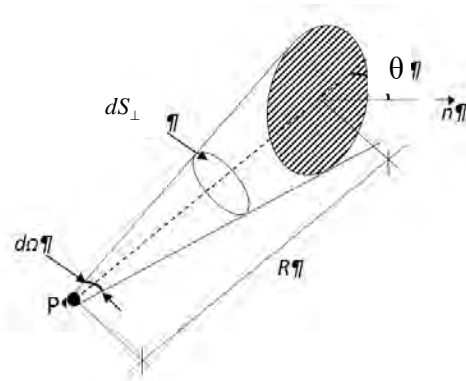
$$I_\lambda = \frac{dE}{d\lambda}.$$

Величину I_λ , $\text{Вт}/\text{м}^3$, называют еще спектральной плотностью потока интегрального излучения.

Из последней формулы видно, что $E = \int_0^\infty I_\lambda d\lambda$.

Телесный угол – безразмерная величина, измеряемая в ср, которая находится из соотношения

$$d\Omega = \frac{dS \cos \theta}{R^2} = \frac{dS_\perp}{R^2}.$$



Энергетическая яркость – отношение потока излучения, испускаемого с бесконечно малой площадки источника и распространяющегося в бесконечно малом телесном угле, к площади проекции этой площадки на плоскость, перпендикулярную направлению распространения, и величине телесного угла:

$$B = \frac{d^2 Q}{dS \cos \theta d\Omega}.$$

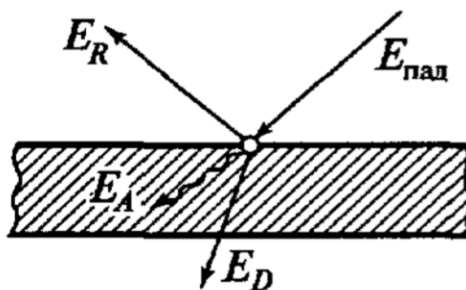
Размерность величины $[B] = \text{Вт/м}^3$.

Отражение является **диффузным** в случае, когда отраженные лучи равномерно распределены по полупространству. Если луч сохраняет свою форму и угол его падения равен углу отражения, то в этом случае отражение **зеркальное**.

Источник света называется Ламбертовским, если энергетическая яркость не зависит от угла θ между нормалью к площади и направлением распространения излучения. Отражение для ламбертовского источника является диффузным. Можно показать, что для таких источников выполняется соотношение: $E = \pi B$.

Поскольку свет и тепловое излучение имеют одинаковую природу, между ними много общего. Часть энергии излучения $E_{\text{пад}}$, падающей на тело, поглощается (E_A), часть отражается (E_R) и часть проникает сквозь него (E_D). Таким образом, получим

$$E_A + E_R + E_D = E_{\text{пад}}.$$



Распределение энергии излучения, падающей на тело

Зачастую $E_D = 0$, поэтому последнее равенство записывается в виде:

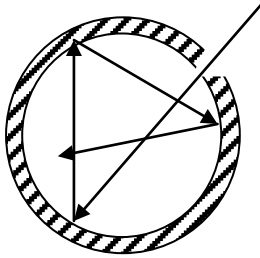
$$E_{\text{пад}} = E_A + E_R$$

Коэффициентом поглощения называется следующая безразмерная величина:

$$A = \frac{E_A}{E_{\text{пад}}} = A(\lambda, T).$$

Коэффициентом отражения называется следующая безразмерная величина:

$$R = \frac{E_R}{E_{\text{пад}}} = R(\lambda, T).$$



Для **абсолютно черных тел**, которые пропускают внутрь себя все падающее излучение без отражения, $A = 1$. Абсолютно черное тело является эталонным телом в теории теплового излучения. И, хотя в природе не существует абсолютно черного тела, достаточно просто реализовать модель, для которой поглощательная способность на всех частотах будет пренебрежимо мало отличаться от единицы.

Наилучшим приближением к черному телу является замкнутая полость, в стенке которой сделано отверстие, диаметр которого значительно меньше поперечных размеров полости. При этом полость может иметь практически любую форму и быть изготовленной из любого материала.

Через малое отверстие излучение практически не выходит наружу. Действительно, при малых размерах отверстия луч претерпевает множество отражений, прежде чем он сможет выйти из отверстия, то есть, формально, отразиться от него. Но при нагревании замкнутой полости за счёт поглощения излучения у неё появится собственное тепловое излучение. Однако, поскольку отверстие очень мало, излучение, испущенное внутренними стенками полости, в подавляющей доле случаев претерпит огромное количество новых поглощений и излучений. Таким образом, можно утверждать, что излучение, попавшее в отверстие полости, практически полностью поглотится и отверстие визуально кажется абсолютно чёрным.

Абсолютно чёрное тело является строго ламбертовым источником.

Для **абсолютно белого тела** $A = 0$.

Закон Кирхгофа устанавливает количественную связь между энергиями излучения и поглощения для серых тел и абсолютно черного тела. Кирхгоф установил, что отношение излучательной способности тела к его поглощательной способности одинаково для всех серых тел и зависит только от температуры, т. е. для всех тел при данной температуре можно записать

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \dots = \frac{E_n}{A_n} = E_0.$$

Из закона Кирхгофа следует, что

$$E/A = \text{const} = f(T).$$

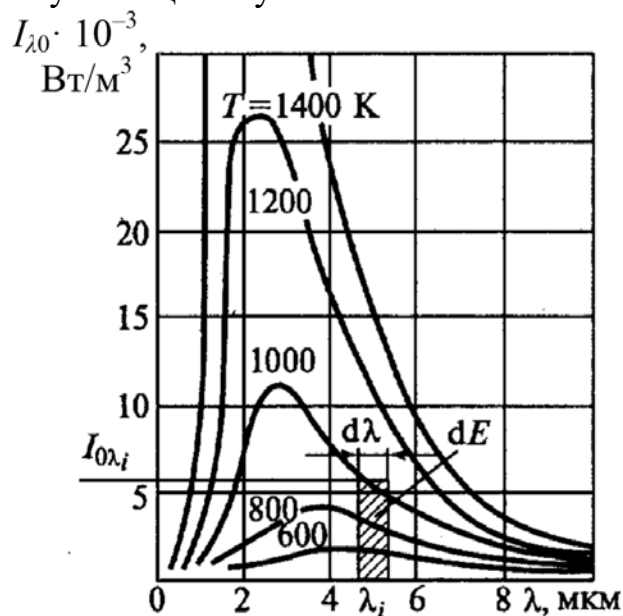
Следствие из закона Кирхгофа: если тело сильнее поглощает какие-либо лучи, то оно сильнее их же и испускает. Таким образом, абсолютно черное тело, которое поглощает все падающее на него излучение, является наиболее эффективным источником теплового излучения.

Закон Планка устанавливает распределение интенсивности излучения по различным участкам спектра длин волн λ . Связь спектральной плотности потока излучения абсолютно черного тела $I_{\lambda 0}$, Вт/м³, (в дальнейшем все характеристики абсолютно черного тела будем записывать с индексом «0») с длиной волны излучения λ и абсолютной температурой имеет вид

$$I_{\lambda 0} = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{C_2/(\lambda T)} - 1},$$

где $C_1 = 3,74 \cdot 10^{-16}$ Вт/м² и $C_2 = 1,44 \cdot 10^{-2}$ м·К – постоянные излучения.

Графически закон Планка представлен на рисунке ниже. Для луча одной и той же длины волны интенсивность излучения увеличивается с возрастанием температуры тела, испускающего лучи.



Спектральная плотность потока излучения по закону Планка

Длина волны λ_m представляет собой длину волны на которую приходится максимум излучательности, т.е. в интервале длин волн $d\lambda_m$ вблизи длины волны λ_m черное тело излучает больше всего энергии. Согласно **закону Вина** произведение $T\lambda_{\max}$ есть величина постоянная. Иначе говоря, выполняется соотношение

$$\lambda_m = \frac{b}{T},$$

где $b = 2,9 \cdot 10^{-3}$ м·К – виновская постоянная. Из закона Вина следует, что с ростом температуры максимум излучения смещается в сторону более коротких волн.

Закон Стефана-Больцмана. На рисунке площадь заштрихованного прямоугольника, равная произведению $I_{\lambda 0}d\lambda$, в диапазоне длин волн от λ до $\lambda + d\lambda$ определяет поверхностную плотность потока излучения абсолютно черного тела dE_0 , Вт/м²:

$$dE_0 = I_{\lambda 0}d\lambda .$$

Поверхностная плотность потока интегрального излучения абсолютно черного тела E_0 , Вт/м², определяется суммированием dE_0 по всем длинам волн, т. е. площадью под кривой для данной температуры тела:

$$E_0 = \int_0^{\infty} I_{\lambda 0}d\lambda .$$

Подставив сюда $I_{\lambda 0}$ из формулы и проинтегрировав, получим выражение

$$E_0 = \sigma_0 T^4 ,$$

где $\sigma_0 = 5.67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) – постоянная Стефана-Больцмана. Последнее соотношение выражает **закон Стефана-Больцмана** для абсолютно чёрного тела. Для технических расчетов закон Стефана-Больцмана обычно записывают в виде

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 ,$$

где $C_0 = 5.67$ Вт/(м²·К⁴) – коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Серое тело – тело, коэффициент поглощения которого меньше единицы и не зависит от длины волны излучения и абсолютной температуры T . Серые тела, с которыми мы имеем дело на практике, излучают меньше тепловой энергии, чем абсолютно черное тело при той же температуре. Опыт показывает, что закон Стефана-Больцмана применим и к серым телам. В этом случае он принимает вид:

$$E = C \left(\frac{T}{100} \right)^4 = C_0 A \left(\frac{T}{100} \right)^4 ,$$

где C – коэффициент излучения серого тела, $0 < C < 5.67$.

Отношение поверхностной плотности потока собственного интегрального излучения E данного тела к поверхностной плотности потока интегрального излучения E_0 абсолютно черного тела при той же температуре называется степенью черноты ε (или коэффициентом теплового излучения):

$$\varepsilon = \frac{E}{E_0} = \frac{C \left(\frac{T}{100} \right)^4}{C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4} = \frac{C}{C_0} .$$

Коэффициент черноты, ε , для практически всех материалов, принимающих участие в тепловом излучении табулирован по сорту материала, состоянию излучающей поверхности и температуре.

С учётом изложенного выше, запишем итоговую формулу для технического расчёта поверхностной плотности потока интегрального излучения:

$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 = \varepsilon \cdot 5.67 \left(\frac{T}{100} \right)^4.$$

5.3. Угловые коэффициенты

Угловой коэффициент φ_{1-2} показывает, какая доля от всего лучистого потока, излучаемого с поверхности F_1 абсолютно черного изотермического излучателя 1 во все стороны пространства, достигает поверхности тела 2, известным образом расположенного в отношении 1 в пространстве. Угловые коэффициенты (положительные безразмерные числа, меньшие единицы) отображают лишь чисто геометрические особенности размещения двух тел в пространстве.

Свойство замыкаемости каждого из N тел, образующих замкнутую систему:

$$\sum_{l=1}^N \varphi_{k-l} = 1$$

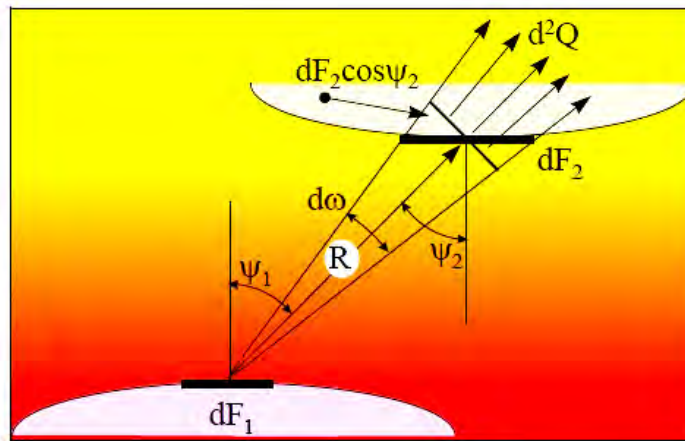
Свойство взаимности угловых коэффициентов:

$$\varphi_{k-l} F_k = \varphi_{l-k} F_l,$$

где F_k и F_l облучающие друг друга поверхности, произвольно расположенные в пространстве.

Аналитическое выражение в общем виде для углового коэффициента:

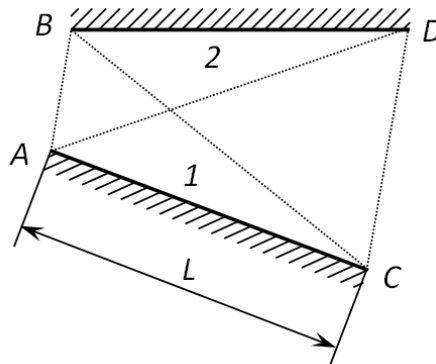
$$\varphi_{1-2} = \frac{1}{F_1} \iint_{F_1 F_2} \frac{\cos \theta_1 \cos \theta_2}{\pi r^2} dF_1 dF_2.$$



Определение угловых коэффициентов *методом натянутых нитей*:

$$\varphi_{1-2} = \frac{(AD + BC) - (AB + CD)}{2L_1},$$

где AD и BC - длины "натянутых нитей" соединяющих крайние точки поверхности накрест; AB и CD - длины "натянутых нитей", соединяющие попарно крайние точки поверхностей с учетом частичного экранирования излучения иными телами, L_1 - длина, отсчитанная вдоль контура первого тела вне зависимости от его очертания (выпуклое или вогнутое).



5.4. Теплообмен между двумя элементарными площадками

Найдем энергию, падающую за одну секунду на вторую площадку из той энергии, которую излучает первая площадка:

$$d^2\Phi_{1 \rightarrow 2} = \frac{a_1 \sigma T_1^4}{\pi} dS_1 \cos \theta_1 \frac{dS_2 \cos \theta_2}{r_{12}^2}$$

Поток лучистой энергии от второй площадки к первой

$$d^2\Phi_{2 \rightarrow 1} = \frac{a_2 \sigma T_2^4}{\pi} \frac{dS_2 dS_1 \cos \theta_1 \cos \theta_2}{r_{21}^2}$$

Фактическое количество энергии, переданное первым элементом второму, найдется путем вычитания

$$d^2\Phi_{12} = d^2\Phi_{1\rightarrow 2} - d^2\Phi_{2\rightarrow 1} = \frac{\sigma}{\pi} (a_1 T_1^4 - a_2 T_2^4) \frac{dS_1 dS_2 \cos \theta_1 \cos \theta_2}{r_{12}^2}$$

Проинтегрировав последнее выражение, найдем:

$$\Phi_{12} = \frac{\sigma}{\pi} (a_1 T_1^4 - a_2 T_2^4) \iint_{S_1 S_2} \frac{dS_1 dS_2 \cos \theta_1 \cos \theta_2}{r_{12}^2}$$

Воспользовавшись формулой для углового коэффициента, преобразуем последнее выражение к виду:

$$\Phi_{12} = \sigma (a_1 T_1^4 - a_2 T_2^4) S_1 \varphi_{12},$$

где $\varphi_{12} = \frac{1}{S_1} \int_{S_1} dS_1 \int_{S_2} \frac{dS_2 \cos \theta_1 \cos \theta_2}{\pi r_{12}^2}$

Нами принималось, что излучение со стороны первой площадки обязательно попадает на какую-либо площадку второго тела. Поэтому последняя формула записывается в виде:

$$\Phi_{12} = \sigma (a_1 T_1^4 - a_2 T_2^4) S_0 \varphi_{12}$$

где S_0 – расчетная площадь.

Энергия, падающая на первую площадку со стороны второй, за одну секунду равна

$$\Phi_{21} = \sigma (a_1 T_1^4 - a_2 T_2^4) S_0 \varphi_{21},$$

где $\varphi_{21} = \frac{1}{S_2} \iint_{S_1 S_2} \frac{dS_1 dS_2 \cos \theta_1 \cos \theta_2}{r_{21}^2}$

5.5. Теплообмен излучением в замкнутой системе, состоящей из двух серых тел, разделенных лучепрозрачной средой

Диатермической средой (например, газы при не слишком больших температурах) называется среда, слабо поглощающая тепловое излучение (коэффициент поглощения практически равен нулю).

Поток результирующего излучения в замкнутой системе, состоящей из двух серых поверхностей, разделенных лучепрозрачной (диатермичной) средой рассчитывают по формулам:

$$Q_{w,1} = \varepsilon_{np} \sigma_o (T_2^4 - T_1^4) \varphi_{21} F_2;$$

$$Q_{w,2} = \varepsilon_{np} \sigma_o (T_1^4 - T_2^4) \varphi_{12} F_1$$

или

$$Q_{w,1} = c_{np} \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] \varphi_{21} F_2;$$

$$Q_{w,2} = c_{np} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \varphi_{12} F_1.$$

В этих формулах $Q_{w,1}$, $Q_{w,2}$ – результирующие тепловые потоки излучением со второго тела на первое тело и с первого тела на второе тело соответственно, Вт; ε_{np} – приведенная степень черноты в системе 2-х серых тел; φ_{21} , φ_{12} – угловые коэффициенты излучения – показывают, какая доля лучистого теплового потока попадает со второго тела на первое тело и с первого тела на второе тело соответственно; T_1 , T_2 – абсолютные температуры первой и второй поверхностей, К; c_{np} – приведенный коэффициент излучения в системе двух серых тел; F_1 , F_2 – площади поверхностей первого и второго тела соответственно.

Приведенную степень черноты и приведенный коэффициент излучения в системе двух серых тел рассчитывают по формулам:

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1 \right) \varphi_{12} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \varphi_{21}};$$

$$c_{np} = \frac{1}{\frac{1}{c_0} + \left(\frac{1}{c_1} - \frac{1}{c_0} \right) \varphi_{12} + \left(\frac{1}{c_2} - \frac{1}{c_0} \right) \varphi_{21}},$$

где ε_1 , ε_2 – степени черноты первого и второго тел; c_1 , c_2 – коэффициенты излучения первого и второго тел:

$$c_1 = \varepsilon_1 \cdot c_0, \quad c_2 = \varepsilon_2 \cdot c_0.$$

Для замкнутой системы из закона сохранения энергии следует очевидное равенство:

$$Q_{w,2} = -Q_{w,1}$$

5.6. Теплообмен между двумя плоскими стенками с диатермической средой

Пусть имеются две параллельные поверхности с заданными температурами и поглощательными способностями. В данном случае наблюдается сложный процесс многократных постепенно затухающих поглощений и отражений луча. При этом часть энергии будет возвращена на первоисточник, тормозя процесс теплообмена. В соответствии с рисунком первая поверхность излучает E_1 . Из этого количества вторая поверхность поглощает $E_1 a_2$ и отражает в сторону поверхности F_1

$$E_1 (1 - a_2)$$

Причем из этого количества первая поверхность поглощает

$$E_1 (1 - a_2) a_1$$

и отражает

$$E_1 (1 - a_2) (1 - a_1)$$

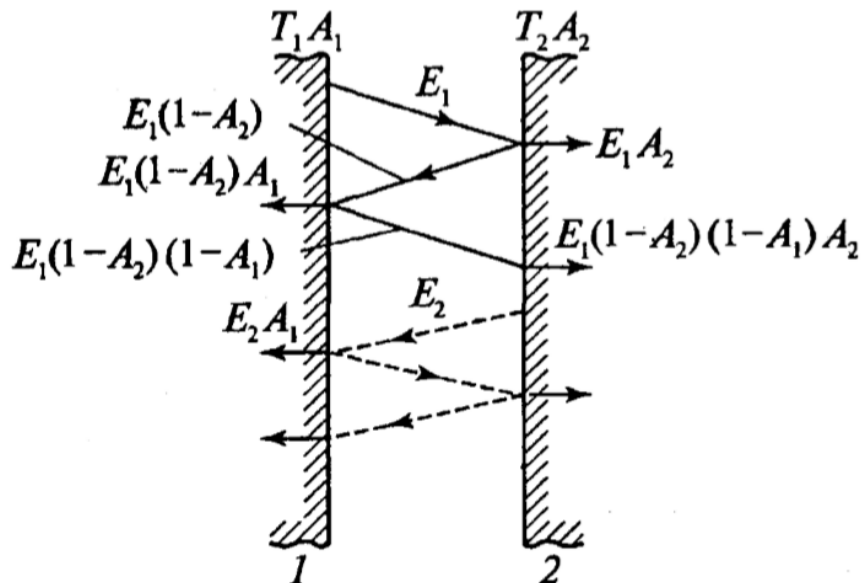
Вторая поверхность вновь поглощает

$$E_1 (1 - a_2) (1 - a_1) a_2$$

и отражает

$$E_1 (1 - a_2)^2 (1 - a_1)$$

и т.д.



Чтобы найти энергию q_{12} , которую первая поверхность путем лучеиспускания передает второй, надо из первоначально испускаемой энергии вычесть то, что возвращается и снова поглощается, и ту энергию, которая поглощается от излучения второй поверхности. Первое слагаемое получается путем суммирования выражений выше

$$E_1 (1 + p + p^2 + \dots) (1 - a_2) a_1$$

где $p = (1 - a_2) (1 - a_1)$

Но так как $p < 1$, то сумма бесконечно убывающей геометрической прогрессии в скобках будет равна

$$\frac{1}{1-p}$$

Следовательно, искомая сумма равна

$$\frac{E_1(1-a_2)a_1}{1-p}$$

Аналогично находится вторая сумма

$$E_2 a_1 (1 + p + p^2 + \dots) = \frac{E_2 a_1}{1-p}$$

Суммируя все три суммы, получим:

$$q_{12} = E_1 - \frac{E_1(1-a_2)a_1}{1-p} - \frac{E_2 a_1}{1-p} = \frac{E_1 a_2 - E_2 a_1}{a_1 + a_2 - a_1 a_2}$$

Учитывая, что

$$E_1 = a_1 C_0 \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \quad \text{и} \quad E_2 = a_2 C_0 \left(\frac{T_2}{100} \right)^4,$$

где $C_0 = 5.668 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}^4)$, найдем итоговую формулу:

$$q_{12} = \varepsilon_n C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \text{ Вт}/\text{м}^2$$

где

$$\varepsilon_n = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

приведенная степень черноты системы.

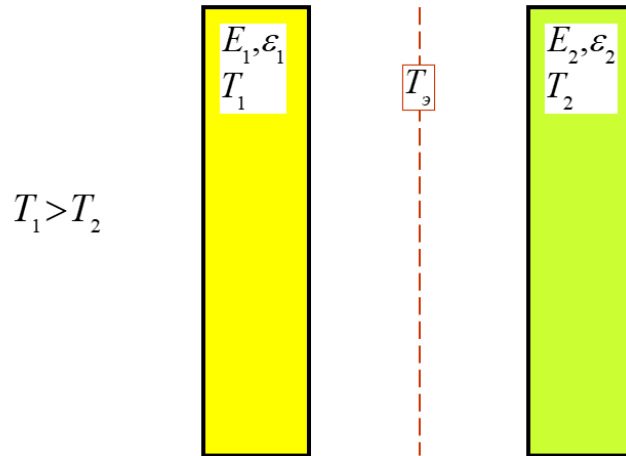
С учетом того, что $a = \varepsilon$, в иной форме можно записать

$$q_{12} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

5.7. Теплообмен излучением между тремя плоскопараллельными поверхностями (терморрадиационный экран)

Имеем лучистый теплообмен между двумя плоскопараллельными пластинами. Между ними расположена экранирующая пластина. Примем

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_{\text{эк}}.$$



При отсутствии экрана

$$q_{12} = C_n \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

где

$$C_n = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_o} - 1}$$

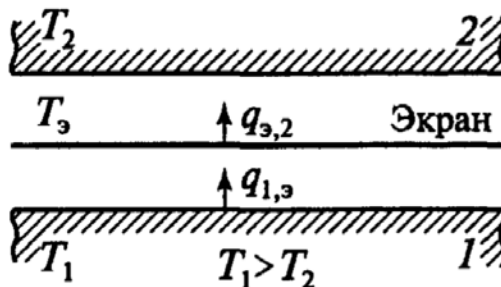
приведенный коэффициент лучеиспускания.

При наличии экрана количество тепла, передаваемое от первой поверхности к экрану

$$q_{1,\text{эк}} = C_n \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{эк}}}{100} \right)^4 \right]$$

и от экрана к поверхности

$$q_{\text{эк},2} = C_n \left[\left(\frac{T_{\text{эк}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$$



При установившемся тепловом состоянии всей системы $q_{1,\text{эк}} = q_{\text{эк},2}$

$$\left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{эк}}}{100} \right)^4 \right] = \left[\left(\frac{T_{\text{эк}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

Отсюда получаем уравнение

$$\left(\frac{T_{\text{эк}}}{100} \right)^4 = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 + \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

Выразим отсюда температуру экрана и получим

$$q_{\text{эк},2} = \frac{1}{2} q_{12}$$

Это означает, что при наличии одного экрана количество передаваемого тепла уменьшается в 2 раза. *При наличии n экранов – в $(n+1)$ раз. Для большего эффекта используют экраны с малым значением коэффициента лучеиспускания.*

5.8. Теплообмен излучением между двумя плоскими поверхностями бесконечной протяженности между которыми помещены несколько экранов

Пусть между двумя поверхностями имеется n безграничных пластин (например, фольги), играющих роль тепловых экранов. Поглощательная способность экрана равна a_3 , и отлична в общем случае от поглощательных способностей поверхностей a_1 и a_2 . Тогда поток энергии равен:

$$q_{12} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2} - 1 + n \left(\frac{2}{a_3} - 1 \right)}$$

или, поскольку для серого тела $a = \varepsilon$, иначе

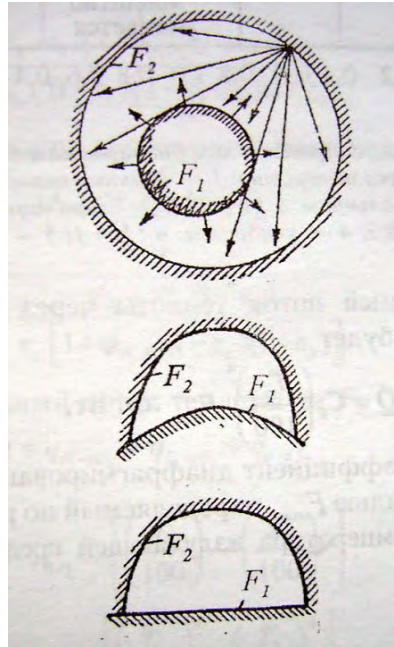
$$q_{12} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 + n \left(\frac{2}{\varepsilon_3} - 1 \right)}.$$

Указанная формула широко применяется для расчета тепловых экранов. Очевидно, что больший эффект дают экраны с малым значением коэффициента черноты (коэффициента поглощения).

5.9. Теплообмен излучением в замкнутой полости

На практике часто встречается случай, когда одна теплообменная поверхность находится внутри другой с большим зазором. В этом случае имеет место теплообмен излучением между вогнутой серой поверхностью с площадью

и облегающей ее серой поверхностью с площадью, которые вместе образуют замкнутую систему.



В отличие от теплообмена между близко расположенными поверхностями одинаковой величины здесь лишь часть излучения поверхности F_2 попадает на F_1 . Остальная энергия воспринимается самой же поверхностью F_2 . Количество теплоты, излученной внутренним телом внешнему телу, можно определить по формуле

$$q_{12} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{a_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{a_2} - 1 \right)}$$

или

$$q_{12} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}$$

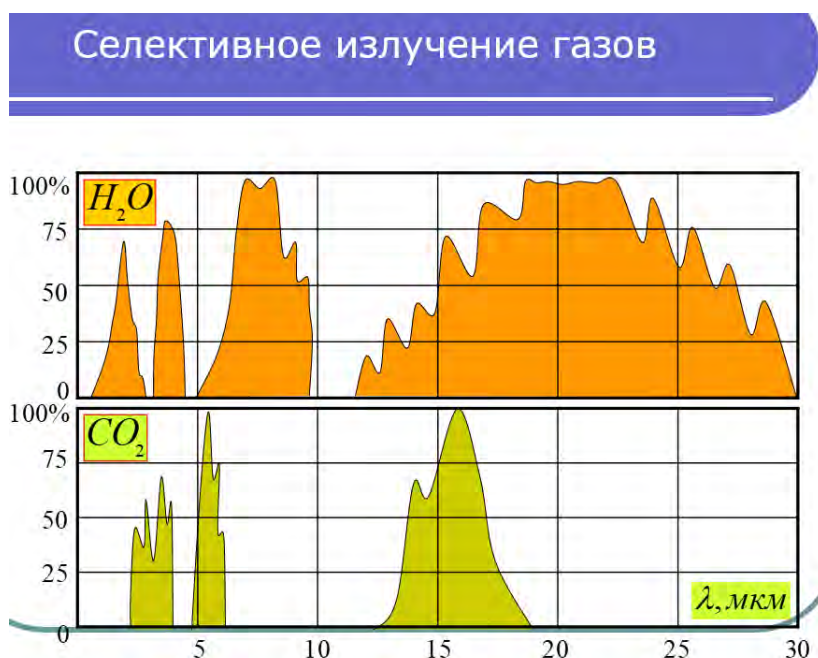
Указанные формулы применяются в случае лучистого теплообмена системы, состоящей из двух бесконечно длинных коаксиальных цилиндров или двух концентрических сфер.

5.10. Теплообмен излучением в излучающе-поглощающей среде

5.10.1. Особенности излучения и поглощения газов

Газы обладают способностью излучать и поглощать лучистую энергию. для разных газов эта способность различна. Излучение и поглощение обычных одно- и двухатомных газов (азота N_2 , кислорода O_2 , водорода H_2 , гелия He) столь незначительны, что в инженерных расчетах эти газы можно рассматривать как абсолютно прозрачные (диатермические) среды. значительной способностью поглощать и испускать лучистую энергию обладают многоатомные газы. для теплотехнических расчетов *наибольший интерес представляют пары воды и углекислый газ* поскольку эти газы входят в состав продуктов сгорания при сжигании различных видов топлива.

Излучение и поглощение газов носят объемный характер. Спектры излучения-поглощения газов в отличие от многих твердых тел носят селективный характер. Иначе говоря, процессы излучения и поглощения происходят лишь внутри ряда дискретных полос спектра; при других длинах волн (частотах) газ ведет себя как диатермическая среда.



В связи с тем, что в любом макроскопически малом объеме газа его состояние обычно весьма близко к термодинамически равновесному состоянию, каждый элементарный объем газа излучает фотоны по всем направлениям с примерно одинаковой интенсивностью. Иначе говоря, элемент газового объема является изотропным излучателем.

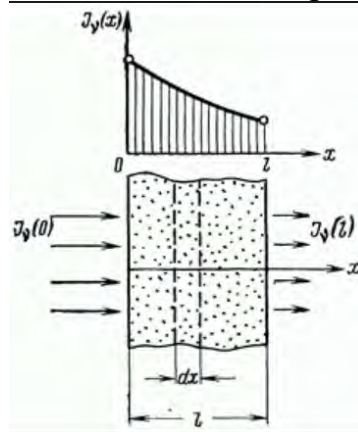
В интервале длин волн, которые интересны в технических приложениях (от $4 \cdot 10^{-3}$ м до 10^{-3} м) фотоны чистым воздухом почти не поглощаются. т.е он является диатермической средой.

5.10.2. Основной закон переноса лучистой энергии в излучающе-поглощающей среде

Интенсивность I одна из характеристик, распространяющегося излучения и представляет собой энергию, проходящую через единичную площадку за 1 с.

$$I_\nu = \frac{dI}{d\nu} - \text{спектральная интенсивность излучения.}$$

Выделим элементарный объем пространства в форме цилиндра длиной dx и единичной площадью основания. Одновременно протекающие процессы поглощения и излучения определяют структуру основного закона переноса лучистой энергии в излучающе-поглощающей среде.



Уравнение энергетического баланса для элементарного объема пространства имеет вид:

$$dI_\nu = a_\nu (I_{0\nu} - I_\nu) dx$$

где I_ν - спектральная интенсивность излучения в направлении оси x , a_ν - **спектральный коэффициент поглощения**, определяемый как относительное уменьшение спектральной интенсивности излучения на единицу длины луча. Этот коэффициент представляет собой физическую характеристику газа и зависит от его природы, температуры, давления, а также частоты излучения ν ; вне полос поглощения $a_\nu = 0$; обратная величина $1/a_\nu$ называется **средней длиной пробега фотонов** с энергией $h\nu$ до момента их поглощения;

$$I_{0\nu} = \frac{E_{0\nu}}{\pi} = \frac{2h\nu^3}{c^2} \frac{1}{\exp(h\nu/kT) - 1}$$

– спектральная интенсивность излучения абсолютно черного тела при температуре газа внутри элементарного объема пространства.

Произведение в правой части уравнения энергетического баланса $a_\nu I_{0\nu} dx$ – увеличение спектральной интенсивности излучения на длине dx вследствие вклада собственного излучения, происходящего внутри контрольного объема, а $-a_\nu I_\nu dx$ – уменьшение спектральной интенсивности излучения по длине dx по

причине поглощения падающего внешнего излучения внутри контрольного объема.

Рассмотрим частные случаи решения уравнения энергетического баланса:

1. Лучистое равновесие. в каждой точке объема выполняется соотношение $I_{ov} = I_v$. Тогда $dI_v / dx = 0$ и поэтому температура газа в объеме постоянна.

2. Чисто поглощающий изотермический плоский слой газа; температура газа поддерживается постоянной и столь низкой, что собственное излучение всюду существенно меньше внешнего ($I_{ov} \ll I_v$). Внешнее излучение частично поглощается в слое, частично проходит через слой. Ослабление падающего монохроматического излучения в зависимости от толщины слоя x определяется зависимостью

$$I_v(x) = I_v(0)e^{-a_v x}.$$

Последнее соотношение называется **законом Бугера**; безразмерная величина $a_v x$ есть **спектральная оптическая толщина слоя газа**.

3. Чисто излучающий изотермически плоский слой газа; внешнее излучение отсутствует. Интенсивность излучения, выходящая с поверхности плоского слоя $I_v(x)$ по нормали к поверхности, определяется процессами собственного излучения всех слоев газа с учетом поглощения собственного излучения в объеме газа:

$$I_v(x) = I_{0v} (1 - e^{-a_v x}).$$

Величина, стоящая в скобках, называется степенью черноты газа. Из последнего соотношения следует, что спектральная интенсивность собственного излучения оптически толстого слоя газа $a_v x \gg 1$ приближается к излучению абсолютно черного тела.

5.10.3. Собственное излучение газового объема

Если стенки полости, в которой находится газ при некоторой температуре не являются абсолютно черными, то различные фотоны, из которых состоит излучение, пробегают различные пути. Они поглощаются как стенками полости, так и газом. В связи с этим вводится понятие среднего пробега луча (фотона), который вычисляется по формуле:

$$l_{эф.д} = 0.9 \frac{4V}{F},$$

где V - излучающий объем газа; F - площадь поверхности его оболочки.

Эффективная длина в межтрубном пространстве, в котором трубы с диаметром d располагаются с шагами s_1 и s_2

$$l_{эфф} = 1.08d \left(\frac{s_1 s_2}{d^2} - 0.785 \right).$$

Парциальное давление газа – это давление, которое он оказывал бы на стенки сосуда, если бы других газов в сосуде не было бы. Парциальные давления водяного пара и углекислого газа находятся из соотношений

$$P_{H_2O} = P \cdot r_{H_2O} \text{ и } P_{CO_2} = P \cdot r_{CO_2},$$

где p – давление газовой смеси, r_{H_2O} и r_{CO_2} – объёмные доли водяного пара и углекислого газа соответственно.

Далее предварительно находим величины $P_{H_2O} l_{эфф}$ и $P_{CO_2} l_{эфф}$. По этим найденным значениям и температуре газа с помощью **номограмм** находят коэффициент черноты газа. Номограммы представляют собой набор линий на координатной плоскости. По одной оси откладывается температура, а по другой – степень черноты. На этой плоскости имеется множество линий, каждая из которых соответствует произведению парциального давления газа на эффективную длину свободного пробега.

Для водяного пара влияние в смеси CO_2 и H_2O несколько сильнее поэтому значение коэффициента черноты ε_{H_2O} необходимо умножать на поправочный коэффициент β_{H_2O} :

$$\varepsilon_{H_2O} = \varepsilon'_{H_2O} \beta_{H_2O}$$

По найденному из номограмм значению коэффициента черноты рассчитывается собственное излучение газового объема по формуле:

$$E = \varepsilon \sigma T_{\Gamma}^4$$

где T_{Γ} – температура газа.

В продуктах сгорания топлива углекислый газ и водяной пар находятся обычно в смеси друг с другом. Из-за частичного перекрытия полос излучения-поглощения этих газов коэффициент теплового излучения смеси газов, строго говоря, меньше суммы коэффициента излучения чистых газов

$$\varepsilon = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon$$

где $\Delta\varepsilon = \varepsilon_{CO_2} \varepsilon_{H_2O}$ – поправка, которая зависит от температуры в смеси, концентрации компонентов, давления, средней длины луча. При обычных соотношениях компонентов смеси, наблюдаемых на практике, поправка в количественном отношении невелика и в первом приближении может быть опущена.

Когда температура стенок, T_c , и газа различаются не очень значительно, необходим также учет собственного излучения стенок, которое частично

поглощается в объеме газа. Для этого нужно рассчитать коэффициент поглощения объема A для газа. Для этого предварительно рассчитывают величины

$$p_{H_2O}^* l_{эфф} = p_{H_2O} \frac{T_C}{T_\Gamma} l_{эфф},$$

$$p_{CO_2}^* l_{эфф} = p_{CO_2} \frac{T_C}{T_\Gamma} l_{эфф}.$$

По полученным значениям $p_{H_2O}^* l_{эфф}$, $p_{CO_2}^* l_{эфф}$ и температуре стенки T_c с помощью номограмм находят ε_{CO_2} , ε_{H_2O} , $\beta_{H_2O}^l$ а затем β_{H_2O} .

Поглощательная способность газов CO_2 и H_2O :

$$A_{CO_2}(T_\Gamma, T_C) = \left(\frac{T_\Gamma}{T_C} \right)^{0.65} \varepsilon_{CO_2} (p_{CO_2}^* l_{эфф}, T_C);$$

$$A_{H_2O}(T_\Gamma, T_C) = \left(\frac{T_\Gamma}{T_C} \right)^{0.45} \varepsilon_{H_2O} (p_{H_2O}^* l_{эфф}, T_C).$$

Поглощательная способность продуктов сгорания

$$A_\Gamma = A_{CO_2+H_2O} = A_{CO_2} + A_{H_2O} - A_{CO_2} \cdot A_{H_2O}.$$

Результирующий поток излучения на стенках оболочки

$$Q_{рез.с} = \frac{\varepsilon_c + 1}{2} \sigma_0 F \left[\varepsilon(T_\Gamma) T_\Gamma^4 - A(T_\Gamma, T_C) T_C^4 \right].$$

Коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha_{изл} = \frac{q_{изл}}{T_\Gamma - T_C},$$

где

$$q_{изл} = \frac{Q_{рез.с}}{F}.$$

6. Теплопередача

6.1. Теплопередача как сложный вид теплообмена

На практике перенос лучистой энергии между газом и поверхностью твердого тела сопровождается как теплопроводностью, так и конвекцией. В этом случае оценочные расчеты можно проводить на основе **принципа аддитивности**: отдельно и независимо вычислять тепловые потоки вследствие излучения и теплопроводности или конвективного теплообмена и результаты суммировать. Это означает, что в кондуктивно-радиационных задачах

$$q = q_{\text{луч}} + q_{\lambda},$$

в конвекционно-радиационных задачах

$$q = q_{\text{луч}} + q_{\alpha},$$

где $q_{\text{луч}}$, q_{λ} , q_{α} – плотности теплового потока за счет лучистого теплообмена, теплопроводности и конвекционного теплообмена.

При сложном теплообмене поток теплоты можно рассчитать по формуле

$$q = \alpha_{\text{эфф}} (T_{\text{с2}} - T_{\text{ж2}}).$$

В формуле для теплового потока $\alpha_{\text{эфф}}$ – эффективное значение коэффициента теплоотдачи.

$$\alpha_{\text{эфф}} = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}},$$

где $\alpha_{\text{к}}$ и $\alpha_{\text{л}}$ – коэффициенты теплоотдачи конвекцией и тепловым излучением соответственно.

Интенсивность теплопередачи характеризуется коэффициентом теплопередачи k , Вт/(м²·К), который определяется как тепловой поток Q , передаваемый через единицу площади F стенки при единичной разности температур $(T_{\text{ж1}} - T_{\text{ж2}})$ сред

$$k = \frac{Q}{F(T_{\text{ж1}} - T_{\text{ж2}})}.$$

Если излучающий газовый объем содержит твердые частицы (например, золы угля), то в объеме газа происходит явление **рассеяния** излучения. Запыленный поток можно трактовать как "серый газ". Если при этом эффективная длина пробега фотонов $1/a$ (где a - **коэффициент поглощения "серого газа"**) оказывается малой по сравнению с характерными размерами излучающего газового объема, то для описания переноса излучения оправдано приближение **диффузии излучения**:

$$q_{\text{луч}} = -\frac{16\sigma_0 T^3}{a} \nabla T.$$

6.2. Теплопередача через многослойную плоскую стенку

Задача о теплопередаче через плоскую (одно- и многослойную) стенку встречается часто. На рисунках ниже приведена схема такого теплообмена. Слева находится жидкость (капельная или газообразная) с температурой $T_{\text{ж1}}$, а справа – с температурой $T_{\text{ж2}}$. температуры стенки неизвестны. Значения коэффициентов теплоотдачи заданы. Теплообмен является стационарным

(конвекция – теплопроводность – конвекция). В этом случае плотности потока теплоты q от горячей жидкости к поверхности стенки, во всех слоях и от более холодной стенки к холодной жидкости одинаковы:

$$q_{\alpha_1} = q_{\delta_1} = q_{\delta_2} = q_{\alpha_2} = q.$$

В соответствии с последней формулой можно записать:

$$\left| \begin{array}{l} q = \alpha_1(T_{ж1} - T_1); \\ q = \frac{\lambda_1}{\delta_1}(T_1 - T_2); \\ q = \frac{\lambda_2}{\delta_2}(T_2 - T_3); \\ q = \frac{\lambda_3}{\delta_3}(T_3 - T_4); \\ q = \alpha_2(T_4 - T_{ж2}). \end{array} \right.$$

Затем находим температурные напоры во всех звеньях схемы теплопередачи и складываем полученные выражения.

Окончательно для плотности потока теплоты от горячей жидкости к холодной через многослойную стенку (n – число слоев стенки) получим выражение:

$$q = \frac{T_{ж1} - T_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} = k\Delta T, \text{ Вт/м}^2,$$

где $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}$ – коэффициент теплопередачи.

Величина, обратная ($1/k$) коэффициенту теплопередачи, называется **термическим сопротивлением теплопередаче** и обозначается R .

Общим термическим сопротивлением теплопередачи называется величина

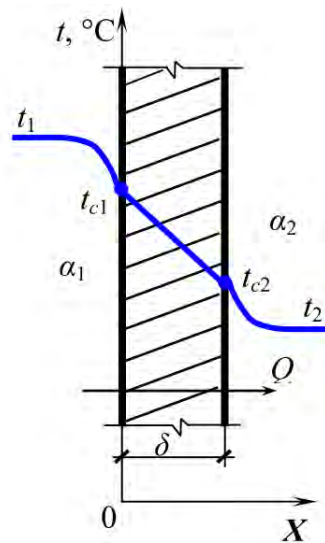
$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}.$$

Общее сопротивление складывается из частных **термических сопротивлений теплоотдачи** $R_{\alpha_1} = 1/\alpha_1$ и $R_{\alpha_2} = 1/\alpha_2$ и **термических сопротивлений**

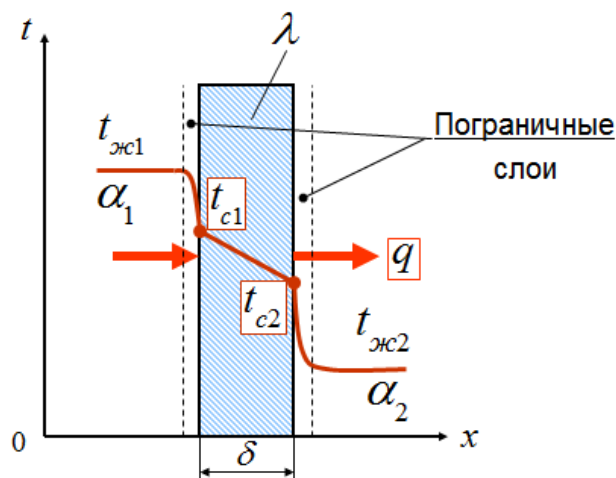
теплопроводности $R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ слоев стенки . Очевидно, что значение R всегда больше, чем наибольшее из значений составляющих ее величин.

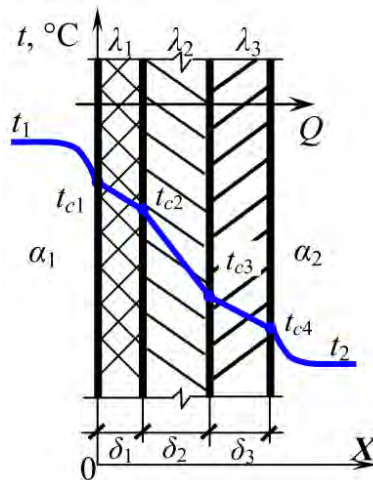
Для интенсификации теплопередачи необходимо уменьшить общее сопротивление R . Если частные сопротивления приблизительно одинаковы, то уменьшение любого из них приводит к снижению R в равной степени. Если же частные сопротивления заметно отличаются друг от друга, то существенное уменьшение R происходит только при уменьшении наибольшего из них, которое вносит наибольший вклад в сумму.

Очевидно, что для уменьшения теплотерь необходимо увеличить общее термическое сопротивление.



Теплопередача через однослойную плоскую стенку





Теплопередача через трехслойную плоскую стенку

6.3. Теплопередача через многослойную цилиндрическую стенку

В этом случае необходимо вычислять температуры на наружной и внешней поверхностях стенки, температуры в стыках слоев (если стенка многослойная) и величину потока теплоты. Заданными являются температуры жидкостей и коэффициентов теплоотдачи.

Характер распределения температуры в слоях различен для плоской и цилиндрической стенок.

Рассмотрим теплопроводность в отдельном слое цилиндрической стенки в случае стационарного режима ($\frac{dT}{dt} = 0$). Температурное поле в цилиндрической стенке описывается уравнением

$$\frac{d^2T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT}{dr} = 0.$$

Граничные условия на поверхностях стенки:

при $r=r_1, t=t_{01}$

и при $r=r_2, t=t_{02}$

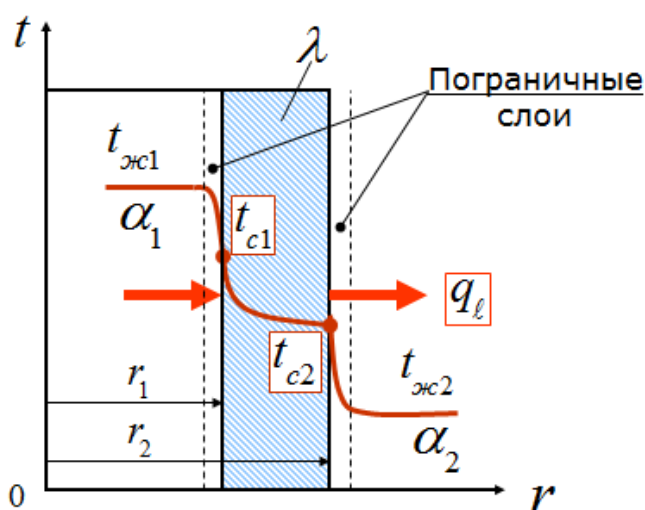
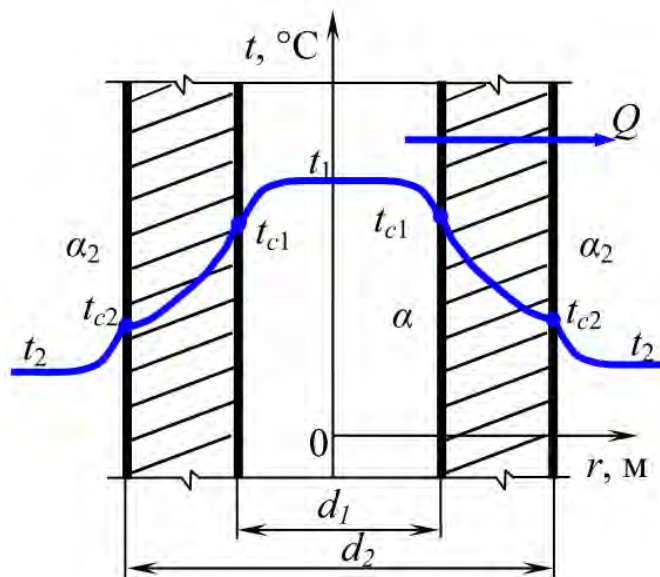
Находим распределение температуры в стенке. Последнее уравнение переписывается в виде

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) = 0.$$

Выполнив интегрирование, найдем

$$T(r) = \frac{T_{02} \ln \frac{r(x)}{r_1} + T_{01} \ln \frac{r_2}{r(x)}}{\ln \frac{r_2}{r_1}}.$$

Из формулы видно, что распределение температуры в отдельном слое $\delta = r_2 - r_1$ происходит по логарифмическому закону.



Плотность потока теплоты q в слое цилиндрической стенки непостоянна по толщине стенки $\delta = r_2 - r_1$ и убывает к внешней поверхности цилиндрического слоя. Это объясняется тем, что общее количество передаваемой теплоты Q , проходящее через участок цилиндрической трубы длиной l равно qF , где $F=2\pi r l$, должно быть постоянным ($Q=\text{const}$). Поскольку F возрастает в направлении возрастания радиуса ($F_1=2\pi r_1 l$; $F_2=2\pi r_2 l$), то очевидно, что при $F_1 < F_2$, будем иметь:

$$q_{r1} = \frac{Q}{2\pi r_1 l} \text{ и } q_{r2} = \frac{Q}{2\pi r_2 l} .$$

Отсюда видно, что $q_{r1} > q_{r2}$, т.е. поток q убывает при $Q=\text{const}$.

Введем обозначение $q_l = \frac{Q}{l}$ - количество передаваемой теплоты приходящееся на 1 пог. метр. Запишем систему уравнений для стационарного случая:

$$\left| \begin{array}{l} q_l = \alpha_1 \pi d_1 (T_{ж1} - T_{01}); \\ q_l = \frac{2\pi\lambda(T_{01} - T_{02})}{\ln \frac{d_2}{d_1}}; \\ q_l = \alpha_2 \pi d_2 (T_{02} - T_{ж2}). \end{array} \right.$$

Перепишем эту систему относительно температурных напоров:

$$\left| \begin{array}{l} T_{ж1} - T_{01} = \frac{q_l}{\pi} \cdot \frac{1}{\alpha_1 d_1}; \\ T_{01} - T_{02} = \frac{q_l}{\pi} \cdot \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}; \\ T_{02} - T_{ж2} = \frac{q_l}{\pi} \cdot \frac{1}{\alpha_2 d_2}. \end{array} \right.$$

Переписываем

$$T_{ж1} - T_{ж2} = \frac{q_l}{\pi} \left(\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} \right).$$

Или для многослойной стенки

$$T_{ж1} - T_{ж2} = \frac{q_l}{\pi} \left(\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}} \right)$$

где n – число слоев цилиндрической стенки.

Отсюда величина плотности теплового потока

$$q_l = \frac{\pi(T_{ж1} - T_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}} = k_l \pi (T_{ж1} - T_{ж2});$$

где k_l – коэффициент теплопередачи,

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}}$$

Термическое сопротивление многослойной цилиндрической стенки

$$R = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}.$$

Связь между q и q_l

$$q_l = q \pi d$$

В практических расчетах теплопередачи часто встречаются цилиндрические стенки, толщина которых мала по сравнению с ее диаметром (*тонкостенная труба*). Для такого случая расчеты теплопередачи можно проводить по упрощенным формулам.

Для получения таких формул воспользуемся правилом разложения функции в ряды. В частности, величину $\ln \frac{d_2}{d_1}$ можно разложить в знакпеременный ряд вида

$$\ln \frac{d_2}{d_1} = \left(\frac{d_2}{d_1} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{d_2}{d_1} - 1 \right)^2 + \frac{1}{3} \left(\frac{d_2}{d_1} - 1 \right)^3 - \dots$$

Если отношение диаметров $\left(\frac{d_2}{d_1} \right) \rightarrow 1$ стремится к единице, то такой ряд становится быстросходящимся и в этом случае с достаточной степенью точности расчетов можно ограничиться лишь одним первым членом ряда, то есть:

$$\ln \frac{d_2}{d_1} = \frac{d_2}{d_1} - 1 = \frac{d_2 - d_1}{d_1} = \frac{2\delta}{d_1},$$

где δ – толщина цилиндрической стенки.

После подстановки последнего соотношения в уравнение

$$K_l = \frac{1}{\frac{1}{d_1 \alpha_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{d_2 \alpha_2}},$$

имеем

$$K_l = \frac{1}{\frac{1}{d_1 \alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda d_1} + \frac{1}{d_2 \alpha_2}}.$$

Умножив числитель и знаменатель полученного выражения на d_2 , и, принимая во внимание, что отношение $\left(\frac{d_2}{d_1} \right) \rightarrow 1$, имеем:

$$K_l = \frac{d_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

После подстановки полученного выражения для K_l в формулу

$$q_l = K_l \pi (t_{ж1} - t_{ж2})$$

получим

$$q_l = \pi K d_2 (t_{ж1} - t_{ж2}),$$

где

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

коэффициент теплопередачи через плоскую стенку.

Поскольку, согласно определению,

$$Q = q_l l,$$

то

$$Q = \frac{\pi d_2 l (t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{(t_{ж1} - t_{ж2}) F}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где F – площадь внешней поверхности цилиндрической стенки.

В общем случае, для цилиндрической стенки из n слоев, тепловой поток будет равен:

$$Q = \frac{(T_{ж1} - T_{ж2}) F}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

6.4. Теплопередача через шаровую стенку

Тепловые потери в этом случае равны

$$Q = \frac{\pi (T_{ж1} - T_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1^2} + \frac{1}{2\lambda} \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right) + \frac{1}{\alpha_2 d_2^2}} = k \pi (T_{ж1} - T_{ж2})$$

где коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1^2} + \frac{1}{2\lambda} \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right) + \frac{1}{\alpha_2 d_2^2}}, \text{ Вт/К.}$$

6.5. Пути интенсификации теплопередачи

Из приведенной формулы для термического сопротивления плоской стенки

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

видно, что в случае малого термического сопротивления твердой стенки, для плоской стенки оно будет полностью зависеть от $1/\alpha_1$ и $1/\alpha_2$.

В этом случае

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_2}{1 + \frac{\alpha_2}{\alpha_1}}$$

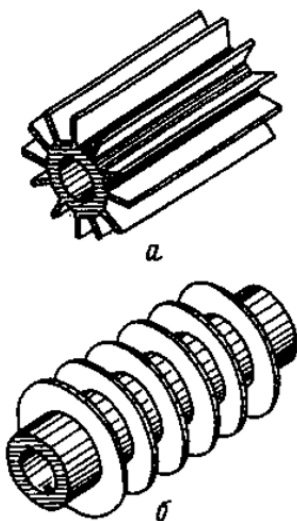
Из последнего уравнения следует, что если α_1 стремится к бесконечности, то k стремится к α_2 . Если α_2 стремится к бесконечности, то k стремится к α_1 . **Поэтому для увеличения коэффициента теплопередачи следует увеличивать наименьший из коэффициентов теплоотдачи. При $\alpha_1 \approx \alpha_2$ необходимо увеличивать каждую из величин.**

Для цилиндрической стенки (например, трубопроводы) и шаровой стенки наблюдается совершенно иная картина. Наряду с влиянием на термическое сопротивление коэффициентов теплопередачи серьезное значение имеют геометрические размеры, в частности, внутренний и внешний диаметры. Такое влияние описывается для цилиндрической и шаровой стенок соответственно

выражениями: $\frac{1}{\alpha_1 d_1}$ и $\frac{1}{\alpha_2 d_2}$; $\frac{1}{\alpha_1 d_1^2}$ и $\frac{1}{\alpha_2 d_2^2}$. Это

обуславливается тем, что внешняя поверхность больше внутренней поверхности. Следовательно, **изменяя диаметры можно влиять на величину термического сопротивления** и тем самым изменять в ту или иную сторону величину потока теплоты.

В случае плоской стенки (у которой $F_1=F_2$), тепловой поток можно увеличивать за счет **оребрения**. Тогда отношение поверхностей будет больше единицы,



$\frac{F_2}{F_1} > 1$, и в итоге происходит интенсификация или замедление теплообмена между средами. Для интенсификации оребрение необходимо проводить со стороны меньшего из коэффициентов теплоотдачи.

6.6. Тепловая изоляция теплоотдающей поверхности

В многих случаях необходимо снижать теплотери в окружающую среду через стенки сооружений и элементы оборудования. В некоторых случаях это диктуется требованиями техники безопасности и промышленной санитарии (ТБ и ПС). В других случаях обеспечить экономное расходование энергоресурсов, что вызвано требованиями политики энергосбережения и защиты экологической среды обитания.

Во всех этих случаях на наружную поверхность теплообмена накладывается слой тепловой изоляции, которая имеет низкую теплопроводность. Дополнительное термическое сопротивление $R_\lambda = \frac{\delta_{изол}}{\lambda_{изол}}$ обычно на несколько порядков превосходит по величине сопротивление основной поверхности (например, стенки трубы).

Налагая тепловую изоляцию, добиваются увеличения термического сопротивления теплопроводности, но при этом снижается термическое сопротивление со стороны α_2 ($\alpha_2 < \alpha_1$):

$$R_{\alpha_2} = \frac{1}{d_2 \alpha_2} \text{ и } R_{\alpha_1} = \frac{1}{d_1 \alpha_1}.$$

Из последних формул видно, что с ростом внешнего диаметра термическое сопротивление снижается. Однако вместе с тем увеличивается количество теплоты, отводимое с этой поверхности:

$$Q_{\alpha_2} = F_2 q_{\alpha_2}.$$

Из последней формулы видим, что *наложение на стенку теплоизоляции снижает поток теплоты (теплотери) в окружающую среду, но до тех пор, пока остается справедливым соотношение*

$$R_{\alpha_2} \leq R_{\alpha_2}^{kp},$$

где $R_{\alpha_2}^{kp}$ - критическое термическое сопротивление со стороны α_2 .

Следовательно, *необходимо всегда рассчитывать толщину слоя налагаемой изоляции*. В последние десятилетия снижение теплотерь достигают путем применения тепловой изоляции хорошего качества с малым значением коэффициента теплопроводности.

Для термического сопротивления трубы R_l можно записать:

$$R_l = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_{uz}} \ln \frac{d_{uz}}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_{uz}},$$

Запишем эту формулу в виде

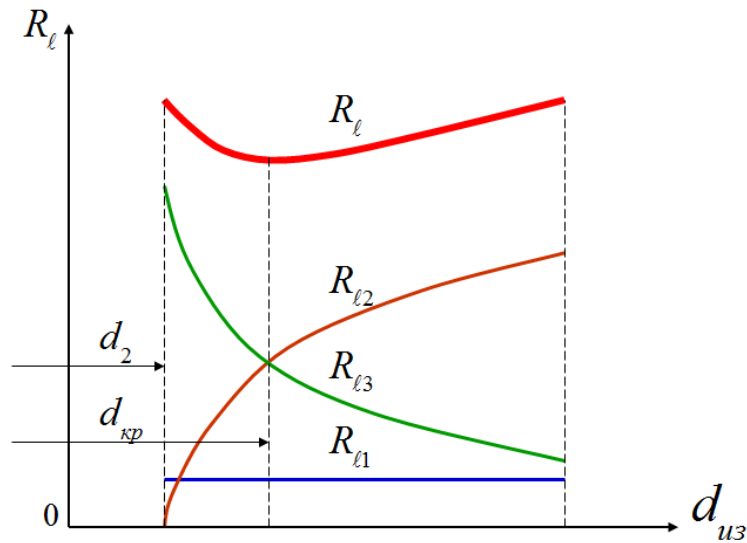
$$R_l = R_{l1} + R_{l2} + R_{l3}.$$

В этом выражении

$$R_{l1} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} = const;$$

$$R_{l2} + R_{l3} = \frac{1}{2\lambda_{uz}} \ln \frac{d_{uz}}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_{uz}} = var.$$

Из последнего соотношения видно, что с увеличением диаметра d_{uz} изоляции термическое сопротивление R_{l2} растет, а R_{l3} падает. Это приводит к тому, что результирующее термическое сопротивление R_l представляет собой кривую с минимумом (см. рис.).



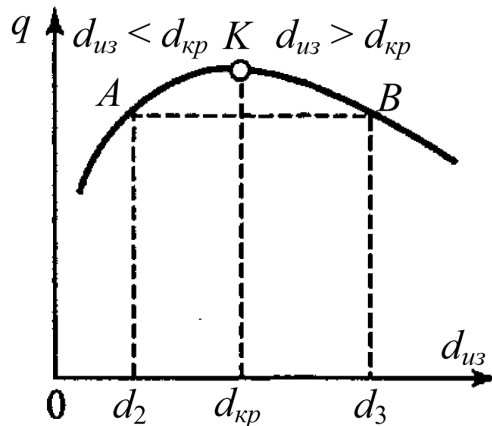
Очевидно, что минимальному термическому сопротивлению при $d_{uz} = d_{kp}$ соответствуют максимальные теплопотери. Для определения критического диаметра изоляции необходимо исследовать функцию $R_l(d_{uz})$ на минимум. Найдем экстремум данной зависимости в предположении, что коэффициент теплоотдачи α_2 не зависит от диаметра изоляции. Приравниваем нулю первую производную общего термического сопротивления по d_{uz} :

$$(R_l)' = \frac{1}{2\lambda_{uz} d_{uz}} - \frac{1}{\alpha_2 d_{uz}^2} = 0.$$

Отсюда находим, что критический диаметр изоляции, отвечающий экстремуму, определяется формулой:

$$d_{кр} = \frac{2\lambda_{из}}{\alpha_2}.$$

Из последней формулы видно, что критический диаметр изоляции не зависит от наружного или внутреннего диаметра трубопровода, толщины изоляции и коэффициента теплоотдачи от жидкости к внутренней стенке трубы, а только от теплопроводности изоляции и коэффициента теплоотдачи от внешней поверхности изоляции к окружающей среде.



Зависимость тепловых потерь от диаметра теплоизоляции

Из приведенного графика видно, что если $d_{из} < d_{кр}$, то с ростом толщины изоляции потери теплоты растут, а если $d_{из} > d_{кр}$, то снижаются.

Для эффективной работы изоляции (для уменьшения тепловых потерь) необходимо, чтобы всегда выполнялось условие

$$d_2 \geq d_{\delta\delta}$$

В этом случае при нанесении изоляции всегда выполняется условие

$$d_{\delta\zeta} = d_2 + 2\delta_{\delta\zeta} > d_{\delta\delta}$$

Для расчета тепловой изоляции применяются обычные формулы теплопередачи. При расчете изоляции надо придерживаться следующего порядка. Сначала устанавливаются допустимые тепловые потери при наличии изоляции. Эти потери определяются исходя из технических условий осуществления технологического процесса, соблюдения санитарных условий труда или экономии топлива. Затем выбирают сорт изоляции и, задавшись температурой на ее поверхности (t_2), определяют среднюю температуру последней, из которой находится соответствующее значение коэффициента теплопроводности изоляции. При расчете изоляции термическим сопротивлением теплоотдачи от горячей жидкости к стенке и самой стенки можно пренебречь. Тогда температуру t_1 можно принять равной температуре горячей жидкости. Зная температуры на поверхности изоляции и под ней, а также коэффициент теплопроводности, определяется требуемая толщина

изоляции $\delta_{из}$. После этого выполняется поверочный расчет и находятся значения средней температуры изоляционного слоя и температуры на поверхности. Если последние от предварительно принятого отличаются существенно, то весь расчет повторяется снова, задавшись новой температурой на поверхности изоляции. И так до тех пор, пока расхождение температур не будет в допустимых пределах.

При расчетах трубопроводов, находящихся в закрытом помещении, при температуре $t_2=0...150$ °С, коэффициент теплоотдачи можно определить по приближенной формуле

$$\alpha_2 = 8.4 + 0.06(t_2 - t_{ж2}).$$

Формулой учитываются и конвекция, и лучеиспускание.

Для упрощения вычислений при расчете изоляции трубопроводов можно пользоваться специальными таблицами, например Грюнцвейга. На основе этих таблиц, Н.Н. Михеевой была получена формула, позволяющая определить толщину изоляции, $\delta_{из}$, трубопроводов с точностью 3...5 % при теплоотдаче в условиях свободной конвекции и температуре окружающей среды $t_{ж2} = 20$ °С:

$$\delta_{из} = 2.75 \frac{d_2^{1.2} \lambda_{из}^{1.35} t_1^{1.73}}{q_l^{1.5}}$$

где d_2 - диаметр голого трубопровода, мм; t_1 - его температура (на диаметре d_2), °С; $\lambda_{из}$ - коэффициент теплопроводности изоляции, Вт/(м·К); q_l - тепловые потери с 1 п.м. трубопровода, Вт/м.

6.7. Теплопередача через ребристую стенку

В различных случаях часто возникает необходимость охлаждения элементов для отвода тепловой энергии, выделяющейся в этих устройствах. Эта задача может быть решена как путем применения специальных мер охлаждения (например, обдув потоком газа, водяное охлаждение), так и благодаря изменению конструкции устройства, в результате чего интенсифицируется теплообмен с окружающей средой. Самым распространенным способом изменения конструкции является **оребрение внешней поверхности**, позволяющее существенно увеличить площадь теплоотдающей поверхности и в ряде случаев достичь заданной установившейся температуры устройства за счет естественного теплообмена без применения специального охлаждения. Поэтому оребрение относится к **пассивным методам интенсификации теплопередачи**.

Этот метод широко распространен, так как позволяет создавать компактные и высокоэффективные **теплообменные аппараты**. **Компактность поверхности теплообмена характеризуется поверхностью F в единице объема V (F/V , м²/м³)**. Многие теплообменники монтируются и собираются из оребренных труб, пластин (с отношением F/V изменяющимся в пределах 65...1300 м²/м³).

Как правило, оребрение выполняется на стороне меньшего значения коэффициента теплоотдачи. При этом поверхность со стороны этого коэффициента называется *теплоотдающей* и обозначается как F_2 . Противоположная поверхность, контактирующая с более нагретой жидкостью, называется *тепловоспринимающей* и обозначается как F_1 .

Отношение $\frac{F_2}{F_1}$ называется *степенью оребрения*. При этом $F_2 > F_1$.

Развитые (оребрённые) поверхности подразделяются на:

1. поверхности с продольными ребрами прямоугольного, трапециевидного, треугольного сечения;
2. поверхности с радиальными ребрами прямоугольного, трапециевидного, треугольного сечения;
3. ошпированные поверхности.

Экономическая целесообразность оребрения наступает при соблюдении условия

$$\frac{\lambda}{\alpha_2} \cdot \frac{\delta}{2} \geq 5,$$

где λ - коэффициент теплопроводности материала ребра; α_2 - коэффициент теплопередачи от оребренной поверхности к жидкости с более низкой температурой; $(\delta/2)$ - половина толщины ребра.

Эффективность ребра. Градиент температур уменьшается от основания ребра к его вершине.

У основания (корня) ребра он равен

$$\mathcal{G}_1 = T_{01} - T_\infty.$$

У вершины ребра

$$\mathcal{G} = T_{02} - T_\infty$$

Тепловой поток, относящийся к единице поверхности стенки, несущей оребрение, увеличивается прямо пропорционально площади поверхности теплоотдачи. Однако ввиду наличия температурного градиента на ребре эффективный температурный напор несколько снизится. Поэтому общее увеличение теплового потока будет меньше ожидаемого. В этой связи вводится понятие *коэффициента эффективности ребра*. Этот коэффициент иногда называют коэффициентом полезного действия ребра η (эту величину иногда обозначают как E).

Коэффициент эффективности равен

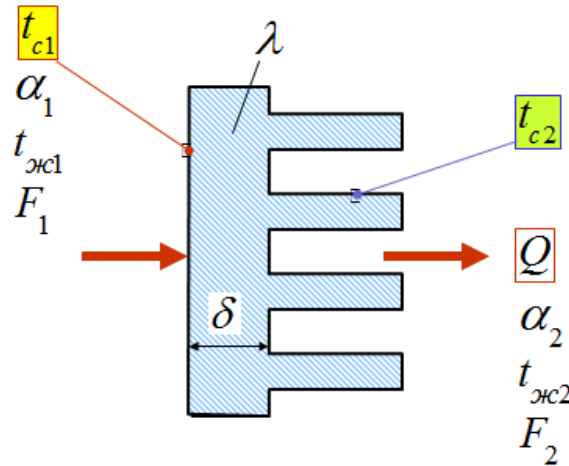
$$E = \frac{\mathcal{G}}{\mathcal{G}_1} = \frac{T_{02} - T_\infty}{T_{01} - T_\infty}.$$

Поскольку $T_{02} < T_{01}$, то эффективность ребра всегда меньше единицы:

$$E < 1.$$

Определение коэффициента теплопередачи через ребристую стенку.

Рассмотрим плоскую оребренную со стороны меньшего коэффициента теплоотдачи α_2 .



$$\begin{cases} Q = \alpha_1 F_1 (T_{ж1} - T_0); \\ Q = \frac{\lambda F_1 (T_0 - T_{01})}{\delta}; \\ Q = \alpha_2 F_2 (T_{01} - T_{ж2}), \end{cases}$$

где Q - количество теплоты, переданное через оребренную стенку.

Как и в случае гладкой стенки, определяем частные температурные напоры

$$\begin{cases} T_{ж1} - T_0 = Q \cdot \frac{1}{\alpha_1 F_1}; \\ T_0 - T_{01} = Q \cdot \frac{\delta}{2\lambda} \frac{1}{F_1}; \\ T_{01} - T_{ж2} = Q \cdot \frac{1}{\alpha_2 F_2}. \end{cases}$$

Находим результирующий тепловой напор между жидкостями

$$T_{ж1} - T_{ж2} = Q \left(\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{1}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2 F_2} \right).$$

Из последнего выражения находим Q . Введя расчет на единицу оребренной поверхности, найдем поток теплоты через эту поверхность:

$$q_2 = \frac{Q}{F_2} = k_2 (T_{ж1} - T_{ж2}),$$

где коэффициент теплопередачи $k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{F_1}{F_2}}$.

Если пренебречь термическим сопротивлением самой стенки, то можно записать

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{F_1}{F_2}}$$

6.8. Распределение температуры по высоте ребра

6.8.1. Бесконечный тонкий стержень

Имеется ребро, имеющее несущую плоскую поверхность F , которое имеет круглое сечение с диаметром d . В этом стержне, площадь основания которого равна $F = \pi d^2 / 4 = const$. Корень стержня контактирует с нагретой несущей поверхностью. Теплообмен *вначале происходит теплопроводностью* в направлении длины x стержня, а *затем путем теплоотдачи* от его поверхности к окружающему воздуху. Сток теплоты с поверхности стержня обеспечивается притоком теплоты к поверхности. Поэтому температура у основания цилиндрического тела убывает по длине.

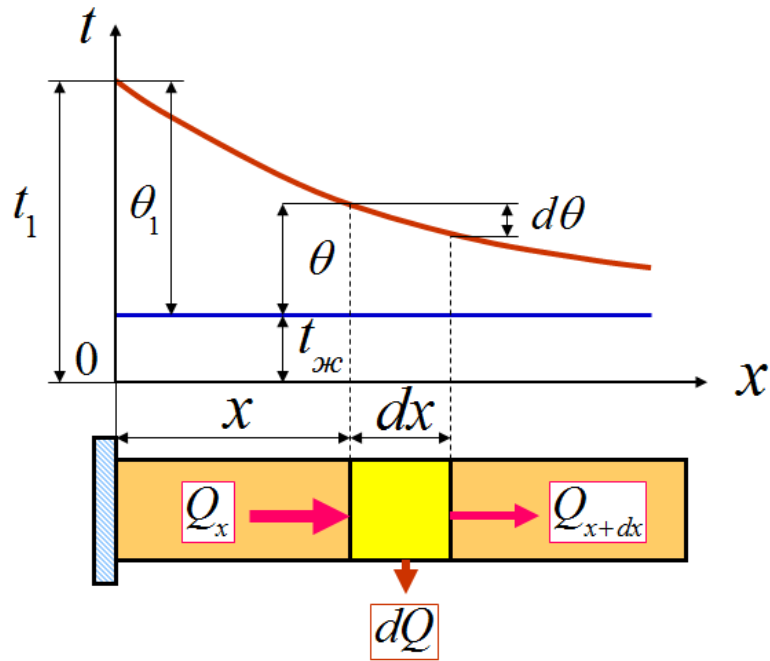
Для удобства выкладок переменную температуру стержня (t) будем отсчитывать относительно температуры окружающей среды (t_C). Обозначим избыточную температуру как $\mathcal{Q} = t - t_C$

Если диаметр стержня невелик, а коэффициент теплопроводности имеет большое значение, то в нем не будет градиента в направлении радиуса, а только по его длине, т.е. $\mathcal{Q} = f(x)$, и будет зависеть только от коэффициента теплоотдачи с его поверхности к окружающей жидкости.

Если обозначить через Q_x количество теплоты, которая входит в левую грань мысленно выбранного элемента стержня, а через Q_{x+dx} – тепловой поток, который выходит через его правую грань, то можно составить следующее уравнение баланса

$$Q_x - Q_{x+dx} = dQ,$$

где dQ - количество теплоты, отдаваемое элементом dx в окружающую среду.



Количество теплоты, вносимое через левую грань элемента равно

$$Q_x = -\lambda \frac{d\vartheta}{dx} F.$$

Тепловой поток, выходящий через правую грань элемента, можно записать в виде

$$Q_{x+dx} = -\lambda \frac{d}{dx} \left(\vartheta + \frac{d\vartheta}{dx} dx \right) F = -\lambda \frac{d\vartheta}{dx} F - \lambda \frac{d^2\vartheta}{dx^2} dx \cdot F.$$

Найдем разность

$$Q_x - Q_{x+dx} = dQ = \lambda \frac{d^2\vartheta}{dx^2} dx \cdot F.$$

С другой стороны, в соответствии с законом Ньютона-Рихмана

$$dQ = \alpha \vartheta \Pi dx.$$

где Π – периметр сечения стержня, α – коэффициент теплоотдачи от поверхности стержня к окружающей среде. В последней формуле Πdx – видимая поверхность длиной dx .

Приравняв правые части, получим

$$\lambda \frac{d^2\vartheta}{dx^2} dx \cdot F = \alpha \vartheta \Pi dx.$$

Изменение температуры стержня в направлении его длины будет описываться линейным дифференциальным уравнением второго порядка

$$\frac{d^2\vartheta}{dx^2} = \frac{\alpha \Pi}{\lambda F} \vartheta.$$

Вводим обозначение $m = \sqrt{\frac{\alpha\Pi}{\lambda F}}$, м^{-1} . Тогда последнее уравнение запишется как

$$\frac{d^2 \vartheta}{dx^2} = m^2 \vartheta.$$

Общий интеграл этого уравнения имеет вид

$$\vartheta = C_1 \exp(mx) + C_2 \exp(-mx).$$

Значения постоянных интегрирования определяются из граничных условий. При $x \rightarrow \infty$ и $\vartheta \rightarrow 0$ будем иметь $C_1 = 0$ и $C_2 = \vartheta_0$, где $\vartheta_0 = T_0 - T_{\text{ж}}$.

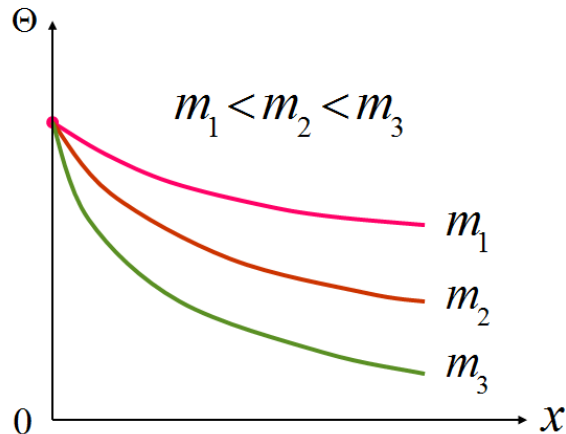
Тогда расчетная температура стержня подчиняется соотношению

$$\vartheta_x = \vartheta_0 \exp(-mx). \quad (1)$$

Последнее соотношение может быть представлено в виде

$$\Theta = \frac{\vartheta_x}{\vartheta_0} = \exp(-K_1),$$

где $K_1 = mx = x \sqrt{\frac{\alpha\Pi}{\lambda F}}$. Из последнего соотношения следует, что материалы для ребер следует выбирать с самым большим коэффициентом теплопроводности, что уменьшает m и приводит к сохранению высоких избыточных температур по длине стержня.



Поскольку для круглого стержня с диаметром d отношение $\frac{\Pi}{F} = \frac{4}{d}$, то

$$K_1 = 2\sqrt{\frac{\alpha d}{\lambda}} \frac{x}{d}.$$

Количество теплоты, отданное поверхностью в окружающую среду, равняется теплоте, поступающей в его основание.

Тогда $Q = -\lambda F \left(\frac{d\vartheta}{dx} \right)_{x=0}$.

Из формулы (*) найдем

$$\left(\frac{d\vartheta}{dx} \right)_{x=0} = -\vartheta_0 m.$$

Окончательно

$$Q = \lambda F m \vartheta_0 = \vartheta_0 \sqrt{\alpha \lambda F \Pi}$$

6.8.2. Стержень конечной длины

Для стержня конечной длины ($d_{\text{экв}} > 0.1h$, где h – длина стержня)

дифференциальное уравнение $\frac{d^2\vartheta}{dx^2} = m^2\vartheta$ безусловно сохраняет силу при условии, что

$$x = h, \vartheta = \vartheta_0 \text{ и } \vartheta_0 = C_1 + C_2.$$

Расчет показывает, что в этом случае тепловой поток равен

$$Q = \lambda m F \vartheta_0 \frac{\frac{\alpha_l}{m\lambda} + \text{th}(mh)}{1 + \frac{\alpha_l}{m\lambda} \text{th}(mh)},$$

где α_l – коэффициент теплоотдачи от поверхности торца стержня к окружающей его жидкости.

Избыточная температура на конце ребра

$$\vartheta = \vartheta_0 \frac{1}{\text{ch}(mh) + \frac{\alpha_l}{m\lambda} \text{sh}(mh)}.$$

При низком коэффициенте теплоотдачи с торца и высокой теплопроводности стержня, то есть при $(\alpha_l/\lambda) \rightarrow 0$, тепловой поток передаваемый ребром будет равен:

$$Q = \lambda m F \vartheta_0 \text{th}(mh).$$

Уравнение температуры на конце (торце) стержня конечных размеров будет иметь вид

$$\vartheta = \vartheta_0 \frac{1}{\text{ch}(mh)}.$$

Пусть имеется ребро конечной длины прямоугольного профиля высотой h , толщиной δ и шириной l . В этом случае его площадь поперечного сечения

$F = \delta l$, периметр $\Pi \approx 2l$. Тогда $\Pi / F = 2 / \delta$ и, следовательно,

$$m = \sqrt{\frac{\alpha \Pi}{\lambda F}} = \sqrt{\frac{2\alpha}{\delta \lambda}}$$

Коэффициент эффективности такого ребра равен:

$$E = \frac{\text{th}(mh)}{mh}.$$

Сведения из математики

Гиперболические функции — семейство элементарных функций, выражающихся через экспоненту и тесно связанных с тригонометрическими функциями

$$\text{sh}x = \frac{1}{2}(e^x - e^{-x});$$

$$\text{ch}x = \frac{1}{2}(e^x + e^{-x});$$

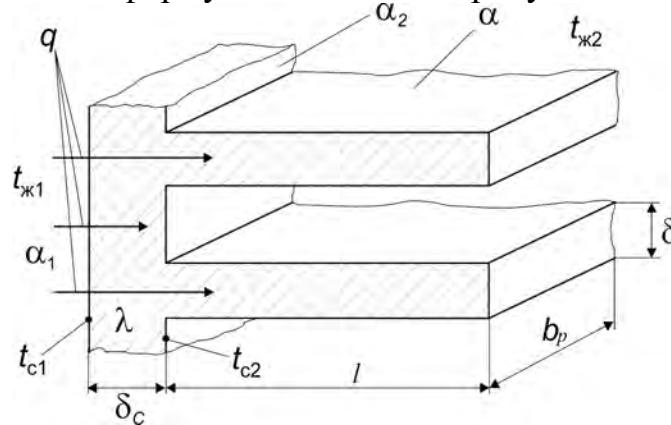
$$\text{th}x = \frac{e^x - e^{-x}}{e^x + e^{-x}}.$$

6.9. Ребра сложной геометрии

Для более точного расчета теплопередачи через оребренную стенку используют результаты решения задачи о теплопроводности стержня. Обозначим степень (коэффициент) оребрения как $\varepsilon_p = F_2 / F_1$. Расчетное соотношение для теплового потока имеет вид:

$$Q = \frac{T_{ж1} - T_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 [1 + E(\varepsilon_p - 1)]}}$$

Обозначения в этой формуле показаны на рисунке ниже:



Для прямых тонких ($\delta_c \ll b_p$) ребер неизменного сечения, теплоотдачей на торце которых можно пренебречь, коэффициент эффективности

$$E = \frac{\operatorname{th}\left(\frac{l}{\delta} \sqrt{2 \frac{\alpha_2 \delta}{\lambda}}\right)}{\frac{l}{\delta} \sqrt{2 \frac{\alpha_2 \delta}{\lambda}}}$$

Из последней формулы видно, что коэффициент эффективности E уменьшается с увеличением длины ребра. Рёбра с $E < 0.6$ на практике не используют.

Последнюю формулу можно записать в виде

$$E = \frac{\operatorname{th}\left(\frac{l}{\delta} \sqrt{2 \operatorname{Bi}}\right)}{\frac{l}{\delta} \sqrt{2 \operatorname{Bi}}}$$

где $\frac{\alpha_2 \delta}{\lambda} = \operatorname{Bi}$ – безразмерный комплекс, называемый *критерием (числом) Био*.

Этот комплекс является мерой соотношения между внутренним термическим сопротивлением теплопроводности и внешним термическим сопротивлением теплоотдачи

Практические расчеты коэффициента эффективности E' рёбер более сложной геометрии сводятся к относительно простой последней формуле, вводя к полученному по ней значению поправочный коэффициент ε' :

$$E' = E \varepsilon'$$

Для ребер с трапециидальным и треугольным продольными сечениями величина E' определяется отношением толщин у основания и у торца а также

комплексом $\frac{l}{\delta} \sqrt{2 \frac{\alpha_2 \delta}{\lambda}}$. В качестве толщины ребра в расчете используется ее

арифметическое значение $\delta = \frac{\delta_0 + \delta_{\Gamma}}{2}$, где δ_{Γ} – толщина у торца.

Указанные соотношения применимы и для расчета теплопередачи через оребрѐнные снаружи трубы, толщина стенки которых гораздо меньше их

диаметра. В этом случае полагают, что $l = \frac{D - d}{2}$, где D – наружный диаметр круглого ребра, d – внешний диаметр трубы. Поправочный коэффициент

находят по графику в зависимости от отношения D/d и комплекса $\frac{l}{\delta} \sqrt{2 \frac{\alpha_2 \delta}{\lambda}}$.

7. Теплообмен при фазовых превращениях

7.1. Теплообмен при кипении жидкостей

Кипение – процесс образования пара внутри объема жидкости. Для его инициации необходим некоторый перегрев жидкости, т.е. превышение температуры жидкости над температурой насыщения при заданном давлении.

Условие существования пузырька определяется уравнением Лапласа:

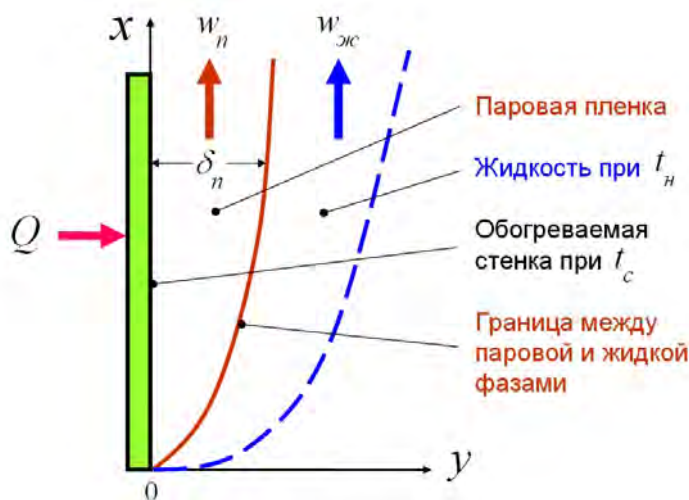
$$\Delta p = p_1 - p = \frac{2\sigma}{R_k}$$

согласно которому давление пара p_1 внутри пузырька должно быть выше давления жидкости p и лапласового давления. При $\Delta p > (2\sigma / R_k)$ паровой пузырек растет, а при $\Delta p < (2\sigma / R_k)$ он сконденсируется. Здесь σ – коэффициент поверхностного натяжения, R_k – критический радиус пузырька. R_k можно определить по формуле:

$$R_k = \frac{2\sigma T_n}{r \rho'' (T_c - T_n)}$$

где r – скрытая теплота парообразования, Дж/кг; ρ'' – плотность пара, кг/м³; T_n – температура насыщения.

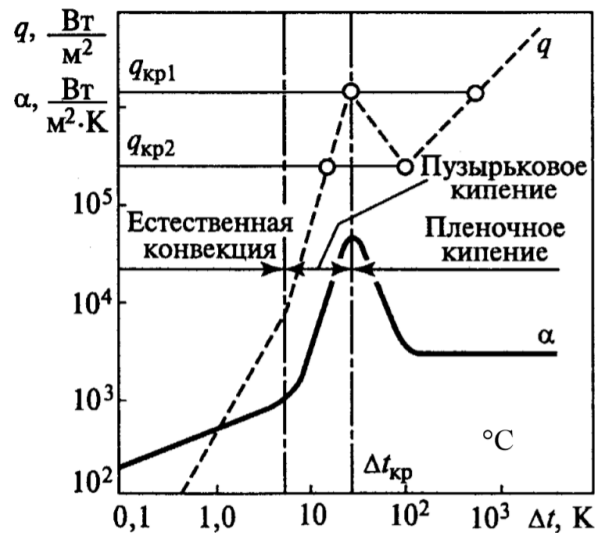
Обычно теплота, требуемая для поддержания кипения, подводится к жидкости через твердую поверхность. Поэтому температура слоев жидкости, расположенных вблизи этой поверхности, наиболее высокая. Кроме того, для возникновения кипения необходимо наличие центров парообразования, которыми могут являться неровности поверхности нагрева, пузырьки воздуха, пылинки. В результате кипение развивается в пристенных слоях жидкости. Этот вид кипения называется *кипением на твердой поверхности нагрева*, представляет наибольший интерес с практической точки зрения..



Тепловой поток через слой пара передается теплопроводностью, конвекцией и излучением, причем доля лучистого теплообмена растет с увеличением степени перегрева жидкости. Для ламинарного движения пленки пара принимаются следующие **допущения**: 1) сплошная пленка пара у вертикальной поверхности движется ламинарно вверх под действием подъемных сил; 2) силы инерции малы по сравнению с силами вязкости и подъемными силами; 3) толщина пленки пара мала по сравнению с размерами стенки; 4) теплота передается через паровую пленку только теплопроводностью; 5) физические свойства паровой пленки постоянны; 6) температура стенки постоянна; 7) граница раздела между паром и жидкостью гладкая (без волн); 8) краевые условия на границе. $t = t_n$.

Кипение, при котором пар образуется в виде отдельных пузырьков, называется **пузырьковым кипением**. С увеличением теплового потока отдельные пузырьки сливаются, образуя у поверхности нагрева **сплошной паровой слой** с периодически отрывающимися паровыми пузырями (**пленочное кипение**). Пленочное кипение имеет место при закалке металлов в жидкости, в ряде быстродействующих перегонных аппаратов, в случае жидкостного охлаждения ракетных двигателей и при производстве пара в парогенераторах. При высоких давлениях в парогенераторах коэффициенты теплоотдачи для пленочного кипения становятся значительными, поэтому даже при высоких разностях температур между стенкой и жидкостью не происходит пережога кипяtilьных труб. Например, в случае кипения воды при $p = 1$ бар коэффициент теплоотдачи $\alpha \approx 5$ кВт/(м²К); при $p = 8,1$ бар – $\alpha \approx 50$ кВт/(м²·К). *Механизм перехода к пленочному кипению: пузырьки пара при большом количестве центров парообразования сливаются вместе и образуют пленку пара на поверхности нагрева.*

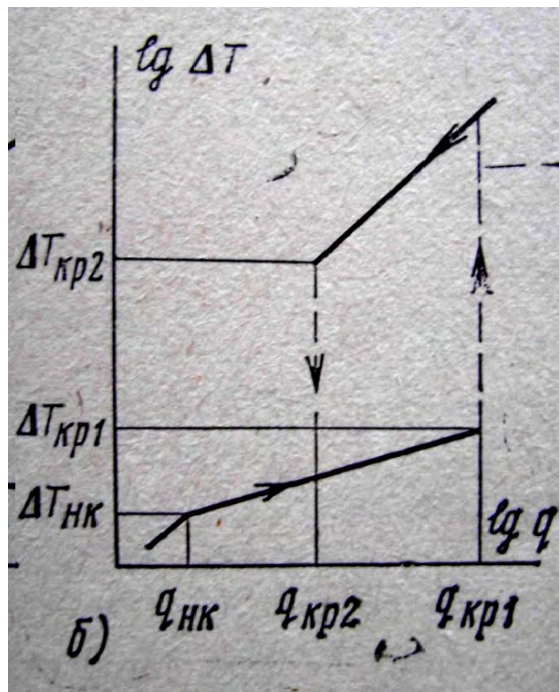
Для случая, когда произвольно задается температура поверхности греющей стенки T_c (практически это реализуется, если для обогрева используется конденсация насыщенного пара подходящей температуры на противоположной стороне стенки), зависимость плотности теплового потока q и коэффициента теплоотдачи α от температурного напора $\Delta T = T_c - T_n$ приведены на рисунке ниже (кривые кипения в большом объеме).



Зависимость плотности теплового потока q и коэффициента теплоотдачи α от температурного напора Δt

Увеличение ΔT при пузырьковом режиме приводит к интенсификации теплоотдачи так, что в среднем $q \sim (\Delta T)^3$. Рост q в пузырьковом режиме ограничен значением $q_{кр1}$, которая называется *первой критической плотностью теплового потока*. Возникает *переходный режим* кипения, характерный образованием на твердой поверхности областей состоящих из пленки пара. Теплоотдача ухудшается по закону $q \sim (\Delta T)^{-1}$. Когда вся поверхность обволакивается сплошной пленкой пара, теплоотдача становится минимальной. Величину $q_{кр2}$, соответствующую этому моменту, называют *второй критической плотностью теплового потока*. В пленочном режиме кипения коэффициент теплоотдачи остается постоянным и при большом температурном напоре возможна некоторая интенсификация теплообмена за счет переноса теплоты через пленку пара излучением. В первом приближении для этого режима можно считать $q \sim \Delta T$.

В случае, когда к поверхности нагрева подводится фиксированный тепловой поток q (электрический обогрев, обогрев за счет теплоты, выделяющейся в ходе ядерной реакции), поведение кривых кипения изменяется.



Если постепенно увеличивать тепловой поток q на смену свободной конвекции приходит пузырьковый режим кипения в ходе которых температура стенки растет, как и в предыдущем случае. Однако, как только значение q хотя бы ненамного превысит значение $q_{кр1}$, **пузырьковый режим сразу же сменяется пленочным**. Этот переход носит *кризисный характер* - из-за резкого ухудшения теплоотдачи температура стенки очень быстро повышается на сотни градусов, что в **реальных теплообменных устройствах может вызвать разрушение поверхности нагрева**.

Средний коэффициент теплоотдачи при пленочном кипении и ламинарном движении паровой пленки:

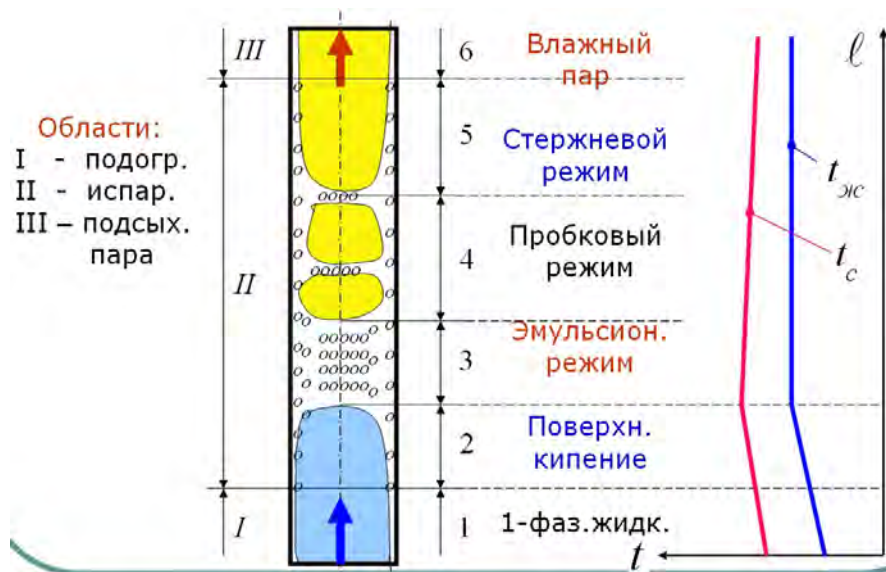
$$\alpha = c^4 \sqrt{\frac{\lambda''' r(\rho' - \rho'')g}{\mu'' \Delta t l}}$$

где характерный линейный размер для вертикальной стенки равен ее высоте $l=H$, а константа $c=0,667$ при скорости на границе раздела фаз $w_{гр}=0$ и $c=0,943$ при $w_{ж}=w_{п}$, то есть при отсутствии скольжения между фазами. Один штрих в обозначениях относится жидкости, два штриха – к пару. Здесь λ , μ – теплопроводность и динамическая вязкость соответственно; r – *эффективная теплота парообразования*. Эта же формула применима для пленочного кипения на горизонтальной трубе, если характерный линейный размер равен наружному диаметру трубы $l = d$ и соответственно константы – $c = 0,53$ и $c = 0,72$ или в среднем для цилиндра можно принять константу $c = 0,62$. В последней формуле учитывается только теплопроводность через ламинарно текущую пленку пара.

7.2. Кипение при вынужденном движении жидкости в трубах

Труба представляет собой ограниченную систему, в которой при движении кипящей жидкости происходит непрерывное увеличение объема паровой и уменьшение объема жидкой фаз. Соответственно этому изменяется гидродинамическая структура потока как по длине, так и по поперечному сечению трубы. При этом наблюдаются три основных области:

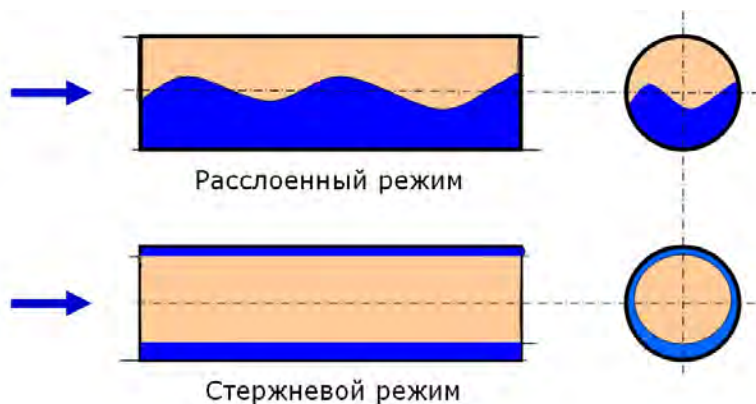
I – недогретой до температуры насыщения жидкости; II – кипения жидкости; III – подсыхания влажного пара. Арабскими цифрами обозначены зоны: 1 – недогретой до температуры насыщения жидкости; 2 – поверхностного кипения; 3 – эмульсионного режима; 4 – пробкового режима; 5 – стержневого режима по пару; 6 – влажного пара.



При движении кипящей жидкости в горизонтальных трубах имеет место расслоение потока по периметру трубы. Если скорость циркуляции и содержание пара в потоке невелики, двухфазный поток расслаивается на паровую фазу в верхней части трубы и жидкую – в нижней. При увеличении скорости циркуляции и паросодержания гребни волн жидкости начинают задевать верхнюю часть трубы, затем течение переходит в подобие пробкового и наконец – стержневого режима с несимметричным распределением жидкой и паровой фаз.

При движении кипящей жидкости в горизонтальных трубах имеет место расслоение потока по периметру трубы. Если скорость циркуляции и содержание пара в потоке невелики, двухфазный поток расслаивается на паровую фазу в верхней части трубы и жидкую – в нижней. При увеличении скорости циркуляции и паросодержания гребни волн жидкости начинают задевать верхнюю часть трубы, затем течение переходит в подобие пробкового

и наконец – стержневого режима с несимметричным распределением жидкой и паровой фаз.



Первый кризис кипения связан с переходом от пузырькового кипения к пленочному. Ему соответствует максимальная плотность теплового потока. При этом происходит резкое падение теплоотдачи и рост температуры теплоотдающей поверхности. *Значение критического теплового потока очень важно для правильного проектирования современных эффективных теплообменников.* Гидродинамическая трактовка кризиса кипения по С.С. Кутателадзе основана на предположении, что кризис вызывается динамической неустойчивостью двухфазного кипящего слоя, определяемой соотношением сил тяжести, поверхностного натяжения и динамического напора потока

$$q_{кр1} = 0,145r\sqrt{\rho''^4\sigma(\rho' - \rho'')g}, \frac{Вт}{м^2}.$$

Второй кризис кипения имеет место в начале обратного перехода от пленочного режима кипения к пузырьковому кипению. На кривой кипения он соответствует минимуму $q_{кр2}$. При этом паровая пленка внезапно разрушается, температура поверхности нагрева резко снижается и устанавливается разность температур $\Delta t_{кр1}$. Тепловой поток при этом существенно меньше первого критического и для воды при атмосферном давлении составляет $q_{кр2} \approx 3,5 \cdot 10^2$ Вт/м².

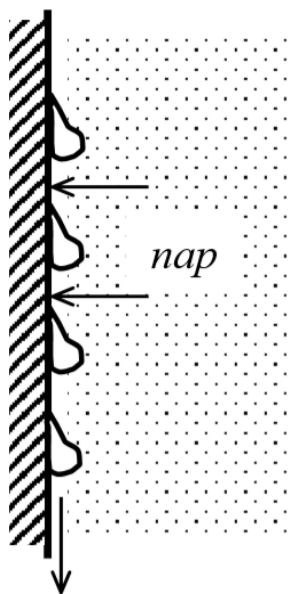
7.3. Теплоотдача при конденсации пара

Переход вещества из газообразного состояния в жидкое называют *конденсацией*. Различают конденсацию в объеме пара или парогазовой смеси и конденсацию на поверхности твердого тела или жидкости, с которыми пар находится в контакте. Чаще на практике встречается поверхностная конденсация – в конденсаторах паровых турбин, в опреснителях при получении питьевой воды из морей и океанов, в теплообменниках холодильных установок и в других устройствах.

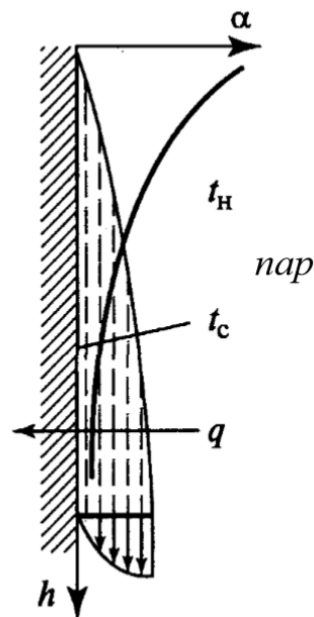
Конденсация пара всегда связана с отводом теплоты через поверхности конденсации и с одновременным отводом образующегося вещества –

конденсата. Конденсация может происходить только при условии, что температура и давление пара ниже температуры и давления критической точки.

В зависимости от состояния поверхности различают два вида конденсации: капельную и пленочную. Если поверхность конденсатора не смачивается жидкостью (покрыта каким-либо жиром, керосином, нефтяным продуктом и др.) и конденсат осаждается в виде отдельных капелек, то происходит капельная конденсация. На полностью смачиваемой поверхности конденсатора конденсирующийся насыщенный пар образует сплошную пленку определенной толщины, поэтому такая конденсация называется пленочной.



Капельная конденсация пара на вертикальной поверхности



Изменение коэффициента теплоотдачи α по высоте пластины при пленочной конденсации

Для водяного пара капельная конденсация – явление случайное, неустойчивое и кратковременное. Она отличается интенсивным теплообменом, и коэффициент теплоотдачи при капельной конденсации в 15–20 раз выше, чем при пленочной. Объясняется это явление тем, что конденсирующийся пар находится в непосредственном соприкосновении с холодной поверхностью.

Обычно в теплообменных аппаратах, работающих на чистом водяном паре, наблюдается пленочная конденсация. В верхней части вертикальной стенки или трубы пленка стекает с малыми скоростями и движение пленки ламинарное. По мере стекания конденсата по высоте h количество конденсата увеличивается, соответственно возрастает толщина пленки δ и средняя по толщине скорость течения конденсата. При значениях числа $Re \geq 400$ ламинарное течение пленки переходит в турбулентное.

При пленочной конденсации теплота пара передается поверхности пленки конденсата, а пленка передает теплоту стенке. Пленка конденсата представляет

собой значительное термическое сопротивление, и чем она толще, тем меньше теплоотдача.

Рассмотрим теплоотдачу при пленочной конденсации в случае ламинарного движения пленки конденсата.

В данном процессе перенос теплоты через пленку осуществляется только теплопроводностью. Пусть поверхность пленки конденсата, обращенная к пару, имеет температуру t_n (температуру насыщения), а поверхность пленки конденсата, соприкасающаяся со стенкой, имеет температуру t_c . Тогда при коэффициенте теплопроводности конденсата λ , Вт/(м·°С), и толщине пленки δ , м, поверхностная плотность теплового потока q , Вт/м², равна

$$q = \lambda(t_n - t_c) / \delta .$$

Кроме того, из закона Ньютона–Рихмана известно, что при коэффициенте теплоотдачи α , Вт/(м²·°С), поверхностная плотность теплового потока q , Вт/м², равна

$$q = \alpha(t_n - t_c) .$$

Из этих уравнений следует, что $\alpha = \lambda / \delta$, т. е. коэффициент теплоотдачи зависит от толщины слоя конденсата, стекающего по стенке вниз, и чем толще слой, тем меньше теплоотдача.

На коэффициент теплоотдачи также оказывает влияние направление движения пара. Движение пара вдоль вертикальной стенки вниз увеличивает скорость течения пленки, уменьшает ее толщину и увеличивает коэффициент теплоотдачи. При противоположном движении пара и пленки наблюдается обратный эффект.

Большое влияние на интенсивность теплоотдачи при конденсации оказывает содержание газов в паре. Скапливаясь у теплоотдающих или тепловоспринимающих поверхностей, газы резко уменьшают коэффициент теплоотдачи (за счет малого значения их теплопроводности). Так, наличие в паре 2 % воздуха уменьшает α примерно в три раза. Поэтому в теплообменниках с двухфазной средой предусматривают отсос газов и продувку застойных зон.

Масса конденсата m , кг/(с·м²), образующаяся на 1 м² поверхности, определяется по формуле

$$m = \frac{q}{r} = \frac{\lambda(t_n - t_c)}{\delta r} ,$$

где r – удельная теплота парообразования, Дж/кг.

Среднее значение α , Вт/(м²·°С), для всей высоты стенки h , м, определяют по формуле

$$\alpha = 0,943 \cdot \sqrt[4]{\frac{r\rho^2 g\lambda^3}{\mu(t_n - t_c)h}},$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; μ – коэффициент динамической вязкости, Па·с. Данная формула пригодна не только для плоскости, но и для вертикальных труб и цилиндров.

Для горизонтальных труб диаметром d , м, рекомендуется следующая формула:

$$\alpha = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{r\rho g\lambda^3}{\nu(t_n - t_c)d}},$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости, м²/с.

В этих формулах физические константы конденсата λ , ρ , μ , ν берут при средней температуре $t_{cp} = 0,5(t_n + t_c)$.

Так как высота трубы всегда больше диаметра, то коэффициент теплоотдачи при горизонтальном расположении трубы выше, чем при вертикальном.

Приведенные формулы относятся к ламинарному движению пленки конденсата, когда критерий $Re < 400$ (при неподвижном паре). При турбулентном движении пленки коэффициент теплоотдачи становится больше.

8. Массообмен

8.1. Основные понятия массообмена

Многие процессы теплообмена, протекающие в природе и технике, сопровождаются процессами переноса массы вещества. Эти процессы имеют широкое распространение при различных видах технологической обработки материалов во многих отраслях современного производства. В технологических установках встречаются следующие массообменные процессы: абсорбция и адсорбция газов и паров; десорбция газов из жидкостей и твердых поглотителей; перегонка жидкостей; экстракция жидких и твердых веществ; кристаллизация и растворение твердых веществ; сушка влажных материалов и др.

В этих процессах наблюдается не только передача теплоты внутри обрабатываемого материала (теплообмен), но и одновременно перемещение вещества одного компонента в другой, т. е. *массообмен*. Поэтому в расчетах технологических процессов необходимо учитывать закономерности одновременного перемещения теплоты и вещества.

Одним из видов массообмена является диффузия. *Диффузией* называют самопроизвольный процесс проникновения одного вещества в другое в

направлении установления внутри них равновесного распределения концентраций.

Когда наблюдается четкая граница между взаимодействующими веществами, перенос вещества происходит вследствие так называемой *молекулярной диффузии*. Причиной возникновения молекулярной диффузии является тепловое движение молекул. В других случаях перенос вещества осуществляется не только вследствие молекулярной диффузии, но и вследствие интенсивного перемешивания отдельных частей взаимодействующих веществ (конвекции). Такая диффузия называется *конвективной* (или молярной).

Переход вещества из одной фазы в другую путем молекулярной и конвективной диффузий называется *конвективным массообменом*. Этот процесс протекает до тех пор, пока не установится подвижное фазовое равновесие, при котором из одного вещества в другое переходит столько молекул, сколько из второго в первое.

Количество вещества, проходящего в единицу времени через данную поверхность в направлении нормали к ней, называется *потоком массы*. Он обозначается через G и измеряется в кг/с. *Плотность потока массы* g – это поток массы, проходящий через единицу поверхности: $g = dG/dF$, кг/(с·м²).

8.2. Причины возникновения и виды диффузии

Причиной возникновения потока массы является либо неравномерное распределение концентрации вещества (*концентрационная диффузия*), либо неоднородность температурного поля (*термодиффузия*), либо неоднородность полного давления (*бародиффузия*).

Если в двухкомпонентной смеси отсутствует макродвижение, а температура и давление постоянны по объему системы, то плотность потока массы одного из компонентов, обусловленного молекулярной диффузией, определяется законом Фика: плотность диффузионного потока массы вещества прямо пропорциональна градиенту концентраций или

$$g = -D \frac{\partial C_i}{\partial n},$$

где D – коэффициент диффузии, м²/с; C_i – местная концентрация данного компонента, равная отношению массы компонента к объему смеси, кг/м³; $\partial C_i / \partial n$ – градиент концентрации (вектор), кг/м⁴.

В этом случае движущей силой является градиент концентрации. Так как плотность потока массы направлена в сторону убывания концентрации, а градиент концентрации – в противоположную сторону, то в последнем выражении присутствует знак «минус». Закон Фика описывает концентрационную диффузию, в результате которой переносится основная доля вещества.

Если температура по объему смеси неодинакова, то под действием градиента температур также происходит перенос вещества – термическая диффузия. При этом молекулы компонента, масса которых больше, обычно стремятся перейти в область низких температур; если же массы молекул одинаковы, то в холодные области стремятся перейти более крупные молекулы. В результате термодиффузия приводит к образованию градиента концентрации.

Суммарная плотность потока массы i -го компонента за счет молекулярного переноса $g_{m.d.}$, с учетом концентрационной диффузии, термо- и бародиффузии составит

$$g_{m.d.} = -\rho \left(D \nabla m_i + \frac{D_m}{T} \nabla T + \frac{D_\delta}{P} \nabla P \right),$$

где ρ – плотность смеси; $m_i = C_i/\rho$ – относительная массовая концентрация i -го компонента; D_m – коэффициент термодиффузии; D_δ – коэффициент бародиффузии; T, P – температура и давление смеси.

В последней формуле значок ∇ означает оператор набла. Оператор набла (оператор Гамильтона) – векторный дифференциальный оператор, компоненты которого являются частными производными по координатам. В прямоугольной декартовой системе координат оператор набла определяется следующим образом:

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial}{\partial z} \vec{k},$$

где $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ – единичные векторы по осям x, y, z соответственно.

Доля массы в общем потоке, вызванная термодиффузией, незначительна, и только при больших градиентах температур ощущается ее влияние. Бародиффузия проявляется при значительных перепадах давления. В процессах теплообмена такие случаи встречаются редко.

Таким образом, хотя суммарный поток массы любого компонента смеси и является результатом названных трех видов диффузии, но основную роль играет концентрационная диффузия и ее следует учитывать в первую очередь.

Рассмотренное уравнение переноса справедливо для неподвижной среды, когда массообмен осуществляется только молекулярным путем. Если же среда движется, то наряду с молекулярной диффузией будет происходить перенос вещества конвекцией.

Суммарная плотность потока массы, обусловленного молекулярным и конвективным переносами, составит

$$g_i = g_{m.d.} + g_{ik},$$

где $g_{m.d.}$ – составляющая потока массы, вызванная молекулярной диффузией; g_{ik} – составляющая потока массы, вызванная конвекцией.

Составляющая потока массы g_{ik} , вызванная конвекцией, будет равна

$$g_{ik} = C_i w,$$

где w – скорость перемещения какого-либо объема смеси.

Дифференциальное уравнение массообмена, описывающее распределение массы i -го компонента в движущейся смеси, для несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$) имеет вид

$$\frac{\partial m_i}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial m_i}{\partial x} + w_y \frac{\partial m_i}{\partial y} + w_z \frac{\partial m_i}{\partial z} = D \nabla^2 m_i.$$

Если $w_x = w_y = w_z = 0$, то данное уравнение аналогично дифференциальному уравнению теплопроводности. Если для температуры и массосодержания ввести одинаковые обозначения, то уравнения по своему внешнему виду не будут отличаться одно от другого. Сравнивая их, можно видеть, что коэффициент диффузии D аналогичен коэффициенту температуропроводности a .

8.3. Массоотдача, уравнения массоотдачи

Практический интерес представляют процессы массообмена и теплообмена при испарении, конденсации, сорбции, десорбции и т. п. Например, при испарении жидкости образующийся пар переносится путем диффузии в окружающую парогазовую смесь и одновременно происходит теплоотдача между парогазовой смесью и поверхностью жидкости. Поверхность жидкой фазы (или межфазная поверхность) в данном случае играет роль, аналогичную роли твердой стенки в процессах теплоотдачи без сопутствующей диффузии.

Поэтому по аналогии с теплоотдачей конвективный массообмен между движущейся средой и межфазной поверхностью называется *массоотдачей*. Ее интенсивность характеризуется коэффициентом массоотдачи.

Плотность потока массы g , кг/(с·м²), можно выразить либо через разность концентраций диффундирующего вещества, либо через разность парциальных давлений этого же вещества. В первом случае расчетное уравнение имеет вид

$$g = \beta (C_n - C_0),$$

где β – коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности концентраций диффундирующего вещества, м/с; C_n – концентрация диффундирующего вещества на поверхности раздела фаз (твердой и жидкой), кг/м³; C_0 – концентрация этого же вещества вдали от поверхности раздела фаз, кг/м³. Это уравнение аналогично уравнению Ньютона-Рихмана, применяемому для расчета теплоотдачи

Из уравнения состояния идеального газа следует, что концентрация i -го компонента равна

$$C_i = P_i / R_i T,$$

где P_i – парциальное давление i -го компонента; R_i – газовая постоянная.

Тогда можно записать

$$g = \beta_P(P_n - P_0),$$

где β_P – коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности парциальных давлений, с/м; P_n, P_0 – парциальные давления диффундирующего вещества на поверхности раздела фаз и вдали от нее, Па.

Соотношение между коэффициентами массоотдачи устанавливается выражением

$$\beta / \beta_P = RT,$$

где R – газовая постоянная, Дж/(кг·К); T – абсолютная температура, К.

8.4. Критерии подобия и критериальные уравнения массообмена

Рассмотрим уравнения энергии, движения и диффузии, описывающие поля температуры, скорости и концентраций в раздельно идущих процессах переноса теплоты, количества движения и вещества. Физические параметры жидкости будем считать постоянными.

Уравнение энергии (без учета диффузионной составляющей теплового потока) имеет вид

$$dt / d\tau = a \nabla^2 t.$$

Уравнение движения (без учета массовых сил и при безнапорном движении) выглядит следующим образом

$$d\vec{w} / d\tau = \nu \nabla^2 \vec{w}.$$

Уравнение диффузии (без учета термо- и бародиффузии) имеет вид

$$d\rho_i / d\tau = D \nabla^2 \rho_i.$$

Эти уравнения по записи аналогичны: они содержат коэффициенты a (коэффициент температуропроводности), ν (коэффициент кинематической вязкости), D (коэффициент диффузии), каждый из которых характеризует соответственно перенос теплоты, импульса и вещества. Единицы измерения a , ν , D одинаковы – м²/с. При подобных условиях однозначности, при $a=\nu=D$ расчетные поля температуры, скорости и концентраций будут подобны. В частности, поля температуры и относительных концентраций будут подобны, если $a=D$.

Аналогия процессов тепло- и массообмена часто используется на практике. Если, например, для теплообмена получено, что критерий Нуссельта $Nu = \varphi(Re, Pr)$, то, исходя из аналогии процессов тепло- и массообмена, полагают диффузионный критерий Нуссельта $Nu_D = \psi(Re, Pr_D)$, при этом функции φ и ψ считают одинаковыми.

Здесь диффузионное число Нуссельта определяется по формуле

$$Nu_D = \beta l / D,$$

где β – коэффициент массоотдачи, м/с; l – характерный линейный размер, м; D – коэффициент диффузии, м²/с.

Диффузионное число Прандтля находится как

$$Pr_D = \nu / D.$$

Эти числа являются аналогами тепловых чисел Nu, Pr, Fo. Строго говоря, указанная аналогия является приближенной.

А. В. Нестеренко получил при испарении воды со свободной поверхности следующие критериальные уравнения:

$$Nu = A \cdot Re^n Pr^{0,33} Gu^{0,175} \theta^2,$$

$$Nu_D = B \cdot Re^m Pr_D^{0,23} Gu^{0,135} \theta^2.$$

Здесь $\theta = T_c / T_{нов.}$ – безразмерная температура, $T_{нов.}$ – температура поверхности.

Постоянные величины A , B , m , и n зависят от критерия Re:

- при $Re = 3,15 \cdot 10^2 \div 2,2 \cdot 10^4$ $A = 0,51$; $n = 0,61$; $B = 0,49$; $m = 0,61$;
- при $Re = 2,2 \cdot 10^4 \div 3,15 \cdot 10^5$ $A = 0,027$; $n = 0,9$; $B = 0,0247$; $m = 0,9$.

Как показывает проведенное сравнение отдельно протекающих процессов тепло- и массообмена, характерной особенностью массообменного процесса является наличие поперечного потока массы. По-разному могут изменяться физические параметры, существенные для процессов переноса энергии и массы. Различны и граничные условия этих процессов. В результате аналогия между тепло- и массообменом нарушается. Однако в некоторых случаях она может использоваться для приближенных расчетов.

9. Тепломассообменные аппараты

9.1. Классификация тепломассообменных аппаратов

Теплообменный аппарат – это устройство, в котором теплота передается от горячего теплоносителя к холодному. Передача теплоты в них происходит конвекцией, теплопроводностью; а если хоть один из теплоносителей газ, то и излучением.

По принципу действия теплообменники бывают: рекуперативные, регенеративные, смесительные и с внутренними источниками теплоты.

Регенеративные теплообменники – это устройства, в которых горячий и холодный теплоноситель поочередно омывают одну и ту же поверхность (массивную насадку – аккумулятор теплоты). Сначала насадка нагревается от горячего теплоносителя, затем отдает аккумулированную теплоту холодному теплоносителю, то есть регенераторы работают в нестационарном тепловом режиме. Примером регенератора являются воздухоподогреватели мартеновских и доменных печей.

В **смесительных теплообменниках** теплопередача происходит при непосредственном контакте (смешении) горячего и холодного теплоносителей.

Типичным примером смесительных теплообменников являются *градирни тепловых электростанций*, в которых техническая вода, нагретая в конденсаторах, охлаждается за счет воздушно-испарительного эффекта при контакте с воздухом. Так как при этом происходит частичное испарение воды, то наряду с теплообменом происходит и массообмен.

Градирня – сооружение для охлаждения воды атмосферным воздухом. Применяется главным образом в системах циркуляционного (оборотного) водоснабжения тепловых электростанций и промышленных предприятий для понижения температуры воды, отводящей тепло от теплообменных аппаратов, компрессоров, тепловых конденсаторов и т. п. Охлаждение происходит в основном за счёт испарения части воды под действием потока воздуха (испарение 1 % воды понижает её температуру примерно на 6 °С). Воздушный поток создаётся вентилятором либо образуется вследствие естественной тяги, возникающей в высокой башне (см. рис.). Охлаждаемая вода разбрызгивается в потоке воздуха и под действием силы тяжести стекает в резервуар охлаждённой.

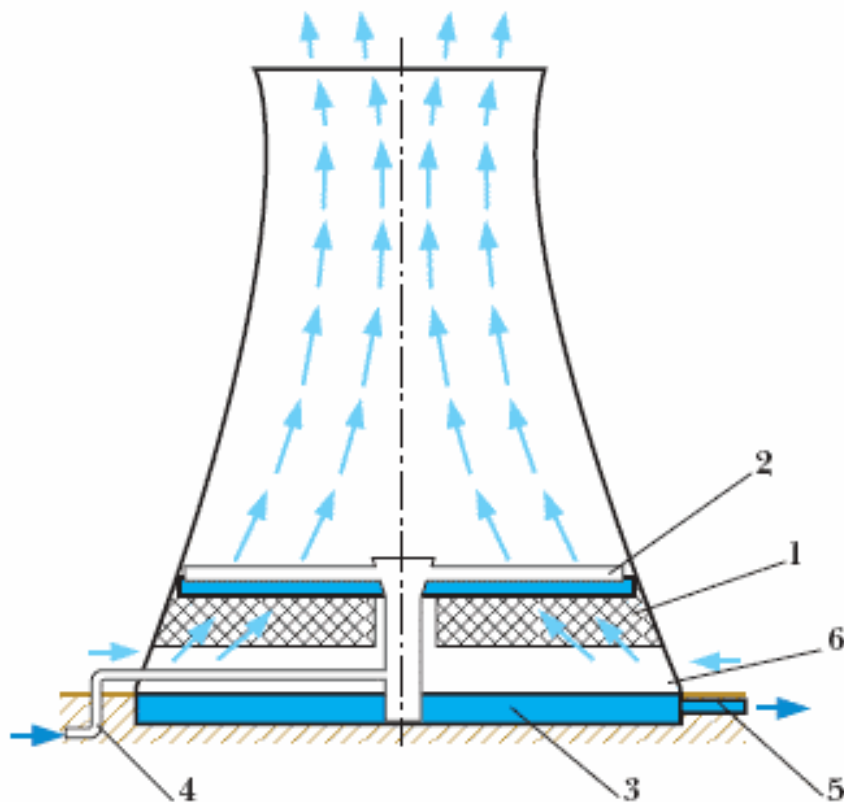


Схема башенной градирни:

1 – ороситель; 2 – водораспределитель; 3 – резервуар (бассейн); 4 – подвод горячей воды; 5 – отвод охлаждённой воды; 6 – подача воздуха

Наиболее распространёнными являются рекуперативные (поверхностные) теплообменники.

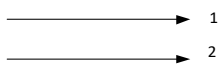
Рекуперативные теплообменники представляют собой устройства, в которых горячий и холодный теплоносители разделены стенкой. Примерами таких теплообменников являются подогреватели, парогенераторы, конденсаторы. Рекуператоры работают как правило в стационарном тепловом режиме.

9.2. Тепловой расчет теплообменников

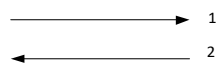
Наибольшее распространение имеют теплообменные процессы при переменной температуре по поверхности $t = f(F)$. При этом процессы могут быть стационарными и нестационарными.

Большое влияние на процесс теплообмена оказывает относительное движение теплоносителей. Возможны следующие варианты взаимного направления движения теплоносителей

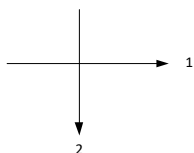
А). Прямоток



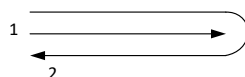
Б). Противоток



В). Перекрестный ток



Г). Смешанный ток

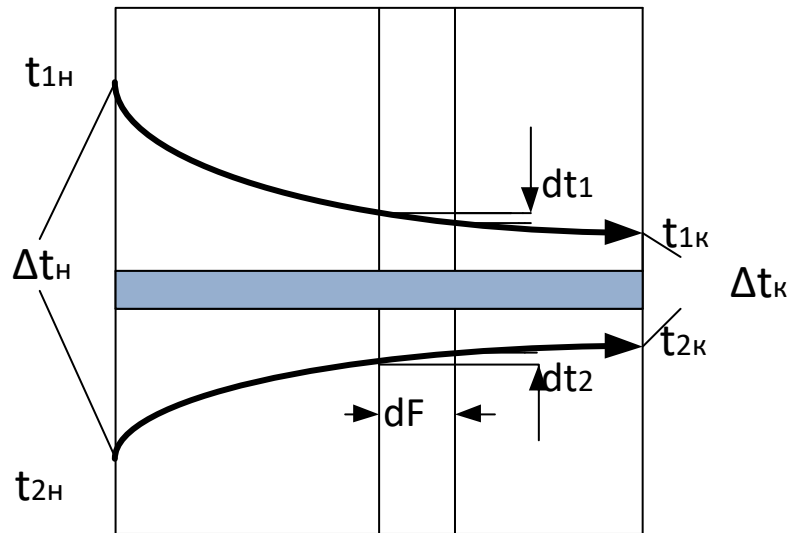
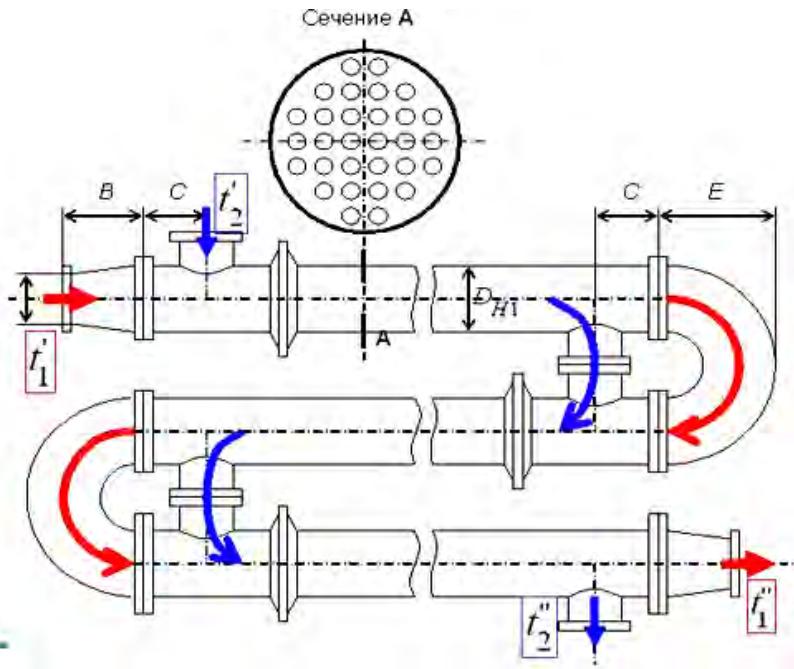


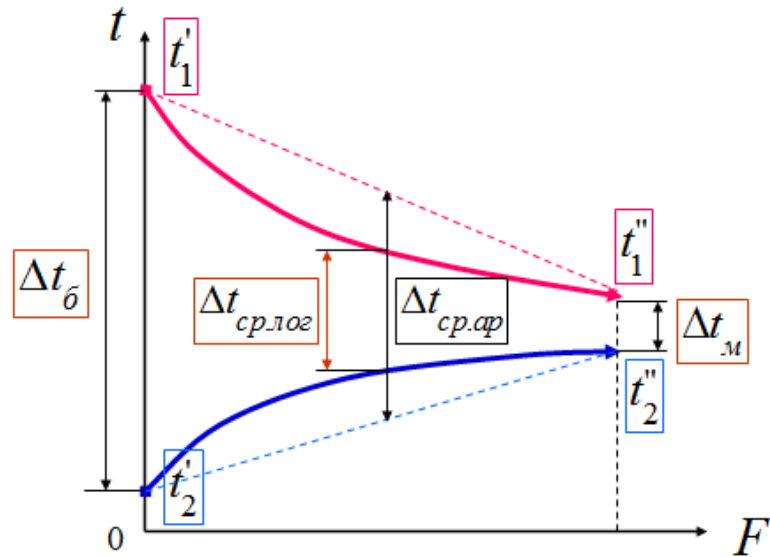
Схемы относительного движения теплоносителей в теплообменниках

Относительное движение теплоносителей оказывает существенное влияние на величину движущей силы процесса теплопередачи. Кроме того, взаимное направление движения теплоносителей может существенно изменить технологические условия протекания процесса теплообмена (экономия теплоносителя, создание более мягких условий нагрева или охлаждения).

Рассмотрим процесс стационарного теплообмена при прямоточном взаимном направлении движения теплоносителей, теплоемкости теплоносителей принимаем независимыми от температуры, т.е. $c = const$.

Прямоток – это когда оба теплоносителя движутся параллельно, в одном направлении.





К выводу уравнения теплопередачи при переменных температурах теплоносителей

С одной стороны стенки движется G_1 кг/сек более нагретого теплоносителя с теплоемкостью C_1 , с другой стороны стенки G_2 кг/сек менее нагретого теплоносителя с теплоемкостью C_2 . Происходит процесс переноса тепла от более нагретого к менее нагретому теплоносителю через стенку.

Выберем элемент поверхности dF . На этом элементе поверхности более нагретый теплоноситель охлаждается на величину dt_1 , а более холодный нагревается на величину dt_2 .

Уравнение теплового баланса для элемента поверхности dF имеет вид:

$$dQ = G_1 c_1 (-dt_1) = G_2 c_2 dt_2$$

Знак минус “-” указывает на охлаждение более нагретого теплоносителя.

Отсюда получаем, что

$$-dt_1 = \frac{dQ}{G_1 c_1} \quad \text{и} \quad dt_2 = \frac{dQ}{G_2 c_2};$$

Сложим два этих выражения:

$$d(t_1 - t_2) = -dQ \left(\frac{1}{G_1 c_1} + \frac{1}{G_2 c_2} \right) \quad \text{или} \quad d(\Delta t) = -dQ \left(\frac{1}{G_1 c_1} + \frac{1}{G_2 c_2} \right)$$

На элементе поверхности dF можно применить основное уравнение теплопередачи при постоянных температурах теплоносителей т.к. изменение температуры незначительны:

$$dQ = K dF \Delta t,$$

Подставим это уравнение в балансовое уравнение:

$$d(\Delta t) = -KdF\Delta t \left(\frac{1}{G_1 c_1} + \frac{1}{G_2 c_2} \right)$$

Разделим переменные и проинтегрируем:

$$\int_{\Delta t_n}^{\Delta t_k} \frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = - \left(\frac{1}{G_1 c_1} + \frac{1}{G_2 c_2} \right) K \int_0^F dF$$

Найдем интегралы от обеих частей и прологарифмируем полученный результат:

$$\ln \frac{\Delta t_k}{\Delta t_n} = - \left(\frac{1}{G_1 c_1} + \frac{1}{G_2 c_2} \right) KF .$$

Запишем уравнение теплового баланса для всей поверхности теплообмена:

$$Q = G_1 c_1 (t_{1n} - t_{1k}) = G_2 c_2 (t_{2k} - t_{2n})$$

Отсюда:

$$\frac{1}{G_1 c_1} + \frac{1}{G_2 c_2} = \frac{(t_{1n} - t_{1k})}{Q} + \frac{(t_{2k} - t_{2n})}{Q} = \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{Q} .$$

Проведем замену:

$$\ln \frac{\Delta t_k}{\Delta t_n} = -K \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{Q} F .$$

Отсюда

$$Q = -KF \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{\ln \frac{\Delta t_k}{\Delta t_n}} = KF \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{\ln \frac{\Delta t_n}{\Delta t_k}} .$$

Сравнивая полученное уравнение с основным уравнением теплопередачи, получим выражение для определения средней движущей силы (среднего температурного напора):

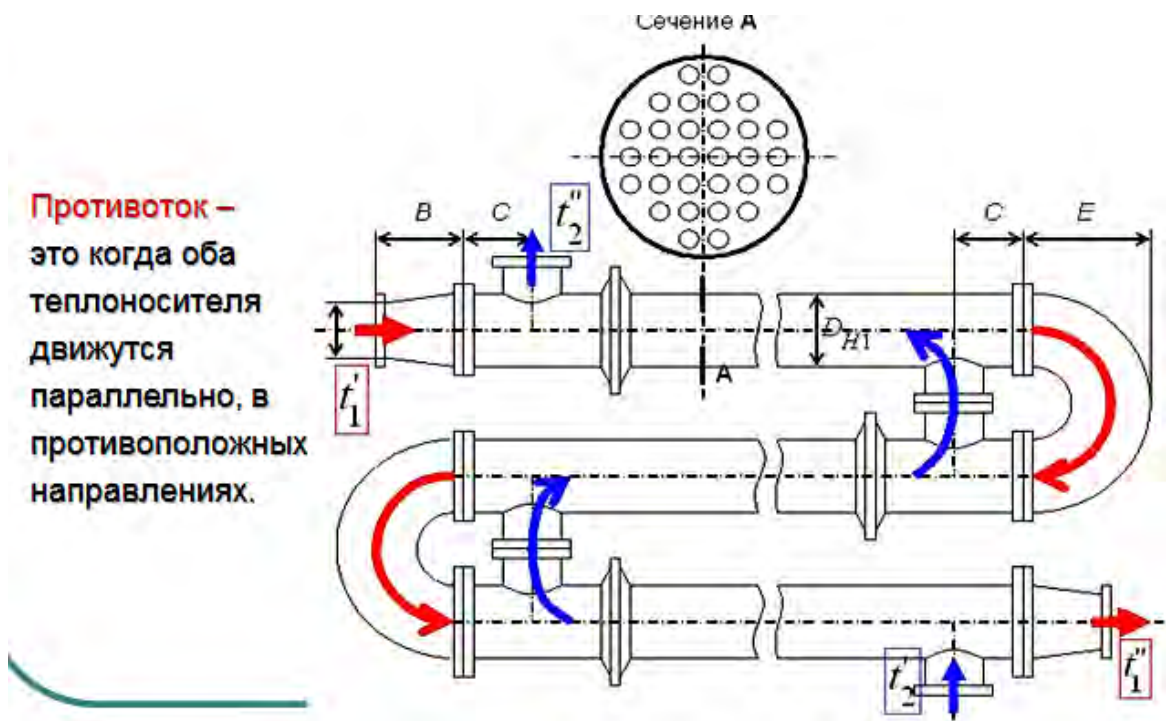
$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{\ln \frac{\Delta t_n}{\Delta t_k}} \quad \text{или} \quad \Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}} ,$$

где Δt_{δ} и Δt_m - большая и меньшая разности температур на концах теплообменников.

В иной записи

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{\ln \frac{(t_1' - t_2')}{(t_1'' - t_2'')}} .$$

Данная величина называется *среднелогарифмическим температурным напором*.



Применяя те же рассуждения, получим *аналогичные уравнения для противотока*:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}},$$

или

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t'_1 - t''_2) - (t'_2 - t''_1)}{\ln \frac{(t'_1 - t''_2)}{(t'_2 - t''_1)}}.$$

Если температуры носителей изменяются вдоль поверхности раздела незначительно, то среднюю разность температур можно найти как среднюю арифметическую величину:

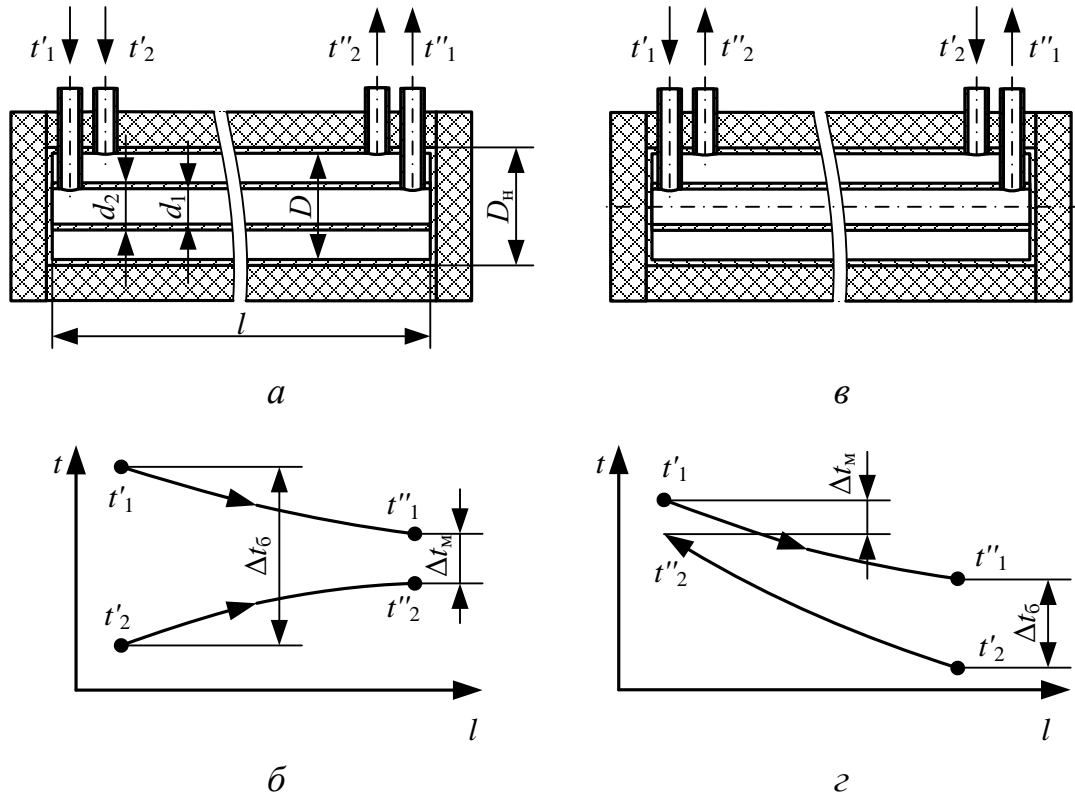
$$\Delta t_{cp} = 0.5(\Delta t_{\delta} + \Delta t_m).$$

При отношении $\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m} \leq 2$ можно рассчитывать движущую силу как среднеарифметическую величину.

При перекрестном токе теплоносителей вводится поправочный коэффициент $\varepsilon_{\Delta t}$ для расчета средней движущей силы.

$$\Delta t_m = \varepsilon_{\Delta t} \frac{\Delta t_{\bar{\theta}} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{\theta}}}{\Delta t_m}}$$

9.3. Выбор взаимного направления движения теплоносителей



Опытный теплообменник (а, в) и схемы распределения температур воды по длине теплообменника при прямотоке (б) и противотоке (з)

По сравнению с другими схемами теплообмена (например, прямотоком, перекрёстным током) при **противотоке средняя разность температур между рабочими жидкостями наивысшая**, что **позволяет получить тот же тепловой эффект при меньшей поверхности нагрева**.

Для случая прямотока конечная температура менее нагретого теплоносителя (охлаждающего агента) t_{2K} не может превышать конечную температуру более нагретого теплоносителя t_{1K} . При противотоке это возможно. Для осуществления процесса должна существовать некоторая разность температур $\Delta t_m = t_{1н} - t_{2K}$. При повышении t_{2K} сокращается расход охлаждающего агента, т.е. противоток предпочтителен с точки зрения экономии охлаждающего агента.

Если сопоставить противоток и прямоток при одинаковых начальных и конечных температурах теплоносителей, то при противотоке средняя движущая

сила Δt_{cp} выше, а расход теплоносителей одинаков. Скорость теплообмена при противотоке выше, следовательно, *противоток более эффективен*.

ПРАКТИЧЕСКИЕ РАБОТЫ И МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ИХ ВЫПОЛНЕНИЮ

Введение

В соответствии с государственным образовательным стандартом выпускники теплоэнергетических специальностей должны не только понимать физические основы работы теплоэнергетического оборудования, но и уметь применять теоретические знания при решении практических задач как при конструировании и наладке, так и при эксплуатации его.

Практические занятия по дисциплине «Тепломассообмен» позволяют студентам на конкретных примерах овладеть закономерностями основных процессов переноса теплоты и массы, усвоить результаты теоретических и экспериментальных исследований, проводить тепловые расчеты практических задач, связанных с теплообменом в элементах энергетических установок, использовать полученные знания и навыки на стадии курсового и дипломного проектирования, в профессиональной деятельности.

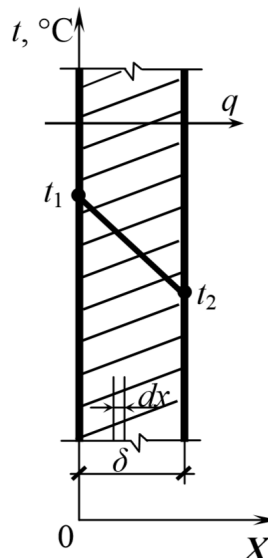
Задачи, представленные в практических работах, могут оказать помощь при выполнении фронтальных задач по дисциплине.

Теплопроводность

Задача 1

Определить плотность теплового потока q , Вт/м² через плоскую шамотную стенку толщиной $\delta = 0,5$ м и найти распределение температуры, если на наружных поверхностях температуры соответственно $t_1 = 1000^\circ\text{C}$, $t_2 = 0^\circ\text{C}$ и коэффициент теплопроводности шамота $\lambda = (1 + 0,001 \cdot t)$, Вт/(м·К).

Порядок решения. Изобразим однослойную плоскую стенку, через которую проходит удельный тепловой поток q , Вт/м².



Задачу о нахождении распределения температуры в стенке будем решать в приближении постоянного коэффициента теплопроводности. Сначала вычислим среднюю температуру стенки: $t = 0.5(t_1 + t_2)$.

Затем подставим найденное значение средней температуры в формулу

$$\lambda = 1 + 0.001t.$$

Плотность теплового потока для плоской стенки

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(t_1 - t_2).$$

Распределение температуры внутри плоской стенки при условии $\lambda = \text{const}$ подчиняется линейному закону

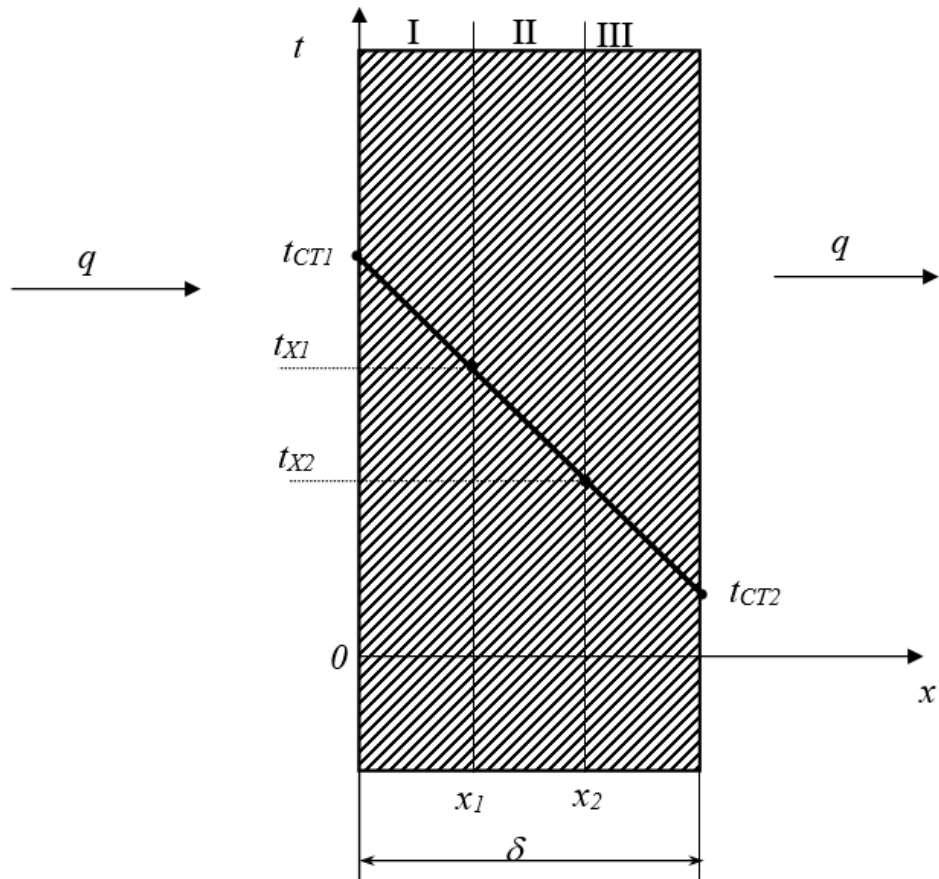
$$t_x = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{\delta} t_x.$$

Текущая координата x находится в интервале от 0 до δ (см. рисунок).

Строим график изменения температур в однослойной плоской стенке.

Задача 2

Дана плоская железобетонная стенка $a = 5$ м, высотой $h = 2,8$ м и толщиной $\delta = 200$ мм. Коэффициент теплопроводности материала стенки $\lambda = 1,55$ Вт/м·К. На расстоянии $x_1 = 50$ мм от левой грани стенки температура становится равной $t_{x1} = 27^\circ\text{C}$, а на расстоянии $x_2 = 125$ мм – $t_{x2} = 23^\circ\text{C}$. Найти температуры на левой ($t_{\text{СТ1}}$) и правой ($t_{\text{СТ2}}$) гранях стенки и количество тепла, которое проходит за единицу времени.



Порядок решения. Начало координат расположим на левой грани стенки. Согласно с условием задачи перенос тепла будет осуществляться от левой к правой грани. Для решения задачи воспользоваться уравнением:

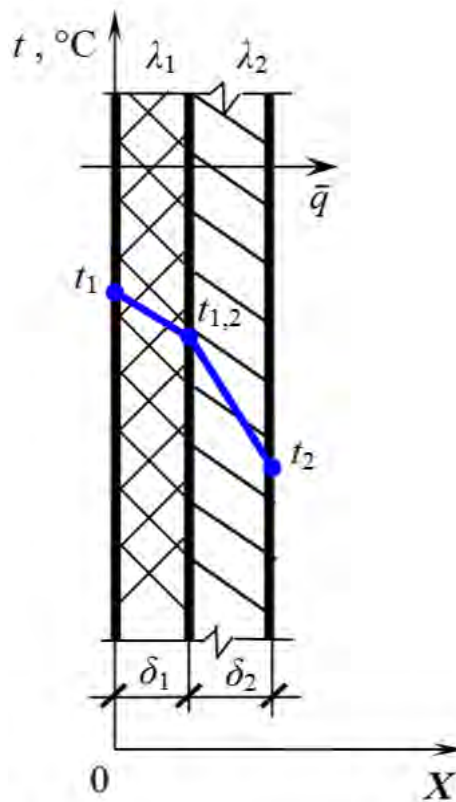
$$t = t_{CT1} + (t_{CT2} - t_{CT1}) \frac{x}{\delta}.$$

Составить систему из двух уравнений, откуда найти неизвестные величины t_{CT1} и t_{CT2} для координат x_1 и x_2 . Решить систему относительно неизвестных величин.

Задача 3

Стены сушильной камеры выполнены из слоя красного кирпича $\delta_1=250$ мм и слоя строительного войлока толщиной δ_2 , мм. Температура на внешней поверхности кирпичного слоя $t_1 = 110$ °С и на внешней поверхности войлочного слоя $t_2 = 25$ °С. Коэффициенты теплопроводности красного кирпича $\lambda_1 = 0,7$ Вт/(м²·°С) и строительного войлока $\lambda_2 = 0,0465$ Вт/(м²·°С). Вычислить температуру $t_{1,2}$, °С, в месте соприкосновения слоев (контакт считать идеальным) и толщину войлочного слоя δ_2 , мм, при условии, что удельные тепловые потери $q = 100$ Вт/м². Нарисовать схему изменения температур в стенке.

Порядок решения. Изобразим двухслойную плоскую стенку, через которую проходит удельный тепловой поток q , Вт/м².



Из уравнения теплопроводности для первого слоя плоской стенки выразим и определим температуру $t_{1,2}$, °С, в месте соприкосновения слоев кирпича и войлока:

$$q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (t_1 - t_{1,2}) \Rightarrow t_{1,2} = t_1 - \frac{q\delta_1}{\lambda_1}$$

Зная температуру $t_{1,2}$, из уравнения теплопроводности для второго (войлочного) слоя можно определить его толщину:

$$q = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (t_{1,2} - t_2) \Rightarrow \delta_2 = \frac{\lambda_2}{q} (t_{1,2} - t_2)$$

Строим график изменения температур в двухслойной плоской стенке.

Задача 4

Плоская стенка изготовлена из шамотного кирпича толщиной $\delta = 250$ мм. Температура поверхностей $t_{CT1} = 1350^\circ\text{C}$ и $t_{CT2} = 50^\circ\text{C}$. Коэффициент теплопроводности шамотного кирпича изменяется по закону $\lambda = 0.838(1 + 0,0007t)$. Найти плотность теплового потока через стенку и температуру в стенке на расстоянии 50 и 150 мм от левой грани. Построить график изменения температуры в стенке.

Порядок решения. Предварительно запишем формулу для коэффициента теплопроводности в общем виде $\lambda = \lambda_0(1 + bt)$.

Плотность теплового потока

$$q = \frac{\lambda_{cp}}{\delta} (t_{CT1} - t_{CT2}), \text{ Вт/м}^2.$$

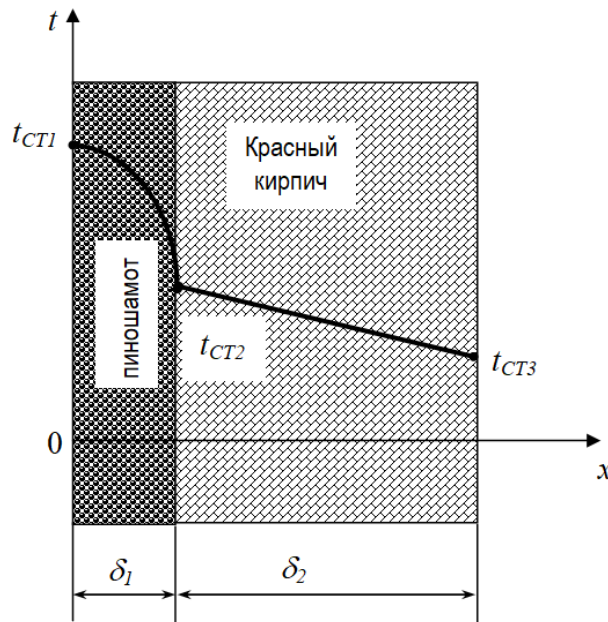
где λ_{cp} – среднеинтегральный коэффициент теплопроводности стенки.

$$\lambda = \frac{1}{t_{CT1} - t_{CT2}} \int_{t_{CT2}}^{t_{CT1}} \lambda(t) dt = \frac{\lambda_0}{t_{CT1} - t_{CT2}} \left((t_{CT1} - t_{CT2}) + \frac{b}{2} (t_{CT1}^2 - t_{CT2}^2) \right), \text{ Вт/м} \cdot \text{К}.$$

$$t_x = \sqrt{\left(\frac{1}{b} + t_{CT1} \right)^2 - \frac{2 \cdot q \cdot x}{\lambda_0 b}} - \frac{1}{b}$$

Задача 5

Стенка сделана из слоя пеношамота толщиной $\delta_1 = 125$ мм и слоя красного кирпича толщиной $\delta_2 = 500$ мм. Температура на внешней поверхности $t_{CT1} = 1100$ °С, на внутренней – $t_{CT3} = 50$ °С. Коэффициент теплопроводности красного кирпича $\lambda_k = 0,7$ Вт/м·К, коэффициент теплопроводности пеношамота изменяется по закону $\lambda_{пш} = 0,28 + 0,00023t$. Определить тепловые потери через стенку и температуру на стыке слоёв t_{CT2} .



Порядок решения. Вначале необходимо найти λ_0 и b . Для этого представим зависимость $\lambda_{пш} = 0,28 + 0,00023 t$ в виде

$$\lambda_{пш} = 0,28 \left(1 + \frac{0,00023}{0,28} t \right) = 0,28 (1 + 0,0008t)$$

Температуру на правой грани найдём из соотношения

$$t_x = \sqrt{\left(\frac{1}{b} + t_{CT1}\right)^2 - \frac{2 \cdot q \cdot x}{\lambda_0 b}} - \frac{1}{b}.$$

Отсюда

$$t_{CT2} = \sqrt{\left(\frac{1}{b} + t_{CT1}\right)^2 - \frac{2 \cdot q \cdot \delta_1}{\lambda_0 \cdot b}} - \frac{1}{b}.$$

Другой способ нахождения t_{CT2} :

$$t_{CT2} = t_{CT3} + q \frac{\delta_2}{\lambda_k}.$$

Плотность теплового потока находится из соотношения

$$q = \frac{\lambda_k}{\delta_2} (t_{CT2} - t_{CT3}).$$

Приравняв между собой два выражения для t_{CT2} , получим

$$t_{CT3} + q \frac{\delta_2}{\lambda_k} = \sqrt{\left(\frac{1}{b} + t_{CT1}\right)^2 - \frac{2 \cdot q \cdot \delta_1}{\lambda_0 \cdot b}} - \frac{1}{b}.$$

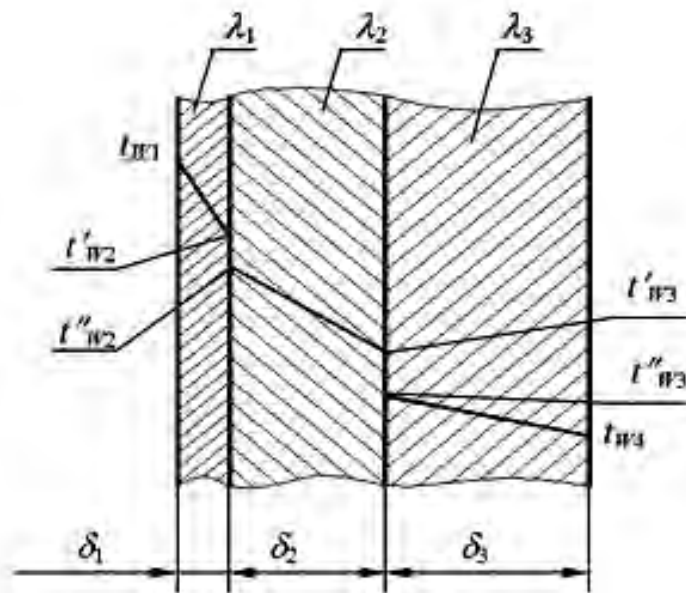
Подставив численные значения величин, получим квадратное уравнение для нахождения q . Определив q , найдём температуру на стыке слоёв t_{CT2}

$$t_{CT2} = t_{CT3} + q \frac{\delta_2}{\lambda_2}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Задача 6

Определить удельный тепловой поток с учетом и без учета теплового сопротивления контакта через многослойную плоскую стенку, состоящую из слоя окиси циркония толщиной $d_1 = 0,2$ мм, слоя стали толщиной $d_2 = 6$ мм, слоя алюминия толщиной $d_3 = 10$ мм, если температуры на внешних поверхностях стенки поддерживаются постоянными и равными $t_{W1} = 1200$ °С и $t_{W4} = 400$ °С; коэффициент теплопроводности окиси циркония $\lambda_1 = 1,15$ Вт/м·К, стали $\lambda_2 = 34,9$ Вт/м·К и алюминия $\lambda_3 = 422$ Вт/м·К. Термическое сопротивление контакта между слоями окиси циркония и стали $R_{к1} = 0,258 \cdot 10^{-3}$ м²·К/Вт, а между слоями стали и алюминия $R_{к2} = 0,266 \cdot 10^{-3}$ м²·К/Вт. Определить температуры на контактирующих поверхностях каждого слоя.

Порядок решения. Изобразим характер изменения температуры в трёхслойной плоской стенке и скачки температуры на границах слоёв.



Для трехслойной стенки при стационарной теплопроводности с учетом теплового сопротивления контакта удельный тепловой поток определяется по формуле для n -слойной стенки:

$$q = \frac{t_{W1} - t_{W2}}{\sum_{i=1}^{i=3} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \sum_{i=1}^{i=2} R_{ki}}$$

Для трехслойной стенки без учета теплового сопротивления контакта удельный тепловой поток определяется формулой:

$$q = \frac{t_{W1} - t_{W2}}{\sum_{i=1}^{i=3} \frac{\delta_i}{\lambda_i}}$$

Температуры на контактирующих поверхностях можно по формулам:

$$t'_{W2} = t_{W1} - q \frac{\delta_1}{\lambda_1},$$

$$t''_{W2} = t_{W1} - q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + R_{K1} \right),$$

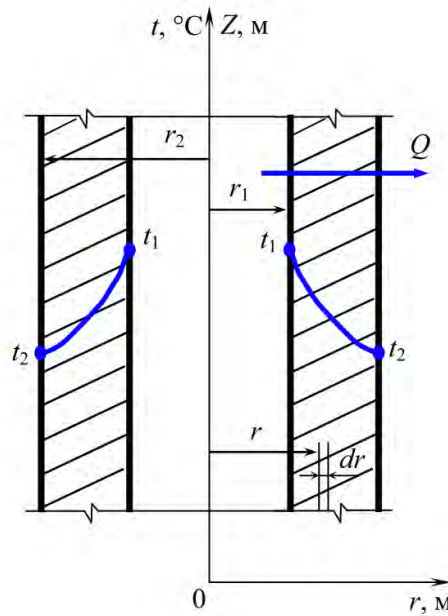
$$t'_{W3} = t_{W1} - q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + R_{K1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right),$$

$$t''_{W3} = t_{W1} - q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + R_{K1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + R_{K2} \right).$$

Задача 7

Имеется цилиндрическая стенка диаметром 50/100 мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 0.1 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. На внутренней стороне стенки температура $t_1 = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, на внешней стороне стенки $t_2 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$. Найти линейную плотность теплового потока q_l (теплоту, проходящую через стенку трубы, отнесенную к погонному метру). Построить график изменения температуры в однослойной цилиндрической стенке.

Порядок решения. Изобразим характер изменения температуры в однослойной цилиндрической стенке, через которую проходит тепловой поток Q .



Линейная плотность теплового потока q_l

$$q_l = \frac{\pi(T_1 - T_2)}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}, \text{ Вт/м.}$$

Внутри однослойной цилиндрической стенки температура изменяется по закону:

$$t = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \ln \frac{d_x}{d_1}, \text{ }^\circ\text{C.}$$

Из рисунка видно, что текущий диаметр d_x находится в интервале от d_1 до d_2 .

Строим график изменения температур по точкам в однослойной цилиндрической стенке.

Задача 8

Паропровод диаметром 160/170 мм покрыт двухслойной изоляцией. Толщина первого слоя $\delta_2 = 30$ мм и второго $\delta_3 = 50$ мм. Коэффициент теплопроводности материала трубы и изоляции соответственно равны $\lambda_1 = 50$, $\lambda_2 = 0,15$ и $\lambda_3 = 0,08$ Вт/(м·К). Температура внутренней поверхности паропровода $t_1 = 300^\circ\text{C}$ и внешней поверхности изоляции $t_4 = 50^\circ\text{C}$.

Определить линейную плотность теплового потока q_l , Вт/м и температуры t_2 и t_3 в плоскости соприкосновения слоев.

Порядок решения. Линейная плотность теплового потока находится по формуле:

$$q_l = \frac{\pi(t_1 - t_4)}{\frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}}.$$

Определив численное значение $q_l = \text{const}$, запишем эту формулу только для первого слоя и только для второго слоя:

$$q_l = \frac{\pi(t_1 - t_2)}{\frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}};$$

$$q_l = \frac{\pi(t_2 - t_3)}{\frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2}}.$$

Отсюда находим температуры на стыках слоёв

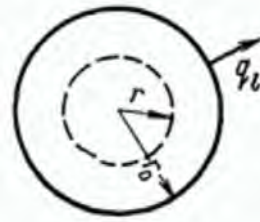
$$t_2 = t_1 - \frac{q_l}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1};$$

$$t_3 = t_2 - \frac{q_l}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2}.$$

Задача 9

Имеется бесконечно длинный стержень (цилиндр) из нержавеющей стали с радиусом $r_0 = 5$ мм, коэффициент теплопроводности постоянен. Внутри этого стержня имеются равномерно распределённые источники теплоты тепловой мощностью $q_v = 2,4 \cdot 10^7$ Вт/м³. На поверхности стержня поддерживается постоянная температура $t_c = 30^\circ\text{C}$. Найти температуру на оси стержня t_0 и плотность теплового потока q на внешней поверхности стержня в окружающую среду, если коэффициент теплопроводности стали $\lambda = 15$ Вт/м·К.

Порядок решения. Изобразим потери теплоты круглого стержня при наличии внутренних источников теплоты



Перепад температур определяется по формуле

$$t_0 - t_c = \frac{q_v r_0^2}{4\lambda}.$$

Отсюда находим температуру на оси стержня t_0 .

Уравнение теплового баланса для любого цилиндрического элемента внутри стержня радиуса r и длиной l имеет вид:

$$2\pi r l q = \pi r^2 l q_v.$$

Отсюда получаем, что тепловой поток q изменяется пропорционально радиусу и достигает своего максимального значения на внешней поверхности стержня

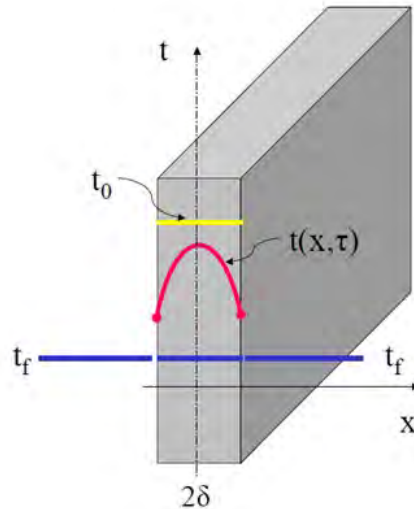
$$q = \frac{1}{2} r q_v, \text{ Вт/м}^2.$$

Задача 10

Стальная плита толщиной $\delta = 20$ см с начальной температурой $t_0 = 600$, °С опущена в масляную ванну. Температура масла принимается постоянной и равной $t_f = 80$ °С. Коэффициент теплоотдачи равен $\alpha = 180$ Вт/м²·К. Пренебрегая в первом приближении зависимостью теплофизических свойств стали от температуры, принять в рассматриваемом интервале температур коэффициент теплопроводности $\lambda = 20$ Вт/м·К, коэффициент температуропроводности $a = 4 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Найти: 1. Температуру в плоскости симметрии (в тепловом центре) и на поверхности плиты графическим методом (с помощью номограмм); 2. Температуру в плоскости симметрии (в тепловом центре) и на поверхности плиты аналитическим методом, полученные результаты сравните с результатами п. 1 и сделайте выводы; 3. Постройте график зависимости $t(x)$ для момента времени $\tau = 1$ час (масштаб задать самостоятельно). Вариант задания выберите из таблицы.

Порядок решения. Изобразим характер изменения температуры пластины в зависимости от времени охлаждения τ и координаты x .



1. Определяющие критерии Фурье и Био находятся по формулам:
 $Fo = \frac{a\tau}{\delta^2}, \quad Bi = \frac{\alpha\delta}{\lambda}$. Зная данные критерии, по номограммам находятся безразмерные температуры $\Theta_{Ц}$ и Θ_{W} . Безразмерная температура в плоскости симметрии $\Theta_{Ц} = \frac{T_{Ц} - T_f}{T_0 - T_f}$, отсюда искомая $T_{Ц} = \Theta_{Ц}(T_0 - T_f) + T_f$. Безразмерная температура на поверхности плиты $\Theta_{W} = \frac{T_W - T_f}{T_0 - T_f}$, отсюда искомая $T_W = \Theta_{W}(T_0 - T_f) + T_f$.

2. При выполнении условия $Fo \geq 1/3$ точное значение безразмерной температуры Θ в любой точке с координатой $X = 0 \div 1$ можно рассчитать по формуле

$$\Theta(X, Fo) = N_{II} \cos(\mu_1 X) e^{-\mu_1^2 Fo},$$

Где $X = x/R$ – безразмерная координата (R – характерный размер тела, для случая пластины при ее симметричном охлаждении/нагреве $R = \delta$); N_{II} и μ_1 – табличные величины.

3. См. п. 2

Естественная тепловая конвекция

Задача 11

Температура нагретой поверхности дна емкости воды размерами $a \times b$ ($a > b$) равна t , а температура воды равна t_{∞} . Требуется определить величину потока теплоты от дна к воде.

Порядок решения.

1. Находим характерную температуру $t_m = 0.5(t + t_{\infty})$.

2. По этой температуре выбираем теплофизические характеристики (из справочника): коэффициент вязкости ν , коэффициент теплопроводности λ , и коэффициент объемного расширения β (для газа $\beta = 1/T_m$) и число Прандтля Pr .

3. Используя теплофизические характеристики воды, рассчитываем число Грасгофа

$$Gr = \beta \frac{gx^3}{\nu^2} (t - t_\infty),$$

где $x = a$ – характерный размер из условия задачи.

4. Находим число Релея $Ra = GrPr$.

5. Рассчитываем число Нуссельта. В данном случае оно находится из соотношения

$$Nu = C(Ra)^n,$$

где C и n - коэффициенты, зависящие от числа Рэлея.

$Ra_m = Gr_m \cdot Pr_m$	Режим течения	C	n
$< 10^3$	Пленочный	0,5	0
$10^3 \div 5 \cdot 10^2$	Переходный от пленочного к ламинарному	1,18	1/8
$5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^7$	Ламинарный и переходный к турбулентному	0,54	1/4
$> 2 \cdot 10^7$	Турбулентный	0,135	1/3

6. Коэффициент теплоотдачи от днища емкости к воде составит величину:

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{x}.$$

7. Поскольку теплоотдающая поверхность обращена кверху, рассчитанное значение коэффициента теплоотдачи необходимо увеличить на 30%.

Окончательно имеем $\alpha' = 1.3\alpha$.

8. Величина теплового потока составит:

$$Q = \alpha' F (t - t_\infty)$$

Вынужденная тепловая конвекция

Задача 12

Трубопровод, диаметр которого равен $d = 50$ мм, обтекается поперечным потоком воды со скоростью движения потока $w = 1$ м/с. Средняя температура воды $t_\infty = 10$ °С, температура поверхности $t_0 = 100$ °С. Определить коэффициент теплоотдачи от поверхности трубопровода к охлаждающей воде, если угол,

составленный между направлением потока и осью трубопровода к охлаждающей воде, если угол атаки равен $\psi = 60^\circ$.

Порядок решения. Из справочных материалов, зная t_∞ и t_0 , находим численные значения теплофизических параметров воды λ_∞ , ν_∞ , Pr_∞ и Pr_0 .

Для выбора критериального уравнения (числа Нуссельта) нужно определить критерий Рейнольдса

$$Re_\infty = \frac{wd}{\nu_\infty}.$$

$$Re < 10^3 \quad \overline{Nu}_\infty = 0.52 Re_\infty^{0.5} Pr_\infty^{0.37} \left(\frac{Pr_\infty}{Pr_0} \right)^{0.25};$$

$$Re > 10^3 \quad \overline{Nu}_\infty = 0.26 Re_\infty^{0.6} Pr_\infty^{0.37} \left(\frac{Pr_\infty}{Pr_0} \right)^{0.25}.$$

Поскольку число Нуссельта находится из соотношения

$$\overline{Nu}_\infty = \frac{\alpha d}{\lambda_\infty},$$

то средний коэффициент теплоотдачи находится из формулы

$$\alpha = \frac{\overline{Nu}_\infty \lambda_\infty}{d}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Поправочный коэффициент на угол атаки находим из формулы

$$\varepsilon_\psi = 1 - 0.54 \cos^2 \psi.$$

Окончательно

$$\alpha = \frac{\overline{Nu}_\infty \lambda_\infty}{d} \varepsilon_\psi, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Задача 13

Определить коэффициент теплоотдачи для 10-рядного пучка. Дано: средняя температура воздуха $t_\infty = 250^\circ\text{C}$; средняя скорость в узком сечении $w = 12 \text{ м/с}$; температура поверхности цилиндра $t_0 = 150^\circ\text{C}$; наружный диаметр цилиндра $d = 50 \text{ мм}$; угол атаки $\psi = 50^\circ$; расстояние между осями цилиндров по ширине пучка $s_1 = 100 \text{ мм}$, по глубине пучка $s_2 = 110 \text{ мм}$.

Порядок решения. Из справочных материалов, зная t_∞ и t_0 , находим численные значения теплофизических параметров воды λ_∞ , ν_∞ , Pr_∞ и Pr_0 .

Для выбора критериального уравнения (числа Нуссельта) нужно определить критерий Рейнольдса

$$Re_{\infty} = \frac{wd}{\nu_{\infty}}.$$

шахматный пучок

$$\text{при } \frac{S_1}{S_2} < 2 \quad \bar{Nu}_{\infty} = 0.41 Re_{\infty}^{0.6} Pr_{\infty}^{0.33} \left(\frac{Pr_{\infty}}{Pr_0} \right)^{0.25} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{0.166} \varepsilon_{\psi};$$

$$\text{при } \frac{S_1}{S_2} > 2 \quad \bar{Nu}_{\infty} = 0.41 Re_{\infty}^{0.6} Pr_{\infty}^{0.33} \left(\frac{Pr_{\infty}}{Pr_0} \right)^{0.25} 1.12 \varepsilon_{\psi};$$

коридорный пучок

$$\bar{Nu}_{\infty} = 0.26 Re_{\infty}^{0.65} Pr_{\infty}^{0.33} \left(\frac{Pr_{\infty}}{Pr_0} \right)^{0.25} \left(\frac{S_2}{d} \right)^{-0.15} \varepsilon_{\psi}$$

Поправочный коэффициент на угол атаки находим из формулы

$$\varepsilon_{\psi} = 1 - 0.54 \cos^2 \psi.$$

Число Нуссельта находится из соотношения

$$\bar{Nu}_{d,ж} = \frac{\alpha d}{\lambda_{ж}},$$

Определяем коэффициент теплоотдачи для 3-го и последующих рядов цилиндров

$$\alpha_3 = \frac{\bar{Nu}_{\infty} \lambda_{\infty}}{d}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К.}$$

Средний коэффициент теплоотдачи для n -рядного пучка

$$\alpha = \frac{[0.6 + 0.9 + (n - 2)] \alpha_3}{n}.$$

В условии данной задачи

$$\alpha = \frac{0.6\alpha_3 + 0.9\alpha_3 + 8\alpha_3}{8}.$$

Задача 14

Определить коэффициент теплоотдачи α от воздуха, протекающего со скоростью $w = 10$ м/с, к стенке прямой трубы диаметром $d = 0,1$ м и длиной $l = 2$ м. Средняя температура воздуха $t_{ж} = 120^{\circ}\text{C}$.

Порядок решения. Из справочных данных находим, что при $t_{ж} = 120^{\circ}\text{C}$ физические параметры воздуха равны: $\lambda_{ж} = 0,0334$ Вт/(м \cdot °C); $\nu_{ж} = 25,45 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

При данных условиях определяем число Рейнольдса Re .

$$Re = wd/\nu_{ж} = 10 \cdot 0,1 \cdot 10^6 / 25,45 = 39\,200.$$

Число $Re > 10\,000$, режим движения воздуха турбулентный. Зная численно значение Re , из справочных данных находим соответствующее число Нуссельта:

$$Nu_{\text{ж}d} = 0,018 Re_{\text{ж}d}^{0,8} \bar{\varepsilon}_l$$

Так как $l/d = 2/0,1 = 20 < 50$, то в уравнение введена поправка $\bar{\varepsilon}_l = 1,13$

Коэффициент теплоотдачи находится по формуле

$$\alpha = Nu_{\text{ж}d} \lambda_{\text{ж}} / d$$

Задача 15

Через трубу диаметром $d = 50$ мм и длиной $l = 3$ м со скоростью $w = 0,8$ м/с протекает вода. Определить средний коэффициент теплоотдачи, если средняя температура воды $t_{\text{ж}} = 50$ °С, а температура стенки $t_{\text{с}} = 70$ °С.

Порядок решения. Из справочных материалов находим, что при $t_{\text{ж}} = 50$ °С, $\lambda_{\text{ж}} = 0,648$ Вт/(м·К), $\nu_{\text{ж}} = 5,56 \cdot 10^{-7}$ м²/с, $Pr_{\text{ж}} = 3,54$, $Pr_{\text{с}} = 2,55$; при $t_{\text{с}} = 70$ °С.

Определим режим течения воды, рассчитав численное значение числа Рейнольдса:

$$Re = \frac{wd}{\nu_{\text{ж}}}$$

Если режим течения жидкости турбулентный, то критериальное уравнение (число Нуссельта) имеет вид:

$$\overline{Nu}_{d,\text{ж}} = 0,021 Re_{d,\text{ж}}^{0,8} Pr_{\text{ж}}^{0,43} \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{с}}} \right)^{0,25} \varepsilon_l$$

Поскольку число Нуссельта находится из соотношения

$$\overline{Nu}_{d,\text{ж}} = \frac{\alpha d}{\lambda_{\text{ж}}}$$

то средний коэффициент теплоотдачи находится из формулы

$$\alpha = \frac{\overline{Nu}_{d,\text{ж}} \lambda_{\text{ж}}}{d}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К.}$$

Поправка на влияние длины трубы ε_l находится из справочных материалов.

Задача 16

Условие задачи остается таким же, как в предыдущей задаче. Требуется определить среднее значение коэффициента теплоотдачи, если труба изогнута в виде змеевика диаметром $D = 600$ мм.

Порядок решения. Расчет теплоотдачи в изогнутых цилиндрах выполняется по уравнениям, справедливым для прямого цилиндра, но

полученное значение коэффициента теплоотдачи умножается на поправочный коэффициент, который находится по формуле

$$\varepsilon_r = 1 + 1.77 \frac{d}{R},$$

где d – диаметр трубы, R – радиус змеевика (колена).

Теплообмен излучением

Задача 17

Чему равны степень черноты серого тела и значение энергетической светимости E при температуре $T=800$ К, если $E_{\text{пад}}=60$ кВт/м², $E_{\text{погл}}=48$ кВт/м²?

Порядок решения. Поглощательная способность данного тела

$$a = \frac{E_{\text{погл}}}{E_{\text{пад}}}$$

Степень черноты: $\varepsilon = a$

Энергетическая светимость: $E = \varepsilon \sigma T^4$, Вт/м²

Задача 18

В космическом пространстве на околоземной орбите вращается сферическая частица метеорита. Найти температуру частицы, когда она находится на солнечной стороне Земли. Плотность потока излучения Солнца на площадке, расположенной перпендикулярно лучам вблизи Земли, но за пределами атмосферы, равна 1.367 кВт/м². Принять, что частица является серым телом.

Порядок решения. При установившемся состоянии количество энергии излучения поглощенной частицей, и количеством энергии, излучаемой частицей, равны

$$aE_{\text{пад}}F_N = \varepsilon \sigma F T^4,$$

где F_N – проекция облучаемой поверхности частицы на плоскость, нормальную к падающему излучению; F – поверхность частицы.

Для шара диаметром d

$$\frac{F_N}{F} = \frac{\pi d^2}{4} \frac{1}{\pi d^2} = \frac{1}{4}.$$

Тогда

$$T = \sqrt[4]{\frac{aE_{\text{пад}}F_N}{\varepsilon \sigma F}}.$$

Задача 19

Рассчитать теплообмен излучением между двумя параллельно расположенными поверхностями с температурами $T_1 = 800$ К и $T_2 = 400$ К.

Коэффициент излучения первой поверхности $C_1 = 5.1$, второй – $C_2 = 4,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$. Потерю тепла боковыми поверхностями не учитывать.

Порядок решения. Удельный лучистый поток между параллельными поверхностями определяется по уравнению

$$q_{1,2} = C_{np} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$$

Приведенный коэффициент излучения C_{np} определяется по формуле

$$C_{np} = \frac{1}{1/C_1 + 1/C_2 - 1/C_0}$$

Задача 20

Определить лучеиспускательную способность стенки летательного аппарата с коэффициентом излучения $4.54 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$, если температура излучающей поверхности стенки $1000 \text{ }^\circ\text{C}$. Найти также степень черноты стенки и длину волны, соответствующую максимуму интенсивности излучения.

Порядок решения. Согласно закону Стефана-Больцмана, лучеиспускательная способность серого тела E , $\text{кВт}/\text{м}^2$, равна:

$$E = c \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^4$$

Интегральная степень черноты стенки

$$\varepsilon = c/c_0 = 4,54/5,67 = 0,80.$$

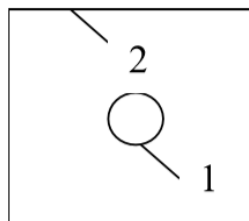
Из закона Вина находим длину волны, соответствующую максимуму спектральной интенсивности излучения, мкм ,

$$\lambda_{\max} = 2898/T$$

Задача 21

Определить приведенную степень черноты системы, состоящей из трубопровода с наружным диаметром $0,1 \text{ м}$, расположенного в центре кирпичного квадратного канала со стороной $0,5 \text{ м}$. Степень черноты трубы $0,72$, а степень черноты стенок канала $0,85$.

Порядок решения. Пусть тело 1 – трубопровод, а тело 2 – канал квадратного сечения.



Тогда по свойству невогнутости $\varphi_{1-1} = 0$ Используя свойство замкнутости для первого тела $\varphi_{1-1} + \varphi_{1-2} = 1$, получим $\varphi_{1-2} = 1$. Из свойства взаимности $\varphi_{1-2}F_1 = \varphi_{2-1}F_2$ следует, что

$$\varphi_{2-1} = \varphi_{1-2} \frac{F_1}{F_2} = \frac{F_1}{F_2}.$$

Таким образом, для расчета углового коэффициента φ_{1-2} необходимо найти площади поверхности теплообмена 1-го и 2-го тел: $F_1 = \pi dl$, $F_2 = 4al$. Тогда

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\pi dl}{4al} = \frac{\pi d}{4a}.$$

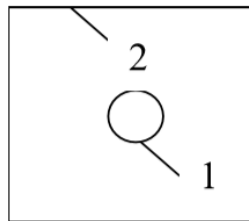
Приведенную степень черноты в системе двух серых тел находим по формуле

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right)\varphi_{12} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)\varphi_{21}}$$

Задача 22

Стальная труба диаметром 100 мм находится в кирпичном канале размером 0.3×0.3 м. Температура поверхности трубы 150 °С, степень черноты наружной поверхности трубы 0.7. Температура внутренней поверхности кирпичной стенки 37 °С, степень черноты стенки 0,8. Определить потерю теплоты путем излучения одного погонного метра трубы.

Порядок решения. Пусть тело 1 – трубопровод, а тело 2 – канал квадратного сечения.



Приведенную степень черноты в системе двух серых тел находим по формуле

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right)\varphi_{12} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)\varphi_{21}}$$

где угловой коэффициент $\varphi_{1-2} = 1$,

$$\varphi_{21} = \frac{F_1}{F_2} = \frac{\pi dl}{4al} = \frac{\pi d}{4a}$$

(см. решение предыдущей задачи).

Рассчитаем плотность результирующего теплового потока излучением в системе двух серых тел, разделенных лучепрозрачной средой (потеря теплоты путем излучения одного погонного метра трубы):

$$q_l = \frac{Q_{w,1}}{l} = \varepsilon_{np} \sigma_o (T_1^4 - T_2^4) \varphi_{12} \pi d$$

Задача 23

Стенка трубопровода диаметром 400 мм нагрета до температуры 500 °С. Степень черноты трубы 0.75. Трубопровод помещен в канал сечением 600×800 мм, температура поверхности которого равна 100 °С. Коэффициент излучения канала 5.22 Вт/(м²·К²). Рассчитать приведенный коэффициент излучения и потери теплоты излучением с 1 м трубопровода.

Порядок решения. Приведенный коэффициент излучения рассчитываем по формуле

$$c_{np} = \frac{1}{\frac{1}{c_0} + \left(\frac{1}{c_1} - \frac{1}{c_0}\right) \varphi_{12} + \left(\frac{1}{c_2} - \frac{1}{c_0}\right) \varphi_{21}} = \frac{1}{\frac{1}{c_0} + \left(\frac{1}{c_0 \cdot \varepsilon_1} - \frac{1}{c_0}\right) \varphi_{12} + \left(\frac{1}{c_2} - \frac{1}{c_0}\right) \varphi_{21}}$$

в этой формуле $c_0=5.67$ Вт/(м²·К²). Согласно условию задачи $c_2 = 5.22$ Вт/(м²·К²)

Результирующий тепловой поток излучением в системе двух серых тел, разделенных лучепрозрачной средой (потерю теплоты с 1 п. м трубопровода излучением) находим по формуле

$$q_l = \frac{Q_{w,2}}{l} = c_{np} \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right] \varphi_{12} \pi d$$

Задача 24

По оси трубы внутренним диаметром $d_1 = 16$ мм и длиной $l = 1$ м натянута проволока из нихрома диаметром $d_2 = 0,5$ мм. По проволоке пропускается электрический ток $I = 4,5$ А. Степень черноты проволоки $\varepsilon_1 = 0,75$, удельное электрическое сопротивление $\rho_{эл} = 1,1 \cdot 10^{-6}$ Ом·м. Степень черноты трубы $\varepsilon_2 = 0,8$, температура трубы $t_2 = 25$ °С. Найти температуру проволоки.

Порядок решения. Если проволока находится внутри трубы, то используя свойства угловых коэффициентов, получаем

$$\varphi_{12} = 1, \quad \varphi_{21} = \frac{F_1}{F_2},$$

где тело 1 – проволока, тело 2 – труба.

Таким образом,

$$\varphi_{21} = \frac{F_1}{F_2} = \frac{\pi d_1 l}{\pi d_2 l} = \frac{d_1}{d_2}$$

При прохождении электрического тока по проводнику выделяется теплота, которая отводится от провода излучением (при отсутствии конвекции). Запишем баланс энергии для проводника электрического тока:

$$I^2 \frac{\rho_{эл} l}{f} = \varepsilon_{np} \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) \varphi_{12} F_1$$

где $\sigma_0 = 5.67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К), $f = \pi d^2 / 4$ – площадь поперечного сечения проволоки.

Тогда

$$I^2 \frac{\rho_{эл} l}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \varepsilon_{np} \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) \pi d_1 l .$$

Выражая из уравнения теплового баланса температуру проволоки, получаем:

$$T_1 = \sqrt[4]{\frac{4I^2 \rho_{эл}}{\varepsilon \sigma_0 \pi^2 d_1^3} + T_2^4}$$

Задача 25

Требуется рассчитать теплотери за счёт теплового излучения голой стальной трубой диаметром $d = 70$. Труба проходит в помещении цеха. По трубе движется воздух-окислитель топлива. Температура поверхности трубы $t_1 = 27$ °С. Длина трубы – 13 п. м. Температура стенки составляет $t_2 = 227$ °С.

Порядок решения. Результирующий тепловой поток (теплотери) излучением в системе двух серых тел, разделенных лучепрозрачной средой, находим по формуле

$$Q = c_{np} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \varphi_{12} \pi dl, \text{ Вт/м}^2 .$$

Приведенный коэффициент излучения рассчитываем по формуле

$$c_{np} = \frac{1}{\frac{1}{c_0} + \left(\frac{1}{c_1} - \frac{1}{c_0} \right) \varphi_{12} + \left(\frac{1}{c_2} - \frac{1}{c_0} \right) \varphi_{21}} = \frac{1}{\frac{1}{c_0} + \left(\frac{1}{c_0 \cdot \varepsilon_1} - \frac{1}{c_0} \right) \varphi_{12} + \left(\frac{1}{c_2} - \frac{1}{c_0} \right) \varphi_{21}}$$

в этой формуле $c_0 = 5.67$ Вт/(м²·К²), угловой коэффициент $\varphi_{12} = 1$, ε_1 – коэффициент черноты трубы.

Очевидно, что в данной системе горячей и холодной оболочек (труба и стены помещения цеха) $F_1 \ll F_2$. Тогда $\varphi_{21} = \frac{F_1}{F_2} \rightarrow 0$. Поэтому можно принять

$$c_{np} = \varepsilon_1 c_0$$

Окончательно

$$Q = \varepsilon_1 c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \pi dl, \text{ Вт/м}^2.$$

Задача 26

Определить число экранов, которые необходимо поместить между двумя параллельными пластинами со степенью черноты 0,8, чтобы результирующий лучистый поток от одной поверхности к другой уменьшился в 105 раз. Принять, что температуры поверхностей после установки экранов не изменяются. Степень черноты экранов 0,05.

Порядок решения. При отсутствии экранов плотность теплового потока между двумя параллельными пластинами рассчитывают по формуле

$$q_{w,2} = \varepsilon_{np} \sigma_o (T_1^4 - T_2^4),$$

где приведенная степень черноты ε_{np} для двух параллельных пластин рассчитывают по формуле

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}.$$

При наличии n экранов плотность радиационного теплового потока находят по формуле

$$q_{w,2}^{\varepsilon n} = \varepsilon_{np}^{\varepsilon n} \sigma_o (T_1^4 - T_2^4),$$

где $\varepsilon_{np}^{\varepsilon n}$ – приведенная степень черноты для двух параллельных пластин с расположенными между ними экранами. При одинаковой степени черноты всех экранов используют в расчетах формулу:

$$\varepsilon_{np}^{\varepsilon n} = \left[\frac{1}{\varepsilon_{np}} + n \left(\frac{2}{\varepsilon_{\varepsilon}} - 1 \right) \right]^{-1}.$$

Находим отношение плотности радиационного теплового потока между двумя параллельными пластинами без экранов к плотности радиационного теплового потока между двумя параллельными пластинами при наличии экранов:

$$\frac{q_{w,2}}{q_{w,2}^{\circ}} = \frac{1}{\varepsilon_{np}} + n \left(\frac{2}{\varepsilon_{\circ}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\varepsilon_{np}}$$

Отсюда выражаем число экранов

$$n = \frac{\frac{q_{w,2}}{q_{w,2}^{\circ}} - 1}{\varepsilon_{np} \left(\frac{2}{\varepsilon_{\circ}} - 1 \right)}$$

Задача 27

Стальной паропровод ($\varepsilon_1 = 0,8$) диаметром $d_1 = 300$ мм, температура наружной стенки которого $t_1 = 297^{\circ}\text{C}$, проложен в помещении. В целях уменьшения потерь теплоты паропровод закрыт двойным цилиндрическим кожухом (экраном). Первый кожух диаметром $d_2 = 320$ мм выполнен из тонких стальных листов ($\varepsilon_2 = 0,82$), второй кожух диаметром $d_3 = 340$ мм выполнен из тонких алюминиевых листов ($\varepsilon_3 = 0,055$).

Определить потерю теплоты на 1 пог.м оголенного и экранированного паропровода, а также температуру алюминиевого кожуха. Температура в помещении $t_4 = 25^{\circ}\text{C}$. Конвективным теплообменом пренебречь.

Как уменьшатся тепловые потери в результате установки экранов?

Порядок решения. Потеря теплоты оголенным паропроводом

$$Q = \varepsilon_{np} C_0 F_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right],$$

где приведенная степень черноты ε_{np}

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \frac{F_1}{F_2}},$$

коэффициент излучения абсолютно черного тела $C_0 = 5,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}^4)$.

При условии $F_1 \ll F_2$, $\varepsilon_{np} = \varepsilon_1$.

При плоских параллельных экранах эквивалентная степень черноты $\varepsilon_{экв}$

$$\varepsilon_{\text{экв}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{1-2}} + \frac{1}{\varepsilon_{2-3}} + \dots + \frac{1}{\varepsilon_{n-(n+1)}}},$$

где ε_{1-2} , ε_{2-3} и т.д. определяют по формуле для ε_{np} .

При экранировании цилиндрических труб

$$\varepsilon_{\text{экв}} = \frac{1}{\frac{F_1}{F_1 \cdot \varepsilon_{1-2}} + \frac{F_1}{F_2 \cdot \varepsilon_{2-3}} + \dots + \frac{F_1}{F_n \cdot \varepsilon_{n-(n+1)}}}.$$

Определим потерю теплоты при наличии двух экранов.

$$Q = \varepsilon_{np} C_0 F_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right],$$

В этой формуле

$$\varepsilon_{\text{экв}} = \frac{1}{\frac{F_1}{F_1 \cdot \varepsilon_{1-2}} + \frac{F_1}{F_2 \cdot \varepsilon_{2-3}} + \frac{F_1}{F_3 \cdot \varepsilon_{3-4}}} = \frac{1}{d_1 \left(\frac{1}{d_1 \cdot \varepsilon_{1-2}} + \frac{1}{d_2 \cdot \varepsilon_{2-3}} + \frac{1}{d_3 \cdot \varepsilon_{3-4}} \right)},$$

где

$$\varepsilon_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \frac{\pi d_1}{\pi d_2}}; \quad \varepsilon_{2-3} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_2} + \left(\frac{1}{\varepsilon_3} - 1 \right) \frac{\pi d_2}{\pi d_3}}.$$

Поскольку численное значение потери теплоты (теплового потока) нами уже найдено, температуру алюминиевого листа t_3 найдём из соотношения

$$Q = \varepsilon_{np} C_0 F_3 \left[\left(\frac{T_3}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_4}{100} \right)^4 \right],$$

где $\varepsilon_{np} = \varepsilon_3$.

Задача 28

Камера, имеющая форму параллелепипеда со сторонами 1 м, 2 м и 3 м, заполнена продуктами сгорания CO_2 и H_2O . Температура газов $T = 1500$ К. Полное давление смеси 0.101 МПа, а парциальные давления $p_{\text{CO}_2} = 10$ МПа, $p_{\text{H}_2\text{O}} = 20$ МПа. Найти плотность потока собственного излучения данной среды на стенке камеры.

Порядок решения. Средний пробега луча (фотона) вычисляется по формуле:

$$l_{эф.д} = 0.9 \frac{4V}{F},$$

где V – излучающий объем газа; F – площадь поверхности его оболочки.

Далее предварительно находим величины $p_{H_2O} l_{эф.д}$ и $p_{CO_2} l_{эф.д}$. По этим найденным значениям и температуре газа с помощью **номограмм** находят коэффициент черноты газов ε'_{H_2O} и ε'_{CO_2} .

Для водяного пара влияние в смеси CO_2 и H_2O несколько сильнее поэтому значение коэффициента черноты ε'_{H_2O} необходимо умножать на поправочный коэффициент β_{H_2O} :

$$\varepsilon_{H_2O} = \varepsilon'_{H_2O} \beta_{H_2O}$$

Поправочный коэффициент β_{H_2O} находится из справочных данных.

В продуктах сгорания топлива углекислый газ и водяной пар находятся обычно в смеси друг с другом. Из-за частичного перекрытия полос излучения-поглощения этих газов коэффициент теплового излучения смеси газов, строго говоря, меньше суммы коэффициента излучения чистых газов

$$\varepsilon = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon$$

где $\Delta\varepsilon = \varepsilon_{CO_2} \varepsilon_{H_2O}$ – поправка, которая зависит от температуры в смеси, концентрации компонентов, давления, средней длины луча.

По найденному значению коэффициента черноты рассчитывается собственное излучение газового объема по формуле:

$$E = \varepsilon \sigma_0 T_G^4$$

где T_G – температура газа.

Задача 29

Газообразные продукты сгорания ($p = 0.101$ МПА) омывают поверхность труб конвективного пароперегревателя парового котла. Объёмная доля H_2O $r_{H_2O} = 0.11$, объёмная доля $r_{CO_2} = 0.13$, температура продуктов сгорания $t_r = 950$ °С, температура труб $t_c = 500$ °С. Трубы расположены в шахматном порядке; их диаметр $d = 38$ мм, продольный и поперечный шаги равны $s_1/d = s_2/d = 2$. Степень черноты труб $\varepsilon_c = 0.8$. Найти плотность потока результирующего излучения на стенках труб и коэффициент теплоотдачи излучением.

Порядок решения. Эффективная длина в межтрубном пространстве, в котором трубы с диаметром d располагаются с шагами s_1 и s_2

$$l_{эфф} = 1.08d \left(\frac{s_1 s_2}{d^2} - 0.785 \right).$$

Парциальные давления водяного пара и углекислого газа находятся из соотношений

$$P_{H_2O} = P \cdot r_{H_2O} \text{ и } P_{CO_2} = P \cdot r_{CO_2},$$

где P – давление газовой смеси, r_{H_2O} и r_{CO_2} – объёмные доли водяного пара и углекислого газа соответственно.

Далее предварительно находим величины $P_{H_2O} l_{эфф}$ и $P_{CO_2} l_{эфф}$. С помощью номограмм (см. порядок решения предыдущей задачи) находим степень черноты газов

$$\varepsilon = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon.$$

Затем рассчитываем коэффициент поглощения объема A газа. Для этого предварительно рассчитываем величины

$$P_{H_2O}^* l_{эфф} = P_{H_2O} \frac{T_C}{T_G} l_{эфф},$$

$$P_{CO_2}^* l_{эфф} = P_{CO_2} \frac{T_C}{T_G} l_{эфф}.$$

По полученным значениям $P_{H_2O}^* l_{эфф}$, $P_{CO_2}^* l_{эфф}$ и температуре стенки T_C с помощью номограмм находят ε_{CO_2} , ε_{H_2O} , β'_{H_2O} а затем β_{H_2O} .

Поглощательная способность газов CO_2 и H_2O :

$$A_{CO_2}(T_G, T_C) = \left(\frac{T_G}{T_C} \right)^{0.65} \varepsilon_{CO_2}(P_{CO_2}^* l_{эфф}, T_C);$$

$$A_{H_2O}(T_G, T_C) = \left(\frac{T_G}{T_C} \right)^{0.45} \varepsilon_{H_2O}(P_{H_2O}^* l_{эфф}, T_C).$$

Поглощательная способность продуктов сгорания

$$A_G = A_{CO_2+H_2O} = A_{CO_2} + A_{H_2O} - A_{CO_2} \cdot A_{H_2O}.$$

Результирующий поток излучения на стенках оболочки

$$Q_{рез.с} = \frac{\varepsilon_c + 1}{2} \sigma_0 F \left[\varepsilon(T_G) T_G^4 - A(T_G, T_C) T_C^4 \right].$$

Коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha_{изл} = \frac{Q_{изл}}{T_G - T_C},$$

где

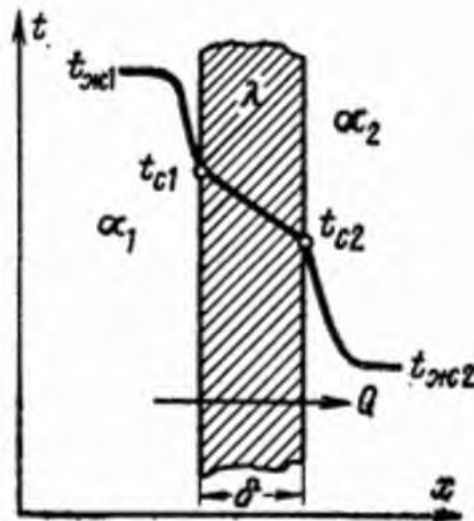
$$q_{изл} = \frac{Q_{рез.с}}{F}.$$

Теплопередача

Задача 30

Определить плотность теплового потока, проходящего через плоскую стальную стенку толщиной $\delta = 10$ мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 50$ Вт/(м·°С), а также коэффициент теплопередачи, если температура газов с одной стороны стенки $t_1 = 1127$ °С, а температура кипящей воды с другой стороны $t_2 = 227$ °С, коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1 = 100$ Вт/(м²·°С), и от стенки к кипящей воде $\alpha_2 = 5000$ Вт/(м²·°С).

Порядок решения. Изобразим характер изменения температуры в теплоносителях и разделяющей их однослойной плоской стенке.



Коэффициент теплопередачи для однослойной плоской стенки определяем по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Плотность теплового потока находим по уравнению

$$q = k(t_1 - t_2)$$

Задача 31

Плоская стальная стенка толщиной $\delta_1 = 10$ мм омывается с одной стороны газами с температурой $t_{ж1} = 310^\circ\text{C}$, а с другой изолирована от окружающего воздуха, имеющего температуру $t_{ж2} = 10^\circ\text{C}$, плотно прилегающей к ней пластиной толщиной $\delta_2 = 15$ мм.

Определить плотность теплового потока и температуры поверхностей стенок, если известно, что коэффициент теплопроводности стали $\lambda_1 = 40$ Вт/(м·К), а материала изоляционной пластины $\lambda_2 = 0,15$ Вт/(м·К). Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1 = 25$ Вт/(м²·К), а от пластины к воздуху $\alpha_2 = 10$ Вт/(м²·К).

Порядок решения. Полное термическое сопротивление плоской многослойной стенки

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт},$$

коэффициент теплопередачи $k = 1/R$, Вт/м²·К.

По уравнению теплопередачи плотность теплового потока

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

Температура на поверхности стальной стенки

$$t_1 = t_{ж1} - \frac{q}{\alpha_1},$$

на границе между стальной стенкой и изоляционной пластиной

$$t_2 = t_1 - \frac{q}{\lambda_1},$$

на поверхности изоляционной пластины

$$t_3 = t_{ж2} + \frac{q}{\alpha_2}.$$

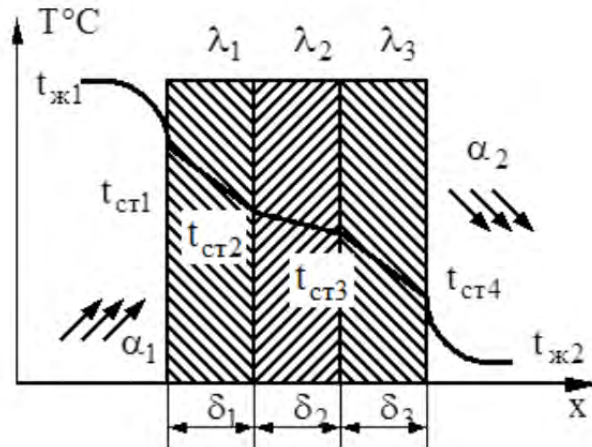
Задача 32

Вычислить тепловой поток от продуктов сгорания органического топлива, образующихся в топке отопительного жаротрубного котла, имеющих постоянную температуру $t_{ж1} = 1000$ °С, к находящейся в котле кипящей воде при постоянной температуре $t_{ж2} = 200$ °С. Коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к наружной стенке $\alpha_1 = 100$ Вт/(м²·К); коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки к кипящей воде $\alpha_2 = 5000$ Вт/(м²·К). Коэффициент теплопроводности материала барабана котла (сталь 40) $\lambda_2 = 50$ Вт/(м·К), толщина стенки барабана $\delta_2 = 12$ мм. Необходимо учесть, что в процессе эксплуатации поверхность барабана котла со стороны обогревающих его продуктов сгорания покрылась сажистыми отложениями толщиной $\delta_1 = 1$ мм

($\lambda_1 = 0.08 \text{ Вт/(м·К)}$), а со стороны воды – слоем накипи толщиной $\delta_3 = 2 \text{ мм}$ ($\lambda_3 = 0.8 \text{ Вт/(м·К)}$).

Вычислите поток теплоты от греющих газов к воде для случая чистой и загрязнённой стенки. Во втором случае найдите также температуры $t_{\text{ст1}}$, $t_{\text{ст2}}$, $t_{\text{ст3}}$, $t_{\text{ст4}}$. Сделайте вывод по полученным численным результатам.

Порядок решения. Изобразим характер изменения температуры в теплоносителях и разделяющей их трёхслойной плоской стенке.



В случае чистой стенки плотность теплового потока находится по формуле

$$q_1 = \frac{t_{\text{ж1}} - t_{\text{ж2}}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/м}^2.$$

В случае загрязнённой стенки плотность теплового потока находится по формуле

$$q_2 = \frac{t_{\text{ж1}} - t_{\text{ж2}}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/м}^2.$$

Найдя численное значение $q_2 = \text{const}$ для всех слоёв, из последней формулы находим искомые температуры

$$t_{\text{ст1}} = t_{\text{ж1}} - \frac{q_2}{\alpha_1};$$

$$t_{\text{ст2}} = t_{\text{ст1}} - \frac{q_2}{\lambda_1};$$

$$t_{\text{ст3}} = t_{\text{ст2}} - \frac{q_2}{\lambda_2};$$

$$t_{\text{ст4}} = t_{\text{ж2}} + \frac{q_2}{\alpha_2}.$$

Находим снижение тепловой нагрузки поверхности теплообмена (потока теплоты) по формуле

$$\Delta q = \frac{q_1 - q_2}{q_1} \cdot 100\%.$$

Выводы

1. Сравнивая результаты расчета, видим, что теплопередача через загрязненную стенку уменьшилась на $\Delta q, \%$. Отложение сажи нежелательно тем, что она, обладая малой теплопроводностью, затрудняет передачу теплоты от топочных газов к стенкам котла. Это приводит к перерасходу топлива, снижению выработки котлами пара или горячей воды.

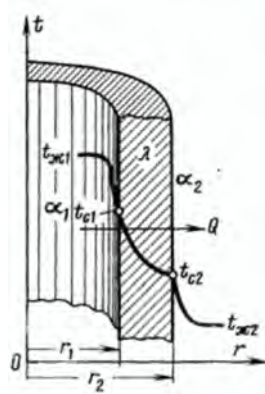
2. Накипь, имея малую теплопроводность, значительно уменьшает передачу теплоты от стенки котла к воде, в результате чего стенки, сильно перегреваются и в некоторых случаях; разрываются, вызывая аварии котлов. Максимальная температура применения стали марки 40 равна 425°C . Если температура стенки поверхности котла при накипи возрастает до опасных, по условиям прочности металла, пределов, это может привести к разрыву стенки котла.

3. Необходимо проводить регулярную очистку стенки котла как от накипи, так и от сажи или золы.

Задача 33

Однослойная цилиндрическая стенка диаметром 60/50 мм омывается с внутренней стороны газами с температурой $t_{\text{ж1}} = 200^\circ\text{C}$, с внешней стороны – кипящей водой с температурой $t_{\text{ж2}} = 100^\circ\text{C}$. Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1 = 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящей воде $\alpha_2 = 5000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Коэффициент теплопроводности материала (сталь 40) $\lambda = 50 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Найти линейную плотность теплового потока.

Порядок решения. Изобразим однослойную цилиндрическую стенку, через которую проходит тепловой поток $q_l, \text{ Вт}/\text{м}$.



Линейная плотность теплового потока

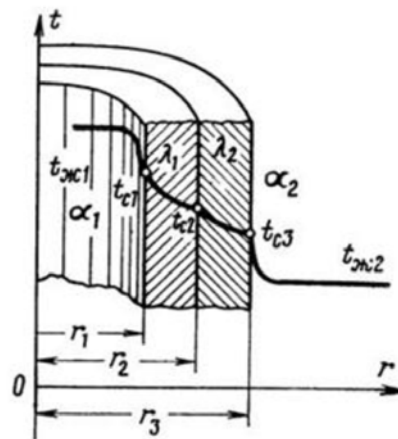
$$q_l = \frac{\pi(T_{ж1} - T_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}$$

Задача 34

Паропровод диаметром 200/216 покрыт слоем соевелитовой изоляции толщиной $\delta = 120$ мм, коэффициент теплопроводности которой $\lambda_2 = 0,1$ Вт/(м·К). Температура пара $t_{ж1} = 300^\circ\text{C}$ и окружающего воздуха $t_{ж2} = 25^\circ\text{C}$. Известны коэффициент теплопроводности материала паропровода $\lambda_1 = 40$ Вт/(м·К) и коэффициенты теплоотдачи $\alpha_1 = 1000$ Вт/(м²·К) и $\alpha_2 = 10$ Вт/(м²·К).

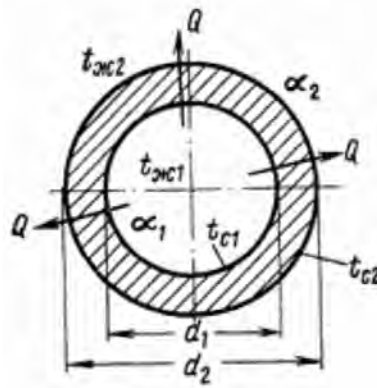
Определить линейный коэффициент теплопередачи K_l , линейную плотность теплового потока q_l и температуру t_3 в месте соприкосновения паропровода и слоя изоляции.

Порядок решения. Изобразим двуслойную цилиндрическую стенку, через которую проходит тепловой поток q_l , Вт/м.



Предварительно находим диаметр d_3

$$d_3 = d_2 + 2\delta.$$



Данный рисунок поясняет, почему при расчёте внешнего диаметра необходимо к внутреннему диаметру прибавить удвоенную толщину цилиндрической стенки.

Полное линейное термическое сопротивление цилиндрической двуслойной стенки

$$R_l = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}, \text{ м} \cdot \text{К/Вт},$$

коэффициент теплопередачи $k_l = 1/R_l$, Вт/м·К.

По уравнению теплопередачи плотность теплового потока

$$q_l = k(t_{ж1} - t_{ж2}), \text{ Вт/м}.$$

Температура на стыке паропровода и слоя теплоизоляции

$$t_3 = t_{ж2} + \frac{q_l}{\pi \alpha_2 d_3}.$$

Задача 35

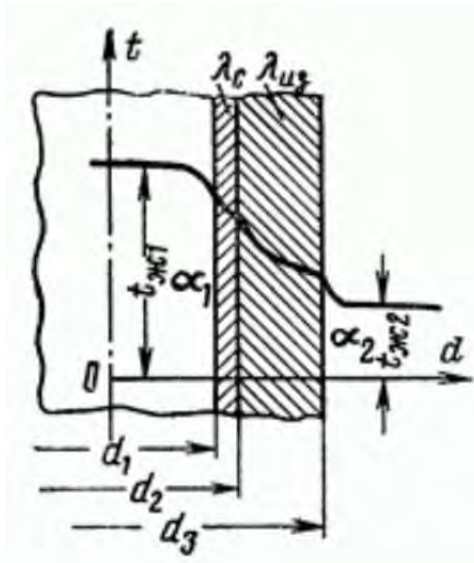
В условиях предыдущей задачи обосновать целесообразность или нецелесообразность применения тепловой изоляции.

Порядок решения. Предварительно запишем формулу для термического сопротивления цилиндрической двуслойной стенки

$$R_l = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт},$$

в виде

$$R_l = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_{уз}}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_{уз}}, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$



Найдем экстремум данной зависимости в предположении, что коэффициент теплоотдачи α_2 не зависит от диаметра изоляции. Приравняем нулю первую производную общего термического сопротивления по $d_{из}$.

Окончательно получим что критический диаметр изоляции равен

$$d_{из\ кр} = \frac{2\lambda_{из}}{\alpha_2}.$$

Если диаметр изоляции $d_{из}$ меньше, чем критический диаметр изоляции $d_{из\ кр}$, то применение теплоизоляции нецелесообразно.

Задача 36

По стальной трубе ($d_2 = 50$ мм, $\delta = 5$ мм, $l = 30$ м) протекает вода со скоростью $w = 0.5$ м/с. Температура воды на входе в трубу $t'_B = 200^\circ\text{C}$. Труба покрыта слоем тепловой изоляцией с $\lambda_{из} = 0.1$ Вт/м·К толщиной $\delta_{из} = 100$ мм. Температура окружающего воздуха $t_{ж2} = 0^\circ\text{C}$, $\alpha_2 = 20$ Вт/(м²·К), а $\alpha_1 = 4000$ Вт/(м²·К). Найдите температуру воды t''_B на выходе из трубы.

Порядок решения. Предварительно находим диаметры d_1 и d_3 из формул

$$d_2 = d_1 + 2\delta; \quad d_3 = d_2 + 2\delta_{из}.$$

Линейная плотность теплового потока

$$q_l = \frac{\pi(T_{ж1} - T_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}.$$

В условиях данной задачи эта формула примет вид

$$q_l = \frac{\pi(t_B'' - t_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}.$$

Объёмный расход (в гидравлике объём жидкости или газа, протекающей через поперечное сечение потока в единицу времени) находится по формуле

$$Q_V = \frac{V}{t} = wF = \frac{\pi d_1^2}{4} w, \text{ м}^3/\text{с},$$

где: V – объём жидкости или газа, проходящий через поперечное сечение потока за время t , м^3 ; t – время, за которое жидкость или газ объёмом V проходит через поперечное сечение потока, с ; w – скорость потока, $\text{м}/\text{с}$; F – площадь поперечного сечения потока, м^2 .

Массовый расход воды (масса вещества, которая проходит через заданную площадь поперечного сечения потока за единицу времени) находится по формуле

$$G = Q_V \rho = \frac{\rho w \pi d_1^2}{4}, \text{ кг}/\text{с},$$

где – ρ плотность воды, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Тепловой поток от воды к воздуху

$$Q = q_l l.$$

С другой стороны, тепловой поток от воды к воздуху может быть найден из соотношения

$$Q = G c_p (t_B'' - t_B'),$$

где c_p – теплоёмкость воды.

Отсюда, искомая температура воды t_B'' на выходе из трубы

$$t_B'' = t_B' + \frac{Q}{G c_p}.$$

Задача 37

Найдите потери теплоты в единицу времени в расчёте на единицу длины изолированного горизонтального паропровода с наружным диаметром $d_{из} = 300$ мм и температурой поверхности $t_c = 50$ °С. Температура окружающего воздуха $t_{ж} = 30$ °С. Рассчитайте также температуру пара в трубе, если известно, что труба изолирована минеральной ватой, наружный диаметр трубы $d_2 = 70$ мм. Степень черноты паропровода $\varepsilon = 0,8$. Коэффициент теплопроводности минеральной ваты принять постоянным $\lambda_{из} = 0,036$ Вт/(м·К).

Порядок решения. По определяющей температуре (средней температуре пограничного слоя), равной $t_m = 0.5(t_c - t_{ж})$, из таблиц находим физические параметры воздуха: коэффициент вязкости ν , коэффициент теплопроводности λ , коэффициент объемного расширения β (для газа $\beta = 1/(273 + t_m)$) и число Прандтля Pr .

Вычисляем число Грасгофа:

$$Gr = \beta \frac{gl^3}{\nu^2} (t_c - t_{ж}),$$

где g – ускорение свободного падения, l – характерный размер (для горизонтальной трубы это диаметр).

Вычисляем число Рэлея

$$Ra = Gr \cdot Pr.$$

Определяем число Нуссельта

$$Nu = 0.518 Ra^{1/4} \left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{3/5} \right]^{-5/12}.$$

Коэффициент теплоотдачи α_2 от паропровода к окружающему воздуху находим из формулы

$$Nu = \frac{\alpha_2 l}{\lambda}.$$

Тепловые потери на 1 п. м. за счёт свободной конвекции воздуха

$$q_{l \text{ конв}} = \alpha_2 (t_c - t_{ж}) \pi d_{ж}.$$

Тепловые потери за счёт теплообмена излучением между паропроводом и окружающей средой

$$q_{l \text{ изл}} = \varepsilon C_0 \left[\left(\frac{T_c}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{ж}}{100} \right)^4 \right] \pi d_{из},$$

где $C_0 = 5.67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^2)$.

Суммарные тепловые потери

$$q_l = q_{l \text{ конв}} + q_{l \text{ изл}}$$

Линейная плотность теплового потока

$$q_l = \frac{\pi (T_{ж1} - T_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}.$$

В условиях данной задачи эту формулу можно записать в виде

$$q_l = \frac{\pi(t' - t_{\text{ж}})}{\frac{1}{2\lambda_{\text{из}}} \ln \frac{d_{\text{из}}}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_{\text{из}}}},$$

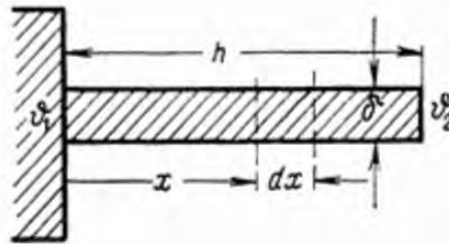
где t' – температура на стыке трубы и теплоизоляции.

На практике температура изолируемой поверхности, принимается равной расчетной температуре теплоносителя, т.е. температура пара $t_{\text{п}} = t'$.

Задача 38

Какое количество теплоты передаётся через железное ребро толщиной $\delta = 5$ мм, высотой $h = 50$ мм и длиной $l = 1$ м и каков температурный напор \mathcal{G}_2 на конце ребра, если коэффициент теплопроводности железа $\lambda = 50$ Вт/(м·К), коэффициенты теплоотдачи для боковой и торцевой поверхности ребра одинаковы и равны $\alpha_1 = \alpha_2 = 10$ Вт/(м²·К). Избыточная температура в основании ребра $\mathcal{G}_1 = 80^\circ\text{C}$.

Порядок решения. Изобразим чертёж прямого ребра постоянного сечения.



В практических расчётах вместо точных формул можно пользоваться упрощёнными формулами. Поэтому сначала проведём расчёт по упрощённым формулам, пренебрегая теплоотдачей с торца. Для ребра конечной длины прямоугольного профиля высотой h , толщиной δ и шириной l . В этом случае его площадь поперечного сечения $F = \delta l$, периметр $\Pi \approx 2l$. Тогда $\Pi/F = 2/\delta$ и, следовательно, в данном случае параметр

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_1 \Pi}{\lambda F}} = \sqrt{\frac{2\alpha_1}{\lambda \delta}}.$$

Затем находим численное значение mh .

Далее находим

$$\mathcal{G}_2 = \mathcal{G}_1 \frac{1}{\text{ch}mh},$$

$$Q = \lambda m F \mathcal{G}_1 \text{th}mh.$$

Точные формулы для нахождения:
температурного напора \mathcal{G}_2 на конце ребра

$$g_2 = g_1 \frac{1}{\operatorname{ch}(mh) + \frac{\alpha_2}{m\lambda} \operatorname{sh}(mh)},$$

ТЕПЛОВОГО ПОТОКА

$$Q = \lambda m F g_1 \frac{\frac{\alpha_2}{m\lambda} + \operatorname{th}(mh)}{1 + \frac{\alpha_2}{m\lambda} \operatorname{th}(mh)}.$$

Сравните полученные результаты и сделайте вывод.

Задача 39

Имеется водовоздушный теплообменник, собранный из оребренных труб с коэффициентом оребрения $\frac{F_1}{F_2} = 13$. Внутри трубок движется горячая вода с температурой $t_{\infty 1} = 75$ °С. Наружная поверхность трубок обдувается воздухом, имеющим температуру $t_{\infty 2} = 15$ °С. Толщина стенки $\delta = 10$ мм, коэффициент теплопроводности стенки $\lambda = 40$ Вт/(м·К). Коэффициент теплоотдачи от воды с температурой к внутренней поверхности трубок равен $\alpha_1 = 200$ Вт/(м² К), коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности к воздуху $\alpha_2 = 10$ Вт/(м² К). Оребрение выполнено на стороне меньшего коэффициента теплоотдачи $\alpha_1 < \alpha_2$. Найти количество переданной теплоты от оребренной поверхности теплообмена к окружающему воздуху.

Порядок решения. Коэффициент теплопередачи для оребренной стенки определяем по формуле

$$k_p = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{F_1}{F_2}}$$

По уравнению теплопередачи плотность теплового потока

$$q_p = k(t_{\infty 1} - t_{\infty 2}).$$

Фазовые превращения

Задача 40

Определить коэффициент теплоотдачи α , температурный напор Δt и температуру поверхности нагрева t_c при пузырьковом кипении воды в неограниченном объеме, если плотность теплового потока $q = 0,4 \text{ МВт/м}^2$, подводимого к поверхности нагрева, давление при котором происходит кипение $p = 1,56 \text{ МПа}$.

Сопоставить результаты расчета по формулам Михеева и Кутателадзе

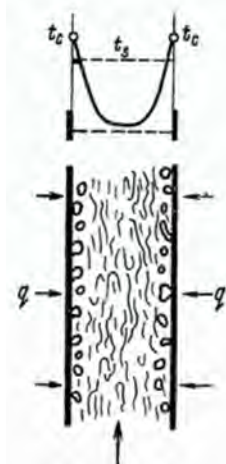
Порядок решения. Для нахождения определения коэффициента теплоотдачи: формула Михеева

$$\alpha = 3q^{0.7} p^{0.15},$$

формула Кутателадзе

$$\alpha = \frac{3p^{0.18}}{1 - 0.0045p} q^{2/3},$$

где p и q измеряются в барах и Вт/м^2 соответственно (1 бар = 0.1 МПа).



Температурный напор определяем из соотношения

$$\Delta t = q / \alpha.$$

По давлению в условии задачи из справочных таблиц находим температуру насыщения t_n . Зная t_n и Δt , находим температуру поверхности нагрева t_c по формуле

$$t_c = t_n + \Delta t.$$

Задача 41

Определить, какое количество сухого насыщенного водяного пара G , кг/ч может сконденсироваться на вертикальной трубе диаметром $d = 20 \text{ мм}$ и высотой $h = 3 \text{ м}$ при давлении $p = 0,1013 \text{ МПа}$, если температура поверхности трубы $t_c = 94 \text{ }^\circ\text{С}$.

Как изменится величина коэффициента теплоотдачи, если трубу расположить горизонтально?

Порядок решения. По давлению p из таблицы определить температуру насыщения t_n и скрытую теплоту парообразования r , Дж/кг.

Температурный напор $\Delta t = t_n - t_c$, а средняя температура $t_{cp} = 0,5 (t_n + t_c)$.

По средней температуре t_{cp} из таблицы приложения найти ρ , ν , λ .

По формулам Нусселата средний коэффициент теплоотдачи:

для вертикально расположенной трубы

$$\alpha = 1.15^4 \sqrt{\frac{\rho \lambda^3 r g}{\nu h \Delta t}},$$

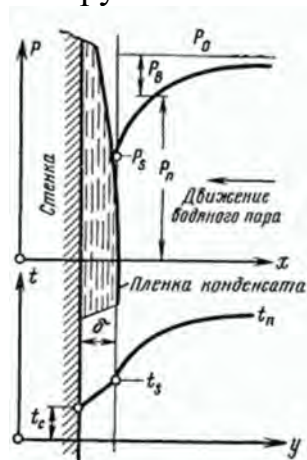
для горизонтально расположенной трубы

$$\alpha = 0.73^4 \sqrt{\frac{\rho \lambda^3 r g}{\nu d \Delta t}}.$$

Количество сконденсировавшегося пара

$$G = F \frac{\alpha \cdot \Delta t}{r},$$

где $F = \pi d h$ площадь поверхности трубы.



Задача 42

Определить, какое количество сухого насыщенного пара давлением 0.198 МПа сконденсируется в стальном горизонтальном трубопроводе диаметром $d = 140$ мм на длине $l = 12$ м, если он находится в кирпичном канале ($a \cdot b = 0.5 \cdot 0.5$) м, температура стенок канала $t_2 = 20$ °С.

Порядок решения. Температура насыщенного пара является функцией давления: $t_n = f(p)$. Из справочных таблиц находим t_n . Считать температуру стенки паропровода равной t_n : $t_1 = t_n$. Площадь боковых поверхностей трубы и канала $F_1 = \pi d l$; $F_2 = 2(a + b) l$, м².

Коэффициент теплоотдачи при лучистом теплообмене α_l

$$\alpha_n = \frac{\varepsilon_{np} C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{T_1 - T_2}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К},$$

где ε_{np} – приведенная степень черноты системы, $C_0 = 5,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$.
Приведенная степень черноты системы

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \frac{F_1}{F_2}}.$$

Коэффициент теплоотдачи при свободной конвекции α_k рассчитывается по критериальному уравнению

$$\text{Nu}_{d,ж} = 0.5 (\text{Gr} \cdot \text{Pr})_{d,ж}^{0.25} \left(\frac{\text{Pr}_{жс}}{\text{Pr}_c} \right)^{0.25}.$$

Физические свойства пара $\nu_{жс}$, $\lambda_{жс}$, $\text{Pr}_{жс}$ найти из таблицы по температуре t_2 и Pr_c по t_1 .

Средний коэффициент теплоотдачи при свободной конвекции

$$\alpha_k = \text{Nu}_{d,ж} \alpha_{d,ж} / d.$$

Суммарный коэффициент теплоотдачи от стального паропровода к воздуху в канале

$$\alpha = \alpha_l + \alpha_k, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Потери теплоты в паропроводе

$$Q = \alpha F_l (t_1 - t_2), \text{ Вт}.$$

Количество конденсируемого пара

$$D = Q/r, \text{ кг/ч},$$

где r , кДж/кг – скрытая теплота парообразования выбирают по давлению p из таблицы.

Массообмен

Задача 43

Плоское влажное изделие длиной $l_0 = 0.5 \text{ м}$ продольно омывается потоком сухого воздуха, для которого температура $t_\infty = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, давление $p = 0.202 \text{ МПа}$, скорость $w_\infty = 1 \text{ м/с}$. Температура изделия постоянна по всей длине. Найдите коэффициент массоотдачи при $x = l_0$.

Порядок решения. Для нахождения коэффициента массоотдачи воспользуемся аналогией процессов тепло- и массообмена. Для процесса теплообмена при вынужденной конвекции жидкости

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}),$$

где $\text{Nu} = \alpha l_0 / \lambda$ – число Нуссельта; $\text{Re} = w_\infty l_0 / \nu$ – число Рейнольдса; $\text{Pr} = \nu / a$ – число Прандтля.

Диффузионные аналоги чисел Нуссельта, Грасгофа и Прандтля

$$\text{Nu} = \frac{\beta l_0}{\rho D};$$

$$\text{Gr} = g \frac{(\rho_c - \rho_\infty) l_0^3}{\rho_c \nu^2};$$

$$\text{Pr}_D = \frac{\mu}{\rho D} = \frac{\nu}{D}.$$

Последовательность расчёта

Предварительно находим число Рейнольдса при заданном x :

$$\text{Re} = \frac{w_\infty x}{\nu}.$$

Если течение в пограничном слое ламинарное, то для процесса теплообмена число Нуссельта равно

$$\text{Nu}_x = 0.332 \text{Re}_x^{1/2} \text{Pr}^{1/3},$$

а для процесса массообмена

$$\text{Nu}_{Dx} = 0.332 \text{Re}_x^{1/2} \text{Pr}_D^{1/3}.$$

Рассчитываем коэффициент диффузии в смеси водяной пар – воздух по формуле

$$D = D_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1.8} \frac{p_0}{p},$$

где $D_0 = 0.216 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ соответствует $T_0 = 273 \text{ К}$ и $p_0 = 0.101 \text{ МПа}$.

Рассчитываем диффузионные число Прандтля Pr_D и Нуссельта Nu_{Dx} по указанным выше формулам.

Окончательно находим коэффициент массоотдачи из соотношения

$$\beta = \text{Nu}_{Dx} \frac{\rho D}{x}.$$

Теплообменные аппараты

Задача 44

Выполнить тепловой расчет пароводяного кожухотрубного теплообменника, предназначенного для нагрева $G_1 = 40 \text{ т/ч}$ воды от $t'_2 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t''_2 = 90 \text{ }^\circ\text{C}$. Вода движется внутри латунных трубок диаметром $d_H/d_{вн} = 17/14 \text{ мм}$. Греющий теплоноситель – сухой насыщенный пар давлением $p = 0,618 \text{ МПа}$.

Скорость движения воды $w = 2$ м/с. Коэффициент теплопроводности латуни $\lambda_c = 85.8$ Вт/(м·К).

Порядок решения. По уравнению теплового баланса, количество теплоты, Q , передаваемого в аппарате

$$Q = G_1 \cdot c_{pl} (t''_2 - t'_2), \text{ кВт},$$

где $c_{pl} = 4,19$ кДж/(кг·К) – теплоемкость воды.

При $p = 6,18$ бар, температура насыщения $t_n = 160$ °С, скрытая теплота парообразования $r = 2082,6$ кДж/кг (см. таблицу).

Расход пара на теплообменник

$$G_1 = \frac{Q}{r}, \text{ кг/с}.$$

Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара для вертикальной трубы

$$\alpha_1 = 1.154 \sqrt[4]{\frac{\rho \lambda^3 r g}{\nu h (t_n - t_c)}}.$$

Предварительно задать высоту труб аппарата $h = 2$ м.

Средняя температура стенки трубы,

$$t_c = 0.5 (t_n + 0.5 (t'_1 + t''_1)),$$

средняя температура пленки конденсата

$$t_{nl} = 0.5 (t_n + t_c).$$

По t_{nl} из таблицы приложения выбрать физические параметры пленки конденсата: $\nu_{жс}, \lambda_{жс}, \rho_{жс}, r_{жс}$.

По средней температуре воды

$$t_2 = 0.5 (t'_2 + t''_2)$$

из таблицы приложения выбрать физические параметры воды $\nu_{жс}, \lambda_{жс}, \rho_{жс}, r_{жс}, Pr_{жс}$, а по $t_c - Pr_c$.

Для скорости воды $w = 2$ м/с рассчитать критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{w d_{вн}}{\nu_{жс}}.$$

Для турбулентного режима ($Re \geq 10^4$) критериальное уравнение

$$Nu_{d,жс} = 0.021 Re_{d,жс}^{0.80} Pr_{жс}^{0.43} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0.25} \varepsilon_1,$$

где ε_1 – поправка на длину трубы (из таблицы).

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде

$$\alpha_2 = \frac{Nu_{d,жс} \lambda_{жс}}{d_{вн}}.$$

Коэффициент теплопередачи через стенку (латунную трубу)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}};$$

толщина стенки равна $\delta_c = 0.5(d_n - d_{вн})$.

В промышленных условиях вследствие загрязнения поверхностей нагрева интенсивность теплообмена снижается, поэтому

$$k' = 0.8k.$$

Среднеарифметический температурный напор

$$\Delta t_n = \frac{(t_n - t_2') - (t_n - t_2'')}{\ln \frac{t_n - t_2'}{t_n - t_2''}}.$$

Поверхность нагрева теплообменника, F , определяют из уравнения теплопередачи

$$Q = k' F \Delta t,$$

где $\Delta t = t_n - t_2''$ – средняя разница температур между теплоносителями.

Число трубок находим из соотношения для площади поверхности теплообмена

$$F = \pi d_{cp} h m Z.$$

где d_{cp} – средний диаметр трубки, м, h – длина трубки, м; m – число трубок в одном ходу; Z – число ходов.

Выбрать число ходов в аппарате $Z = 4$, тогда общее количество труб в теплообменнике

$$n = mZ.$$

Действительная высота труб

$$H = \frac{F}{\pi d_{cp} n};$$

$$d_{cp} = 0.5(d_{вн} + d_n).$$

Невязка расчета

$$\Delta = \frac{h - H}{h}.$$

При получении невязки более 30% необходимо изменить число ходов, скорость движения воды или высоту труб.

Диаметр трубной доски при расстоянии труб по вершинам равностороннего треугольника определить из соотношения

$$D = 1.13t \sqrt{\frac{\sin \alpha \cdot n}{\psi}},$$

где t – шаг между трубками $t = (1.25 \div 2.5) d_n$; n – общее количество труб в аппарате; ψ – коэффициент заполнения трубной доски, для многоходовых аппаратов $\psi = 0.6$; $\sin \alpha = 0.866$.

Задача 45

В теплообменнике $G_2 = 2$ кг/с воды нагревается от температуры от $t'_2 = 20$ °С до $t''_2 = 210$ °С горячими газами, которые при этом охлаждаются от температуры от $t'_1 = 410$ °С до $t''_1 = 250$ °С.

Определить поверхность теплообменника при включении его по схеме прямотока и противотока, если коэффициент теплопередачи $k = 32$ Вт/(м²·К).

Порядок решения. Количество теплоты, полученное водой от газов, найдем по уравнению теплового баланса

$$Q = G_2 \cdot c_{p2} (t''_2 - t'_2), \text{ Вт.}$$

Среднелогарифмический температурный напор:

для прямотока

$$\Delta t_{\text{л}}^{\text{прям}} = \frac{(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)}{\ln \frac{t'_1 - t'_2}{t''_1 - t''_2}};$$

для противотока

$$\Delta t_{\text{л}}^{\text{прот}} = \frac{(t'_1 - t''_2) - (t''_1 - t'_2)}{\ln \frac{t'_1 - t''_2}{t''_1 - t'_2}}.$$

Из уравнения теплопередачи поверхность теплообменника, поверхность теплообменника при включении его по схеме прямотока и противотока

$$F_{\text{прям}} = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{л}}^{\text{прям}}}; \quad F_{\text{прот}} = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{л}}^{\text{прот}}}.$$

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ЛАБОРАТОРНОМУ ПРАКТИКУМУ

Введение

Лабораторный практикум является одной из ключевых составляющих дисциплины «Тепломассообмен» (ТМО). Данный практикум – это комплекс лабораторных занятий по всем темам дисциплины, который разработан на кафедре физики учреждения образования «Брестский государственный технический университет» для специальностей.

В ходе выполнения лабораторных работ студенты лучше усваивают теоретические знания, полученные на лекциях и практических занятиях, что будет основой их профессиональных навыков при выполнении пусконаладочных работ, проведении натурных обследований систем теплоснабжения; познают методику проведения экспериментальных исследований, получают навыки работы с измерительными приборами, непосредственно знакомятся с конкретными техническими устройствами и аппаратами. В дальнейшем знание методик и умение проводить приборные измерения могут им пригодиться при выполнении пусконаладочных работ, проведении натурных обследований систем теплогазоснабжения.

Для успешного прохождения лабораторного практикума необходимо уверенно ориентироваться в теоретическом описании исследуемых процессов. Поэтому предлагаемый лабораторный практикум включает необходимый минимум теоретических основ, формул и справочных данных, описание экспериментальных стендов и установок, порядок проведения опытов, способы обработки и представления результатов измерений. Работы сопровождаются контрольными вопросами для самопроверки.

Следует осознавать то, что теоретическое описание основывается на некоторой идеализации процесса, протекающего на лабораторной установке и уметь оценивать влияние идеализации на теоретические предсказания. Кроме того, необходимо уметь определять источники погрешностей измерения, связанные с погрешностями средств измерения, несовершенством метода измерений и с условиями измерения физических величин.

Порядок работы по прохождению лабораторного практикума

Очередная лабораторная работа выдается студенту преподавателем при условии отсутствия работ, выполненных частично. Выполнение каждой лабораторной работы состоит из **трех этапов**, каждый из которых отражается в письменном отчете студента.

Первым этапом является подготовка к работе на лабораторной установке. В рамках учебного времени, выделенного на самостоятельную работу по лабораторному практикуму, студент готовится к проведению эксперимента, пользуясь методическими указаниями и дополнительной литературой. При подготовке необходимо уяснить характер исследуемого

теплофизического процесса в общих чертах и в реализации на конкретной установке, разобраться в теоретическом подходе к описанию процесса и быть способным воспроизвести теоретическое описание самостоятельно. Необходимо уяснить, как функционирует и управляется лабораторная установка и каков порядок проведения эксперимента, в том числе:

- какой порядок действий обеспечивает безопасность работы на установке и отсутствие угрозы ее повреждения;
- какие исследования планируются в ходе выполнения работы и какие режимы работы установки необходимы для проведения этих исследований;
- какие условия необходимо соблюдать с целью минимизации погрешностей измерений.

Проделанная работа отражается в *первой части письменного отчета*, содержащей:

- краткое изложение теоретического описания исследуемого процесса; их основ,
- порядок работы на лабораторной установке;
- ответы на основные контрольные вопросы для допуска к работе;
- таблицу для данных измерений.

Необходимо также подготовить устные ответы на дополнительные контрольные вопросы для допуска к работе. В рамках лабораторного занятия преподаватель проверяет готовность к работе на экспериментальной установке и дает допуск к работе. Готовность к выполнению проверяется по первой части письменного отчета, отдельные части которого преподаватель может потребовать изложить устно. Преподаватель также задает два вопроса из списка дополнительных контрольных вопросов для допуска к работе. Ответы на дополнительные вопросы заносятся в отчет.

Вторым этапом является собственно работа на установке. Во время работы необходимо *строго следовать правилам техники безопасности*, соблюдать условия получения надежных измерительных данных. На данном этапе необходимо получить наглядное представление о характере протекающего процесса. В ходе выполнения измерений следует оценивать корректность получаемых результатов, отмечать возможные аномалии процесса. Важным условием получения надежных результатов является аккуратное занесение результатов измерения в таблицу. Нарушение техники безопасности или грубое нарушение правил работы на установке, способное причинить ущерб установке, влечет за собой снижение оценки за работу. По завершению работы на установке студент представляет преподавателю *вторую часть отчета – заполненную таблицу данных измерений*. Таблица измерений подписывается преподавателем при условии отсутствия в ней явных ошибок. При наличии правильно оформленной таблицы студенту выдаются вопросы из дополнительной части списка «Контрольные вопросы для защиты работы».

Третьим этапом работы является обработка результатов и оформление письменного отчета, проводимых в рамках учебного времени, отведенного на самостоятельную работу по лабораторному практикуму. Настоятельно рекомендуется проводить этот этап непосредственно после работы на установке. Для углубления понимания процессов, наблюдавшихся в ходе работы на установке, следует найти ответ на контрольные вопросы, список которых приводится в настоящем пособии для каждой лабораторной работы.

Третья часть отчета должна включать:

- результаты обработки опытных данных;
- оценки погрешностей полученных результатов;
- ответы на основные контрольные вопросы и заданные преподавателем дополнительные.

Завершается выполнение работы **защитой отчета**, в ходе которой студент представляет преподавателю полученные им результаты измерений, ответы на контрольные вопросы и обсуждает их с преподавателем. Защита отчета проводится в рамках лабораторных занятий. В ходе защиты оцениваются знания теоретических основ лабораторной работы, корректность проведенных измерений и результатов их обработки, правильность определения погрешностей результатов, ответы на контрольные вопросы. Проводится обсуждение допущенных ошибок. При наличии ошибок в ответах на контрольные вопросы работа в целом засчитывается, но оценка работы снижается. Оформлять отчеты по лабораторным работам необходимо в отдельной тетради или на листах формата А4. Графики выполняются вручную на миллиметровой бумаге или строятся с помощью компьютерного программного обеспечения и распечатываются, после чего прикрепляются к отчету.

Лабораторная работа ТМО-1. Исследование теплопроводности материалов методом пластины

Цель работы: изучение явления теплопроводности и методики определения ее параметров в стационарном режиме для твердых тел, измерение коэффициента теплопроводности заданного образца, определение его температурной зависимости.

Приборы и принадлежности: Стенд НТЦ-22.05.1 «Теплотехника и термодинамика» со съемным модулем НТЦ-22.05.1/1 «Исследование теплопроводности материалов методом пластины»

Описание экспериментальной установки

Эксперимент проводится на лабораторном стенде с использованием модуля, изображенного на рис. 1.



Рис. 1. – Модуль НТЦ-22.05.1/1 «Исследование теплопроводности материалов методом пластины»

Модуль содержит (рис. 2) массивный текстолитовый диск 5, выполняющий роль теплоизолятора, в котором имеется цилиндрическая глухая полость. В ней размещен электронагреватель 4, залитый металлом с высокой теплопроводностью, что обеспечивает создание равномерного температурного поля. Между нагревателем и водяным холодильником 1 расположено теплоизоляционное кольцо 3, которое применяется при исследовании теплопроводности сыпучих материалов. При изучении теплопроводности твердых тел кольцо удаляется, а на его место устанавливается изучаемый образец в форме диска. Тепловой поток, прошедший через диск, отводится водой холодного контура.

Вся система находится на опорной раме 7, позволяющей разъединять нагреватель и холодильник вращением барашка 8, а также зажимать опытный образец между ними, чтобы свести к минимуму контактное тепловое сопротивление.

Регулирование теплового потока электронагревателя происходит ступенчато. Для измерения температуры поверхности t_1 и t_2 опытного текстолитового диска использованы датчики 6 и 9, которые установлены на наружной поверхности нагревателя и холодильника, а плотность теплового потока q фиксируется показывающим прибором по сигналу датчика теплового потока 10, установленного в середине заподлицо с наружной поверхностью холодильника.

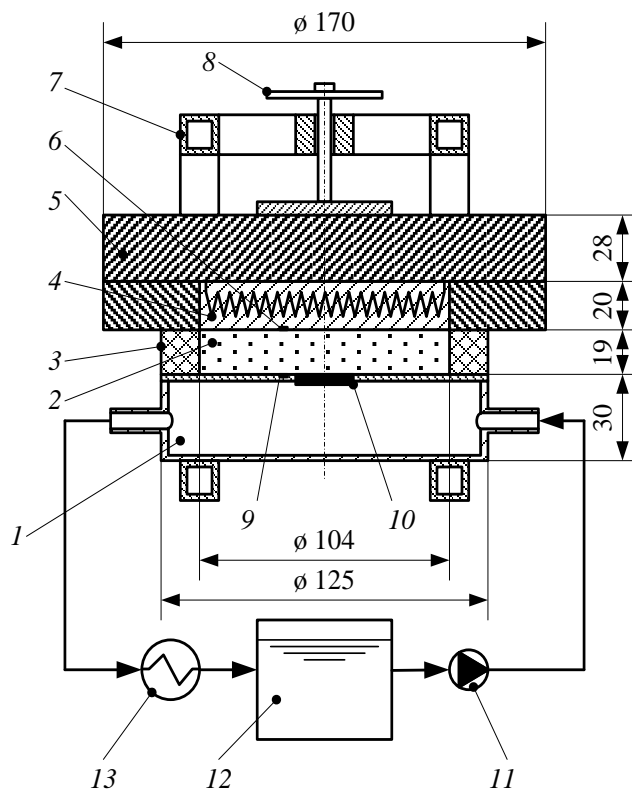


Рис. 2. – Функциональная схема модуля для определения теплоемкости методом пластины: 1 – водяной охладитель; 2 – исследуемый материал; 3 – теплоизоляционное кольцо; 4 – электронагреватель; 5 – текстолитовый диск; 6, 9 – датчики температуры; 7 – опорная рама; 8 – барашек; 10 – датчик плотности теплового потока; 11 – насос; 12 – бак холодной воды; 13 – воздушный охладитель контура холодной воды.

Датчик теплового потока представляет собой гальваническую термобатарею из нескольких сот последовательно соединенных термопар, сложенных бифилярно в спираль и залитую эпоксидным компаундом с различными добавками. Датчик имеет два вывода (по одному от каждого конца чувствительного элемента). Работа датчика основана на принципе «дополнительной стенки». Датчик закрепляется на теплообменной поверхности исследуемого объекта, образуя дополнительную стенку. Тепловой поток, проходящий через датчик, создает в нем градиент температур и соответствующий термоэлектрический сигнал. Величина плотности теплового потока пропорциональна этому сигналу, что позволяет соответственно проградуировать прибор, измеряющий термоЭДС.

Порядок проведения эксперимента

1. Установить Модуль НТЦ-22.05.1/1 «Исследование теплопроводности материалов методом пластины» (рис. 2) на перфорированную панель и закрепить поворотом крепежных рукояток во встречном направлении на четверть оборота. Подключить кабель модуля к разъему X10 на панели стенда.

2. Измерить толщину образца несколько раз в различных местах, найти среднее значение H_{cp} и определить погрешность измерения. (Для ускорения выполнения работы эти данные можно узнать из прилагаемых к работе справочных материалов).
3. Установить исследуемый образец (круг из текстолита) внутрь установки и с помощью винтового механизма слегка зажать его между нагревателем и датчиком теплового потока. **ВНИМАНИЕ! Не прилагать усилий при сжатии чтобы не повредить датчик плотности теплового потока.**
4. Убедиться в том, что переключатели установлены в положения: SA1 - «выкл», SA2 (Насос-1) - «выкл», SA3 - «нижнее», SA4 (Насос-2) - «выкл», SA5 - «выкл», SA6 - «выкл», SA14 - min, SA15 - min, SA16 - min.
5. Включить автоматические выключатели QF1 и QF2 на панели стенда. Установить профиль индикации «L 1». Конфигурация отображаемых на индикаторах параметров изображена на рис. 3.

T1, C°	T2, C°	q, Вт/м ²	
P _{наруж} , Па	T _{наруж} , C°	Профиль индикации	
PH1, Вт			

Рис. 3. – Конфигурация отображаемых на индикаторах параметров

6. Максимально открыть вентиль синего цвета на трубопроводе. Включить клавишный выключатель SA2 (Насос-1). Это приведет в работу циркуляционный насос охлаждающей воды. Установить вентилем расход воды $g_1=0,015-0,020$ л/с.
7. Переключателями SA14 (PH1) и SA15 (PH2) установить требуемую мощность электронагревателя (по указанию преподавателя). Регулятор SA15 (PH2) обеспечивает более плавную настройку мощности.
8. Дождаться наступления стационарного режима дачи (значения температур и плотности теплового потока перестанут изменяться) и зафиксировать показания приборов.
9. Повторить измерения при других значениях мощности электронагревателя.

Порядок расчета

Поскольку противоположные основания пластины находятся при разных температурах, примем за температуру пластины их среднее значение:

$$T_{пл} = 0,5(T_1 + T_2) \quad (1)$$

Результаты экспериментальных измерений и расчетов среднего значения температуры пластины $T_{пл}$ по формуле (1); коэффициента теплопроводности λ по формуле (П.4) Приложения; погрешности косвенных измерений $\Delta\lambda$ по формуле (2) заносятся в Таблицу 1.

Данные прямых измерений и результатов расчета

Параметры	H_{cp}	T_1	T_2	q	$T_{пл}$	λ	$\Delta\lambda$
Единица измерения	м	°С	°С	Вт/м ²	°С	Вт/м·град	Вт/м·град
1							
2							
3							

Расчет погрешности косвенных измерений проводится по формуле

$$\Delta\lambda = \sqrt{\left(\frac{H}{T_1 - T_2} \Delta q\right)^2 + \left(\frac{q}{T_1 - T_2} \Delta H\right)^2 + \left(-\frac{qH}{(T_1 - T_2)^2} \Delta T_1\right)^2 + \left(\frac{qH}{(T_1 - T_2)^2} \Delta T_2\right)^2} \quad (2)$$

Абсолютная погрешность измерения температур $\Delta T_{1,2} = \pm 0,5$ С°, плотности теплового потока $\Delta q = \pm 1$ Вт/м², толщины пластины $\Delta H = \pm 0.05$ мм.

В заключение проводится сравнение опытных результатов со справочными данными, и объясняются причины полученных расхождений. Приводится зависимость коэффициента теплопроводности от температуры в табличной и графической форме. По указанию преподавателя дается аналитический вид этой зависимости, полученный доступным способом.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Самопроизвольный необратимый процесс передачи теплоты в пространстве с неоднородным распределением температуры называется теплообменом или теплопередачей. Перенос теплоты представляет собой процесс обмена внутренней энергией между рассматриваемыми элементами среды или системами тел при наличии разности температур между ними.

Передача теплоты осуществляется в трех основных формах: теплопроводность, конвективный теплообмен и лучистый теплообмен.

Теплопроводность – процесс передачи теплоты при непосредственном соприкосновении различных тел или отдельных частиц тела, имеющих разные температуры.

Конвекция – процесс передачи теплоты при перемещении объемов жидкости или газа в пространстве из области с одной температурой в область с другой. При этом перенос энергии неразрывно связан с перемещением самой среды.

Тепловое излучение – это процесс передачи энергии путем электромагнитных волн.

Объектом изучения в данной работе является **теплопроводность**, механизм которой заключается в обмене энергией между микрочастицами в

сплошной среде. В металлах перенос теплоты осуществляется путем движения (диффузии) свободных электронов и в незначительной степени за счет упругих колебаний кристаллической решетки. В жидкостях и в твердых телах, являющихся диэлектриками, теплопроводность осуществляется путем непосредственной передачи теплового движения молекул и атомов соседним частицам вещества. В газах перенос теплоты теплопроводностью происходит вследствие обмена энергией при соударении молекул, имеющих различную скорость теплового движения (путем диффузии молекул и атомов). В любом из этих случаев необходимым условием для возникновения теплопроводности является наличие отличной от нуля разности температур между телами или различными точками сплошной среды.

Перенос теплоты, происходящий равномерно во времени называют стационарным. Явление теплопроводности в стационарном режиме описывается законом Фурье, который устанавливает, что количество теплоты Q_t передаваемое за время t через некоторую поверхность расположенную перпендикулярно градиенту температуры и имеющую площадь S , пропорционально произведению этих трех параметров:

$$Q_t = -\lambda S t \text{grad}T, \quad \text{П.1}$$

Где T – абсолютная температура, λ – коэффициент теплопроводности. Он характеризует способность вещества передавать теплоту и имеет следующий физический смысл: λ – это количество теплоты, переданное в единицу времени через единицу площади изотермической поверхности при единичном значении температурного градиента. Знак минус показывает, что векторы теплового потока (плотности теплового потока) и градиента температуры направлены в противоположные стороны. Вектор градиента температуры направлен в сторону увеличения температуры, а перенос теплоты происходит в направлении ее уменьшения.

Введем понятия теплового потока $Q=Q_t/t$ и плотности теплового потока $q=Q/S$. Ограничимся одномерным случаем, когда температура изменяется вдоль только одной координаты, например x . Тогда $\text{grad}T = \frac{\partial T}{\partial x}$ и закон Фурье примет вид:

$$q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x}. \quad \text{П.2}$$

Значения коэффициента теплопроводности веществ, λ , находятся в пределах от тысячных долей до нескольких сотен Вт/(м·К). Оно определяется составом вещества, его и агрегатным состоянием, степенью однородности. Коэффициент теплопроводности также является функцией температуры,

например, с увеличением температуры для чистых металлов наблюдается уменьшение численного значения λ , а для сплавов – его увеличение.

Уравнение П.2 содержит два параметра, поддающиеся непосредственному измерению различными способами: q и $\partial T/\partial x$. Это позволяет определить и значение λ для конкретных образцов и веществ:

$$\lambda = \frac{q}{\partial T/\partial x} . \quad \text{П.3}$$

Данное уравнение явилось основой для разработки метода определения коэффициента теплопроводности, который называется методом бесконечной тонкой пластины (или просто методом пластины). Его сущность заключается в следующем. Опытный образец выполняется в виде пластины, толщина которой много меньше образующих ее сторон (или диаметра в случае диска). К одной из поверхностей образца от нагревателя подводится некоторое количество теплоты, а с противоположной стороны тепло отводится к холодильнику. Нагреватель и холодильник должны быть отрегулированы так, что бы обе поверхности образца находились при неизменяющихся во времени температурах. Это обеспечивает стационарность процессу теплопередачи. Значительные линейные размеры образца обеспечивают: а) однородность температурного поля на плоских основаниях образца в областях, близких к центру симметрии; б) возможность пренебрежения тепловыми потерями через боковые поверхности образца.

Поскольку пластина является тонкой, то вдали от ее краев температурный градиент между поверхностями может рассматриваться как линейная функция (рис. 4).

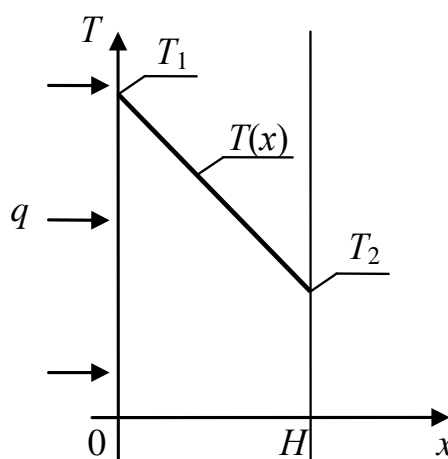


Рис. 4. — Температурный градиент между поверхностями

Тогда

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{T_1 - T_2}{H}$$

где T_1, T_2 – температуры на плоских основаниях образца в градусах Цельсия; H – толщина пластины.

Таким образом, получаем:

$$\lambda = \frac{qH_{cp}}{T_1 - T_2}, \quad (\text{П.4})$$

где H_{cp} - усредненная толщина пластины.

Уравнение П. 4 показывает, что определение коэффициента теплопроводности может быть результатом косвенных измерений, если прямыми измерениями получены значения температур на плоских основаниях образца, его толщины и плотности теплового потока через образец в направлении, указанном на рис. 4.

Контрольные вопросы

1. Формы передачи теплоты.
2. Теплопроводность. Закон Фурье.
3. Температурный градиент плоской пластины.
4. Приведите функциональную схему модуля для определения теплоемкости.
5. Получите формулу для расчета коэффициента теплопроводности на основе закона Фурье.

Лабораторная работа ТМО-2. Определение коэффициента теплопроводности сыпучих тел

Цель работы: ознакомление с методами экспериментального определения коэффициента теплопроводности, получение и анализ практических результатов

Приборы и материалы: Лабораторная установка по изучению стационарного абсолютного метода шара для определения коэффициента теплопроводности сыпучего материала

Описание экспериментальной установки

Лабораторная установка состоит из двух тонкостенных шаров, между которыми плотно засыпан исследуемый сыпучий материал (Рис.1).

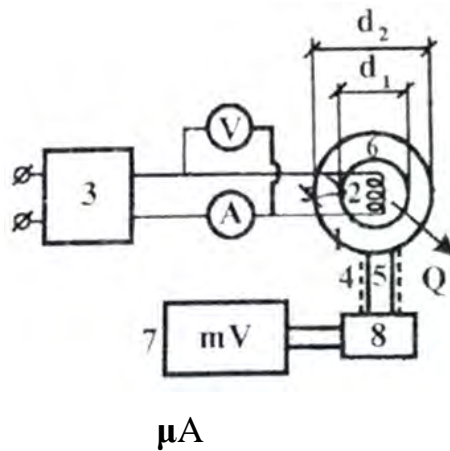


Рис. 1. – Схема экспериментальной установки

Во внутреннем шаре 1 расположен электрический нагреватель 2 , потребляемая мощность подсчитывается по показаниям вольтметра и амперметра автотрансформатора 3 . Изменение мощности производится с помощью автотрансформатора. Для измерения температуры поверхности шаров служат две хромель-алюмелевые термопары 4 и 5 . При плотной засыпке сыпучего материала (песка) 6 можно считать, что температура его слоя, непосредственно прилегающего к поверхности металлической стенки шаров, равна температуре этой стенки. Э.д.с. термопар измеряется микроамперметром 7 с переключателем 8 (находится на лицевой панели микроамперметра 7 , необходимое положение – «шкала $0-100$ »).

Проведение измерений и расчетов

1. С помощью автотрансформатора задайте по указанию преподавателя значение напряжения U и силу тока I протекающего через спираль электрического нагревателя.
2. Через каждые 15-20 мин, по мере наступления стационарного теплового режима (когда показания микроамперметра станут неизменными) запишите показания всех измерительных приборов.
3. По зависимости э.д.с. = $f(t)$ (т.е. по прилагаемому градуировочному графику) определите искомые температуры t_1 и t_2 (к которым следует прибавить температуру в помещении).
4. Рассчитайте тепловой поток Q по расходу электроэнергии, измеренному вольтметром и амперметром автотрансформатора: $Q = UI$, Вт.
5. Рассчитайте коэффициент теплопроводности исследуемого материала по формуле:

$$\lambda = \frac{Q \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)}{4\pi(t_1 - t_2)},$$

где r_1 и r_2 – радиусы внутренней и внешней сфер соответственно, м; t_1 и t_2 – температура поверхностей внутреннего и внешнего шаров соответственно, °С.

Результаты опытных и расчетных данных занесите в Таблицу 1.

Таблица 1.

Результаты опытных и расчетных данных

Номер опыта	Сила тока I , А	Напряжение U , В	Температура сфер		λ , Вт/(м·К)
			t_1 , °С	t_2 , °С	
1					
2					
3					
...					

В выводах сделайте заключение о зависимости коэффициента теплопроводности исследуемого материала от температуры. (Указание. Полученное значение коэффициента теплопроводности следует относить к средней температуре исследуемого материала).

ПРИЛОЖЕНИЕ

Теплопроводность – распространение тепла путём непосредственного контакта неподвижных частиц, имеющих различные температуры. Дифференциальное уравнение трёхмерного нестационарного температурного поля (без источников и поглотителей тепла в теле), то есть изменение температуры в пространстве и времени имеет вид:

$$\frac{dT}{d\tau} = a \left(\frac{d^2T}{dx^2} + \frac{d^2T}{dy^2} + \frac{d^2T}{dz^2} \right) = a \nabla^2 T,$$

где T – температура, t – текущее время, x, y, z – координаты данной точки.

Временные и пространственные функции здесь связаны множителем a , который называется коэффициентом температуропроводности:

$$a = \lambda / c\rho,$$

где λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); ρ – плотность вещества, кг/м³; c – удельная теплоемкость вещества, Дж/(кг·К).

Приведённое выше обобщённое дифференциальное уравнение теплопроводности решается заданием краевых, начальных и граничных условий.

Для одномерного стационарного (не изменяющегося во времени) температурного поля решение выполняется закон Фурье:

$$q = -\lambda \text{grad}T ,$$

где q – удельный тепловой поток, т.е. общий тепловой поток Q , отнесенный к единице площади сечения F , через которое проходит тепло ($q = Q/F$).

Знание λ необходимо для определения тепловых потоков через тела (тепловые потери через строительные конструкции, нагрев и охлаждение деталей при термической и механической обработке, вычисление температур в грунте, в стене и т.д.). Аналитически λ можно вычислить только для простейших случаев с рядом допущений. Поэтому λ в основном определяется экспериментально, составляются таблицы теплофизических свойств материалов, которыми пользуются конструкторы и исследователи. Экспериментальные методы определения теплопроводности разделяются на стационарные и нестационарные. Стационарные методы основаны на законе Фурье:

$$\lambda = \frac{Q}{(t_1 - t_2)K^\Phi} ,$$

где t_1 и t_2 – температуры точек, через который идет тепловой поток Q ; K^Φ – коэффициент формы для плоского, цилиндрического и шарового слоя соответственно:

$$K_{\text{п}}^\Phi = F / \delta ; K_{\text{ц}}^\Phi = 2\pi l / \ln(d_2 / d_1) ; K_{\text{ш}}^\Phi = 2\pi / (1/d_1 - 1/d_2) ;$$

где F – площадь поверхности плоского слоя, перпендикулярного к Q ; δ – его толщина; l – длина цилиндра; d_1 и d_2 – внутренний и наружный диаметр цилиндрического и сферического слоя.

Общий принцип стационарных методов сводится к измерению Q и перепада температур в слое. Известны следующие варианты этих методов: 1) метод плоского слоя (исследуемое вещество находится между параллельными слоями, температура которых измеряется); 2) метод шара (шаровой слой, неучтенные тепловые потоки в этом случае сведены к минимуму); 3) метод коаксиальных цилиндров (слой между цилиндрами, во внутреннем слое – нагреватель); 4) метод нагретой нити (нить в цилиндре служит нагревателем и термометром сопротивления для определения внутренней температуры).

Тепловые потоки, как правило, создаются электрическими нагревателями и поэтому легко определяются.

Нестационарные методы основаны на теории теплопроводности при нестационарном тепловом потоке: 1) метод регулярного теплового режима (предварительно нагретый слой охлаждается с одной стороны, измеряются избыточные температуры на ограничивающих поверхностях в данный момент времени, далее измеряется темп охлаждения и рассчитывается коэффициент теплопроводности) 2) метод слоя в монотонном режиме; 3) нестационарный

метод нагретой нити; 4) метод периодического нагрева; 5) метод ударной волны (для газов при высокой температуре). Эти методы обладают рядом достоинств (не нужно измерять тепловые потоки, уменьшение длительности эксперимента, снижение требований к тепловой защите) и недостатков (сложность расчетов, оценки соответствия действительных граничных условий с расчетными).

На практике чаще используются стационарные методы, которые могут быть абсолютными (определение всех величин непосредственным измерением) и относительными (сравнение с эталоном). Последние методы предпочтительнее, т.к. непосредственное измерение дает больше погрешностей.

В данной работе используется стационарный абсолютный метод шара для определения коэффициента теплопроводности сыпучего материала (кварцевый песок).

Контрольные вопросы

1. Что такое теплопроводность? Напишите и поясните уравнение Фурье.
2. Дайте определение коэффициента теплопроводности.
3. Перечислите основные способы определения коэффициента теплопроводности.
4. Как изменится коэффициент теплопроводности исследуемого материала с увеличением его влагосодержания и плотности?

Лабораторная работа ТМО-3. Исследование нестационарной теплопроводности металлов

Цель работы: Экспериментально исследовать явление нестационарной теплопроводности металлов и определение коэффициента теплопроводности металлов.

Приборы и принадлежности: установка для исследования нестационарной теплопроводности металлов.

Описание экспериментальной установки

В работе исследуется явление нестационарной теплопроводности в горизонтально расположенном металлическом стержне, находящемся в теплоизолирующей коробке (рис. 1). Коробка **1** фиксируется на платформе **2** основания **3** с помощью двух прижимных винтов. Один конец стержня приводится в тепловой контакт с нагревателем, находящимся в теплоизолирующем корпусе **4**, изготовленном из фторопласта. Нагреватель может отодвигаться от стержня с помощью рычага **5**. Другой конец стержня закреплен в металлическом радиаторе **6**, который обеспечивает эффективный отвод тепла от стержня и который, в свою очередь, может охлаждаться вентилятором **7**.



Рис. 1. – Измерительный блок установки



Рис. 2. – Блок обработки информации

Результаты измерений поступают в блок обработки информации, соединенный с измерительным блоком с помощью кабеля (рис. 2). На передней панели блока обработки информации размещены графический дисплей 8, клавиатура управления 9 и цифровой дисплей 10. На задней панели блока расположен выключатель.

По всей длине стержня на расстоянии $\Delta x = 4$ см друг от друга расположено семь термодатчиков, позволяющих измерять температуру в различных его сечениях (рис. 3).

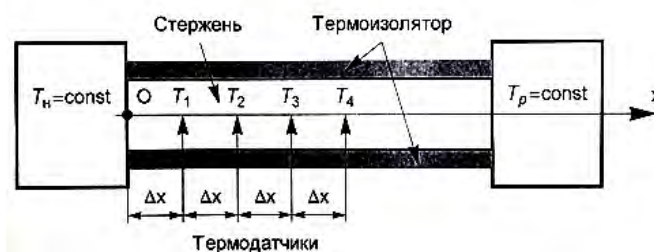


Рис. 3. – Схема измерений

◀▶ 1	← →	◀▶ 20
t_m	Пуск	Δt
≈	▲T▼	M
Печать	Сброс	Ввод

Рис. 4. – Конфигурация клавиатуры управления

Кнопкой «▲T▼» на клавиатуре управления (рис. 4) задается значение температуры нагревателя (от 50 °С до 80 °С). После нажатия (в течение 2 с) кнопки «Ввод» нагреватель автоматически отводится от стержня (если до этого он находился в контакте со стержнем) и подключается к источнику электрического тока. На цифровом дисплее **10** через каждые 2 с выводится величина мощности электрического тока, пропускаемого через нагреватель.

Когда температура нагревателя достигает заданной величины, он автоматически в периодическом режиме приводится в контакт со стержнем и отводится от стержня через интервалы времени, предварительно заданные кнопкой « t_m ». Установка запоминает значения температуры, регистрируемые всеми термодатчиками через интервалы времени, предварительно заданные кнопкой « Δt ».

На графическом дисплее **8** отображаются зависимости температуры от времени, регистрируемые семью термодатчиками, впаянными в стержень, а также численные значения температуры нагревателя $T_n = T_{htg}$ (T_{htg} – индицируется на графическом дисплее) и температуры в различных сечениях стержня ($T_1 - T_7$) для конкретного момента времени, определяемого положением вертикальной курсорной линии (в дальнейшем – «курсора»).

По завершении нагрева кнопками «◀1▶» и «◀20▶» курсор перемещается вдоль горизонтальной оси на 1 или 20 делений. Направление перемещения курсора задается кнопкой «←|→».

Кнопка «Сброс» возвращает установку в начальное состояние (удерживать нажатой в течение 2 с).

При подключенном принтере кнопка «Печать» позволяет распечатать графики, выведенные на экран. Кнопка «Пуск» используется в случае необходимости проведения измерений в ручном режиме работы установки. При необходимости проведения повторного эксперимента с данным стержнем его следует охладить в течение нескольких минут с помощью вентилятора **7**, приводимого в действие кнопкой «≈≈».

Порядок проведения эксперимента

1. Установите коробку со стальным стержнем и зафиксируйте ее на платформе **2** двумя прижимными винтами. Соедините кабелем разъемы на коробке **1** и основанием **3**.

2. Включите установку с помощью выключателя, расположенного на задней панели блока обработки информации. Верхняя строка графического дисплея **8** должна выглядеть следующим образом:

$T_{htg} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_m = 0 \text{ min}$ $T(n) = 2 \text{ sec}$ Mode: HAND

На цифровом дисплее **10** высвечивается надпись «Готов к работе».

3. С помощью клавиатуры управления задайте последовательным нажатием кнопок следующее:

- Кнопкой «**▲T▼**» – температуру нагревателя равной $T_{\text{htg}} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- Кнопкой «**t_m**» – время, соответствующее половине периода колебаний температуры, т. е. время нагревания $T_m = 10\text{ min}$;
- Кнопкой «**Δt**» – временной интервал между двумя последовательными измерениями температуры $T(n) = 2\text{ sec}$ (при включении установки выставляется автоматически).

Верхняя строка графического дисплея теперь должна выглядеть следующим образом:

$T_{\text{htg}} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ $T_m = 10\text{ min}$ $T(n) = 2\text{ sec}$ Mode: AUTO

4. Нажать и удерживать в течение 2 с кнопку «**Ввод**», затем отпустить ее. На цифровом дисплее появится надпись «**Нагрев ↑**». По истечении примерно 5 мин температура нагревателя T_{htg} , отображаемая на графическом дисплее, достигает заданной величины. После этого начинается процесс измерения температуры всеми термодатчиками (длится 10 мин. 40 с), в начале и, по завершении которого, установка издает звуковой сигнал. После завершения процесса нагрева на цифровом дисплее появится надпись: «**Позиция=1**», а на графическом дисплее – кривые, изображающие температуры $T_1 - T_7$ как функции времени нагрева τ .

5. Перемещая курсор кнопками «**◀1▶**» и «**←|→**» (или «**◀20▶**» и «**←|→**») найти и записать в таблицу 1 значения температур T_1 и T_2 в моменты времени от $\tau = 1$ до $\tau = 10$ мин (рекомендуется начинать измерения не ранее, чем через $\tau = 3$ мин после приведения стержня в контакт с нагревателем). Рассчитать значения переменной $1/\sqrt{\tau}$ и занести их в таблицу 1.

Таблица 1 – Данные прямых измерений и результатов расчета

τ , мин	$T_1, ^{\circ}\text{C}$	$T_2, ^{\circ}\text{C}$	y_1	y_2	ξ_1	ξ_2	$\Delta\xi$	$\frac{1}{\sqrt{\tau}}, \text{мин}^{-1/2}$
4								
5								
6								
...								

6. Выполнить п. 2 – 4 для двух других стержней: бронзового (желтовато-коричневого цвета) и медного (красновато-коричневого цвета). Для этого сначала необходимо нажать на 2 с кнопку «**Сброс**» и произвести смену стержня. Для смены стержня (точнее, коробки со стержнем) необходимо осуществить следующую последовательность действий. Если нагреватель приведен в контакт со стержнем, то нажатием (в течение 2 с) кнопки «**М**» следует отвести его в сторону. Отсоединить кабель от коробки 1. Ослабить крепление коробки 1 на платформе 2, вывинтив прижимные винты. Придерживая одной рукой основание 3, второй рукой осторожно тянуть

коробку 1 со стержнем вверх до момента ее освобождения, избегая при этом нажима на корпус вентилятора 7. Установить коробку со стержнем, изготовленным из другого материала, и зафиксировать ее на платформе 2. **Внимание!!!** Не производить замену стержня при выключенной установке, т.к. при этом его заостренный конец царапает поверхность нагревателя.

7. Выключить установку.

Порядок расчета

1. Для каждого значения температур T_1 и T_2 вычислить величины

$$y_1 = \frac{T_n - T_1}{T_n - T_p},$$

$$y_2 = \frac{T_n - T_2}{T_n - T_p},$$

где T_n – температура нагревателя ($T_n = T_{\text{htg}} = 60^\circ\text{C}$), T_p – температура радиатора (принять равной комнатной температуре).

2. Для каждого значения величин y_1 и y_2 определить соответствующие значения переменных ξ_1 и ξ_2 используя график зависимости функции $y = \Phi(\xi)$ (см. рис. 5 Приложения).

3. Для каждой пары величин ξ_1 и ξ_2 вычислить разность $\Delta\xi = \xi_2 - \xi_1$. Полученные значения переменных ξ_1 , ξ_2 и их разности $\Delta\xi$ занести в таблицу 1.

4. Нанести найденные точки на координатную плоскость $\Delta\xi(1/\sqrt{\tau})$ и провести через них прямую; по полученному графику определить тангенс k угла наклона прямой к оси $1/\sqrt{\tau}$.

5. Вычислить коэффициент температуропроводности стержня по формуле $a = \frac{0.0001}{15k^2}$.

6. Вычислить коэффициент теплопроводности стержня, λ , по формуле $\lambda = a\rho c_{\text{вд}}$, где ρ и $c_{\text{вд}}$ – удельная теплоемкость и плотность исследуемых в работе материалов соответственно (таблица 2).

7. Сравнить полученные для различных материалов значения теплопроводности λ между собой, а также с табличными данными. Сделать вывод о полученных результатах.

Таблица 2. Плотность ρ и удельная теплоемкость $c_{\text{вд}}$ исследуемых в работе материалов (при 20°C)

Материал	$\rho \cdot 10^{-3}$, кг/м ³	$c_{\text{уд}} \cdot 10^{-3}$, Дж/(кг·К)
Сталь	7.7	0.46
Бронза	8.6	0.45

Медь	8.9	0.39
------	-----	------

Контрольные вопросы:

1. Виды теплопередачи.
2. Какое явление называют теплопроводностью? Какой закон описывает это явление?
3. Расскажите о механизме теплопроводности в металлах.
4. Каковы отличия режимов стационарной и нестационарной теплопроводности?

ПРИЛОЖЕНИЕ

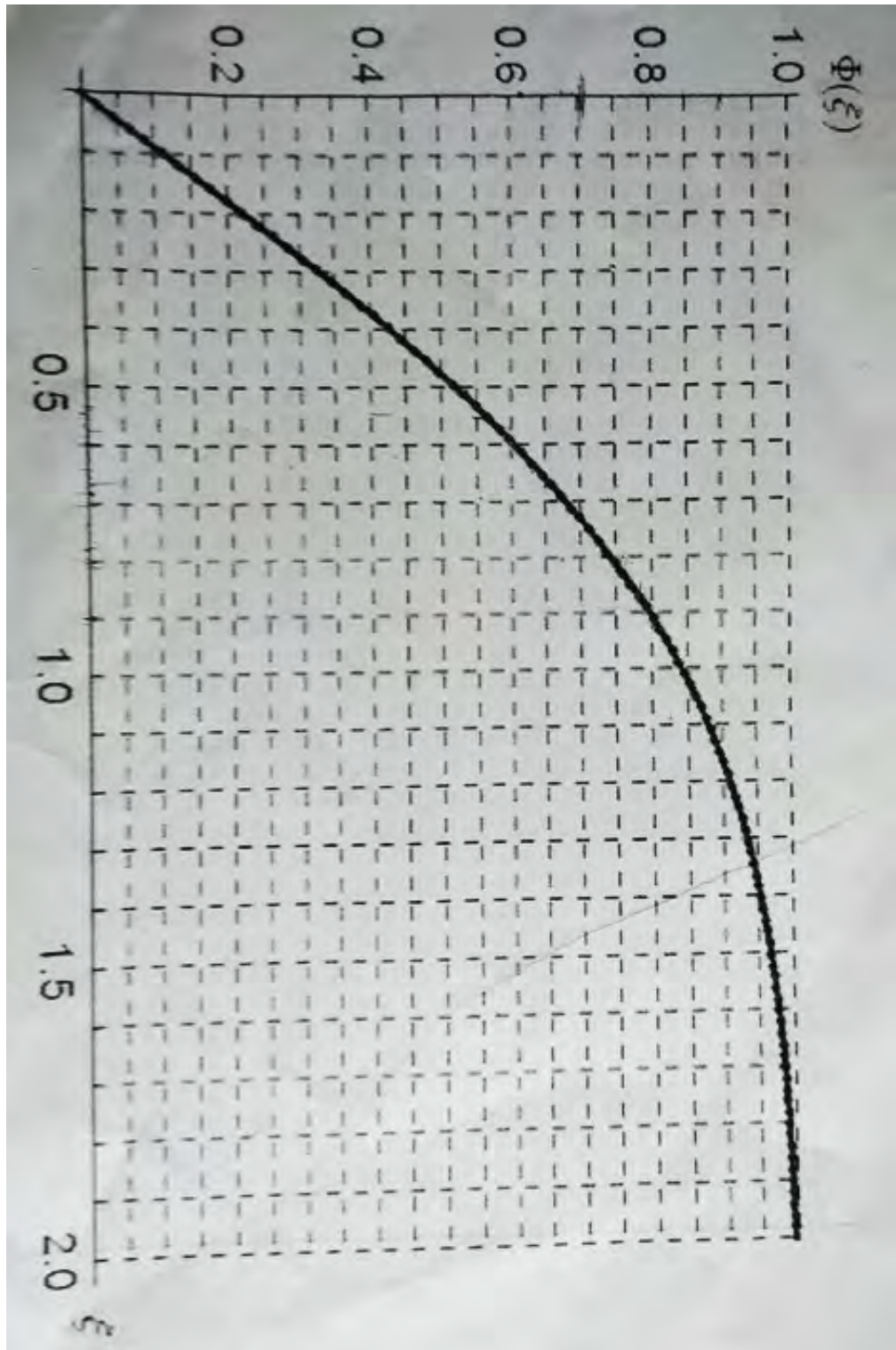


Рисунок 5 – График функции $y = \Phi(\xi)$

Лабораторная работа ТМО-4. Исследование теплопередачи при естественной конвекции воздуха около горизонтального цилиндра

Цель работы:

Изучение закономерностей свободной конвективной теплоотдачи от горизонтального цилиндра к воздуху в неограниченном пространстве с применением теории подобия; определение коэффициента конвективной теплоотдачи опытным и расчетным путем.

Приборы и принадлежности: Стенд НТЦ-22.05.1 «Теплотехника и термодинамика» со съемным модулем НТЦ-22.05.1/3 «Исследование теплопередачи при естественной конвекции воздуха около горизонтального цилиндра»

Описание экспериментальной установки

Эксперимент проводится на лабораторном стенде, с использованием модуля, фотография которого приведена на Рисунке 1 и схематично изображенного на Рисунке 2.



Рис. 1. — Модуль НТЦ-22.05.1/3 «Исследование теплопередачи при естественной конвекции воздуха около горизонтального цилиндра»

Модуль представляет собой отрезок стальной трубы длиной $l = 475$ мм наружного диаметра $d = 34$ мм. Снаружи поверхность трубы покрыта тонким слоем никеля. Ее площадь рассчитывается по формуле $F = \pi dl$. $F = 0,051$ м².

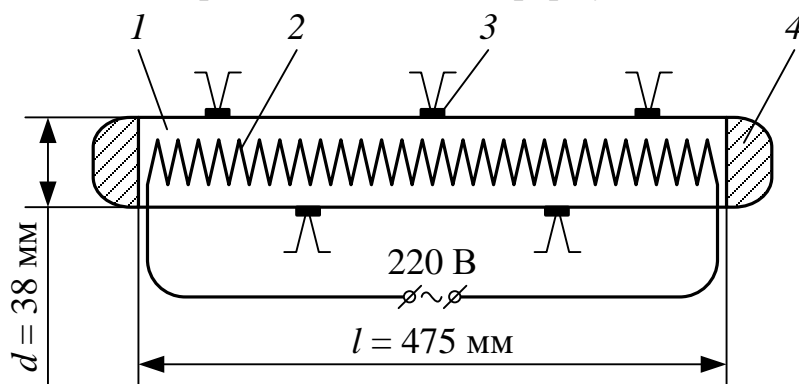


Рис. 2. — Схематический чертеж экспериментального модуля

Внутри трубы 1 помещен электрический нагреватель 2, питаемый переменным током, мощность которого регулируется. Торцевые сечения трубы заделаны текстолитовыми дисками 4, предотвращающими осевые утечки тепла. На поверхности опытной трубы установлено пять термопреобразователей 3, из которых три преобразователя равномерно размещены по длине вдоль образующей трубы, а два оставшихся расположены на диаметрально противоположной образующей. Это позволяет измерить среднюю температуру внешней поверхности трубы.

Сигналы датчиков регистрируются приборами лабораторного стенда, которые показывают локальные температуры поверхности цилиндра; температуру окружающего воздуха и тепловой поток (подведенную электрическую мощность). Конфигурация индикаторов, используемых в данной работе, изображена на Рисунке 3.

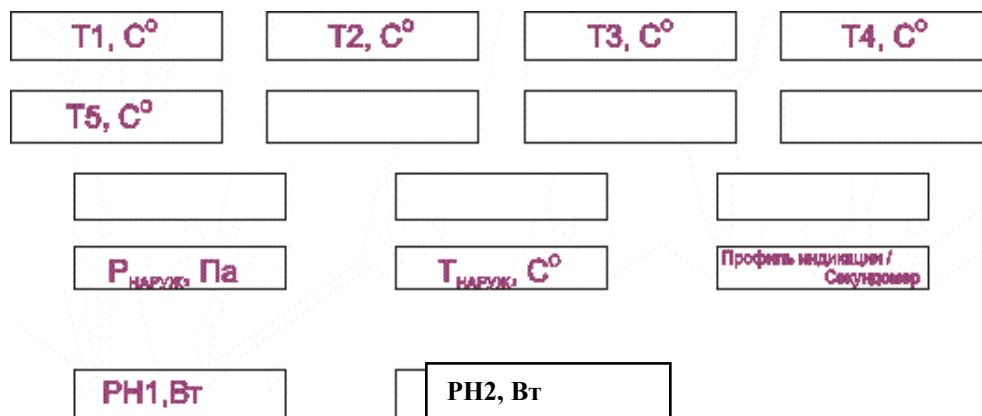


Рис. 3. — Конфигурация активных индикаторов приборной панели

Сразу после включения нагревателя происходят процессы нагрева цилиндра и теплообмена с окружающей средой. Спустя некоторый промежуток времени после начала нагревания цилиндра температура его поверхности перестанет изменяться – наступит стационарный режим. Все подводимое к цилиндру тепло будет передаваться воздуху путем конвекции и лучеиспускания. Именно этими двумя процессами при заданной мощности нагрева и будет определяться температура поверхности цилиндра. Знание значений температур среды и поверхности цилиндра, а также мощности нагревателя позволит провести анализ процесса теплообмена с использованием приведенных в Приложении соотношений.

Порядок проведения эксперимента

1. Установить Модуль НТЦ-22.05.1/3 «Исследование теплопередачи при естественной конвекции воздуха около горизонтального цилиндра» (рисунок 1) на перфорированную панель и закрепить поворотом крепежных

- рукояток во встречном направлении на четверть оборота. Подключить кабель модуля к разъему X10 на панели стенда;
- Убедиться в том, что переключатели установлены в положения: SA1 – «выкл», SA2 (Насос-1) – «выкл», SA3 – «нижнее», SA4 (Насос-2) – «выкл», SA5 – «выкл», SA6 – «выкл», SA14 – min, SA15 – min, SA16 – min;
 - Включить автоматические выключатели QF1 и QF2 на панели стенда. Установить профиль индикации «L 2». Конфигурация отображаемых на индикаторах параметров изображена на рисунке 3;
 - По указанию преподавателя регуляторами SA14 (PH1) и SA15 (PH2) установить требуемую мощность электронагревателя Q ; (регулятор SA15 (PH2) обеспечивает более плавную настройку мощности электронагревателя Q);
 - Наблюдать за значениями температур t_1, t_2, t_3, t_4 и $t_5, ^\circ\text{C}$ (по показаниям датчиков T1-T5, соответственно) и по достижению их неизменности во времени (приблизительно 15 мин) считать, что наступил стационарный тепловой режим. Занести в Таблицу 1 стационарные значения локальных температур и температуры воздуха в градусах Цельсия и в Кельвинах, а также теплового потока Q (сумма показаний регулятора PH1 и регулятора PH2);
 - По завершении опыта регуляторами мощности SA14 (PH1) и SA15 (PH2) установить увеличенное значение Q и повторить опыт несколько раз по указанию преподавателя;
 - После выполнения работы регуляторами SA14 (PH1) и SA15 (PH2) установить мощность электронагревателя на нулевое значение;
 - Выключить автоматические выключатели QF1 и QF2 на панели стенда.

Таблица 1

Результаты прямых измерений

Номер опыта	Тепловой поток, Q , (Вт)	Температура воздуха t_∞ , ($^\circ\text{C}/\text{K}$)	Температура поверхности стенки трубы в локальных точках, ($^\circ\text{C}, \text{K}$)					Средняя температура поверхности стенки трубы t_0 , ($^\circ\text{C}/\text{K}$) $t_0 = \frac{(t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5)}{5}$
			t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	
I								
II								
III								

Порядок расчета

1. Определить значение коэффициента теплоотдачи α первым способом на основе закона Ньютона-Рихмана, воспользовавшись

соотношениями (П.7)–(П.9) для каждого значения мощности нагревателя. Принять, что для никелированной трубы коэффициент черноты равен $\varepsilon=0.11$.

2. Провести расчеты значения коэффициента теплоотдачи α вторым способом для каждого значения мощности нагревателя Q на основе соотношений метода подобия. Для этого в каждом случае:

- определить число Грасгофа $Gr = (\beta g l \Delta t) / \nu^2$, где l – определяющий размер, (в данном случае – диаметр цилиндра, d); $\Delta t = t_0 - t_\infty$ – разность между средней температурой поверхности цилиндра и воздуха. Теплофизические свойства сухого воздуха приведены в Таблице 2. Их следует выбирать для определяющей температуры равной среднему арифметическому между средней температурой поверхности цилиндра и температурой воздуха: $t_m = (t_0 + t_\infty) / 2$;
- принять значение числа Прандтля $Pr=0.71$, как одно из табличных значений теплофизических свойств сухого воздуха, поскольку оно определяется только через теплофизические константы;

Таблица 2

Теплофизические свойства сухого воздуха

$t_m, ^\circ\text{C}$	Коэффициент теплопроводности $\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	Кинематический коэффициент вязкости $\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Коэффициент объемного расширения $\beta \cdot 10^3$, К ⁻¹	Pr
10	2,51	14,66	3,53	0,71
20	2,58	15,61	3,42	0,71
30	2,65	16,58	3,30	0,71
40	2,72	17,57	3,29	0,71
50	2,79	18,58	3,17	0,71
60	2,86	19,60	3,06	0,71
70	2,92	20,65	2,94	0,71
80	2,99	21,74	2,83	0,71
90	3,08	22,82	2,72	0,71
100	3,12	23,91	2,67	0,71
120	3,24	26,21	2,58	0,71

- определить значение комплекса $Ra=GrPr$, после чего из Таблицы 3 найти значения коэффициентов C и n в расчетном уравнении $Nu=C(GrPr)^n$ для горизонтальной гладкой трубы;

Таблица 3

Значения коэффициента C и показателя степени n в уравнении $Nu=C(GrPr)^n$

Значение комплекса	C	n
$Ra=Gr \cdot Pr \leq 5 \cdot 10^2$	1,18	1/8
$5 \cdot 10^2 < Ra=Gr \cdot Pr \leq 2 \cdot 10^7$	0,54	1/4
$Ra=Gr \cdot Pr > 2 \cdot 10^7$	0,135	1/3

- определить значение числа Нуссельта по формуле $Nu=C(GrPr)^n$;
- используя определение числа Нуссельта $Nu = \alpha l / \lambda$ и полученное его численное значение, рассчитать значение коэффициента теплоотдачи α . Учесть, что в случае горизонтальной трубы $l = d$.

3. Сравнить значения коэффициентов теплоотдачи, полученные на основе закона Ньютона-Рихмана и метода подобия.

В выводах работы сделать заключение об источнике погрешностей и преобладающем механизме теплопереноса (конвективном или лучистом) в рассматриваемой системе.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Самопроизвольный необратимый процесс передачи теплоты в пространстве с неоднородным распределением температуры называется теплообменом или теплопередачей. Перенос теплоты представляет собой процесс обмена внутренней энергией между рассматриваемыми элементами среды или системами тел при наличии разности температур между ними.

Передача теплоты осуществляется в трех основных формах: теплопроводность, конвективный теплообмен и лучистый теплообмен.

Теплопроводность – процесс передачи теплоты при непосредственном соприкосновении различных тел или отдельных частиц тела, имеющих разные температуры.

Конвекция – процесс передачи теплоты при перемещении объемов жидкости или газа в пространстве из области с одной температурой в область с другой. При этом перенос энергии неразрывно связан с перемещением самой среды.

Тепловое излучение – это процесс передачи энергии путем испускания электромагнитных волн.

Тепловые процессы между телами в различных агрегатных состояниях содержат и различные формы обмена теплом. В частности, процесс теплопередачи между жидкостью или газом и поверхностью твёрдого тела при их соприкосновении называется конвективным теплообменом. Этот процесс осуществляется одновременно действием теплопроводности и конвекции.

Различают две разновидности конвективной передачи теплоты – естественную (или свободную) и вынужденную конвекцию. **Объектом изучения в данной работе является свободная конвекция**, которая вызвана только различием в плотностях нагретых и охлаждённых частей жидкости или газа в отсутствие любых внешних причин.

Процесс конвективного теплообмена между поверхностью тела и средой описывается законом Ньютона-Рихмана, который устанавливает, что количество теплоты Q , передаваемое конвективным теплообменом в единицу времени прямо пропорционально площади поверхности твердого тела и разности температур его поверхности и окружающей среды t_0-t_∞ :

$$Q = \alpha(t_0-t_\infty)F, \quad (\text{П.1})$$

или, используя понятие плотности теплового потока ($q = Q/F$),

$$q = \alpha(t_0-t_\infty), \quad (\text{П.2})$$

где: α - коэффициент теплоотдачи [$\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$], характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой. Он учитывает все факторы, которые влияют на процесс конвективного теплообмена. Среди них:

- w – скорость среды (жидкость, газ); режим движения среды (ламинарный, турбулентный);
- Φ – форма тела (плоская, цилиндрическая), l – размеры и положение его поверхности (горизонтальная, вертикальная);
- $\theta = (t_0-t_\infty)$ – температурный напор;
- физические свойства жидкостей или газов: коэффициент теплопроводности (λ), изобарная удельная теплоемкость среды (c_p), плотность (ρ), коэффициент температуропроводности ($a=\lambda/c_p\rho$), коэффициент динамической вязкости (μ) или кинематической вязкости ($\nu=\mu/\rho$), температурный коэффициент объемного расширения ($\beta=1/T$), T – абсолютная температура

Следовательно, коэффициент теплоотдачи является функцией этих и других параметров.

$$\alpha=f_1(\Phi; l; w; \theta; \lambda; a; c_p; \rho; \nu; \beta) \quad (\text{П.3})$$

Она имеет очень сложный вид и для её определения невозможно дать общую формулу. Это значит, что каждый конкретный случай должен служить самостоятельным объектом изучения, иногда только экспериментальным методом. Наиболее простым для исследования является случай симметричных тел, в частности в форме цилиндра.

Для аналитического метода исследования конвективного теплообмена нужно решить систему дифференциальных уравнений, состоящей из уравнения энергии (закон сохранения энергии), уравнения движения (импульса), уравнения неразрывности (закон сохранения массы), уравнение теплообмена (условие теплообмена на границе твердого тела и среды). Их решение сложная и трудоемкая задача, требующая разработки специальных методов. В частности,

метод подобия позволил представить решение уравнения (3) в так называемой критериальной форме, то есть в выражении функциональной зависимости друг от друга нескольких критериев:

$$\text{Nu}=f_2(\Phi; \text{Re}; \text{Gr}; \text{Pr}), \quad (\text{П.4})$$

где:

- $\text{Nu}=al/\lambda$ - критерий Нуссельта (безразмерный коэффициент теплоотдачи), характеризует теплообмен между поверхностью стенки и жидкостью или (газом);
- $\text{Re}=wl/\nu$ - критерий Рейнольдса, характеризует соотношение сил инерции и вязкости и определяет характер течения жидкости (газа);
- $\text{Gr}=(\beta gl^3 \Delta t)/\nu^2$ - критерий Грасгофа, характеризует подъемную силу, возникающую в жидкости (газе) вследствие разности плотностей;
- $\text{Pr}=\nu/a=(\mu c_p)/\lambda$ - критерий Прандтля, характеризует физические свойства жидкости (газа).

В случае свободной конвекции $w=0$, тогда:

$$\text{Nu}=f_2(\Phi; \text{Gr}; \text{Pr}), \quad (\text{П.5})$$

Вид этой функциональной зависимости необходимо отыскивать для каждого конкретного случая конвективного теплообмена. В частности, как установлено академиком М.А. Михеевым, свободная конвекция от горизонтальной трубы диаметром d , находящейся в неограниченном пространстве сухого воздуха описывается уравнением:

$$\text{Nu}=C(\text{GrPr})^n. \quad (\text{П.6})$$

Обратим внимание на то, что выражения приведенных выше критериев содержат различные характеристики среды, в которой происходит конвективный теплообмен, в том числе и коэффициент теплоотдачи a . Это позволяет произвести проверку выполнимости уравнения (П.6), если a будет определено или прямыми измерениями или косвенными - из некоторого другого соотношения. Таким соотношением является закон Ньютона-Рихмана (1), из которого следует, что:

$$\alpha = \frac{Q}{(t_0 - t_\infty)F}. \quad (\text{П.7})$$

Следовательно, экспериментальная установка должна содержать цилиндр, способный нагреваться и возможности для определения мощности нагревателя и температуры поверхности цилиндра.

Планируя проведение эксперимента, учтем, что один из участников конвективного теплообмена (твердое тело) является еще и источником теплового излучения с мощностью Q_λ . Это значит, что мощность нагревателя

цилиндра в стационарном режиме (когда температура поверхности цилиндра не изменяется со временем) расходуется и на конвекцию, и на излучение:

$$Q = Q_k + Q_l \text{ или } Q_k = Q - Q_l \quad (\text{П.8})$$

Величина Q_l определяется уравнением Стефана-Больцмана, Вт:

$$Q_l = \varepsilon C_0 \left[\left(\frac{T_0}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_\infty}{100} \right)^4 \right] \quad (\text{П.9})$$

где ε – степень черноты поверхности тела; $C_0 = 5,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела. Второе слагаемое в уравнении (П.9) учитывает, что все тела в помещении и его стены – это тоже источники лучистой энергии. Они передают ее друг другу, в том числе и рабочему телу экспериментальной установки, а оно в свою очередь, излучает ее в окружающее пространство. Эту долю мы и вычитаем из общего потока лучистой энергии цилиндра, так как она не связана с действием нагревателя.

Контрольные вопросы

1. Закон Ньютона-Рихмана.
2. Какие существуют способы переноса теплоты?
3. Естественная и вынужденная конвекция.
4. Какие температуры и геометрические размеры тела принимаются за определяющие при расчете коэффициента теплоотдачи?
5. Физическая сущность чисел Нуссельта, Грасгофа, Релея и Прандля.

Лабораторная работа ТМО-5. Исследование теплопередачи при естественной конвекции воздуха около горизонтального цилиндра

Цель работы:

Изучение закономерностей свободной конвективной теплоотдачи от горизонтального цилиндра к воздуху в неограниченном пространстве с применением теории подобия; определение коэффициента конвективной теплоотдачи опытным и расчетным путем.

Приборы и принадлежности: Стенд НТЦ-22.05.1 «Теплотехника и термодинамика» со съемным модулем НТЦ-22.05.1/3 «Исследование теплопередачи при естественной конвекции воздуха около горизонтального цилиндра»

Описание экспериментальной установки

Эксперимент проводится на лабораторном стенде, с использованием модуля, фотография которого приведена на Рисунке 1 и схематично изображенного на Рисунке 2.



Рисунок 1. Модуль НТЦ-22.05.1/3 «Исследование теплопередачи при естественной конвекции воздуха около горизонтального цилиндра»

Модуль представляет собой отрезок стальной трубы длиной $l = 475$ мм наружного диаметра $d = 34$ мм. Снаружи поверхность трубы покрыта тонким слоем никеля. Ее площадь рассчитывается по формуле $F = \pi dl$. $F = 0,051$ м².

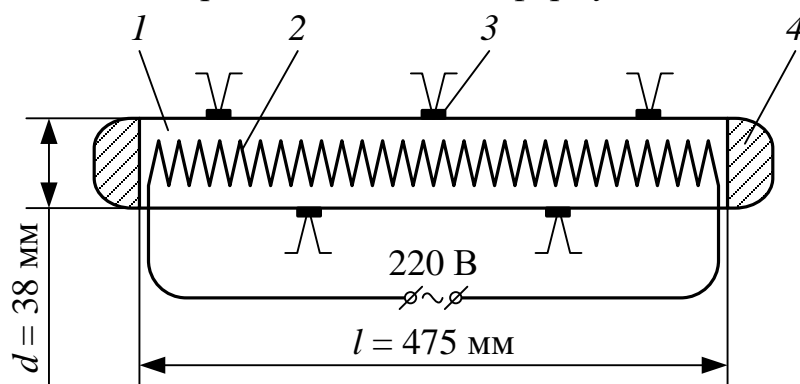


Рис. 2. — Схематический чертеж экспериментального модуля

Внутри трубы 1 помещен электрический нагреватель 2, питаемый переменным током, мощность которого регулируется. Торцевые сечения трубы заделаны текстолитовыми дисками 4, предотвращающими осевые утечки тепла. На поверхности опытной трубы установлено пять термопреобразователей 3, из которых три преобразователя равномерно размещены по длине вдоль образующей трубы, а два оставшихся расположены на диаметрально противоположной образующей. Это позволяет измерить среднюю температуру внешней поверхности трубы.

Сигналы датчиков регистрируются приборами лабораторного стенда, которые показывают локальные температуры поверхности цилиндра; температуру окружающего воздуха и тепловой поток (подведенную электрическую мощность). Конфигурация индикаторов, используемых в данной работе, изображена на Рисунке 3.

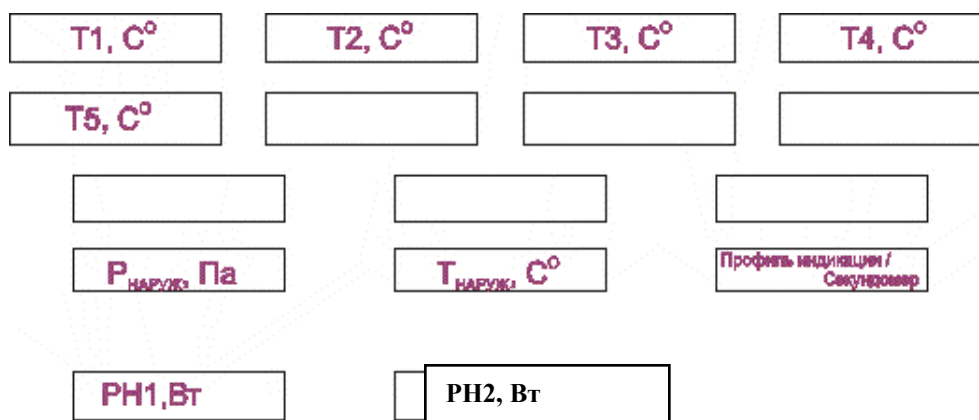


Рис. 3. – Конфигурация активных индикаторов приборной панели

Сразу после включения нагревателя происходят процессы нагрева цилиндра и теплообмена с окружающей средой. Спустя некоторый промежуток времени после начала нагревания цилиндра температура его поверхности перестанет изменяться – наступит стационарный режим. Все подводимое к цилиндру тепло будет передаваться воздуху путем конвекции и лучеиспускания. Именно этими двумя процессами при заданной мощности нагрева и будет определяться температура поверхности цилиндра. Знание значений температур среды и поверхности цилиндра, а также мощности нагревателя позволит провести анализ процесса теплообмена с использованием приведенных в Приложении соотношений.

Порядок проведения эксперимента

1. Установить Модуль НТЦ-22.05.1/3 «Исследование теплопередачи при естественной конвекции воздуха около горизонтального цилиндра» (рисунок 1) на перфорированную панель и закрепить поворотом крепежных рукояток во встречном направлении на четверть оборота. Подключить кабель модуля к разъему X10 на панели стенда;
2. Убедиться в том, что переключатели установлены в положения: SA1 – «выкл», SA2 (Насос-1) – «выкл», SA3 – «нижнее», SA4 (Насос-2) – «выкл», SA5 – «выкл», SA6 – «выкл», SA14 – min, SA15 – min, SA16 – min;
3. Включить автоматические выключатели QF1 и QF2 на панели стенда. Установить профиль индикации «L 2». Конфигурация отображаемых на индикаторах параметров изображена на рисунке 3;
4. По указанию преподавателя регуляторами SA14 (PH1) и SA15 (PH2) установить требуемую мощность электронагревателя Q ; (регулятор SA15 (PH2) обеспечивает более плавную настройку мощности электронагревателя Q);

5. Наблюдать за значениями температур t_1, t_2, t_3, t_4 и $t_5, ^\circ\text{C}$ (по показаниям датчиков Т1-Т5, соответственно) и по достижению их неизменности во времени (приблизительно 15 мин) считать, что наступил стационарный тепловой режим. Занести в Таблицу 1 стационарные значения локальных температур и температуры воздуха в градусах Цельсия и в Кельвинах, а также теплового потока Q (сумма показаний регулятора РН1 и регулятора РН2);
6. По завершении опыта регуляторами мощности SA14 (РН1) и SA15 (РН2) установить увеличенное значение Q и повторить опыт несколько раз по указанию преподавателя;
7. После выполнения работы регуляторами SA14 (РН1) и SA15 (РН2) установить мощность электронагревателя на нулевое значение;
8. Выключить автоматические выключатели QF1 и QF2 на панели стенда.

Таблица 1

Результаты прямых измерений								
Номер опыта	Тепловой поток, Q , (Вт)	Температура воздуха t_∞ , ($^\circ\text{C}/\text{K}$)	Температура поверхности стенки трубы в локальных точках, ($^\circ\text{C}, \text{K}$)					Средняя температура поверхности стенки трубы t_0 , ($^\circ\text{C}/\text{K}$)
			t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	$t_0 = \frac{(t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5)}{5}$
I								
II								
III								

Порядок расчета

Определить значение коэффициента теплоотдачи α первым способом на основе закона Ньютона-Рихмана, воспользовавшись соотношениями (П.7)–(П.9) для каждого значения мощности нагревателя. Принять, что для никелированной трубы коэффициент черноты равен $\varepsilon=0.11$.

Провести расчеты значения коэффициента теплоотдачи α вторым способом для каждого значения мощности нагревателя Q на основе соотношений метода подобия. Для этого в каждом случае:

- определить число Грасгофа $Gr = (\beta g l \Delta t) / \nu^2$, где l —определяющий размер, (в данном случае – диаметр цилиндра, d); $\Delta t = t_0 - t_\infty$ – разность между средней температурой поверхности цилиндра и воздуха. Теплофизические свойства сухого воздуха приведены в Таблице 2. Их следует выбирать для

определяющей температуры равной среднему арифметическому между средней температурой поверхности цилиндра и температурой воздуха: $t_m = (t_0 + t_\infty) / 2$;

- принять значение числа Прандтля $Pr=0.71$, как одно из табличных значений теплофизических свойств сухого воздуха, поскольку оно определяется только через теплофизические константы;

Таблица 2

Теплофизические свойства сухого воздуха

$t_m, ^\circ\text{C}$	Коэффициент теплопроводности $\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	Кинематический коэффициент вязкости $\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Коэффициент объемного расширения $\beta \cdot 10^3$, К ⁻¹	Pr
10	2,51	14,66	3,53	0,71
20	2,58	15,61	3,42	0,71
30	2,65	16,58	3,30	0,71
40	2,72	17,57	3,29	0,71
50	2,79	18,58	3,17	0,71
60	2,86	19,60	3,06	0,71
70	2,92	20,65	2,94	0,71
80	2,99	21,74	2,83	0,71
90	3,08	22,82	2,72	0,71
100	3,12	23,91	2,67	0,71
120	3,24	26,21	2,58	0,71

- определить значение комплекса $Ra=GrPr$, после чего из Таблицы 3 найти значения коэффициентов C и n в расчетном уравнении $Nu=C(GrPr)^n$ для горизонтальной гладкой трубы;

Таблица 3

Значения коэффициента C и показателя степени n в уравнении $Nu=C(GrPr)^n$

Значение комплекса	C	n
$Ra=Gr \cdot Pr \leq 5 \cdot 10^2$	1,18	1/8
$5 \cdot 10^2 < Ra=Gr \cdot Pr \leq 2 \cdot 10^7$	0,54	1/4
$Ra=Gr \cdot Pr > 2 \cdot 10^7$	0,135	1/3

- определить значение числа Нуссельта по формуле $Nu=C(GrPr)^n$;
- используя определение числа Нуссельта $Nu = \alpha l / \lambda$ и полученное его численное значение, рассчитать значение коэффициента теплоотдачи α . Учесть, что в случае горизонтальной трубы $l = d$.

Сравнить значения коэффициентов теплоотдачи, полученные на основе закона Ньютона-Рихмана и метода подобия.

В выводах работы сделать заключение об источнике погрешностей и преобладающем механизме теплопереноса (конвективном или лучистом) в рассматриваемой системе.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Самопроизвольный необратимый процесс передачи теплоты в пространстве с неоднородным распределением температуры называется теплообменом или теплопередачей. Перенос теплоты представляет собой процесс обмена внутренней энергией между рассматриваемыми элементами среды или системами тел при наличии разности температур между ними.

Передача теплоты осуществляется в трех основных формах: теплопроводность, конвективный теплообмен и лучистый теплообмен.

Теплопроводность – процесс передачи теплоты при непосредственном соприкосновении различных тел или отдельных частиц тела, имеющих разные температуры.

Конвекция – процесс передачи теплоты при перемещении объемов жидкости или газа в пространстве из области с одной температурой в область с другой. При этом перенос энергии неразрывно связан с перемещением самой среды.

Тепловое излучение – это процесс передачи энергии путем испускания электромагнитных волн.

Тепловые процессы между телами в различных агрегатных состояниях содержат и различные формы обмена теплом. В частности, процесс теплопередачи между жидкостью или газом и поверхностью твёрдого тела при их соприкосновении называется конвективным теплообменом. Этот процесс осуществляется одновременно действием теплопроводности и конвекции.

Различают две разновидности конвективной передачи теплоты – естественную (или свободную) и вынужденную конвекцию. **Объектом изучения в данной работе является свободная конвекция**, которая вызвана только различием в плотностях нагретых и охлаждённых частей жидкости или газа в отсутствие любых внешних причин.

Процесс конвективного теплообмена между поверхностью тела и средой описывается законом Ньютона-Рихмана, который устанавливает, что количество теплоты Q , передаваемое конвективным теплообменом в единицу времени прямо пропорционально площади поверхности твердого тела и разности температур его поверхности и окружающей среды $t_0 - t_\infty$:

$$Q = \alpha(t_0 - t_\infty)F, \quad (\text{П.1})$$

или, используя понятие плотности теплового потока ($q = Q/F$),

$$q = \alpha(t_0 - t_\infty), \quad (\text{П.2})$$

где: α - коэффициент теплоотдачи [$\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$], характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой. Он учитывает все факторы, которые влияют на процесс конвективного теплообмена. Среди них:

- w – скорость среды (жидкость, газ); режим движения среды (ламинарный, турбулентный);
- Φ – форма тела (плоская, цилиндрическая), l – размеры и положение его поверхности (горизонтальная, вертикальная);
- $\theta = (t_0 - t_\infty)$ – температурный напор;
- физические свойства жидкостей или газов: коэффициент теплопроводности (λ), изобарная удельная теплоемкость среды (c_p), плотность (ρ), коэффициент температуропроводности ($a = \lambda / c_p \rho$), коэффициент динамической вязкости (μ) или кинематической вязкости ($\nu = \mu / \rho$), температурный коэффициент объемного расширения ($\beta = 1/T$), T – абсолютная температура

Следовательно, коэффициент теплоотдачи является функцией этих и других параметров.

$$\alpha = f_1(\Phi; l; w; \theta; \lambda; a; c_p; \rho; \nu; \beta) \quad (\text{П.3})$$

Она имеет очень сложный вид и для её определения невозможно дать общую формулу. Это значит, что каждый конкретный случай должен служить самостоятельным объектом изучения, иногда только экспериментальным методом. Наиболее простым для исследования является случай симметричных тел, в частности в форме цилиндра.

Для аналитического метода исследования конвективного теплообмена нужно решить систему дифференциальных уравнений, состоящей из уравнения энергии (закон сохранения энергии), уравнения движения (импульса), уравнения неразрывности (закон сохранения массы), уравнение теплообмена (условие теплообмена на границе твердого тела и среды). Их решение сложная и трудоемкая задача, требующая разработки специальных методов. В частности, метод подобия позволил представить решение уравнения (3) в так называемой критериальной форме, то есть в выражении функциональной зависимости друг от друга нескольких критериев:

$$\text{Nu} = f_2(\Phi; \text{Re}; \text{Gr}; \text{Pr}), \quad (\text{П.4})$$

где:

- $\text{Nu} = \alpha l / \lambda$ - критерий Нуссельта (безразмерный коэффициент теплоотдачи), характеризует теплообмен между поверхностью стенки и жидкостью или (газом);

- $Re=wl/v$ - критерий Рейнольдса, характеризует соотношение сил инерции и вязкости и определяет характер течения жидкости (газа);
- $Gr=(\beta gl^3 \Delta t)/\nu^2$ - критерий Грасгофа, характеризует подъёмную силу, возникающую в жидкости (газе) вследствие разности плотностей;
- $Pr=\nu/a=(\mu c_p)/\lambda$ - критерий Прандтля, характеризует физические свойства жидкости (газа).

В случае свободной конвекции $w=0$, тогда:

$$Nu=f_2(\Phi;Gr; Pr), \quad (П.5)$$

Вид этой функциональной зависимости необходимо отыскивать для каждого конкретного случая конвективного теплообмена. В частности, как установлено академиком М.А. Михеевым, свободная конвекция от горизонтальной трубы диаметром d , находящейся в неограниченном пространстве сухого воздуха описывается уравнением:

$$Nu=C(GrPr)^n. \quad (П.6)$$

Обратим внимание на то, что выражения приведенных выше критериев содержат различные характеристики среды, в которой происходит конвективный теплообмен, в том числе и коэффициент теплоотдачи a . Это позволяет произвести проверку выполнимости уравнения (П.6), если a будет определено или прямыми измерениями или косвенными - из некоторого другого соотношения. Таким соотношением является закон Ньютона-Рихмана (1), из которого следует, что:

$$\alpha = \frac{Q}{(t_0 - t_\infty)F}. \quad (П.7)$$

Следовательно, экспериментальная установка должна содержать цилиндр, способный нагреваться и возможности для определения мощности нагревателя и температуры поверхности цилиндра.

Планируя проведение эксперимента, учтем, что один из участников конвективного теплообмена (твёрдое тело) является еще и источником теплового излучения с мощностью Q_l . Это значит, что мощность нагревателя цилиндра в стационарном режиме (когда температура поверхности цилиндра не изменяется со временем) расходуется и на конвекцию, и на излучение:

$$Q = Q_k + Q_l \text{ или } Q_k = Q - Q_l \quad (П.8)$$

Величина Q_l определяется уравнением Стефана-Больцмана, Вт:

$$Q_l = \varepsilon C_0 \left[\left(\frac{T_0}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_\infty}{100} \right)^4 \right] \quad (П.9)$$

где ε – степень черноты поверхности тела; $C_0 = 5,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела. Второе слагаемое в уравнении (П.9) учитывает, что все тела в помещении и его стены – это тоже источники лучистой энергии. Они передают ее друг другу, в том числе и рабочему телу экспериментальной установки, а оно в свою очередь, излучает ее в окружающее пространство. Эту долю мы и вычитаем из общего потока лучистой энергии цилиндра, так как она не связана с действием нагревателя.

Контрольные вопросы

1. Закон Ньютона-Рихмана.
2. Какие существуют способы переноса теплоты?
3. Естественная и вынужденная конвекция.
4. Какие температуры и геометрические размеры тела принимаются за определяющие при расчете коэффициента теплоотдачи?
5. Физическая сущность чисел Нуссельта, Грасгофа, Релея и Прандля.

Лабораторная работа ТМО-6. Исследование теплопередачи при естественной конвекции около вертикального цилиндра

Цель работы: Изучение закономерностей свободной конвективной теплоотдачи от вертикального цилиндра к воздуху в неограниченном пространстве с применением теории подобия; определение коэффициента конвективной теплоотдачи опытным и расчетным путем.

Приборы и принадлежности: Стенд НТЦ-22.05.1 «Теплотехника и термодинамика»

Описание экспериментальной установки

Эксперимент проводится на лабораторном стенде, с использованием модуля, фотография которого приведена на Рисунке 1 и схематично изображенного на Рисунке 2.

Модуль представляет собой отрезок стальной трубы длиной $l = 475 \text{ мм}$ наружного диаметра $d = 34 \text{ мм}$. Снаружи поверхность трубы покрыта тонким слоем никеля. Ее площадь $F = 0,051 \text{ м}^2$



Рис. 1. Модуль НТЦ-22.05.1/3 «Исследование теплопередачи при естественной конвекции воздуха около горизонтального и вертикального цилиндра»

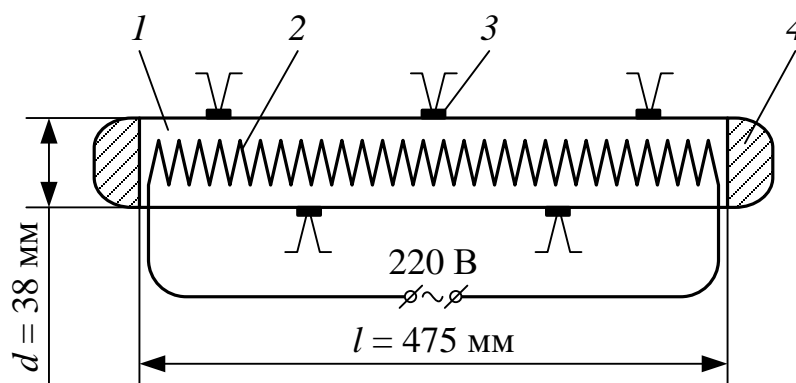


Рис. 2. — Схематический чертеж экспериментального модуля

Внутри трубы *1* помещен электрический нагреватель *2*, питаемый переменным током, мощность которого регулируется. Торцевые сечения трубы заделаны текстолитовыми дисками *4*, предотвращающими осевые утечки тепла. На поверхности опытной трубы установлено пять термопреобразователей *3*, из которых три преобразователя равномерно размещены по длине вдоль образующей трубы, а два оставшихся расположены на диаметрально противоположной образующей. Это позволяет измерить среднюю температуру внешней поверхности трубы. Сигналы датчиков регистрируются приборами лабораторного стенда, которые показывают локальные температуры поверхности цилиндра; температуру окружающего воздуха и тепловой поток

(подведенную электрическую мощность). Конфигурация индикаторов, используемых в данной работе, изображена на Рисунке 3.

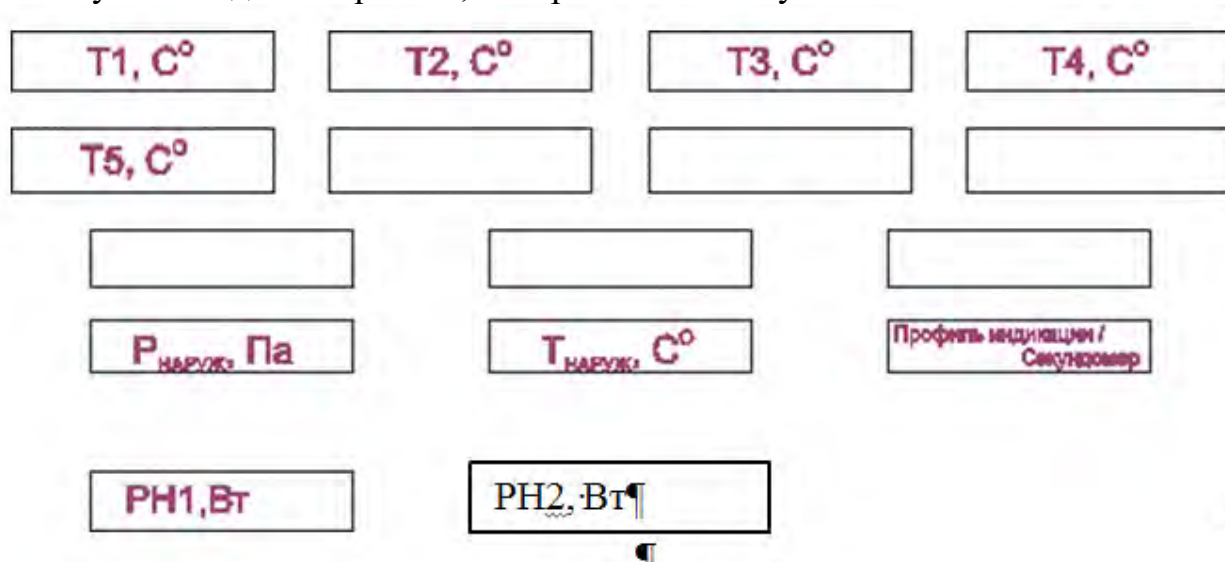


Рис. 3. — Конфигурация активных индикаторов на приборной панели

Сразу после включения нагревателя происходят процессы нагрева цилиндра и теплообмена с окружающей средой. Спустя некоторый промежуток времени после начала нагревания цилиндра температура его поверхности перестанет изменяться – наступит стационарный режим. Все подводимое к цилиндру тепло будет передаваться воздуху путем конвекции и лучеиспускания. Именно этими двумя процессами при заданной мощности нагрева и будет определяться температура поверхности цилиндра. Знание значений температур среды и поверхности цилиндра, а также мощности нагревателя позволит провести анализ процесса теплообмена с использованием приведенных в Приложении соотношений.

Порядок проведения эксперимента

1. Установить Модуль НТЦ-22.05.1/3 «Исследование теплопередачи при естественной конвекции воздуха около вертикального цилиндра» (Рисунок 1) на перфорированную панель и закрепить поворотом крепежных рукояток во встречном направлении на четверть оборота. Подключить кабель модуля к разъему X10 на панели стенда;
2. Убедиться в том, что переключатели установлены в положения: SA1 – «выкл», SA2 (Насос-1) – «выкл», SA3 – «нижнее», SA4 (Насос-2) – «выкл», SA5 – «выкл», SA6 – «выкл», SA14 –min, SA15 –min, SA16 –min;
3. Включить автоматические выключатели QF1 и QF2 на панели стенда. Установить профиль индикации «L 3». Конфигурация отображаемых на индикаторах параметров изображена на Рисунке 3;

4. Регуляторами SA14 (PH1) и SA15 (PH2) установить требуемую мощность электронагревателя;
5. Наблюдать за значениями температур $t_1, t_2, t_3, t_4, t_5, ^\circ\text{C}$, (показания датчиков T1-T5, соответственно) и по достижению их неизменности во времени считать, что наступил стационарный тепловой режим. Занести в Таблицу 1 стационарные значения локальных температур и температуры воздуха в градусах Цельсия и в Кельвинах, а также теплового потока Q (показание регулятора PH1);
6. По завершении опыта на заданном режиме установить новые значения Q и повторить опыт несколько раз по указанию преподавателя;
7. После выполнения работы регуляторами SA14 (PH1) и SA15 (PH2) установить мощность электронагревателя на нулевое значение;
8. Последовательно перевести переключатели QF2 и QF1 в положение «выкл» (нижнее).

Таблица 1

Результаты прямых измерений

Номер опыта	Тепловой поток, $Q(\text{Вт})$	Температура воздуха t_∞ , ($^\circ\text{C}/\text{K}$)	Температура поверхности стенки трубы в локальных точках, ($^\circ\text{C}, \text{K}$)					Средняя температура поверхности стенки трубы t_0 , ($^\circ\text{C}/\text{K}$)
			t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	
I								
II								
III								

Порядок расчета

Вычисляют по формуле (П.8) лучистую составляющую $Q_{\text{л}}$ теплового потока, принимая для никелированной трубы $\varepsilon = 0,11$, а теплоотдающая площадь поверхности $F = \pi dl, \text{м}^2$.

По формуле (П.9) находят тепловой поток $Q_{\text{к}}$, переданный свободной конвекцией воздуху, а далее по (П.10) вычисляют конвективный $\alpha_{\text{к}}$ коэффициент теплоотдачи.

Для распространения результатов, полученных при проведении опытов с круглой трубой конкретного диаметра (при горизонтальном положении) или высоты (при вертикальном положении) на все многообразие геометрически подобных труб согласно теории подобия необходимо представлять независимые переменные и функции в виде безразмерных чисел (критериев) подобия. Коэффициент теплоотдачи представляется в виде числа Нуссельта:

$$\text{Nu} = \alpha l / \lambda$$

где l – определяющий линейный размер, м; при вертикальном расположении $l = h$ (высота теплоотдающей части трубы); λ – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К).

В качестве независимой переменной при свободной конвекции потока выбирается число подобия Грасгоффа:

$$Gr = \frac{\beta g l^3}{\nu^2} (t_0 - t_\infty),$$

где $\beta = 1/T_b$ – коэффициент объемного расширения воздуха, K^{-1} ; g – ускорение свободного падения, m^2/c ; l – определяющий линейный размер, м; t_∞ – температура жидкости (воздуха) в помещении, $^{\circ}C$. Рассчитывается число Грасгофа для различных тепловых режимов. Значения λ , ν и числа Pr выбирают из Таблицы 2 теплофизических свойств воздуха при атмосферном давлении 0,1 МПа по характерной для каждого теплового режима I, II, III средней температуры пограничного слоя воздуха, $^{\circ}C$:

$$t_m = 0,5(t_0 + t_\infty).$$

Таблица 2

Теплофизические свойства сухого воздуха

$t_m, ^{\circ}C$	Коэффициент теплопроводности $\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	Кинематический коэффициент вязкости $\nu \cdot 10^6$, m^2/c	Коэффициент объемного расширения $\beta \cdot 10^3$, K^{-1}	Pr
10	2,51	14,66	3,53	0,71
20	2,58	15,61	3,42	0,71
30	2,65	16,58	3,30	0,71
40	2,72	17,57	3,29	0,71
50	2,79	18,58	3,17	0,71
60	2,86	19,60	3,06	0,71
70	2,92	20,65	2,94	0,71
80	2,99	21,74	2,83	0,71
90	3,08	22,82	2,72	0,71
100	3,12	23,91	2,67	0,71
120	3,24	26,21	2,58	0,71

По формуле (П.6) вычисляют средний коэффициент теплоотдачи α к воздуху, а воспользовавшись соотношением $\alpha_{л} = \alpha - \alpha_{к}$ определить коэффициент теплоотдачи $\alpha_{л}$ с поверхности трубы к воздуху излучением. Сравнение между собой $\alpha_{к}$ и $\alpha_{л}$ позволяет оценить количественное значение переноса тепла излучением в общей теплоотдаче и конвективной составляющей при свободном движении воздуха.

По уравнению $Nu = C(GrPr)^n$ для каждого теплового режима и соответствующих ему $GrPr$ вычисляют расчетное среднее значение Nu_p , которое сравнивают с опытным (экспериментальным) значением Nu , определяемым по формуле $Nu = \alpha l / \lambda$. Значения коэффициентов C и n находят из Таблицы 3.

Таблица 3. Значения коэффициентов C и n для вертикальной трубы

GrPr	C	n
$10^3 \div 10^9$	0,76	0,25
$> 10^9$	0,15	0,33

Результаты обработки наблюдений сводят в Таблице 4.

Таблица 4. Опытные и расчетные данные при свободной конвекции воздуха

№ режима	Вт		$(t_0 - t_\infty), ^\circ\text{C}$	Gr·Pr	Вт/(м ² ·К)			Nu	Nu _p	$\frac{\alpha_{\text{л}}}{\alpha_{\text{к}}}$	$\frac{\alpha_{\text{л}}}{\alpha}$
	$Q_{\text{л}}$	$Q_{\text{к}}$			$\alpha_{\text{к}}$	$\alpha_{\text{л}}$	α				
I											
II											
III											

В выводах работы сделать сравнение теоретического и экспериментального значения числа Нуссельта, сделать заключение об источнике погрешностей и преобладающем механизме теплопереноса (конвективном или лучистом) в рассматриваемой системе.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Самопроизвольный необратимый процесс передачи теплоты в пространстве с неоднородным распределением температуры называется теплообменом или теплопередачей. Перенос теплоты представляет собой процесс обмена внутренней энергией между рассматриваемыми элементами среды или системами тел при наличии разности температур между ними.

Передача теплоты осуществляется в трех основных формах: теплопроводность, конвективный теплообмен и лучистый теплообмен.

Теплопроводность – процесс передачи теплоты при непосредственном соприкосновении различных тел или отдельных частиц тела, имеющих разные температуры.

Конвекция – процесс передачи теплоты при перемещении объемов жидкости или газа в пространстве из области с одной температурой в область с другой. При этом перенос энергии неразрывно связан с перемещением самой среды.

Тепловое излучение – это процесс передачи энергии путем испускания электромагнитных волн.

Тепловые процессы между телами в различных агрегатных состояниях содержат и различные формы обмена теплом. В частности, процесс теплопередачи между жидкостью или газом и поверхностью твёрдого тела при их соприкосновении называется конвективным теплообменом. Этот процесс осуществляется одновременно действием теплопроводности и конвекции.

Различают две разновидности конвективной передачи теплоты – естественную (или свободную) и вынужденную конвекцию. **Объектом изучения в данной работе является свободная конвекция**, которая вызвана только различием в плотностях нагретых и охлаждённых частей жидкости или газа в отсутствие любых внешних причин.

Процесс конвективного теплообмена между поверхностью тела и средой описывается законом Ньютона-Рихмана, который устанавливает, что количество теплоты Q , передаваемое конвективным теплообменом в единицу времени прямо пропорционально площади поверхности твердого тела и разности температур его поверхности и окружающей среды t_0-t_∞ :

$$Q = \alpha(t_0-t_\infty)F, \quad (\text{П.1})$$

или, используя понятие плотности теплового потока ($q = Q/F$),

$$q = \alpha(t_0-t_\infty), \quad (\text{П.2})$$

где: α - коэффициент теплоотдачи [Вт/(м²К)], характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой. Он учитывает факторы, которые влияют на процесс конвективного теплообмена. Среди них:

- w – скорость среды (жидкость, газ); режим движения среды (ламинарный, турбулентный);
- Φ – форма тела (плоская, цилиндрическая), l – размеры и положение его поверхности (горизонтальная, вертикальная);
- $\theta = (t_0-t_\infty)$ – температурный напор;
- физические свойства жидкостей или газов: коэффициент теплопроводности (λ), изобарная удельная теплоемкость среды (c_p), плотность (ρ), коэффициент температуропроводности ($a = \lambda/c_p\rho$), коэффициент динамической вязкости (μ) или кинематической вязкости ($\nu = \mu/\rho$), температурный коэффициент объемного расширения ($\beta = 1/T$), T – абсолютная температура

Следовательно, коэффициент теплоотдачи является функцией этих и других параметров.

$$\alpha = f_1(\Phi; l; w; \theta; \lambda; a; c_p; \rho; \nu; \beta) \quad (\text{П.3})$$

Она имеет очень сложный вид и для её определения невозможно дать общую формулу. Это значит, что каждый конкретный случай должен служить самостоятельным объектом изучения, иногда только экспериментальным методом. Наиболее простым для исследования является случай симметричных тел, в частности в форме цилиндра.

Для аналитического метода исследования конвективного теплообмена нужно решить систему дифференциальных уравнений, состоящий из уравнения

энергии (закон сохранения энергии), уравнения движения (импульса), уравнения неразрывности (закон сохранения массы), уравнение теплообмена (условие теплообмена на границе твердого тела и среды). Их решение сложная и трудоемкая задача, требующая разработки специальных методов. В частности, метод подобия позволил представить решение уравнения (П.3) в так называемой критериальной форме, то есть в выражении функциональной зависимости друг от друга нескольких критериев:

$$Nu=f_2(\Phi; Re; Gr; Pr), \quad (\text{П.4})$$

где:

- $Nu=al/\lambda$ – критерий Нуссельта (безразмерный коэффициент теплоотдачи), характеризует теплообмен между поверхностью стенки и жидкостью или (газом);
- $Re=wl/v$ – критерий Рейнольдса, характеризует соотношение сил инерции и вязкости и определяет характер течения жидкости (газа);
- $Gr=(\beta gl^3 \Delta t)/v^2$ – критерий Грасгофа, характеризует подъёмную силу, возникающую в жидкости (газе) вследствие разности плотностей;
- $Pr=v/a=(\mu c_p)/\lambda$ – критерий Прандтля, характеризует физические свойства жидкости (газа).

В случае свободной конвекции $w=0$, тогда:

$$Nu=f_2(\Phi; Gr; Pr), \quad (\text{П.5})$$

Вид этой функциональной зависимости необходимо отыскивать для каждого конкретного случая конвективного теплообмена. Например, если нагретое тело в форме длинного цилиндра расположено горизонтально, то конвекционные потоки воздуха, будучи нагретыми в момент соприкосновения, удаляются от него и больше не нагреваются. Коэффициент теплоотдачи – одинаков для любого выделенного участка длины цилиндра и для всего цилиндра в целом. Совсем иная ситуация возникает, когда цилиндр расположен вертикально – конвекционные потоки воздуха, нагретого нижней его частью, продолжают нагреваться при своем движении вертикально вверх вдоль других частей цилиндра. Коэффициент теплоотдачи становится функцией координат, в различных по высоте частях цилиндра – он различен. Скорость движения воздуха в таких случаях может достигать критических значений, определяющих переход от ламинарного движения к турбулентному режиму.

На Рисунке 4 показана зависимость изменения коэффициента теплоотдачи α при свободном движении вдоль вертикальной поверхности и характер изменения режима течения конвекционного потока. Сначала имеет место ламинарный режим течения в пограничном слое, толщина пограничного слоя растет, а коэффициент теплоотдачи уменьшается. Затем наступает переходный режим течения, где коэффициент теплоотдачи нестабилен по времени и в среднем увеличивается до значения, характерного для турбулентного течения.

При турбулентном режиме течения коэффициент теплоотдачи не зависит от координаты X и остается постоянным.

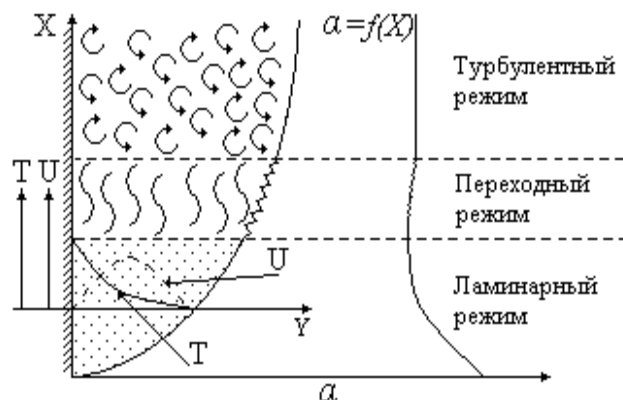


Рисунок 4. Зависимость коэффициента теплоотдачи вдоль вертикальной поверхности и картина течения в пограничном слое при свободной конвекции в неограниченном пространстве

Положение точки перехода от ламинарного режима течения в пограничном слое в турбулентный зависит от физических характеристик газовой среды, омывающей вертикальную поверхность, и параметров, определяющих нагрев поверхности.

Влияние газовой среды при естественной конвекции определяется физическими параметрами газов, значения которых сильно сказываются на величине критерия Грасгофа Gr . В результате при изменении газовой среды сильно меняется произведение $GrPr$, от величины которого зависит режим течения в пограничном слое, что вызывает перемещение точки перехода от ламинарного режима в турбулентный вдоль вертикальной поверхности.

Так, для водорода, ламинарный режим течения в пограничном слое сохраняется на большей длине вдоль вертикальной поверхности, чем для воздуха, и тем более для азота и двуокиси углерода при тех же режимах нагрева. Это объясняется более высокими значениями коэффициента кинематической вязкости водорода, которые в 3÷5 раз выше, чем у указанных газов, что приводит к уменьшению произведения $GrPr$.

Коэффициент теплоотдачи согласно (П.1) будет, $Вт/(м^2 \cdot К)$:

$$\alpha = \frac{Q}{(t_0 - t_\infty)F} \quad (П.6)$$

Численное значение коэффициента теплоотдачи α равно тепловому потоку, отданному (или воспринятому) $1 м^2$ поверхности теплообмена при разности температур между поверхностью твердого тела и жидкостью в один градус.

Коэффициент теплоотдачи представляет собой сложную функцию большого числа переменных величин, обуславливающих процесс

конвективного переноса тепла, и зависит от температуры, условий движения среды (ламинарное, турбулентное), рода и свойств жидкости, теплоемкости и т. д. Поэтому в большинстве случаев на практике применяют экспериментальное определение коэффициента теплоотдачи в соответствии с формулой (П.3) методами теплового моделирования.

В общем тепловой поток Q складывается из теплового потока Q_k , передаваемого конвекцией, и теплового потока Q_l , передаваемого излучением

$$Q = Q_k + Q_l \quad (\text{П.7})$$

Для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией необходимо из общего теплового потока Q исключить тепловой поток излучением, величина которого вычисляется по уравнению Стефана-Больцмана, Вт:

$$Q_l = \varepsilon C_0 \left[\left(\frac{T_0}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_\infty}{100} \right)^4 \right] F \quad (\text{П.8})$$

где ε – степень черноты поверхности тела; $C_0 = 5,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Тогда

$$Q_k = Q - Q_l \quad (\text{П.9})$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

$$\alpha_k = \frac{Q_k}{(t_0 - t_\infty) F} \quad (\text{П.10})$$

Следовательно, для определения значения α_k необходимо в стационарном тепловом режиме измерить Q , геометрические размеры тела, участвующего в конвективном теплообмене, и среднюю температуру поверхности тела и среды.

Реализация цели работы достигается на опытной круглой трубе, расположенной в неограниченном объеме воздуха, с помощью экспериментальной установки.

Контрольные вопросы

1. Закон Ньютона-Рихмана.
2. Закон Стефана-Больцмана.
2. Какие существуют способы переноса теплоты?
3. Как изменяется значение коэффициента теплоотдачи с изменением режима течения в пограничном слое?
4. Какие температуры и геометрические размеры тела принимаются за определяющие при расчете коэффициента теплоотдачи?
5. Физическая сущность чисел Нуссельта, Грасгофа, Релея и Прандля.

Лабораторная работа ТМО-7. Определение коэффициента теплоотдачи при естественной конвекции около горизонтального цилиндра

Цель работы:

1. Определение коэффициента теплоотдачи при естественной конвекции около горизонтального цилиндра.
2. Исследование обобщённой зависимости для естественной конвекции около горизонтального цилиндра.
3. Изучение физических основ процесса и анализ полученных в опыте результатов.
4. Расчёт погрешностей результатов измерений.

Схема лабораторной установки представлена на рис. 1

Рабочая поверхность представляет собой стеклянный цилиндр 1, внутри которого установлен электрический нагреватель 2. Торцы цилиндра закрыты теплоизолирующими заглушками 3, которые служат также для закрепления цилиндра внутри защитного кожуха 9. Температуры измеряются лабораторными термометрами 7 и 8. Напряжение подаётся к нагревателю 2 через регулятор напряжения 6. Показания амперметра 4 и вольтметра 5 используются для определения теплового потока.

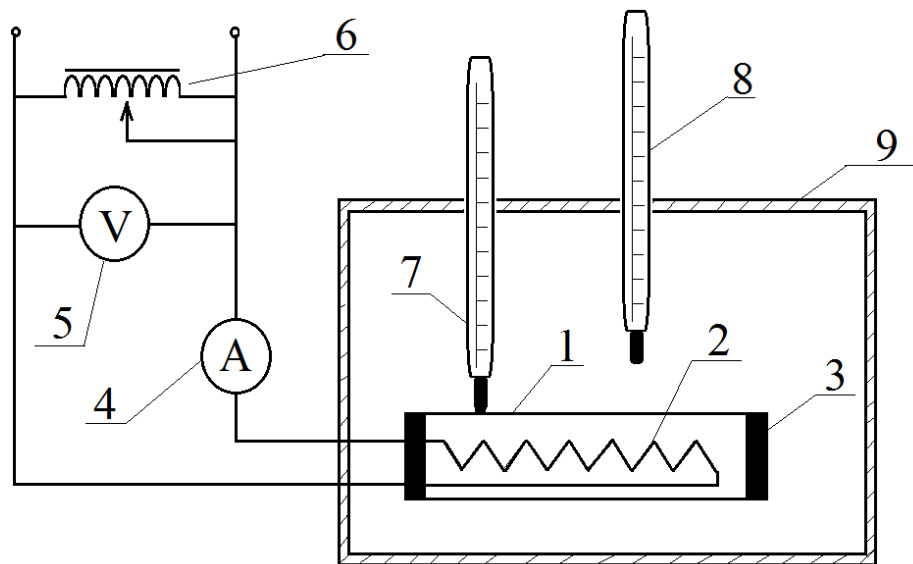


Рис. 1

1. Рабочая (нагреваемая) поверхность;
2. Электрический нагреватель;
3. Термоизоляционная заглушка;
4. Амперметр
5. Вольтметр

6. Регулятор напряжения (лабораторный трансформатор)
7. Термометр лабораторный (0 - 200 °С)
8. Термометр лабораторный (20 – 100 °С)
9. Защитный кожух

Теория метода.

I. Тепловой поток, отдаваемый поверхностью цилиндра (теплообменом через торцевые поверхности пренебрегаем) можно представить в виде

$$q = q_k + q_{изл} \quad (1)$$

где q_k и $q_{изл}$ – тепловые потоки, отдаваемые поверхностью конвекцией и излучением соответственно.

С другой стороны имеем:

$$\begin{aligned} q &= \alpha_0 \cdot F(T_n - T_{cp}) = \alpha_0 \cdot F \cdot \Delta T, \\ q_k &= \alpha_k \cdot F \cdot \Delta T, \\ q_{изл} &= \alpha_{изл} \cdot F \cdot \Delta T, \end{aligned} \quad (2)$$

где α_k и $\alpha_{изл}$ – коэффициенты теплоотдачи конвекцией и излучением соответственно; α_0 – общий коэффициент теплообмена; F – площадь боковой поверхности цилиндра; T_n – температура поверхности цилиндра; T_c – температура среды.

Сопоставляя (1) и (2), получим:

$$\alpha_0 = \alpha_k + \alpha_{изл}$$

откуда

$$\alpha_k = \alpha_0 - \alpha_{изл} \quad (3)$$

Коэффициенты α_0 и $\alpha_{изл}$ находятся по формулам:

$$\alpha_0 = \frac{q}{F \cdot \Delta T} = \frac{I \cdot U}{F \cdot \Delta T}, \quad (4)$$

$$\alpha_{изл} = \frac{q_{изл}}{F \cdot \Delta T} = \frac{5,67 \cdot \xi_{np} \left(\left(\frac{T_n}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right)}{\Delta T}, \quad (5)$$

где I – сила тока в цепи нагревателя; U – напряжение в сети;

$$\xi_{np} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\xi_1} + \frac{1}{\xi_2} - 1 \right)} \quad \text{– приведённая степень черноты, где } \xi_1 \text{ и } \xi_2 \text{ – степень}$$

черноты цилиндра и кожуха соответственно.

II. Для определения коэффициента теплоотдачи α_k можно воспользоваться критериальным уравнением

$$Nu = c \cdot (G_r \cdot P_r)^n \quad (6)$$

где N_u – критерий Нуссельта; G_r – критерий Грасгофа; P_r – Прандтля. Коэффициенты c и n определяются по таблице (4.1) (см. приложение).

Согласно формуле (3.1) приложения

$$\frac{\alpha_k^{(T)} \cdot \ell}{\lambda} = c \cdot (G_r \cdot P_r)^n$$

откуда

$$\alpha_k^{(T)} = \frac{c \cdot \lambda}{\ell} (G_r \cdot P_r)^n \quad (7)$$

По формуле (3.4) вычислим число Грасгофа

$$G_r = g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot \ell^3 / \nu^2$$

Значения величин, входящих в последнюю формулу, а также число Прандтля для параметров данной установки приведены на стенде (ℓ - диаметр цилиндра).

Порядок выполнения работы:

Задание 1.

1. Включить установку в электрическую сеть.
2. Установить с помощью ручки регулятора напряжения (6) силу тока по указанию преподавателя (диапазон значений силы тока согласовать с преподавателем)
3. Следить за изменением температуры поверхности цилиндра. Когда показания термометров (7) и (8) не будут изменяться во времени, можно считать, что установка вышла на стационарный режим. Провести измерения установившихся температур T_n (термометр (7)), T_c (термометр (8)) и напряжения (5). Занесите измерения в таблицу 1-1.
4. Повторите пункт 3 для последующих значений силы тока.
5. По формулам (1) - (5) рассчитать коэффициенты теплоотдачи.

Таблица 1-1

№ опыта	I (A)	U (B)	q (Bm)	T_n (K)	T_c (K)	F (m^2)	$q_{изл}$ (Bm)	α_k (Bm/ $m^2 \cdot K$)	$\alpha_k^{(m)}$ (Bm/ $m^2 \cdot K$)
1.									
2.									

Задание 2.

Выполнить пункты 1-4 задания 1 при вертикальном положении цилиндра (выполнение заданного задания по усмотрению преподавателя).

Задание 3.

Вычислить коэффициенты теплоотдачи $\alpha_k^{(T)}$ по формуле (7) и сравнить его с экспериментальным значением $\alpha_k^{(э)}$ полученным при выполнении пункта 1 (выполняется по усмотрению преподавателя).

Приложение

I. Конвективный теплообмен

Конвективный теплообмен (или конвекция) охватывает процесс теплообмена при движении жидкости или газа. При этом передача теплоты осуществляется перемещением макрочастиц жидкости или газа из одной области в другую при наличии градиента температуры между этими областями. Конвекция возможна только в текучей среде, в которой теплообмен неразрывно связан с движением самой среды, и, как правило, сопровождается теплопроводностью. Совместный процесс конвекции и теплопроводности называется конвективным теплообменом или теплоотдачей.

При расчётах теплоотдачи используют закон Ньютона-Рихмана, согласно которому элементарный тепловой поток dq от элемента поверхности тела площадью dF к окружающей тело жидкой или газообразной среде при разности температур $\Delta T = T_n - T_c$ между температурами поверхностью (T_n) и средой (T_c) равен

$$dq = \alpha \cdot (T_n - T_c) \cdot dF \quad (1.1)$$

Коэффициент пропорциональности α , входящий в формулу (1), называется коэффициентом теплоотдачи.

В общем случае коэффициент α зависит от F , но если α и ΔT не зависят от F , то закон (1) может быть записан в формуле

$$q = \alpha \cdot (T_n - T_c) \cdot F \quad (1.2)$$

Из (1.2) имеем:

$$\alpha = \frac{q}{F \cdot \Delta T}$$

Из чего следует, что коэффициент теплоотдачи численно равен плотности теплового потока (q / F) при единичной разности температур между температурами поверхности и среды.

В общем случае коэффициент α зависит от формы и размеров тела, режимов движения, скорости и температуры жидкости (газа), физических свойств среды и т.д.

Необходимо отметить, что существует два вида конвекции: свободная и вынужденная. В первом случае движение среды возникает под действием неоднородного поля массовых сил, например гравитационных. При этом неоднородность поля вызывается неоднородной (вследствие теплообмена с рассматриваемой поверхностью) плотностью среды.

Конвекцию называют вынужденной, если движение среды относительно поверхности теплообмена вызвано внешними возбудителями (насосом, ветром и т.п.). В общем случае вынужденная конвекция может сопровождаться

свободной конвекцией. Влияние последнего тем больше, чем больше градиент температуры.

Процесс конвекции (теплоотдачи) называется стационарным, если температура (и скорость движения частиц) не изменяются со временем в каждой точке жидкости (газа).

II. Теплообмен излучением

Все нагретые тела излучают энергию в окружающее пространство в форме квантов электромагнитных волн. Кванты излучаются атомами вещества и поглощаются (частично) атомами других веществ в других областях пространства.

Суммарная излучаемая энергия с поверхности тела по всем длинам электромагнитных волн называется интегральным или полным потоком излучения q .

Интегральный поток, испускаемый с единицы поверхности, носит название поверхностной плотности потока интегрального излучения:

$$E = dq / dF, \quad (2.1)$$

где dq – лучистый поток, испускаемый элементарной площадкой dF .

Полный поток излучения (лучистый поток):

$$q = \int_{(F)} E \cdot dF \quad (2.2)$$

В общем случае плотность потока излучения неравномерно распределена по поверхности тела, но для сферических и цилиндрических (исключая торцевые поверхности) тел можно считать излучение равномерным и тогда формула (2.2) запишется в виде:

$$q = E \cdot F \quad (2.3)$$

Зависимость плотности потока излучения от температуры для реальных (серых) тел устанавливается законом Стефана – Больцмана в виде:

$$E = \xi \cdot \sigma \cdot T^4, \quad (2.4)$$

где ξ – степень черноты поверхности излучаемого тела, $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{K}^4)$ – коэффициент Стефана – Больцмана.

Для удобства технических расчетов формула (2.4) записывается также в форме:

$$E = 5,67 \cdot \xi \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^4 \quad (2.5)$$

Следовательно, тепловой поток излучения запишется в виде:

$$q = 5,67 \cdot \xi \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^4 \cdot F \quad (2.6)$$

III. Методы теории подобия

Конвективный теплообмен описывается системой дифференциальных уравнений, а также начальными и краевыми условиями с большим числом

переменных. Решение полной системы уравнений связано с большими трудностями, поэтому большое значение имеет экспериментальные методы исследования. Но и этот путь не всегда осуществим из-за чрезвычайной сложности процесса. Эти трудности помогает разрешить теория теплообмена. С помощью этой теории физические величины (имеющие размерность) можно объединить в безразмерные комплексы так, что число последних будет гораздо меньше числа величин, из которых они составлены. Полученные комплексы можно рассматривать как новые переменные.

Теория подобия устанавливает условия, при которых результаты экспериментальных исследований можно использовать при других подобных явлениях.

Для стационарных процессов конвективного теплообмена с постоянными (кроме плотности) физическими свойствами среды определяющую роль играют следующие безразмерные комплексы (числа, критерии):

Критерий Нуссельта характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью тела и средой:

$$Nu = \frac{\alpha_k \cdot \ell}{\lambda}, \quad (3.1)$$

где α_k – коэффициент теплоотдачи; ℓ – характерный геометрический размер; коэффициент теплопроводности (зависящий от температуры);

Критерий Рейнольдса характеризует соотношение сил инерции и вязкости:

$$Re = \frac{\omega \cdot \ell}{\nu}, \quad (3.2)$$

где ω – скорость движения среды (жидкости или газа); ν – кинематическая вязкость среды.

Критерий Прандтля характеризует физические свойства среды:

$$Pr = \frac{\nu}{a}, \quad (3.3)$$

где a – коэффициент температуропроводности (численные значения Pr обычно приводятся в таблицах);

Критерий Грасгофа характеризует соотношение подъёмной силы, вызывающей свободную конвекцию (возникающую вследствие переменной плотности среды) и вязкости:

$$Gr = (g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot \ell^3) / \nu^2, \quad (3.4)$$

где g – ускорение силы тяжести; β – температурный коэффициент объёмного расширения (для идеального газа $\beta = 1 / T$); $\Delta T = (T_n - T_c)$ – разность между температурой поверхности и температурой среды;

Критерий Пекле характеризует соотношение конвективных и молекулярных потоков теплоты при конвективном теплообмене:

$$Pe = \frac{\omega \cdot \ell}{Q} = Re \cdot Pr \quad (3.5)$$

Уравнением подобия называют зависимость одного из критериев подобия от других. Например, при конвективном теплообмене в качестве уравнения подобия может служить зависимость:

$$Nu = F(Re, Gr, Pr)$$

А при свободной конвекции:

$$Nu = f(Gr \cdot Pr) \quad (3.6)$$

Количественная связь между критериями подобия является предметом экспериментальных исследований.

IV. Теплообмен при свободной конвекции

Если около нагретой поверхности тела находится газ (или жидкость) и температура поверхности отличается от температуры среды, то ближайшие к поверхности части газа как более лёгкие поднимутся вверх, а их место займут более холодные части газа. В результате начнётся циркуляция газа около поверхности. Теплообмен происходит за счёт разности плотностей нагретой и холодной частей газа. Это и есть свободная (или естественная) конвекция.

Многочисленные опыты, проведённые с различными газами (жидкостями) около тел различной формы (цилиндрической, сферической, плоской и др.), привели к следующей формуле для вычисления коэффициента теплоотдачи α при свободном движении газа (жидкости):

$$Nu = c \cdot (Gr \cdot Pr)^n, \quad (4.1)$$

где c, n – коэффициенты, зависящие от режима теплообмена. Зависимость их от произведения $(Gr \cdot Pr)$ приведена в табл. 4.1

табл. 4.1

$Gr \cdot Pr$	c	n
$1 \cdot 10^{-3} - 5 \cdot 10^2$	1,18	1/8
$5 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^7$	0,54	1/4
$2 \cdot 10^7 - 1 \cdot 10^{13}$	0,135	1/3

Параметры, входящие в безразмерные комплексы Gr и Pr с достаточной степенью точности могут взяты из соответствующих таблиц для среднеарифметической температуры $t_{cp}^o = (t_n^o + t_c^o) / 2$.

Постоянные величины:

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2$$

$$\beta = 1 / 303 \text{ К}^{-1}$$

$$\ell = 30 \text{ см}$$

$$\nu = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\lambda = 2,67 \cdot 10^{-6} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$Pr = 0,72$$

$$d = 4 \text{ см}$$

$$\xi_1=0,94$$

$$\xi_2=0,56$$

Контрольные вопросы:

1. Основные виды теплообмена: теплопроводность, конвекция и излучение.
2. Свободная и вынужденная конвекция.
3. Законы теплового излучения.
4. Критерии подобия, характеризующие конвективный теплообмен.
5. Принцип работы экспериментальной установки и теория метода.

Лабораторная работа ТМО-8. Исследование теплопередачи при вынужденном движении воздуха в трубе

Цель работы: Изучение закономерностей вынужденной конвективной теплоотдачи при движении воздуха в трубе с применением теории подобия; определение коэффициента конвективной теплоотдачи опытным и расчетным путем.

Описание экспериментальной установки

Эксперимент проводится на лабораторном стенде, с использованием модуля, фотография которого приведена на рисунке 4.1 и схематично изображенного на рисунке 4.2.



Рисунок 4.1 - Модуль НТЦ-22.05.1/1 «Исследование теплопередачи при вынужденном движении воздуха в трубе»

Он представляет собой стальную трубу 4, в которой коаксиально размещен цилиндр 5 меньшего диаметра. Труба 4 теплоизолирована снаружи, а цилиндр 5 равномерно нагревается электрическим током заданной мощности. Длина цилиндра 5 $l = 470$ мм, его диаметр $d = 9,6$ мм, внутренний диаметр трубы 4 $D = 37$ мм.

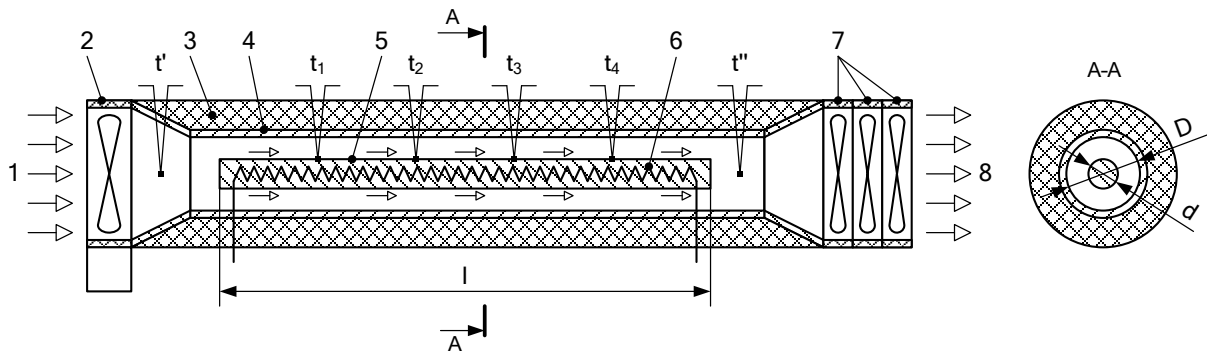


Рисунок 4.2 - Схема экспериментального модуля: 1 – подача окружающего воздуха; 2 – анемометр (измеритель расхода воздуха); 3 – тепловая изоляция; 4 – внешняя труба; 5 – внутренняя нагреваемая труба; 6 – электронагревательный элемента; 7 – секции вентиляторов; 8 – выход нагретого воздуха. На схеме обозначения датчиков температур соответствуют обозначениям измеряемых ими температур: t' – для измерения температуры воздуха на входе кольцевой канал; t'' – для измерения температуры воздуха на выходе кольцевого канала; t_1-t_4 – для измерения температуры поверхности по длине нагреваемого цилиндра

Площадь поверхности теплообмена

$$F = \pi dl = 3,14 \cdot 0,0096 \cdot 0,47 = 1,42 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

Холодный воздух за счет работы вентиляторов 7 засасывается в трубу и, проходя анемометр 2, поступает в кольцевой канал, в котором нагревается от цилиндра 5. После прохождения кольцевого канала воздух выходит через секции вентиляторов 7 в окружающую среду.

На поверхности нагреваемого цилиндра равномерно по длине установлены датчики для измерения температур поверхности t_1, t_2, t_3, t_4 . На входе и выходе кольцевого канала установлены датчики для измерения температуры воздуха t' и t'' соответственно. Анемометром 2 измеряется скорость движения воздуха, которая затем обрабатывается электронной системой стенда и представляется в виде объемного расхода V . Сигналы датчиков регистрируются приборами лабораторного стенда. Конфигурация индикаторов, используемых в данной работе, изображена на рисунке 4.3.

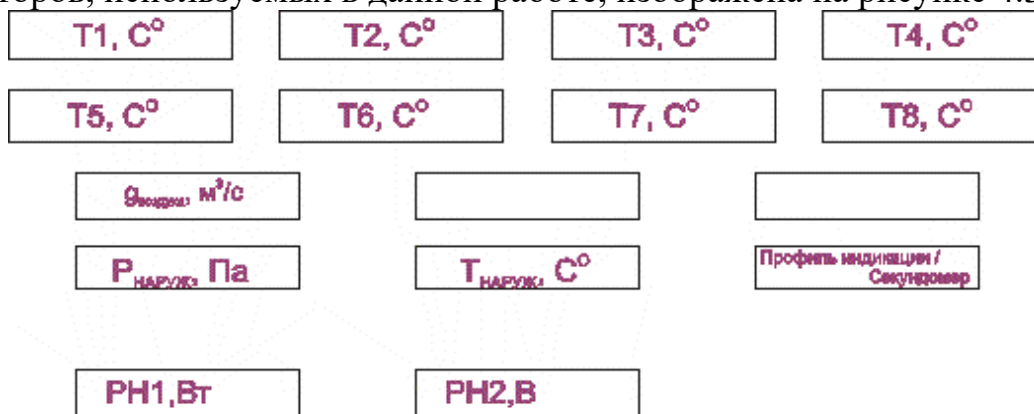


Рисунок 4.3
Конфигурация индикаторов

Экспериментальные возможности установки заключаются в следующем. Сразу после включения нагревателя происходят процессы нагрева внутреннего цилиндра и теплообмена с прокачиваемым воздухом. Спустя некоторый промежуток времени после начала нагревания цилиндра температура его поверхности в различных точках перестанет изменяться со временем – наступит стационарный режим. Все подводимое к цилиндру тепло будет передаваться прокачиваемому воздуху, так как наружная труба надежно теплоизолирована. Особенностью данного стационарного состояния является то, что температура и воздуха и поверхности нагревающего цилиндра не одинаковы в различных точках вдоль оси, совпадающей с направлением движения воздуха. В этих условиях для расчета температурного напора, характеризующего происходящий теплообмен, в качестве температуры среды выберем среднее арифметическое между температурами воздуха на входе в трубу t' и на выходе из нее t'' .

$$t_{cp} = 0.5(t' + t''), \quad (4.1)$$

Из рис. 4.2 и рис. 4.3 видно, что температура t' определяется по датчику $T_{\text{наруж}}$, а температура t'' определяется по датчику Т8.

За температуру поверхности нагревателя возьмем среднее арифметическое температур отдельных ее точек:

$$t_T = \frac{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}{4}. \quad (4.2)$$

И, наконец, в качестве определяющей температуры для выбора табличных значений физических свойств воздуха при атмосферном давлении примем среднее арифметическое между вычисленными по формулам (9) и (10) температурами поверхности нагревателя и воздуха:

$$t_{опр} = \frac{t_{cp} + t_T}{2}. \quad (4.3)$$

Знание значений температур среды и поверхности цилиндра, а также мощности нагревателя позволит провести анализ процесса вынужденного теплообмена с использованием соотношений (1-10).

Порядок проведения эксперимента

1. Убедиться в том, что переключатели SA1, SA2 (Насос-1), SA4 (Насос-2), SA5, SA6, SA14, SA15, SA16 установлены в положение «0» (выключены);
2. На блоке переключателей «СЕТЬ» перевести сначала тумблер QF1 в положение «вкл» (вверх), а затем тумблер QF2 также в положение «вкл» (вверх);
3. Установить индикацию стенда на выполнение работы №4;
4. поворотом выключателя SA16 задать требуемую мощность вентиляторов по

- указанию преподавателя (значение мощности высвечивается на табло РН2, Вт);
5. Поворотом выключателей SA14 и SA15 установить мощность электронагревателя по указанию преподавателя (значение мощности высвечивается на табло РН1, Вт);
 6. В течение эксперимента с интервалом 5 мин записываются показания приборов: объемный расход воздуха V , см³/с; температуры поверхности цилиндра t_1, t_2, t_3, t_4 , °С, температуры воздуха на входе и выходе кольцевого канала t' и t'' , °С, которые высвечиваются горячей индикацией на приборной панели стенда. Запись показаний проводится до наступления стационарного теплового режима, о достижении которого судят по установившимся показаниям температур. Запись при этом режиме является последней, и ее заносят в таблицу 4.4. По этим данным выполняется последующая обработка результатов эксперимента.

Таблица 4.4

Результаты прямых измерений

РН1 Вт	РН2 Вт	V , см ³ /с	Значения температур					
			t_1 , °С	t_2 , °С	t_3 , °С	t_4 , °С	t' , °С	t'' , °С
...

7. По указанию преподавателя повторить опыт при других значениях мощности вентиляторов и электронагревателя.
8. Переключателями SA14 и SA15 вывести мощность электронагревателя на нулевое значение;
9. Переключателем SA16 вывести мощность вентиляторов на нулевое значение;
10. Вывести установку из работы последовательным переводом QF2 и QF1 в положение «выкл» (нижнее).

Порядок расчета

Все расчеты проводятся отдельно для каждого значения мощности нагревателя и (или) вентиляторов.

1. Определить значение коэффициента теплоотдачи α на основе закона Ньютона-Рихмана. Для этого:
 - Из таблицы 4.1 выбрать значения теплофизических свойств сухого воздуха в соответствии с определяющей температурой $t_{опр}$, находимой по формуле (4.3).
 - Вычислить массовый расход воздуха $M = \rho V$, кг/с. Затем найти тепловой поток, переданный воздуху от нагретой стенки, Вт:

$$Q = c_p M (t'' - t') \quad (4.4)$$

Для расчета Q воспользуйтесь справочными данными для воздуха ниже.

Температура (°С)	Плотность (кг/м ³)	Удельная теплоемкость c_p , кДж/(кг·К)
0	1.293	1.005
20	1.205	1.005
40	1.127	1.005
60	1.067	1.009
80	1.000	1.009

- Используя результат вычислений по формуле (4.4.), вычислить по формуле (4.13) опытный коэффициент теплоотдачи, а затем значение числа Нуссельта в соответствии с его определением (см. Приложение).
2. Провести расчеты значения числа Нуссельта на основе соотношений метода подобия. Для этого:
- Вычислить среднюю скорость движения воздуха в кольцевом канале опытной установки

$$w = \frac{V}{\pi(D^2 - d^2)} \quad (4.5)$$

- Найти число Рейнольдса в соответствии с его определением $Re = \frac{wl}{\nu}$, где l – определяющий размер, который следует принять равным разности диаметров трубы и нагревающего цилиндра.
- По значению числа Рейнольдса установить режим течения воздуха и выбрать соответствующую формулу для расчета числа Нуссельта (4.6, 4.7 или 4.8).
- Определяют значение числа Грасгофа $Gr = \frac{\beta g l^3 \Delta t}{\nu^2}$, где Δt – температурный напор.

Теплофизические свойства сухого воздуха находят по определяющей температуре $t_{\text{опр}}$ из Таблицы 4.1.

Значения теплофизических свойств сухого воздуха

$t_{\text{опр}},$ $^{\circ}\text{C}$	Коэффициент теплопроводности $\lambda \cdot 10^2, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	Кинематический коэффициент вязкости $\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Коэффициент объемного расширения $\beta \cdot 10^3,$ К^{-1}	Pr
10	2,51	14,66	3,53	0,71
20	2,58	15,61	3,42	0,71
30	2,65	16,58	3,30	0,71
40	2,72	17,57	3,29	0,71
50	2,79	18,58	3,17	0,71
60	2,86	19,60	3,06	0,71
70	2,92	20,65	2,94	0,71
80	2,99	21,74	2,83	0,71
90	3,08	22,82	2,72	0,71
100	3,12	23,91	2,67	0,71
120	3,24	26,21	2,58	0,71

• определить значение числа Нуссельта в соответствии с режимом движения воздуха по приведенной ниже методике. Академиком М.А. Михеевым установлено, что вынужденная конвекция в случае течения сухого воздуха в гладких трубах круглого сечения описывается следующими соотношениями:

1) При ламинарном течении – $Re < 2100$, число Нуссельта определяется из соотношения

$$Nu = 0.5 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,33} \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,1} \cdot \varepsilon_1, \quad (4.6)$$

где ε_1 - коэффициент, учитывающий изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы и зависящий от отношения длины трубы к ее диаметру (l/d). Значения этого коэффициента представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2

Значение ε_1 при ламинарном и переходном режимах

l/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
ε_1	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,0

2) При переходном режиме – $2100 < Re < 10^4$, число Нуссельта определяется из соотношения

$$Nu = K_0 \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_1. \quad (4.7)$$

Коэффициент K_0 зависит от критерия Рейнольдса Re и представлен в таблице 4.3.

Таблица 4.3

Значение K_0											
$Re \cdot 10^4$	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	3	4	5	6	8	10
K_0	1,9	2,2	3,3	3,8	4,4	6,0	10,3	15,5	19,5	27,0	33,3

3) При турбулентном течении – $Re \geq 10^4$, число Нуссельта определяется из соотношения

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_2. \quad (4.8)$$

Коэффициент ε_2 представлен в таблице 4.4.

Таблица 4.4

l/d	Значение ε_2 при турбулентном режиме		
	Значения ε_2 для различных значений числа Рейнольдса		
	$Re = 2 \cdot 10^3$	$Re = 2 \cdot 10^4$	$Re = 2 \cdot 10^5$
1	1,9	1,51	1,28
2	1,70	1,40	1,22
5	1,44	1,27	1,15
10	1,28	1,18	1,10
15	1,18	1,13	1,08
20	1,13	1,11	1,06
30	1,05	1,05	1,03

40	1,02	1,02	1,02
50	1,00	1,00	1,00

3. Все полученные данные представить в виде таблицы 4.5.

Таблица 4.5

Характеристики конвективной теплопередачи при вынужденном движении воздуха в трубе

Наименование величины	Расчетная формула, единицы измерения	Номер опыта		
		1	2	3
1	2	3	4	5
Средняя температура воздуха в трубе				
Средняя температура поверхности нагревателя				
Температурный напор				
Определяющая температура				
Массовый расход воздуха				
Тепловой поток, передаваемый воздуху от нагревателя				
Значение коэффициента теплоотдачи	Закон Ньютона-Рихмана			
Значение числа Нуссельта	Определение числа Нуссельта			
Значение числа Грасгофа				
Значение числа Прандтля				
Значение числа Рейнольдса				
Режим движения воздуха				
Значение числа Нуссельта	Соотношения метода подобия 5, 6, или 7			
Относительное расхождение между найденными значениями числа Нуссельта				

- Сравнить значения числа Нуссельта, полученные на основе использования закона Ньютона-Рихмана и соотношений метода подобия.
- Объяснить причины выявленных различий в значениях числа Нуссельта, найденных различными способами.
- Рассчитать относительную максимальную погрешность измерения α по формуле:

$$\frac{\Delta\alpha}{\alpha} = \frac{\Delta V}{V} + \frac{2\Delta t}{t'' - t'} + \frac{6\Delta t}{t_T - t_{cp}}$$

ПРИЛОЖЕНИЕ

Самопроизвольный необратимый процесс передачи теплоты в пространстве с неоднородным распределением температуры называется теплообменом или теплопередачей. Перенос теплоты представляет собой процесс обмена внутренней энергией между рассматриваемыми элементами среды или системами тел при наличии разности температур между ними.

Передача теплоты осуществляется в трех основных формах: теплопроводность, конвективный теплообмен и лучистый теплообмен.

Теплопроводность – процесс передачи теплоты при непосредственном соприкосновении различных тел или отдельных частиц тела, имеющих разные температуры.

Конвекция – процесс передачи теплоты при перемещении объемов жидкости или газа в пространстве из области с одной температурой в область с другой. При этом перенос энергии неразрывно связан с перемещением самой среды.

Тепловое излучение – это процесс передачи энергии путем электромагнитных волн.

Тепловые процессы между телами в различных агрегатных состояниях содержат и различные формы обмена теплом. В частности, процесс теплопередачи между жидкостью или газом и поверхностью твёрдого тела при их соприкосновении называется конвективным теплообменом. Этот процесс осуществляется одновременно действием теплопроводности и конвекции.

Различают две разновидности конвективной передачи теплоты – естественную (или свободную, возникающую только вследствие разности температур в различных областях жидкости или газа) и вынужденную конвекцию. **Объектом изучения в данной работе является вынужденная конвекция**, которая вызывается работой насосов, вентиляторов или других устройств, создающих разность давлений в газовой или жидкой среде. Эта разность обеспечивает перенос частиц среды между областями с разными температурами, т.е. теплообмен.

Процесс конвективного теплообмена между поверхностью тела и средой описывается законом Ньютона-Рихмана, который устанавливает, что количество теплоты Q , передаваемое конвективным теплообменом в единицу времени прямо пропорционально площади поверхности твердого тела и разности температур его поверхности и окружающей среды $t_T - t_{cp}$:

$$Q = \alpha(t_T - t_{cp})F \quad (4.9)$$

или, используя понятие плотности теплового потока ($q = Q/F$),

$$q = \alpha(t_T - t_{cp})F \quad (4.10)$$

где: α - коэффициент теплоотдачи [Вт/(м²К)], характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой. Он учитывает факторы, которые влияют на процесс конвективного теплообмена. Среди них:

- w – скорость среды (жидкость, газ); режим движения жидкости (ламинарный, турбулентный);
- Φ - форма тела (плоская, цилиндрическая), l_0 - размеры и положение его поверхности (горизонтальная, вертикальная); $\theta = (t_T - t_c)$ – температурный напор;
- физические свойства жидкостей или газов: коэффициент теплопроводности (λ), изобарная удельная теплоемкость среды (c_p), плотность (ρ), коэффициент температуропроводности ($a = \lambda / c_p \cdot \rho$), коэффициент динамической вязкости (μ) или кинематической вязкости ($\nu = \mu / \rho$), температурный коэффициент объемного расширения ($\beta = 1/T$).

Следовательно, коэффициент теплоотдачи является функцией этих и других параметров.

$$\alpha = f(\Phi; l; w; \theta; \lambda; a; c_p; \rho; \nu; \beta) \quad (4.11)$$

Она имеет очень сложный вид и для её определения невозможно дать общую формулу. Это значит, что каждый конкретный случай должен служить самостоятельным объектом изучения, иногда только экспериментальным методом. Наиболее простым для исследования является случай симметричных тел, в частности в форме цилиндра (круглой трубы).

Для аналитического метода исследования конвективного теплообмена нужно решить систему дифференциальных уравнений, состоящий из уравнения энергии (закон сохранения энергии), уравнения движения (импульса), уравнения неразрывности (закон сохранения массы), уравнение теплообмена (условие теплообмена на границе твердого тела и среды). Их решение сложная и трудоемкая задача, требующая разработки специальных методов. В частности, метод подобия позволил представить решение уравнения (3) в так называемой критериальной форме:

$$Nu = f_2(Nu; \Phi; Re; Gr; Pr), \quad (4.12)$$

где:

- $Nu = \frac{\alpha l_0}{\lambda}$ – критерий Нуссельта (безразмерный коэффициент теплоотдачи), характеризует теплообмен между поверхностью стенки и жидкостью или (газом);

- $Re = \frac{wl}{\nu}$ – критерий Рейнольдса, характеризует соотношение сил инерции и вязкости и определяет характер течения жидкости (газа);
- $Gr = \frac{\beta gl^3 \Delta t}{\nu^2}$ – критерий Грасгофа, характеризует подъёмную силу, возникающую в жидкости (газе) вследствие разности плотностей;
- $Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$ – критерий Прандтля, характеризует физические свойства жидкости (газа).

Из закона Ньютона-Рихмана (1) следует, что

$$\alpha = Q/(t_r - t_{cp})F \quad (4.13)$$

Переменные правой части уравнения легко определяется экспериментально.

Контрольные вопросы:

1. Дайте определение конвекции. Естественная и вынужденная конвекция.
2. Сформулируйте закон Ньютона-Рихмана, запишите формулу и объясните смысл величин входящих в неё.
3. Методы теории подобия.
4. Виды течений жидкости. Число Рейнольдса.
5. Физический смысл безразмерных чисел Грасгофа и Нуссельта.

Лабораторная работа ТМО-9. Изучение естественного конвективного теплообмена и определения КПД системы отопления

Цель работы: Изучение закономерностей конвективного теплообмена и определение КПД системы отопления

Приборы и принадлежности: Установка для изучения конвективного теплообмена

Описание экспериментальной установки

Эксперимент проводится на лабораторной модели системы отопления, изображенной на рис. 1 и схематически представленной на рис. 2.

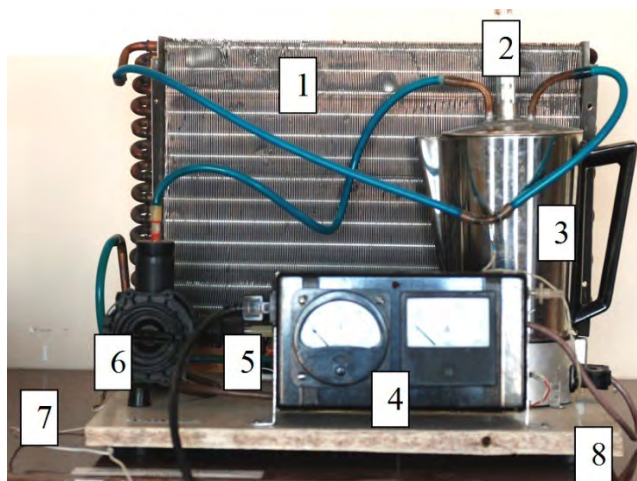


Рис.1. Лабораторная модель системы отопления

1 – радиатор с оребрением; 2 – термометр для измерения температуры воды в котле; 3 – котел; 4 – измерительный блок; 5 – вентилятор (находится под радиатором 1); 6 – насос; 7 – термопара для измерения температуры воды на входе в радиатор; 8 – термопара для измерения температуры воды на выходе из радиатора

Установка функционирует следующим образом. Нагретая в котле вода насосом подается в радиатор. Там теплоноситель (вода) отдает часть своей тепловой энергии окружающей среде и возвращается обратно в котел. Температура вода в котле измеряется с помощью термометра (выньте для чтения его показаний). На передней панели измерительного блока расположены вольтметр и амперметр. Тумблеры включения/выключения и регулятор электрической мощности нагревателя расположены на боковых панелях этого блока.

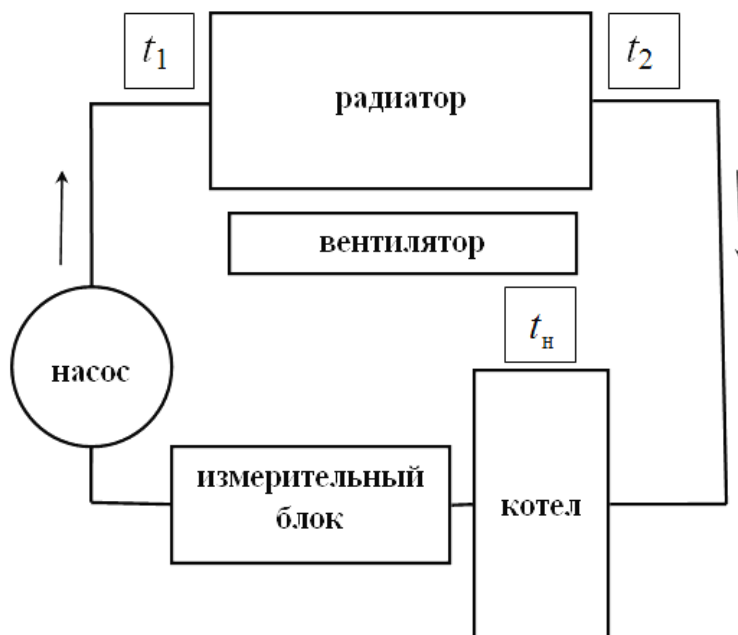


Рис. 2. Схема лабораторной модели системы отопления
Стрелками показано направление движения теплоносителя (воды) в контуре

Форму насоса можно приближенно считать цилиндрической. Его длина равна $l = 14$ см, диаметр $d = 5$ см. Площадь насоса S_H рассчитывается согласно известным формулам. Площадь поверхности котла равна $S_K = 800$ см².

Порядок проведения эксперимента

1. Установите по заданию преподавателя напряжение U на электрическом нагревателе, находящемся внутри котла, и силу тока I через нагреватель;
2. Через каждые 10-15 мин, по мере наступления стационарного теплового режима (когда показания термометра в котле станут неизменными) запишите показания всех измерительных приборов. Температуру воды на входе в радиатор и выходе из радиатора определите с помощью прилагаемого измерительного прибора, предварительно переведя его в режим измерения температуры «°C» и подключив к нему соответствующую термопару;
3. Проведите замеры для четырёх тепловых режимов в случае режима естественной конвекции;
4. Включите вентилятор и проведите соответствующие четыре замера для случая вынужденной конвекции.

Результаты измерений занесите в Таблицу 1.

Таблица 1. Опытные данные

Естественная конвекция (вентилятор выключен)						
№ опыта	U, A	I, A	$t_1, ^\circ C$	$t_2, ^\circ C$	$t_K, ^\circ C$	$t_J, ^\circ C$
...						
Вынужденная конвекция (вентилятор включен)						
№ опыта	U, A	I, A	$t_1, ^\circ C$	$t_2, ^\circ C$	$t_K, ^\circ C$	$t_J, ^\circ C$
...						

Проведение расчетов

1. Подставьте в уравнение (1) полученные на опыте численные значения параметров (для первых трех тепловых режимов):

$$UI = \alpha_K S_K (t_K - t_J) + \alpha_H S_H \left(\frac{t_K + t_1}{2} - t_J \right) + c_B G (t_1 - t_2), \quad (1)$$

где α_K – коэффициент теплообмена поверхности котла с окружающим воздухом, Вт/м²·К; α_H – коэффициент теплообмена поверхности насоса с окружающим воздухом, Вт/м²·К; t_1 – температура воды на входе в радиатор, °C; t_2 – температура воды на выходе из радиатора, °C; t_J – комнатная температура (температура жидкости), °C; $c_B = 4200$ Дж/кг·К – удельная теплоемкость воды; G – массовый расход воды в системе, кг/с;

2. Решите полученную систему уравнений для определения трех неизвестных α_K , α_H и G ;

3. С целью контроля правильности произведенных расчетов, подставьте в уравнение (1) полученные на опыте численные значения опытных параметров для четвертого тепловых режима, а так же рассчитанные в пункте 3 численные значения α_K , α_H и G . (Указание. После подстановки численных данных в (1) у вас должно получиться равенство);

4. Повторите все расчеты для случая вынужденной конвекции;

5. Определите КПД установки для каждого из четырех режимов в случае естественной и вынужденной конвекции по формуле:

$$\eta = \frac{c_B G (t_1 - t_2)}{UI}; \quad (2)$$

6. Постройте график зависимости КПД установки от мощности $P = UI$ для естественной и вынужденной конвекции.

В выводах сделайте заключение о зависимости КПД от мощности, а также сделайте заключение о том, как изменяется КПД при переходе от естественной к вынужденной конвекции.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Принцип составления энергетического (теплового) баланса

Уравнение теплового баланса аппаратов записывается на основании закона сохранения энергии: в замкнутой системе сумма всех видов энергии постоянна. Энергетический (тепловой) баланс любого аппарата может быть представлен в виде уравнения, связывающего приход и расход энергии (тепла) процесса (аппарата):

$$\sum Q_{\text{ПРИХ}} = \sum Q_{\text{РАСХ}} \text{ или } \sum Q_{\text{ПРИХ}} - \sum Q_{\text{РАСХ}} = 0 \quad (\text{П.1})$$

Левая часть этого уравнения представляет собой количество подведенного к аппарату тепла, правая – сумму отведенного тепла и тепловых потерь. Иначе говоря, закон сохранения энергии в данном случае формулируется следующим образом: приход теплоты в данном аппарате (или производственной операции) должен быть равен расходу теплоты в том же аппарате (или операции).

В нашем случае

$$\sum Q_{\text{ПРИХ}} = UI, \quad (\text{П.2})$$

$$\sum Q_{\text{РАСХ}} = Q_K + Q_H + Q_P, \quad (\text{П.3})$$

где Q_K – мощность тепловых потерь для котла; Q_H – мощность тепловых потерь для насоса; Q_P – мощность выделения тепла в радиаторе.

Согласно закону Ньютона-Рихмана, мощности тепловых потерь для котла и насоса могут быть найдены по формулам:

$$Q_K = \alpha_K S_K (t_K - t_{Ж}), \quad (\text{П.4})$$

$$Q_H = \alpha_H S_H \left(\frac{t_K + t_1}{2} - t_{Ж} \right). \quad (\text{П.5})$$

Мощность выделения тепла в радиаторе находится из следующего известного соотношения:

$$Q_B = c_B G (t_1 - t_2). \quad (\text{П.6})$$

КПД тепловых аппаратов

Фактическое полезное действие тепловой системы определяется по следующей формуле:

$$\eta = \frac{Q_{\text{ПЕРЕД}}}{\sum Q_{\text{ЗАТР}}}, \quad (\text{П.7})$$

где η – показатель КПД, $\sum Q_{\text{ЗАТР}}$ — количество затрачиваемой энергии на нагрев теплоносителя, $Q_{\text{ПЕРЕД}}$ – фактическая передача тепла воздуху (жидкости) в помещении.

Очевидно, что в данном случае $Q_{\text{ПЕРЕД}} = Q_B$, а $\sum Q_{\text{ЗАТР}} = \sum Q_{\text{ПРИХ}}$. Или, с учетом формул П.2 и П.6, получим

$$\begin{aligned} \sum Q_{\text{ЗАТР}} &= UI, \\ Q_{\text{ПЕРЕД}} &= c_B G (t_1 - t_2). \end{aligned}$$

Контрольные вопросы

1. Объясните принцип работы лабораторной модели системы отопления. Начертите ее схему.
2. Объясните принцип составления энергетического (теплового) баланса, напишите и поясните уравнение баланса, полученное в данной работе
3. Напишите и поясните формулу для КПД, приведенную для данной установки.
4. Закон Ньютона-Рихмана

Лабораторная работа ТМО-10. Определение коэффициента теплоотдачи одиночной вертикальной трубы при естественной конвекции в неограниченном пространстве

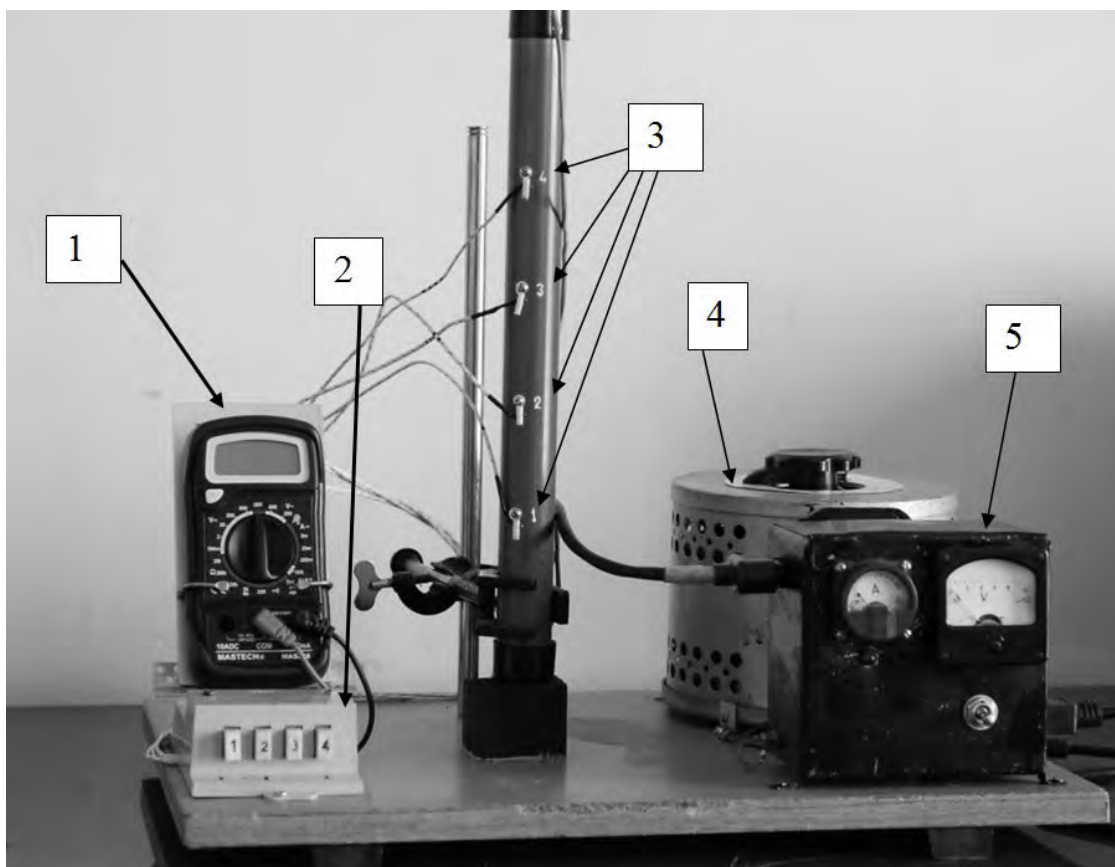
1. Цель работы

Определение коэффициента теплоотдачи одиночной вертикальной трубы при естественной конвекции опытным путем и по критериальному уравнению подобия.

2. Приборы принадлежности

Лабораторная установка, состоящая из алюминиевой вертикальной трубы, измерительных приборов и источника питания.

3. Описание лабораторной установки



Установка выполнена в виде вертикально расположенной дюралевой трубы наружным диаметром $d = 30$ мм и длиной $l = 220$ мм, внутри которой расположен электрический нагреватель. Для измерения значения температуры по высоте вертикальной используется мультиметр 1. При этом переключатель мультиметра должен находиться напротив отметки "°C" на шкале режимов измерений). Переключение термопар осуществляется с помощью переключателя 2 путем нажатия номера требуемой термопары (остальные переключатели должны быть отжаты). На дюралевой трубе указана нумерация горячих спаев термопар, запаянных в стенку трубы, в порядке увеличения их порядкового номера. Блок питания 4 позволяет увеличивать электрическую мощность нагревателя внутри трубы путем вращения ручки регулятора по часовой стрелке вплоть до установленного ограничителя мощности. Измерительный блок 5 включает в себя амперметр и вольтметр и,

соответственно, позволяет регистрировать значения силы тока I и падение напряжения U в цепи.

4. Проведение измерений

Включите блок питания в сеть. Включите измерительный блок тумблером, который расположен на передней панели блока измерения. Установите мультиметр в соответствующий режим измерения (режим измерения температуры). Измерьте температуру окружающего воздуха с помощью термометра, установленного в лаборатории. Задайте по указанию преподавателя начальное значение напряжения и силы тока с помощью регулятора блока питания. Далее увеличивайте электрическую мощность нагревателя внутри трубы с интервалом значений напряжения, задаваемого преподавателем. Рекомендуемый диапазон значений падения напряжения в цепи - от нуля до 50 В. Температуру трубы измеряйте с интервалом 20 мин до наступления стационарного режима (когда показания мультиметра стабилизируются).

При включении электрического нагревателя внутри трубы в электрическую цепь в нем выделяется теплота, расходуемая на нагрев трубы и теплопотери. Через некоторое время вся теплота, выделяющаяся в нагревателе, расходуется на покрытие тепловых потерь в окружающую среду. Начиная с этого момента, температура наружной поверхности трубы не будет меняться, что указывает на установление стационарного режима.

Результаты измерений заносите в таблицу, показанную ниже:

№ пп	Сила тока I , А	Напряжение U , В	Температура					
			окружающего воздуха $t_{ж}$, °С	поверхности трубы t_c , °С				
				№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	t_c^{cp} , °С
1								
2								
...								
n								

5. Задания для самостоятельной работы

Определение коэффициентов теплоотдачи опытным путем

При стационарном режиме, вся теплота, получаемая от электрического нагревателя, выделяется внутри трубы, а также расходуется на теплопотери в окружающую среду, т.е.

$$N = UI = Q, \quad (5.1)$$

где Q - тепловой поток от поверхности тела (в данном случае, трубы) к поверхности жидкости (окружающего воздуха). Под термином "жидкость" подразумевается любая сплошная среда, обладающая свойством текучести.

Величина Q может быть найдена как

$$Q = Q_k + Q_l ; \quad (5.2)$$

$$Q_k = \alpha_k (T_c - T_{ж}) F ; \quad (5.3)$$

$$Q_l = \alpha_l (T_c - T_{ж}) F ; \quad (5.4)$$

где α_k и α_l - коэффициенты конвективной теплоотдачи и теплоотдачи излучением соответственно, Вт/(м²·К); T_c - температура поверхности тела, К; $T_{ж}$ - температура поверхностей окружающих тел, принимаемая равной температуре окружающей среды, К; F - поверхность теплообмена, м². Формулы (5.3) и (5.4) выражают закон Ньютона-Рихмана.

Общий коэффициент теплоотдачи можно определить из соотношения:

$$\alpha = \frac{Q}{(T_c - T_{ж}) F} = \frac{N}{(T_c - T_{ж}) F} = \frac{UI}{(T_c - T_{ж}) F} . \quad (5.5)$$

Коэффициент теплоотдачи излучением находим из формулы

$$\alpha_l = \varphi_{1,2} \frac{\varepsilon_{пр} C_0 \left[\left(\frac{T_c}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{ж}}{100} \right)^4 \right]}{T_c - T_{ж}} , \quad (5.6)$$

где $\varphi_{1,2}$ - угловой коэффициент поглощения (учитывает часть излучения первого тела, которое воспринимается другим телом); $\varepsilon_{пр}$ - приведенная степень черноты системы тел; C_0 - коэффициент излучения абсолютно черного тела, $C_0 = 5.67$ Вт/м²·К⁴.

Определение α_k возможно следующим образом. Из формулы (5.5) рассчитывается общий коэффициент теплоотдачи. Коэффициент теплоотдачи излучением находится по формуле (5.6). Коэффициент конвективной теплоотдачи находится как разность этих двух коэффициентов:

$$\alpha_k = \alpha - \alpha_l . \quad (5.7)$$

Угловой коэффициент излучения $\varphi_{1,2}$ принимаем равным единице 1.0 поскольку излучение от поверхности трубы полностью воспринимается окружающими телами. На основании того, что площадь поверхности трубы значительно меньше площади поверхностей окружающих тел, приведенную степень черноты системы принимаем равную $\varepsilon_{пр} = 0.048$ (степени черноты для полированного алюминия, см. Табл. П1). Поверхность теплоотдачи находим как площадь боковой поверхности цилиндра:

$$F = \pi dl . \quad (5.7a)$$

Полученные данные расчета занесите в таблицу ниже:

Мощность нагревателя $N = UI$, Вт	Поверхность теплоотдачи F , м ²	Коэффициенты теплоотдачи, Вт/(м ² ·К)		
		α	$\alpha_{\text{л}}$	$\alpha_{\text{к}}$

Определение коэффициента конвективного теплообмена по критериальному уравнению подобия

Аналитическое определение $\alpha_{\text{к}}$ представляет собой сложную задачу, поскольку в этом случае необходимо решить систему дифференциальных уравнений. Поэтому для расчета используют критериальные уравнения подобия. Числа подобия позволяют анализировать подобные явления, имея экспериментальные данные лишь по какому-либо одному из подобных явлений. Кроме того, они позволяют сократить число неизвестных переменных. Из теории подобия следует, что сложные процессы характеризуются не отдельными физическими величинами, а определенным образом составленными из них безразмерными комплексами или критериями. Если на основе теории подобия объединить физические и геометрические параметры в безразмерные комплексы (критерии подобия), то процесс теплообмена в условиях естественной конвекции можно описать следующими тремя числами.

Число Нуссельта:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha l}{\lambda} , \quad (5.8)$$

где α - коэффициент теплоотдачи; l - характерный размер твердого тела; λ - теплопроводность жидкости или газа, Вт/(м·К). Число Нуссельта является безразмерным коэффициентом теплоотдачи.

Число Грасгофа:

$$\text{Gr} = \frac{g\beta(T_c - T_{\text{ж}})l^3}{\nu^2} , \quad (5.9)$$

где g - ускорение свободного падения, м/с²; β - коэффициент объемного расширения жидкости, который для идеальных газов равен $\beta = 1/T$, К; ν - коэффициент кинематической вязкости жидкости, м²/с, которая обусловлена силами внутреннего трения. Число Грасгофа характеризует соотношение между подъемной силой и силой вязкого трения.

Число Прандтля:

$$\text{Pr} = \nu/a , \quad (5.10)$$

где ν - кинематическая вязкость жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$; a - коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$. Число Прандтля определяет физические свойства жидкости.

Для аналитического определения α_k выполните следующие действия:

- находим характерную температуру $t_m = 0.5(t_c + t_{\text{ж}})$;
- по этой температуре выбираем теплофизические характеристики жидкости (из Табл. П2): коэффициент вязкости ν , коэффициент теплопроводности λ , а также число Прандтля Pr ;
- рассчитываем коэффициент объемного расширения β (для газа $\beta = 1/T$);
- используя теплофизические характеристики воздуха, рассчитываем число Грасгофа по формуле (5.9); где характерным размером является высота трубы l ;
- находим число Релея из соотношения

$$\text{Ra} = \text{GrPr}; \quad (5.11)$$

- рассчитываем число Нуссельта из формулы

$$\text{Nu} = c(\text{Ra})^n, \quad (5.12)$$

где c и n - коэффициенты, зависящие от числа Рэлея. Их определяем из таблицы:

$\text{Ra}_m = \text{Gr}_m \cdot \text{Pr}_m$	Режим течения	c	n
$< 10^{-3}$	Пленочный	0,5	0
$10^{-3} \div 5 \cdot 10^2$	Переходный от пленочного к ламинарному	1,18	1/8
$5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^7$	Ламинарный и переходный к турбулентному	0,54	1/4
$> 2 \cdot 10^7$	Турбулентный	0,135	1/3

- окончательно, находим коэффициент теплоотдачи α_k из соотношения

$$\alpha_k = \frac{\text{Nu}\lambda}{l}. \quad (5.12)$$

Дополнительное задание

По формулам (5.2), (5.3) и (5.4) рассчитайте величину тепловых потоков $Q_{\text{л}}$, $Q_{\text{к}}$ и Q .

Контрольные вопросы

1. Закон Ньютона-Рихмана.
2. Какие существуют способы переноса теплоты?
3. Естественная и вынужденная конвекция.

4. Угловые коэффициенты при теплообмене излучением.
5. Какие температуры и геометрические размеры тела принимаются за определяющие при расчете коэффициента теплоотдачи?
6. Что представляют собой числа подобия и критериальные уравнения?
7. Физическая сущность чисел Нуссельта, Грасгофа, Релея и Прандля.

Таблица П2

Физические свойства сухого воздуха при давлении 760 мм рт. ст.

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\lambda \cdot 10^2, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$\alpha \cdot 10^6, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	Pr
—50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
—40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
—30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
—20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
— 10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,155	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717

1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

Лабораторная работа ТМО-11. Определение коэффициента излучения электропроводящих калориметрическим методом

Цель работы: изучение процесса лучистого теплообмена, экспериментальное определение степени черноты нити накала электролампы и ее зависимости от температуры

Приборы и принадлежности: Стенд НТЦ-22.05.1 «Теплотехника и термодинамика», модуль НТЦ-22.05.1/6 «Определение коэффициента излучения электропроводящих материалов калориметрическим методом»

Описание экспериментальной установки

Эксперимент проводится на лабораторном стенде с использованием модуля, изображенного на рис. 1 и схематически представленного на рис. 2.



Рисунок 1. Модуль НТЦ-22.05.1/6 «Определение коэффициента излучения электропроводящих материалов калориметрическим методом»

Калориметрический метод определения коэффициента излучения заключается в том, что исследуемое тело погружается в калориметр, где участвует в теплообмене с другим телом. Знание энергии теплообмена и температуры излучающего тела позволяют рассчитать его коэффициент излучения. В качестве образца выбрана вольфрамовая нить лампы накаливания. Лампа заключена в металлический кожух, который является внутренней частью калориметра. Между ней и внешней частью калориметра протекает вода, температура которой измеряется на входе и выходе из калориметра

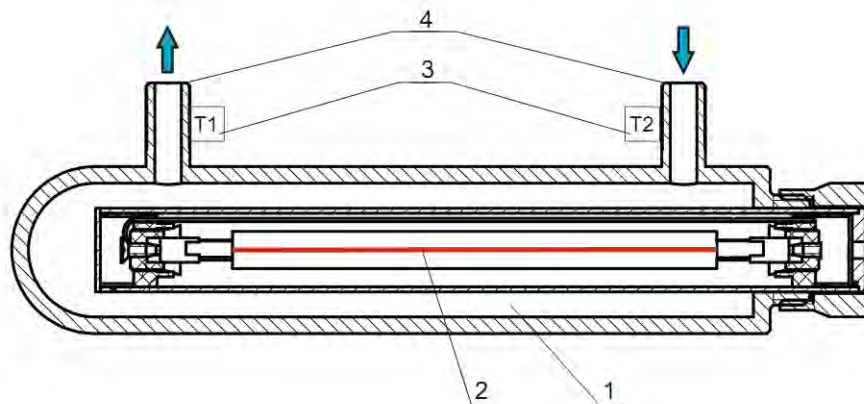


Рисунок 2. Схема опытной установки для определения коэффициента излучения электропроводящих материалов калориметрическим методом

1 – калориметр; 2 – исследуемый образец; 3 – датчики температуры; 4 – подвод воды

Значительный расход воды обеспечивает постоянство температуры поверхности внутренней полости калориметра, которая является тепловоспринимающей. Диаметр внутренней полости калориметра значительно больше диаметра проволоки. Поскольку для электролампы в сосуде создан вакуум, то можно считать, что нагретая проволока передает тепло стенкам сосуда только излучением.

Электрическое напряжение подается к вольфрамовой нити через регулятор напряжения – понижающий трансформатор. Сила электрического тока, проходящего через вольфрамовую нить, и его мощность измеряются амперметром и ваттметром 4, которые расположены на приборной панели стенда.

Вода прокачивается через калориметр насосом. Температура воды на входе $t_{вх}$ и выходе $t_{вых}$ из калориметра измеряется датчиками температуры

Порядок проведения эксперимента

1. Установить модуль Модуль НТЦ-22.05.1/6 рис. 1 на перфорированную панель и закрепить поворотом крепежных рукояток во встречном направлении на четверть оборота. Подключить кабель модуля к разъему X11 на панели стенда.
2. Убедиться в том, что переключатели установлены в положения: SA1 – «выкл», SA2 (Насос-1) – «выкл», SA3 – «нижнее», SA4 (Насос-2) – «выкл», SA5 – «выкл», SA6 – «выкл», SA14 – min, SA15 – min, SA16 – min.
3. Включить автоматические выключатели QF1 и QF2 на панели стенда. Установить профиль индикации «L 6». Конфигурация отображаемых на индикаторах параметров изображена на рис. 3.

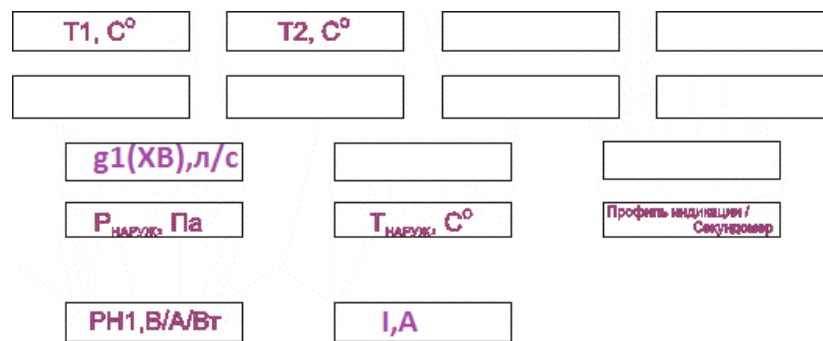


Рисунок 3. Конфигурация активных индикаторов на приборной панели

4. Максимально открыть вентиль синего цвета на трубопроводе. Включить клавишный выключатель SA2 (Насос-1). Это приведет в работу циркуляционный насос охлаждающей воды. Установить вентилем расход $g_1=0,010-0,020$ л/с. Для достижения трех температурных режимов уменьшайте g_1 в интервале от 0.020 до 0.010 л/с.
5. Переключатель SA14 (PH1) установить в максимальное положение.
6. Дождаться наступления стационарного режима теплопередачи (значения температур T1 и T2 перестанут изменяться) и зафиксировать показания приборов.
7. Повторить измерения при других значениях объемного расхода воды g_1 .
8. После окончания измерений выведите переключатель SA14 (PH1) в нулевое положение. Через 10 мин выключите насос SA2 и закройте вентиль синего цвета.
9. Последовательно перевести переключатели QF2 и QF1 в положение «выкл» (нижнее).

Данные прямых измерений и параметров установки занесите в Таблицу 1.

Таблица 1.

Данные прямых измерений и параметров установки

Наименование величины	Номер опыта		
	1	2	3
Мощность тока проходящего через нить P , Вт . (Показание PH1)			
Сила тока, проходящего через нить I , А. (Показание PH2)			
Температура воды на входе в калориметр $t_{вх}$, °C (датчик T1)			
Температура воды на выходе из калориметра $t_{вых}$, °C (датчик T2)			
Сопротивление нити при комнатной температуре R_0 , Ом	4		
Диаметр нити d , мм	0,2		
Длина нити l , м	1,64		

Порядок расчета

Коэффициент излучения вольфрамовой нити (степень черноты наружной поверхности вольфрамовой нити) ε_1 рассчитывается для каждого температурного режима по формуле (П.4). В этом соотношении $Q_{\text{л}} = P$, Вт. Для выполнения расчетов по формуле (П.4) выполните следующие предварительные подсчеты:

1. Найдите сопротивление нити при прохождении тока по формуле $R = P/I^2$, Ом.

2. Средняя температура поверхности находится из линейного закона зависимости сопротивления металла от температуры $R=R_0(1+\alpha t)$. Откуда $t_1 = (R - R_0)/\alpha R_0$, где $\alpha = 4.6 \cdot 10^{-3}$, °С – температурный коэффициент сопротивления. $T_1 = t_1 + 273$, К.

3. Средняя температура тепловоспринимающей поверхности равна $t_2 = (t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}})/2$, °С. $T_2 = t_2 + 273$, К.

4. Площадь поверхности вольфрамовой нити равна $F = \pi dl$, м².

Полученное значение ε_1 сравните с табличным значением для степени черноты вольфрамовой нити, бывшей в употреблении при температуре 300 – 3000 К (примерно 0.3)

В выводах следует представить зависимость степени черноты нити от температуры в табличной и графической формах.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Самопроизвольный необратимый процесс передачи теплоты в пространстве с неоднородным распределением температуры называется теплообменом или теплопередачей. Перенос теплоты представляет собой процесс обмена внутренней энергией между рассматриваемыми элементами среды или системами тел при наличии разности температур между ними.

Передача теплоты осуществляется в трех основных формах: теплопроводность, конвективный теплообмен и лучистый теплообмен.

Теплопроводность – процесс передачи теплоты при непосредственном соприкосновении различных тел или отдельных частиц тела, имеющих разные температуры.

Конвекция – процесс передачи теплоты при перемещении объемов жидкости или газа в пространстве из области с одной температурой в область с другой. При этом перенос энергии неразрывно связан с перемещением самой среды.

Тепловое излучение (лучистый теплообмен) – это процесс передачи энергии путем электромагнитных волн. При тепловом излучении происходит двойное превращение энергии – внутренняя энергия излучающего тела

переходит в энергию электромагнитного излучения и обратно, лучистая энергия, поглощаясь телом, переходит во внутреннюю. Все тела при температуре $T > 0$ К испускают электромагнитные волны. Твердые тела излучают сплошные спектры, состоящие из широкого набора длин волн. Разреженные одноатомные газы дают линейчатые спектры излучения, многоатомные газы и жидкости – полосатые спектры, т.е. области с практически непрерывным набором длин волн. Объектом изучения в данной работе являются интегральные (не спектральные) характеристики теплового излучения твердых тел.

Одной из них является – энергетическая светимость (R)– это энергия, излучаемая единичной площадью тела за единицу времени. В работе используется также модель абсолютно черного тела (поглощает и излучает, но не отражает электромагнитную волну) и модель серого или реального тела, способного и излучать, и поглощать, и отражать.

Закон Стефана-Больцмана может быть применен и к серым телам. В этом случае энергетическая светимость определяется соотношением

$$R = \varepsilon R_0 = \varepsilon \sigma_0 T^4, \quad (\text{П.1})$$

где ε – степень черноты серого тела или его коэффициент излучения, .

Степень черноты характеризует излучательную способность рассматриваемого тела по сравнению с абсолютно черным телом и зависит от состояния поверхности тела и ее температуры. Значения степени черноты ε для различных тел находится в пределах от 0 до 1.

В технической литературе уравнение П.1 часто записывают в виде

$$R_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad \text{П.2}$$

где C_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела, $C_0 = 5,67$ Вт/(м²·К⁴).

Для определения результирующего потока теплового излучения между телами любой формы при произвольном их расположении в пространстве $Q_{1,2}$ может быть использовано следующее расчетное соотношение:

$$Q_{1,2} = \varepsilon_{1,2} C_0 F_{1,2} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad \text{П.3}$$

где T_1 и T_2 – температуры «горячего» и «холодного» тел, $T_1 > T_2$; $\varepsilon_{1,2}$ – приведенная степень черноты рассматриваемой системы; $F_{1,2}$ – приведенная площадь поверхности теплообмена рассматриваемой системы.

Зависимости для определения приведенных степени черноты и площади поверхности теплообмена для каждого частного случая (определенная форма тел, расположение тел в пространстве и т.д.) приводятся в справочной литературе. Задача упрощается, если площади поверхности тел значительно отличаются друг от друга. Тогда приведенные параметры равны параметрам

меньшего по поверхности тела (ε_1 и F_1) и формула для расчета его коэффициента излучения принимает вид ($C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$):

$$\varepsilon_1 = \frac{Q_1}{C_0 F_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]} \quad (\text{П.4})$$

Переменные правой части этого уравнения доступны для измерения либо непосредственно, либо косвенно. Следовательно, экспериментальная установка должна содержать испытуемый объект, устройство для его нагрева, а также возможности определения температуры и переданного количества теплоты.

Контрольные вопросы

1. Основные формы теплопроводности
2. Закон Стефана-Больцмана
3. Суть калориметрического метода определения коэффициента черноты твердых тел

Лабораторная работа ТМО-12. Определение степени черноты методом сравнения

1. Цель работы

Определение степени черноты тела методом сравнения.

2. Приборы и принадлежности

Лабораторная установка, состоящая из зачерненной и полированной пластин, лабораторного автотрансформатора и измерительных приборов.

3. Общие сведения

По закону Стефана-Больцмана плотность интегрального излучения абсолютно черного тела равна

$$E_0 = \sigma T^4, \quad (3.1)$$

где σ - постоянная излучения абсолютно черного тела,

$$\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4).$$

Для инженерных расчетов формулу (3.1) удобнее представить в следующем виде

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (3.2)$$

где C_0 - коэффициент излучения абсолютно черного тела,

$$C_0 = 5.67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4).$$

Серыми считаются тела, спектр излучения которых непрерывен и подобен излучению абсолютно черного тела. Для серых тел

$$E = \varepsilon C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (3.3)$$

где ε - степень черноты.

Степень черноты показывает отношение потока собственного излучения тела E к потоку излучения черного тела E_0 при той же температуре

$$\varepsilon = \frac{E}{E_0} = \frac{C \left(\frac{T}{100} \right)^4}{C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4} = \frac{C}{C_0}. \quad (3.4)$$

Степень черноты зависит от природы материала, его температуры, состояния материала, а также состояния поверхности и длины волны.

Приведенная степень черноты системы тел, из которых одно находится в полости другого, равна

$$\varepsilon_{ПП} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_M} + \frac{F_M}{F_B} \left(\frac{1}{\varepsilon_B} - 1 \right)}, \quad (3.5)$$

где ε_M и F_M - степень черноты и площадь поверхности меньшего тела; ε_B F_B - степень черноты и площадь поверхности большего тела.

Если $F_M \ll F_B$, то $\frac{F_M}{F_B} \rightarrow 0$ и $\varepsilon_{ПП} \cong \varepsilon_M$.

Суть метода определения степени черноты методом сравнения заключается в следующем. Если две пластины с одинаковыми температурами и размерами (степень черноты одной из пластин известна), разместить одинаково в пространстве, то их конвективные тепловые потоки будут равны между собой

$$Q_{K_1} = Q_{K_2}. \quad (3.6)$$

Потоки теплоты, излучаемые пластинами, будут равны

$$Q_{Л_1} = \varepsilon_{ПП_1} C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{жс}}{100} \right)^4 \right] F_1; \quad (3.7)$$

$$Q_{Л_2} = \varepsilon_{ПП_2} C_0 \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{жс}}{100} \right)^4 \right] F_2, \quad (3.8)$$

где T_1 и T_2 температуры первой и второй пластин соответственно, К; $T_{жс}$ - температура поверхностей окружающих пластины тел, принимаемая равной температуре окружающей среды, К.

Если площадь тел, окружающих пластины значительно больше площади пластин, то можно принять

$$\varepsilon_{ПР_1} \cong \varepsilon_1; \quad (3.9)$$

$$\varepsilon_{ПР_2} \cong \varepsilon_2. \quad (3.10)$$

Поскольку $F_1 = F_2 = F$, то (3.7) и (3.8) можно записать в виде

$$Q_{Л_1} = \varepsilon_1 C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{жс}}{100} \right)^4 \right] F; \quad (3.11)$$

$$Q_{Л_2} = \varepsilon_2 C_0 \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{жс}}{100} \right)^4 \right] F. \quad (3.12)$$

В нашем случае мы добиваемся равенства температур зачерненной и полированной пластин, т.е. $T_1 = T_2$, тогда (3.12) может быть записано в виде

$$Q_{Л_2} = \varepsilon_2 C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{жс}}{100} \right)^4 \right] F. \quad (3.13)$$

Вычитая (3.13) из (3.11), получим:

$$Q_{Л_1} - Q_{Л_2} = (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{жс}}{100} \right)^4 \right] F. \quad (3.14)$$

В условиях стационарности общие потоки теплоты от пластин за счет естественной конвекции и теплового излучения равны соответствующим электрическим мощностям нагревателей находящихся внутри сдвоенных металлических пластин, то есть

$$Q_1 = Q_{K_1} + Q_{Л_1} = I_1 U_1; \quad (3.15)$$

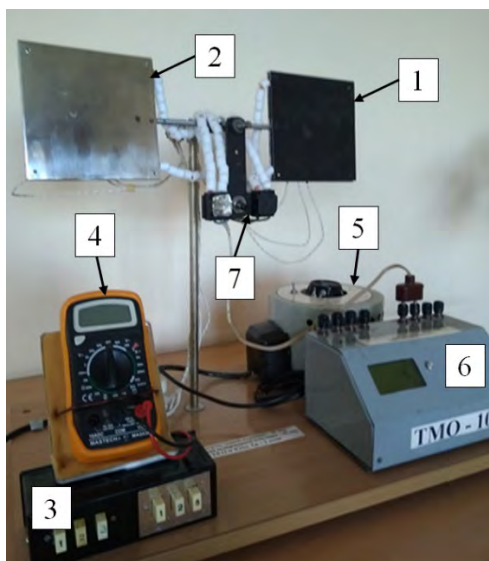
$$Q_2 = Q_{K_2} + Q_{Л_2} = I_2 U_2, \quad (3.16)$$

где I_1 и I_2 - силы тока в электрических нагревателях внутри пластин, А; U_1 и U_2 - падение напряжения в нагревателях, В.

Вычитая (3.16) из (3.15) и учитывая (3.6), и (3.14), получим расчетную формулу для определения степени черноты второй пластины:

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_1 - \frac{I_1 U_1 - I_2 U_2}{C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{жс}}{100} \right)^4 \right] F}. \quad (3.16)$$

4. Описание лабораторной установки



Установка состоит из двух пластин 1 и 2 с размерами 120×120 мм закрепленных на лабораторном штативе. Каждая пластина выполнена из двух металлических листов, между которыми находятся плоские электрические нагреватели. Стальная поверхность пластины 1 покрыта слоем черной масляной краски. Стальная поверхность пластины 2 отполирована. Температура каждой пластины измеряется с помощью трех термопар, одна из которых запаена в центре пластины, а две другие - у верхнего и нижнего краев пластины. Переключение термопар осуществляется с помощью кнопочного переключателя 3 путем нажатия номера требуемой термопары (остальные переключатели должны быть отжаты). Измерение температуры осуществляется мультиметром 4. При этом переключатель мультиметра должен находиться против отметки "°C" на шкале режимов измерений. Лабораторный автотрансформатор 5 позволяет увеличивать электрическую мощность нагревателя внутри пластин путем вращения ручки регулятора по часовой стрелке вплоть до установленного ограничителя мощности. Измерительный блок 6 включает в себя амперметр и вольтметр и, соответственно, позволяет регистрировать значения силы тока I и падение напряжения U в цепи (кнопка включения измерительного блока находится на его задней панели). Переключение электропитания между зачерненной и полированной пластинами осуществляется ключом 7.

4. Проведение измерений

Подсоедините лабораторный автотрансформатор к сети и включите его тумблером, который расположен на задней панели измерительного блока. Установите мультиметр в соответствующий режим измерения (режим измерения температуры). Измерьте температуру окружающего воздуха с

помощью термометра, установленного в лаборатории. Задайте по указанию преподавателя начальное значение напряжения и силы тока с помощью регулятора блока питания. Далее увеличивайте электрическую мощность плоских нагревателей внутри пластин с интервалом значений напряжения, задаваемого преподавателем. Рекомендуемые значения падения напряжения в цепи равны 24, 30 и 36 вольт.

При включении электрического нагревателя внутри пластины в электрическую цепь в нем выделяется теплота, расходуемая на нагрев пластин и теплопотери. Через некоторое время вся теплота, выделяющаяся в нагревателе, расходуется на покрытие тепловых потерь в окружающую среду. Начиная с этого момента, температура наружной поверхности пластин не будет изменяться, что указывает на установление стационарного режима. Для осуществления корректных измерений сначала включите нагреватель полированной пластины 2, переведя ключ 7 в крайнее левое положение. Установите рекомендуемый уровень падения напряжения в цепи с помощью лабораторного автотрансформатора 5. Дождитесь установления стационарного режима (когда показания мультиметра стабилизируются). Время установления стационарного режима в этом случае составляет не менее 30 мин. Затем переведите ключ 7 в крайнее правое положение, чтобы включить электрический нагреватель зачерненной пластины 1 при том же рекомендуемом значении падения напряжения, что и для полированной пластины. По достижению стационарного режима (по истечению не менее 20 мин) плавно добавляйте уровень напряжения (с интервалом не более 6 В) с целью выравнивания температур обеих пластин.

Результаты измерений заносите в таблицу, показанную ниже:

Температура окружающего воздуха $t_{ж}, ^\circ\text{C}$	Пластина 1					Пластина 2					
	I_1, A	U_1, B	Температура поверхности			$t_1^{\text{средн}}$	I_2, A	U_2, B	Температура поверхности ($t_2^{\text{средн}} = t_1^{\text{средн}}$)		
			№ 1	№ 2	№ 3				№ 1	№ 2	№ 3

5. Задания для самостоятельной работы

Рассчитайте степень черноты второй пластины по формуле 3.16. Степень черноты первой пластины примите равной 0.95.

Сравните полученные данные с данными таблицы П1 Приложения.

Проанализируйте результаты опыта и сделайте выводы.

6. Дополнительное задание

Определение коэффициента конвективного теплообмена по критериальному уравнению подобия

Аналитическое определение α_k представляет собой сложную задачу, поскольку в этом случае необходимо решить систему дифференциальных уравнений. Поэтому для расчета используют критериальные уравнения подобия. Числа подобия позволяют анализировать подобные явления, имея экспериментальные данные лишь по какому-либо одному из подобных явлений. Кроме того они позволяют сократить число неизвестных переменных. Из теории подобия следует, что сложные процессы характеризуются не отдельными физическими величинами, а определенным образом составленными из них безразмерными комплексами или критериями. Если на основе теории подобия объединить физические и геометрические параметры в безразмерные комплексы (критерии подобия), то процесс теплообмена в условиях естественной конвекции можно описать следующими тремя числами.

Число Нуссельта:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha l}{\lambda}, \quad (6.1)$$

где α - коэффициент теплоотдачи; l - характерный размер твердого тела; λ - теплопроводность жидкости или газа, Вт/(м·К). Число Нуссельта является безразмерным коэффициентом теплоотдачи.

Число Грасгофа:

$$\text{Gr} = \frac{g\beta(T_c - T_{\text{ж}})l^3}{\nu^2}, \quad (6.2)$$

где g - ускорение свободного падения, м/с²; β - коэффициент объемного расширения жидкости, который для идеальных газов равен $\beta = 1/T$, К; ν - коэффициент кинематической вязкости жидкости, м²/с, которая обусловлена силами внутреннего трения. Число Грасгофа характеризует соотношение между подъемной силой и силой вязкого трения.

Число Прандтля:

$$\text{Pr} = \nu/a, \quad (6.3)$$

где ν - кинематическая вязкость жидкости, м²/с; a - коэффициент температуропроводности, м²/с. Число Прандтля определяет физические свойства жидкости.

Температуру поверхности пластин (температура стенки t_c) выясните у преподавателя.

Для аналитического определения α_k выполните следующие действия:

- находим характерную температуру $t_m = 0.5(t_c + t_{\text{ж}})$;

- по этой температуре выбираем теплофизические характеристики жидкости (из Табл. П2): коэффициент вязкости ν , коэффициент теплопроводности λ , а также число Прандтля Pr ;
- рассчитываем коэффициент объемного расширения β (для газа $\beta = 1/T$);
- используя теплофизические характеристики воздуха, рассчитываем число Грасгофа по формуле (6.2); где характерным размером является высота пластины l ;
- находим число Релея из соотношения

$$Ra = GrPr; \quad (6.4)$$

- рассчитываем число Нуссельта из формулы

$$Nu = c(Ra)^n, \quad (6.5)$$

где c и n - коэффициенты, зависящие от числа Рэлея. Их определяем из таблицы показанной ниже:

$Ra_m = Gr_m \cdot Pr_m$	Режим течения	C	n
$< 10^{-3}$	Пленочный	0,5	0
$10^{-3} \div 5 \cdot 10^2$	Переходный от пленочного к ламинарному	1,18	1/8
$5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^7$	Ламинарный и переходный к турбулентному	0,54	1/4
$> 2 \cdot 10^7$	Турбулентный	0,135	1/3

- окончательно, находим коэффициент теплоотдачи α_k из соотношения

$$\alpha_k = \frac{Nu\lambda}{l}.$$

Контрольные вопросы

1. Закон Стефана-Больцмана.
2. В чем состоит суть метода сравнения?
3. Приведенный показатель степени черноты.
4. Как увеличить или уменьшить степень черноты тел?.
6. Что представляют собой числа подобия и критериальные уравнения?
7. Физическая сущность чисел Нуссельта, Грасгофа, Релея и Прандтля.

Лабораторная работа ТМО-13. Исследование теплового процесса в теплообменном аппарате типа "труба в трубе"

Цель работы: изучение теории теплообменных аппаратов, экспериментальное определение некоторых теплотехнических параметров

теплообменника «труба в трубе», сравнительный анализ их значений при прямом токе и противотоке.

Введение

Перенос энергии в виде тепла, происходящий между телами, имеющими различную температуру, называется теплообменом. Движущей силой любого процесса теплообмена является разность температур обменивающихся телом сред, при наличии которой тепло самопроизвольно, в соответствии со вторым законом термодинамики, переходит от более нагретого к менее нагретому телу. Эту разницу называют температурным (или тепловым) напором.

Аппараты, в которых осуществляется непосредственно процесс теплообмена, называются теплообменниками. Они применяются в самых различных агрегатах, таких, как паросиловые установки, технологические аппараты химических производств, отопительные системы зданий, системы кондиционирования воздуха, холодильные установки, транспортные силовые установки автомобилей, судов, самолетов. Элементы теплообменных устройств входят практически во все аппараты производств, связанных с процессами выпаривания, перегонной жидкости, адсорбцией, растворением, кристаллизацией, сушкой и т.д.

Такой широкий круг использования привел к разработке различных типов теплообменных аппаратов. В зависимости от способа передачи тепла различают три их основные группы:

1. Поверхностные (рекуперативные) теплообменники, в которых теплообмен между теплоносителями осуществляется через разделяющую их поверхность теплообмена.
2. Смесительные, в которых тепло передается от одного теплоносителя к другому при их непосредственном контакте.
3. Регенеративные, в которых нагрев теплоносителя осуществляется за счет его соприкосновения с ранее нагретыми твердыми телами - насадкой, заполняющей аппарат, периодически нагреваемой другим теплоносителем.

Независимо от принципа действия теплообменные аппараты, применяющиеся в разных областях техники, как правило, имеют свои специальные названия. Эти названия определяются технологическим назначением (холодильники, нагреватели, испарители, конденсаторы) и конструктивными особенностями теплообменных устройств (кожухотрубные теплообменники, оросительные, спиральные, блочные и т.д.)

Наиболее распространенными являются поверхностные теплообменники. **Объектом исследования в данной работе является самая простая конструкция рекуперативного теплообменника (труба в трубе),** которую образуют две коаксиально расположенные трубы с двумя теплоносителями. Один из них течет по внутренней трубе, а второй по кольцевому каналу между трубами. Их используют главным образом для охлаждения или нагревания в системе жидкость—жидкость, когда расходы теплоносителей невелики и

последние не меняют своего агрегатного состояния. Иногда такие теплообменники применяют при высоком давлении для жидких и газообразных сред, например, в качестве конденсаторов в химическом производстве.

Характеристики теплообменных аппаратов являются функциями многих переменных: геометрическая форма, размеры, материал конструкции, степень загрязнения стенок трубопроводов, направление движения и скорость жидкостей, качество теплоизоляции т.д.

В качестве основных технологических параметров теплообменных устройств типа «труба в трубе» системы рассматриваются:

- линейные скорости потоков в трубном и межтрубном пространствах;
- коэффициенты теплообмена;
- разность температур между рабочими средами;
- тепловая нагрузка теплообменного аппарата и др.

К параметрам технологических режимов относят:

- массовые расходы потоков;
- входные и выходные температуры потоков;
- массовый расход холодного потока;
- конечные температуры потоков;
- количество теплоты, передаваемой в теплообменном аппарате и др.

Реализация целей работы достигается исследованием процесса теплопередачи опытного теплообменника «труба в трубе» для схем прямоточного и противоточного движения теплоносителей (рис. 1).

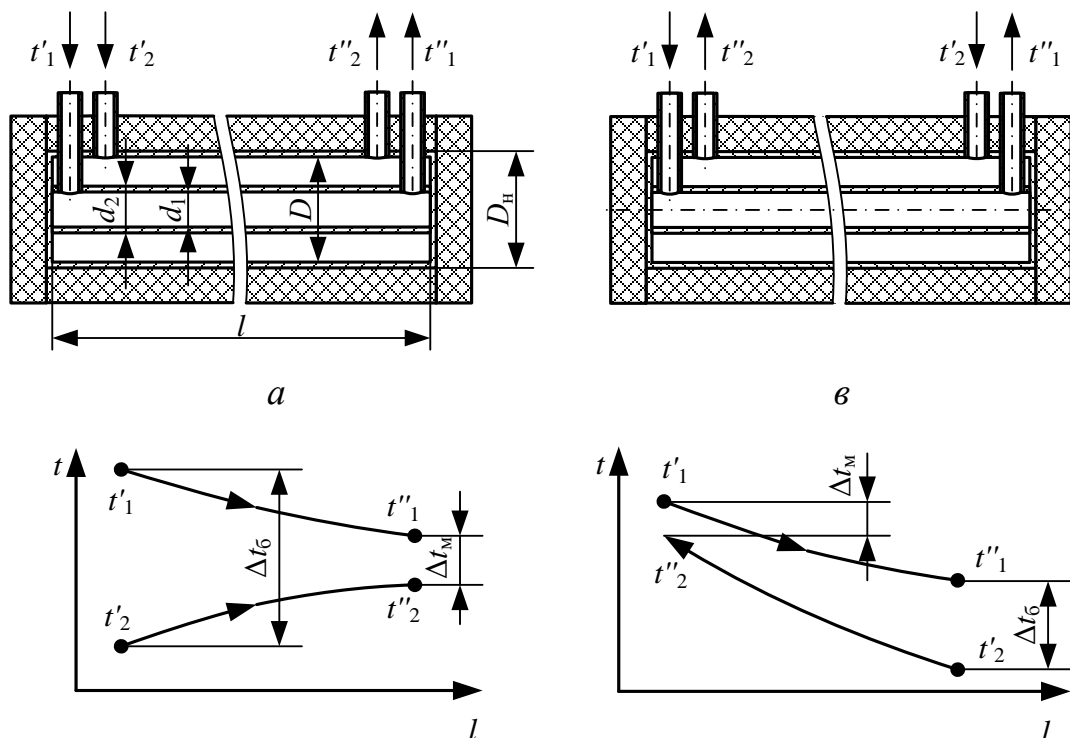


Рис. 1. Опытный теплообменник (а, в) и схемы распределения температур воды по длине теплообменника при прямотоке (б) и противотоке (г)

Основы расчета

Основой для многих конструкторских, технологических и поверочных расчетов является уравнение теплопередачи для элемента поверхности теплообмена dF :

$$dQ = \alpha \Delta T dF, \quad (1)$$

где dQ – количество теплоты перенесенное через элементарную поверхность площадью dF соприкасающихся слоев с разницей температур; α – коэффициент теплопередачи. Очевидно, что оно справедливо лишь в дифференциальной форме, поскольку процессы теплопередачи при сканировании вдоль труб сопровождаются процессами конвекции жидкостей, их турбулентным перемешиванием и другими факторами. Это определит различие в значениях α а также различием в разнице температур ΔT вдоль труб. Поэтому тепловой поток, переданный через всю поверхность F соприкасающихся холодного и горячего слоев в теплообменном аппарате определяется интегрированием уравнения (1):

$$Q = \int \alpha dF \Delta T \quad (2)$$

Теоретические, а тем более экспериментальные возможности в определении α как функции координаты вдоль труб являются мало доступными, так как на значение коэффициента теплоотдачи влияют следующие определяющие факторы:

- характер движения теплоносителя и его скорость, особенно при турбулентном режиме;
- физические свойства теплоносителя (вязкость, теплопроводность, теплоемкость, плотность и т.д.), а поскольку физические свойства жидкостей и газов изменяются с температурой, то, следовательно, значение α зависит и от температуры;
- размеры и форма поверхности теплообмена, ее обработка, степень загрязнения и т. д.

Поэтому далее в качестве значения α примем его некоторое усредненное по длине трубы значение, т.е. $\alpha = \text{const}$.

Результаты интегрирования уравнения (2) будут наиболее просты, если предположить, что температурный напор вдоль трубы изменяется по линейному закону. Тогда средний температурный напор определится как разница средних арифметических начальных и конечных температур теплообмениваемых жидкостей (температур на входе и выходе в теплообменнике):

$$\Delta T_{\text{CP}} = (T_{\text{ГН}} + T_{\text{ГК}}) / 2 - (T_{\text{ХН}} + T_{\text{ХК}}) / 2, \quad (3)$$

где:

$T_{\text{ХН}}$ - начальная температура холодной воды (на входе в теплообменник);

$T_{\text{ГН}}$ - начальная температура горячей воды (на входе в теплообменник);

$T_{\text{ХК}}$ - конечная температура холодной воды (на выходе из теплообменника);

$T_{\text{ГК}}$ - конечная температура горячей воды (на выходе из теплообменника).

Однако температуры рабочих жидкостей меняются по не по линейному закону. Поэтому уравнение (3) будет только приближенным и может применяться при небольших изменениях температуры обеих жидкостей. При нелинейном изменении температуры величину ΔT_{CP} называют *среднелогарифмическим температурным напором* и определяется по формулам:

для аппаратов с прямотоком

$$\Delta T_{\text{CP}} = [(T_{\text{ГН}} - T_{\text{ХН}}) - (T_{\text{ГК}} - T_{\text{ХК}})] / \ln[(T_{\text{ГН}} - T_{\text{ХН}}) / (T_{\text{ГК}} - T_{\text{ХК}})] \quad (4)$$

для аппаратов с противотоком

$$\Delta T_{\text{CP}} = [(T_{\text{ГН}} - T_{\text{ХК}}) - (T_{\text{ГК}} - T_{\text{ХН}})] / \ln[(T_{\text{ГН}} - T_{\text{ХК}}) / (T_{\text{ГК}} - T_{\text{ХН}})] \quad (5)$$

Описание экспериментальной установки

Схема подсоединения теплообменника 1 к замкнутой водо-водяной системе стенда изображена на рис. 2 для случая прямоточного движения теплоносителей.

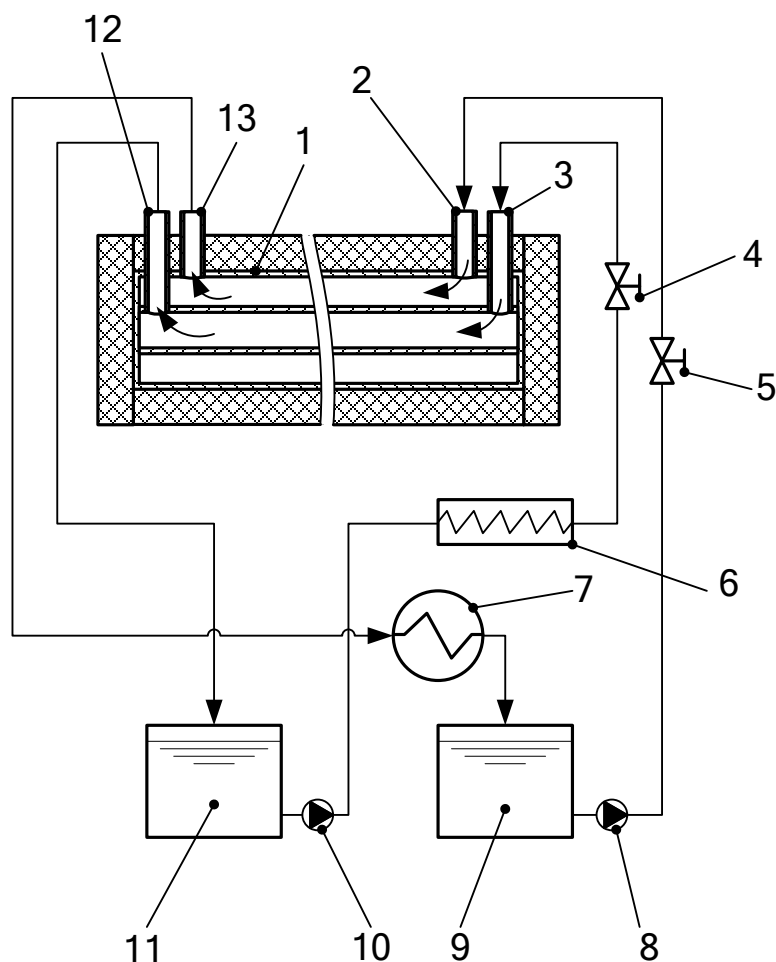


Рис. 2. – Экспериментальная установка: 1 – опытный теплообменник; 2, 13 – датчики температур холодной воды; 3, 12 – датчики измерения температур горячей воды; 4 – вентиль на трубопроводе горячей воды; 5 – вентиль на трубопроводе холодной воды; 6 – электроподогреватель; 7 – трубчато-ребристый теплообменник; 8, 10 – насосы холодной и горячей воды; 9 – бак холодной воды; 11 – бак теплой воды

Теплая вода из бака 11 насосом 10 направляется в подогреватель 6 и далее при открытом вентиле 4 поступает внутрь малой трубы теплообменника, охлаждается, передавая тепло холодной воде, и затем обратно в бак 11. Изменение температуры горячей воды на входе в теплообменник осуществляется термопреобразователем 3, а на выходе из него термопреобразователем 12. Холодная вода из бака 9 насосом 8 при открытом вентиле 5 поступает в кольцевой зазор опытного теплообменника, подогревается в нем и далее проходит воздушный трубчато-ребристый теплообменник 7, в котором охлаждается, передавая тепло принудительному потоку окружающего воздуха, а затем поступает в бак 9. Температуры подогреваемой воды на входе и выходе из кольцевого зазора опытного теплообменника измеряются посредством термопреобразователей 2 и 13.

Эксперимент проводится на лабораторном стенде с использованием модуля, изображенного на рис. 3.



Рис. 3. - Модуль «Исследование теплового процесса в теплообменном аппарате типа «труба в трубе»»

Для проведения эксперимента используется действующая модель теплообменника «труба в трубе», которая является частью лабораторного стенда и имеет следующие технические данные:

- длина теплообменной поверхности	L	0.5м
- внутренний диаметр внешней трубы	D	22мм
- наружный диаметр внутренней трубы	d_n	12мм
- внутренний диаметр внутренней трубы	d_b	10мм

Внешняя труба теплоизолирована, все элементы установки, относящиеся к холодной воде, имеют синий цвет, а к горячей – красный. Вода (холодная) во внешней трубе движется только в одном направлении, а во внутренней (горячая) имеет возможность реверса – вход и выход меняются местами. Расходы горячей и холодной воды g_T и g_X регистрируются расходомерами в литрах в секунду, что может интерпретироваться как килограмм в секунду, считая плотность воды в диапазоне температур от 20 до 100 градусов Цельсия постоянной и равной 1000 кг/м^3 .

Теплообменник снабжен четырьмя датчиками температуры T1, T2, T3, T4, расположенными на входах и выходах штуцеров (рис. 4). Значения температур отсчитываются по приборам, расположенным на панели стенда и имеющим соответствующие обозначения.



Рис. 4. Схема расположения датчиков температуры

Порядок проведения эксперимента

1. Установить модуль «Исследование теплового процесса в теплообменном аппарате типа «труба в трубе» (рис. 5) на перфорированную панель и закрепить поворотом крепежных рукояток во встречном направлении на четверть оборота. Подключить кабель модуля к разъему X10 на панели стенда. Подключить муфты шлангов контуров горячей и холодной воды к штуцерам модуля. Шланги подключения контура горячей воды – красного цвета, холодной воды – синего цвета (рис. 5).

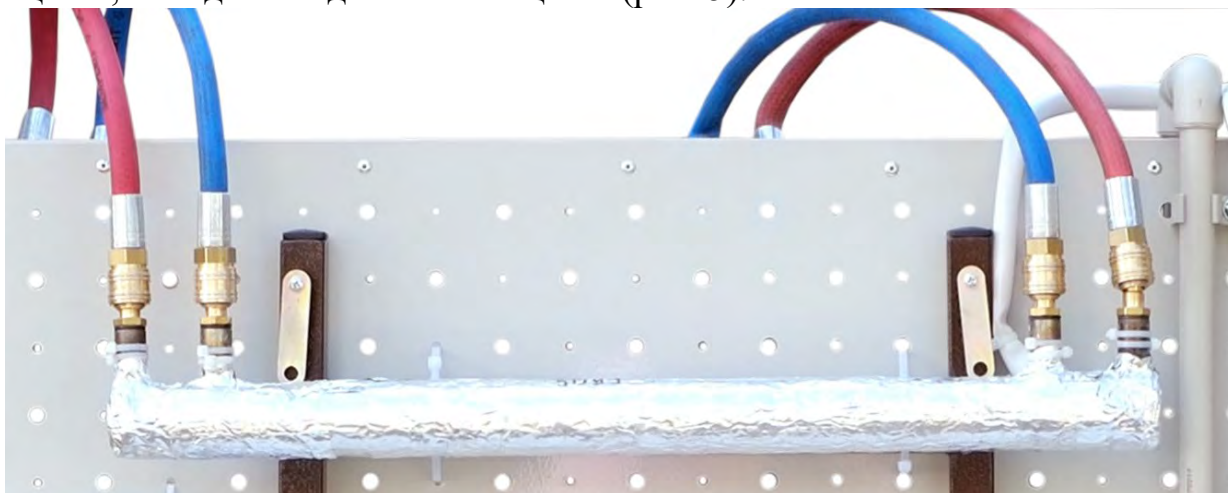


Рис. 5. Порядок подключения шлангов к модулю

2. Убедиться в том, что переключатели установлены в положения:
SA1 - «выкл», SA2 (Насос-1) - «выкл», SA3 - «нижнее»,
SA4 (Насос-2) - «выкл», SA5 - «выкл», SA6 - «выкл», SA14 - min,
SA15 - min, SA16 - min.
3. Включить автоматические выключатели QF1 и QF2 на панели стенда. Установить профиль индикации «L 7». Конфигурация отображаемых на индикаторах параметров изображена на рис. 6.

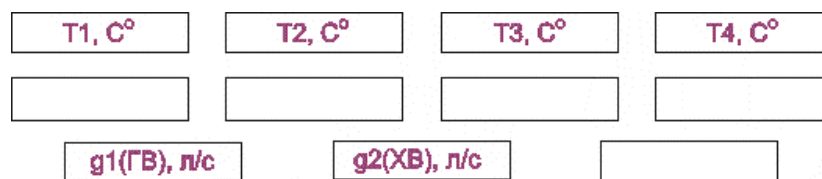


Рис. 6. Конфигурация активных индикаторов приборной панели

4. Открыть вентили на трубопроводе. Установить тумблер направления потока горячей воды SA3 вверх – противоток или вниз – проток. Включить клавишами SA2 и SA4 насосы холодной и горячей воды. Дождаться выхода

воздуха из системы. Отрегулировать вентилями потоки по расходомерам g_1 и g_2 в пределах 0,050-0,080 л/с.

5. Включить терморегуляторы баков холодной и горячей воды клавишными выключателями SA5 и SA6.

Дождаться установившегося режима системы, при котором температура датчиков T1, T2, T3, T4 перестанет изменяться, температура горячей воды $T_{ГВ}$ достигнет установленной. Вентильми окончательно установить расход холодной и горячей воды заданный преподавателем. Затем трижды с интервалом в 1-2 мин. осуществляют снятие показаний всех приборов. Показания заносятся в таблицу 1 наблюдений и полученные значения усредняются. Направление потока горячей воды устанавливать тумблером SA3.

Таблица 1.

Результаты прямых измерений

Теплоносители		Холодная вода			Горячая вода		
Параметры теплоносителей		$T_{ХН}$	$T_{ХК}$	g_X	$T_{ГН}$	$T_{ГК}$	g_G
Прямой ток	Первое измерение						
	Второе измерение						
	Третье измерение						
	Среднее значение						
Противоток	Первое измерение						
	Второе измерение						
	Третье измерение						
	Среднее значение						

Порядок расчета

В дальнейшем в качестве значений параметров теплоносителей по таблице 1 выступают их средние значения. Все расчеты проводятся для прямого тока и противотока в отдельности

1. В соответствии с определением понятия удельной теплоемкости (для единицы массы вещества $C = Q/\Delta T$), рассчитывается тепловой поток Q_x , передаваемый горячей водой, по уравнению:

$$Q_G = C_G g_G (T_{ГН} - T_{ГК}) \quad (6)$$

Будем считать, что удельные теплоемкости горячей и холодной воды равны и принимают значение $C_G = C_X = 4180 \text{ Дж/кг К}$.

2. Затем рассчитывается тепловой поток Q_x , полученный холодной водой, по уравнению:

$$Q_X = C_X g_X (T_{ХК} - T_{ХН}) \quad (7)$$

3. Проверяется наличие баланса между тепловыми потоками по обоим теплоносителям в пределах точности измерений и в случае его отсутствия определяются тепловые потери в окружающую среду как разность между переданным и полученным тепловыми потоками

$$\Delta Q = Q_G - Q_X \quad (8)$$

4. Определяется средняя движущая сила теплопередачи (средний тепловой напор) ΔT_{cp} формулам 4 и 5.

5. Определяется значение коэффициента теплоотдачи по формуле

$$\alpha = \frac{Q_{CP}}{F \Delta T_{CP}}, \quad (9)$$

где F – поверхность теплопередачи, равная площади наружной поверхности внутренней трубы: $F = \pi d_H L$; $Q_{CP} = (Q_G + Q_X)/2$.

6. Результаты вычислений оформляют в виде таблицы 2.

Таблица 2.

Характеристики теплообмена в аппарате «труба в трубе»

Теплотехнический параметр	Q_G	Q_X	ΔQ	ΔT_{CP}	α
Прямой ток					
Противоток					
Разница значений					

7. Находится разница значений теплотехнических параметров при прямом токе и противотоке и дается обоснование каждому результату.

Контрольные вопросы

1. Какие аппараты называются теплообменниками?
2. Типы теплообменных аппаратов.
3. Схемы распределения температур воды по длине теплообменника при прямотоке и противотоке и их обоснование.

4. Средний температурный напор как разница средних арифметических начальных и конечных температур теплообменивающихся жидкостей
5. Приведите уравнение баланса между тепловыми потоками по обоим теплоносителям.

ТЕСТОВЫЕ ЗАДАНИЯ

Тестовые задания характеризуют степень усвоения студентами теоретического материала дисциплины «Тепломассообмен», используются для осуществления текущего и итогового контроля знаний.

Тип тестовых заданий с множественным выбором предусматривает выбор одного правильного ответа из четырех предложенных, тип определяется особенностями содержания дисциплины «Тепломассообмен».

1. Какой материал из перечисленных имеет наибольший коэффициент теплопроводности λ ?

1. Сталь углеродистая;
2. Сталь нержавеющая;
3. Медь;
4. Стекло.

2. В каких единицах измеряется плотность теплового потока q ?

1. Вт;
2. Вт/м;
3. Вт/м²;
4. Вт/м³.

3. Стенка имеет толщину δ , коэффициент теплопроводности λ . Чему равно термическое сопротивление стенки?

1. δ/λ ;
2. $\delta\lambda$;
3. $(\delta\lambda)0.5$;
4. δ^2/λ .

4. Как направлен градиент температуры?

1. Параллельно изотермической поверхности;
2. По нормали к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры;
3. По нормали к изотермической поверхности в сторону убывания температуры;
4. В произвольном направлении, пересекающем изотермические поверхности.

5. По какому закону изменяется температура по толщине цилиндрической стенки?

1. Линейному;

2. Параболическому;
3. Логарифмическому;
4. Гиперболическому.

6. Какую размерность имеет коэффициент теплоотдачи α ?

1. Вт/(м·К);
2. Вт/(м²·К);
3. Дж/(м·К);
4. Дж/(м²·К).

7. Температура стенки $t_{ст}$, ее площадь F , температура жидкости $t_{ж}$. Чему равен тепловой поток Q (формула Ньютона-Рихмана)?

1. $\lambda F(t_{ст} - t_{ж})$;
2. $\lambda F t_{ст}/t_{ж}$;
3. $\alpha F(t_{ст} - t_{ж})$;
4. $\alpha F t_{ст}/t_{ж}$?

8. При расчете конвективного теплообмена подобие каких явлений учитывается числом Рейнольдса Re ?

1. Гидромеханических при вынужденном движении;
2. Гидромеханических при свободном движении;
3. Связанных с длительностью процесса теплообмена;
4. Связанных с теплопроводностью жидкости.

9. Влияние какого фактора на теплообмен учитывается числом Грасгофа Gr ?

1. Вынужденного движения жидкости;
2. Действия подъемных (архимедовых) сил;
3. Физических свойств жидкости;
4. Длительности процесса теплообмена.

10. Для каких теплоносителей коэффициент объемного расширения β рассчитывается по формуле $\beta=1/T$?

1. Газов;
2. Капельных жидкостей;
3. Водяного пара;
4. Жидких металлов.

11. Характерный размер обтекаемой стенки равен l . Каким выражением определяется число Нуссельта?

1. $\lambda(t_{ст} - t_{ж})/l$;
2. $\alpha l(t_{ст} - t_{ж})$;
3. $\alpha l/\lambda_{ж}$;

4. $\lambda l / \alpha$.

12. Где наблюдается максимальное значение коэффициента теплоотдачи при поперечном обтекании трубы жидкостью?

1. В кормовой части трубы;
2. В лобовой части трубы;
3. В области углов омывания $90-110^\circ$;
4. В области углов омывания 45° .

13. Каким выражением определяется число Прандтля?

1. v/a ;
2. wl/v ;
3. wl/a ;
4. $a\tau/\lambda$.

14. В каком из режимов кипения в большом объеме наблюдается максимальный отвод теплоты от нагретой поверхности?

1. Начальном;
2. Пузырьковым;
3. Переходном;
4. Пленочном.

15. Что такое кризис кипения в большом объеме?

1. Начало образование пузырьков пара на нагреваемой поверхности;
2. Быстрый рост количества паровых пузырьков;
3. Кипение на стенке со слоем накипи низкой теплопроводности;
4. Переход от пузырькового кипения к пленочному.

16. При конденсации пара как изменяется теплообмен с ростом толщины стекающей плёнки жидкости?

1. Увеличивается;
2. Уменьшается;
3. Не меняется;
4. Колеблется около некоторого среднего значения.

17. При конденсации пара какой степени температурного напора $\Delta t = t_n - t_{ct}$ пропорционален коэффициент теплоотдачи?

1. Первой;
2. Минус первой;
3. Минус одной второй;
4. Минус одной четвертой.

18. Какой степени температуры T твёрдого тела пропорциональна излучаемая энергия?

1. Первой;
2. Второй;
3. Третьей;
4. Четвертой.

19. Что такое степень черноты излучающего тела?

1. Отношение мощности излучения серого тела к мощности излучения абсолютно черного тела при той же температуре;
2. Отношение мощности излучения к конвективному теплосъёму;
3. Отношение мощности излучения к потоку теплоты, подводимой теплопроводностью;
4. Цветовая характеристика излучаемой поверхности.

20. Как соотносятся между собой степень черноты и поглощательная способность тела?

1. Степень черноты равна коэффициенту поглощения;
2. Степень черноты меньше поглощательной способности тела;
3. Степень черноты больше поглощательной способности тела;
4. Поглощательная способность тела не зависит от степени черноты.

21. Как влияет состояние поверхности на степень черноты серого тела?

1. Не влияет;
2. Шероховатость поверхности увеличивает степень черноты;
3. Шероховатость поверхности уменьшает степень черноты;
4. Шероховатость поверхности имеет степень черноты, равную единице.

22. Какой характер имеет теплообмен в теплообменных аппаратах?

1. Теплопроводность;
2. Конвективный теплообмен;
3. Лучистый теплообмен;
4. Сложный теплообмен (теплопередача).

23. Какую размерность имеет коэффициент теплопередачи K ?

1. Вт/(м·К);
2. м²/с;
3. Дж/(кг/К);
4. Вт/(м²·К).

24. Каким выражением определяется тепловой поток Q при теплопередаче?

1. $\lambda \Delta t / l$;

2. $KF\Delta t$;
3. $aF\Delta t$;
4. $\varepsilon C_0 FT^4$.

25. При какой схеме движения теплоносителей требуется меньшая площадь поверхности теплообмена в теплообменных аппаратах?

1. Прямоточный;
2. Противоточный;
3. С поперечным током;
4. Теплоъем не зависит от схемы движения.

26. Какую размерность имеет коэффициент температуропроводности a ?

1. $\text{м}^2/\text{с}$;
2. $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;
3. $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;
4. $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$.

27. Каким выражением определяется число Био Bi ?

1. wl/v ;
2. $al/\lambda_{\text{ст}}$;
3. $al/\lambda_{\text{с}}$;
4. v/a .

28. Каким выражением определяется число Фурье Fo ?

1. $a\tau/l^2$;
2. $al/\lambda_{\text{ст}}$;
3. v/a ;
4. $al/\lambda_{\text{к}}$.

29. По какому закону изменяется во времени избыточная температура тела v при регулярном режиме нагрева (охлаждения)?

1. Экспоненциальному;
2. Логарифмическому;
3. Квадратичному;
4. Гиперболическому.

30. При теплопередаче между водой и воздухом через металлическую стенку с какой стороны целесообразно установить ребрение?

1. Со стороны воды;
2. Со стороны воздуха;
3. С обеих сторон;
4. Ребрение не целесообразно.

31. Какой выбирается расчетная толщина теплоизоляционного покрытия трубопровода?

1. Равной критическому диаметру $d_{кр}$;
2. Меньше $d_{кр}$;
3. Больше $d_{кр}$;
4. Вдвое больше наружного диаметра трубопровода.

32. Рекуперативный теплообменный аппарат имеет водяные эквиваленты W_1 и W_2 . В каком случае схемы движения прямотока и противотока равноценны?

1. $W_1 \ll W_2$;
2. $W_1 \gg W_2$;
3. $KF \ll W_1$;
4. $W_1/W_2 = \delta t_2/\delta t_1$.

33. В теплообменнике температура одного из теплоносителей постоянна.

1. Какая схема движения теплоносителей предпочтительна?
2. Прямоток;
3. Противоток;
4. Перекрестный ток;
5. Все схемы равноценны.

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

Цели и задачи контрольных работ

Целями выполнения контрольной работы являются:

углубление и закрепление теоретических знаний, полученных студентами во время лекционных, лабораторных и практических занятий;

формирование навыков самостоятельной работы по отбору соответствующей литературы;

выработка у студентов навыков самостоятельного применения теории, привлечения дополнительных данных, анализа практических данных, оценки и проверки правильности решения;

закрепление навыков расчета с применением вычислительной техники, привлечения справочно-реферативной литературы, оформления и ведения инженерно-технической документации.

Выполнение контрольной работы направлено на решение следующих **задач**:

привитие навыков самостоятельной работы с учебной и научной литературой;

выработка аналитического мышления при изучении и решении поставленных вопросов и задач;

выработка умения грамотно и сжато излагать суть вопроса, поставленного в теме курсовой работы;

привитие навыков выполнения расчетов по формулам, применения системы единиц измерения СИ и *других* систем единиц измерения;

привитие умения делать анализ, комментировать и оценивать полученные результаты, давать физическую их интерпретацию и формулировать выводы по проведенной работе;

привитие навыков оформления контрольной работы согласно требованиям, предъявляемым к инженерно-технической документации, в соответствии с Единой системой конструкторской документации (**Межгосударственный стандарт ГОСТ 2.114-95**).

Структура контрольной работы

Законченная контрольная работа должна представлять собой самостоятельную творческую работу студента.

По каждой контрольной работе студенты оформляют расчетно-пояснительную записку, рекомендуемое содержание которой может иметь следующую структуру:

Титульный лист;

Введение;

Цели и задачи контрольной работы;

Краткая теория по задачам, решаемым в контрольной работе;

Примеры числовых расчетов;

Выводы;

Список использованных источников.

Во **введении** должны быть отражены задачи в области тепломассообмена. Введение должно отражать суть задачи, стоящей перед автором.

Во **втором разделе** должны быть сформулированы цели и задачи контрольной работы. Необходимо объяснить, какой ожидается конечный результат при решении поставленных задач контрольной работы.

Краткая теория по задачам контрольной работы должна содержать анализ научно-технической литературы по сути рассматриваемых вопросов. При этом должны быть обязательно ссылки на используемую литературу.

В **расчетной части** приводятся теплотехнические и физические расчёты по имеющимся справочным формулам, расчетным схемам и алгоритмам с обязательным пояснением физической природы процессов, а также размерностей физических величин.

Выводы делаются студентом по результатам его работы над контрольной работой в соответствии с ранее сформулированными целью и задачами контрольной работы.

Список использованной **литературы** приводится в конце работы в алфавитном порядке по фамилиям авторов.

Защита контрольной работы

Защита контрольной работы является заключительным этапом исследовательской деятельности студента. Этот этап связан с проверкой его умения кратко и аргументированно излагать результаты своего исследования, четко отвечать на вопросы теоретического и практического характера по избранной теме.

На защите контрольной работы студент должен изложить в краткой форме основные положения своей работы. Особое внимание следует обращать на те разделы, которые содержат критические замечания действующей практики и предложения по ее дальнейшему совершенствованию. В конце сообщения студент отвечает на замечания и вопросы преподавателя (научного руководителя).

Отвечая на вопросы, студент должен показать глубину знаний по избранной теме, самостоятельность и оригинальность мышления, навыки ведения дискуссии, изложения и защиты своей точки зрения.

Оценка контрольной работы производится по десятибалльной системе. Работы, получившие оценку «неудовлетворительно» возвращаются на доработку.

Контрольная работа должна быть представлена к защите в установленные сроки. Несвоевременно сданная работа к защите не принимается. *Студенты, не*

защитившие или не сдавшие без уважительной причины в срок контрольные работы, не допускаются к сдаче зачетов и экзаменов.

Вариант задачи выбирается по двум крайним цифрам шифра студента

Контрольная задача 1. Стационарная теплопроводность

Стенка толщиной 5 мм, выполненная из углеродистой стали с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{ст} = 50 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, покрыта слоем асбестовой изоляции толщиной δ мм, $\lambda_{из} = 0.12 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Температура внутренней поверхности стальной стенки t_1 , температура внешней поверхности теплоизоляции t_3 .

Определить:

1. Потерю теплоты с 1 м^2 теплоизоляции;
2. Температуру на границе стальной стенки и слоя теплоизоляции.
3. Найти тепловые потери с поверхности стенки $2 \times 3 \text{ м}$ за 10 часов.
4. Начертить график изменения температуры в масштабе по толщине рассматриваемой 2-слойной плоской стенки. Исходные данные для расчета взять из справочных таблиц.

Показатели	Предпоследняя цифра шифра									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Температура поверхности паропровода: внутренней $t_1, ^\circ\text{C}$ внешней $t_3, ^\circ\text{C}$	300	350	280	370	400	320	250	180	330	270
	50	45	40	55	60	43	52	38	42	52
	Последняя цифра шифра									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Толщина изоляции $\delta, \text{ мм}$	30	40	50	60	70	35	45	55	65	75

Контрольная задача 2. Нестационарная теплопроводность

Стальная плита толщиной $\delta = 20 \text{ см}$ с начальной температурой t_0 опущена в масляную ванну. Температура масла принимается постоянной и равной $t_f = 80 \text{ }^\circ\text{C}$. Коэффициент теплоотдачи равен $\alpha = 180 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$. Пренебрегая в первом приближении зависимостью теплофизических свойств стали от температуры, принять в рассматриваемом интервале температур коэффициент теплопроводности $\lambda = 20 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$, коэффициент температуропроводности $a = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Найти: 1. Температуру в плоскости симметрии (в тепловом центре) и на поверхности плиты графическим методом (с помощью номограмм); 2. Температуру в плоскости симметрии (в тепловом центре) и на поверхности плиты аналитическим методом, полученные результаты сравните с

результатами п. 1 и сделайте выводы; 3. Постройте график зависимости $t(x)$ для заданного момента времени τ час (масштаб задать самостоятельно).

Предпоследняя цифра шифра студента										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_0, ^\circ\text{C}$	750	740	730	720	710	700	690	680	670	660
Последняя цифра шифра студента										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\tau,$	1ч 15 мин	1ч 30 мин	1ч 45 мин	2ч 00 мин	2ч 15 мин	2ч 30 мин	2ч 45 мин	3ч 00 мин	3ч 15 мин	3ч 30 мин

Контрольная задача 3. Естественная конвекция

Вертикальный участок паропровода диаметром 150 мм и длиной 5 м охлаждается воздухом в условиях свободной конвекции. Температура наружной поверхности паропровода $t_{\text{ст}}$, температура воздуха $t_{\text{ж}}$.

Определить коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности паропровода к воздуху и величину теплового потока на расчетном участке.

Физические свойства сухого воздуха взять из справочных данных.

В конце задачи следует ответить письменно на следующие вопросы:

1. Что называется коэффициентом теплоотдачи?
2. Какие факторы влияют на величину коэффициента теплоотдачи?

Показатели	Предпоследняя цифра шифра									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Температура наружной поверхности паропровода $t_{\text{ст}}, ^\circ\text{C}$	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
Температура воздуха $t_{\text{ж}}, ^\circ\text{C}$	Последняя цифра шифра									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25

Контрольная задача 4. Вынужденная конвекция

Определить средний коэффициент теплоотдачи n -рядного: а) коридорного и б) шахматного пучков кипятильных труб котлоагрегата, омываемого дымовыми газами (воздухом), направление потока которых к трубам осуществляется под углом атаки, равным ψ .

Скорость движения потока в узком сечении w , средняя температура дымовых газов, омывающих пучок $t_{\text{ж}}$, температура поверхности цилиндра

$t_0 = 150^\circ\text{C}$; наружный диаметр цилиндра $d = 50$ мм расстояние между осями цилиндров по ширине пучка $s_1 = 100$ мм, по глубине пучка $s_2 = 110$ мм.

Пояснить, почему коэффициент теплоотдачи при шахматном расположении труб в пучке больше, чем в коридорном.

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
$t_{ж}, ^\circ\text{C}$	600	700	500	450	550	600	700	500	650	550
$w, \text{м/с}$	8	10	12	14	15	8	10	6	12	15
$d, \text{мм}$	24	32	38	52	38	24	32	52	38	24
Предпоследняя цифра шифра										
n	6	8	10	7	5	9	11	12	4	8
ψ	25	30	40	25	45	35	25	50	35	40

Контрольная задача 5. Теплообмен при наличии внутренних источников теплоты: цилиндрический ТВЭЛ

Тепловыделяющий элемент (ТВЭЛ) ядерного реактора выполнен в виде цилиндрического стержня диаметром $d = 12$ мм. Объёмная производительность источников теплоты равномерно распределена по объёму и равна q_v , теплопроводность материала стержня λ , коэффициент теплоотдачи $\alpha = 30000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Определить температуру и плотность теплового потока на поверхности ТВЭЛ, если по оси стержня температура t_0 . Построить в масштабе график распределения температуры внутри стержня.

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
$\lambda, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	50	48	46	52	45	47	46	51	50	48
$q_v, \text{МВт}/\text{м}^3$	400	420	440	450	380	400	420	440	460	380
Предпоследняя цифра шифра										
$t_0, ^\circ\text{C}$	800	780	760	740	720	700	680	660	650	640

Контрольная задача 6. Теплообмен излучением: труба в помещении

Определить потерю теплоты одним погонным метром стального паропровода с наружным диаметром 100 мм в результате лучистого теплообмена. Паропровод расположен в кирпичном канале, имеющем поперечное сечение 300×300 мм. Температуру наружной поверхности паропровода t_1 и внутренней поверхности стенок канала t_2 . Степень черноты окисленной стали и красного кирпича найти из справочных данных.

Определить коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности паропровода к воздуху и величину теплового потока на расчетном участке.

В конце задачи следует ответить письменно на следующие вопросы:

1. Что называется степенью черноты тела?
2. Чему равен коэффициент излучения абсолютно черного тела?
3. Как определяется коэффициент излучения серого тела?

Показатели	Предпоследняя цифра шифра									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Температура поверхности паропровода $t_1, ^\circ\text{C}$	200	250	270	300	220	350	400	370	320	380
Температура поверхности стен канала $t_2, ^\circ\text{C}$	Последняя цифра шифра									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
	20	25	30	35	40	22	27	32	37	42

Контрольная задача 7. Теплообмен излучением: экраны

Определить удельный тепловой поток и коэффициент теплоотдачи излучения между двумя параллельно расположенными пластинами с температурой t_1 и t_2 и степенью черноты ε_1 и ε_2 .

Как изменится удельный тепловой поток, если между пластинами установить экран со степенью черноты ε_3 .

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Последняя цифра шифра									
ε_1	0,5	0,55	0,6	0,7	0,8	0,7	0,65	0,75	0,8	0,65
ε_2	0,6	0,65	0,7	0,75	0,6	0,5	0,85	0,65	0,7	0,5
ε_3	0,04	0,06	0,07	0,08	0,1	0,08	0,05	0,06	0,07	0,1
	Предпоследняя цифра шифра									
$t_1, ^\circ\text{C}$	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650
$t_2, ^\circ\text{C}$	20	30	40	50	60	50	40	30	70	50

Контрольная задача 8. Теплопередача через плоскую стенку

Стенка котла толщиной δ и теплопроводностью $\lambda = 50 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ омывается с одной стороны топочными газами с температурой $t_{ж1}$, а с другой – кипящей водой при температуре $t_{ж2}$. Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке α_1 , а от стенки к воде α_2 .

Определить коэффициент теплопередачи от топочных газов к воде, плотность теплового потока и температуры поверхностей стенки толщиной δ .

Решить задачу при условии, что стенка покрылась со стороны газов слоем сажи толщиной δ_c , а со стороны воды – слоем накипи толщиной δ_n . Коэффициент теплопроводности сажи $\lambda_c = 50 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, накипи $\lambda_n = 0.5 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Сравнить результаты расчётов. Определить уменьшение плотности теплового потока. Сделать выводы о роли сажи и накипи в снижении тепловой нагрузки стенки котла. Построить в масштабе график распределения температур по толщине трёхслойной стенки.

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
$t_{ж1}, \text{ }^\circ\text{C}$	1400	1300	1150	1500	1200	1100	1000	1200	1400	1350
$t_{ж2}, \text{ }^\circ\text{C}$	300	280	250	300	260	200	190	270	300	290
$\alpha_1,$ $\text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$	150	140	130	140	130	120	100	130	150	140
Предпоследняя цифра шифра										
$\alpha_2,$ $\text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$	5500	5300	5200	5100	5000	4900	4800	5000	5500	5400
$\delta_c, \text{ мм}$	1,0	1,5	1,3	1,2	0,8	1,6	1,8	2,0	1,0	1,5
$\delta_n, \text{ мм}$	0,8	1,0	1,5	1,8	1,3	1,5	2,0	2,1	2,2	1,2
$\delta, \text{ мм}$	20	18	16	14	12	10	22	24	26	12

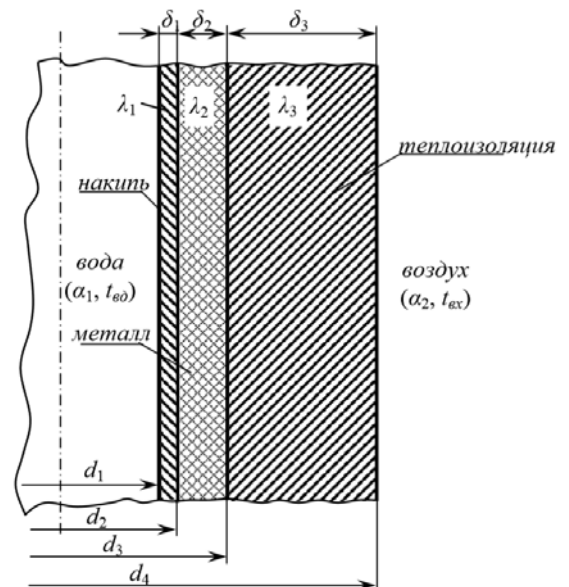
Контрольная задача 9. Теплопередача через цилиндрическую стенку

От протекающей в трубе горячей воды с температурой $t_{вд}, \text{ }^\circ\text{C}$, теплота передается через цилиндрическую стенку определенной толщины окружающему воздуху с температурой $t_{вз}, \text{ }^\circ\text{C}$ (см. рис.). Используя заданные значения коэффициентов теплоотдачи от воды к внутренней поверхности трубы $\alpha_1, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$, и от внешней поверхности трубы к воздуху помещения $\alpha_2, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$, требуется:

1. Подсчитать тепловые потери с 1 пог. м. $q_l, \text{ Вт/м}$, для следующих случаев:

а) гладкая совершенно чистая труба диаметром d_3 и толщиной $\delta_2, \text{ м}$, изготовленная из алюминиевого сплава АД 31 без накипи и тепловой изоляции;

б) труба по пункту а, но со слоем накипи толщиной $\delta_1, \text{ м}$, со стороны воды;



в) труба по пункту б, но со стороны воздуха покрытая слоем тепловой изоляции толщиной δ_3 , м.

2. Рассчитать температуры внутренней и наружной поверхностей трубы (по п. 1, случаи а, б, в) и температуры между отдельными слоями трубы (по п. 1, случаи б, в).

3. Построить с соблюдением масштаба график изменения температуры в трехслойной цилиндрической стенке (по п. 1, случай в).

4. Найти тепловые потери Q , Дж, с поверхности трубы длиной $l=100$ м за время $\tau=10$ ч (по п. 1, случаи б, в).

5. Обосновать целесообразность применение тепловой изоляции, используя понятие о критическом диаметре тепловой изоляции.

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
δ_1 , мм	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
δ_2 , мм	15,0	17,5	25,0	25,0	25,0	15,0	17,5	25,0	25,0	25,0
δ_3 , мм	25,0	25,0	30,0	30,5	40,0	25,0	25,0	30,0	30,5	40,0
d_3 , мм	52,0	60,0	80,0	100,0	110,0	52,0	60,0	80,0	100,0	110,0
Предпоследняя цифра шифра										
$t_{вд}$, °С	120	125	130	135	140	120	125	130	135	140
$t_{вж}$, °С	5	10	15	20	25	5	10	15	20	25
α_1 , Вт/(м ² ·К)	1600	1650	1700	1750	1800	1600	1650	1700	1750	1800
α_2 , Вт/(м ² ·К)	8	9	10	11	12	8	9	10	11	12
λ_3 , Вт/(м·К)	0,08 0	0,06 5	0,07 0	0,07 5	0,07 2	0,08 0	0,06 5	0,07 0	0,07 5	0,07 2

Контрольная задача 10. Теплопередача при течении жидкости в трубах

Внутри горизонтальной трубы длиной $l=5$ м и диаметром $d_n/d_{вн}$, мм движется вода средняя температура которой t_1 , °С. Скорость течения воды $w_{ж}$, м/с. Снаружи стенка охлаждается поперечным воздухом температурой t_2 , °С и скоростью 5 м/с. Вычислить коэффициент теплопередачи от воды к воздуху и количество передаваемой теплоты. Среднюю температуру стенки принять равной $t_{ст} = t_1 - 5$ °С. Коэффициент теплопроводности стальной трубы $\lambda_{ст} = 40$ Вт/(м·К).

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
$l, \text{ м}$	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8
$d_H/d_{BH}, \text{ мм}$	32/38	32/38	32/38	28/25	28/25	28/25	28/25	25/19	25/19	25/19
$t_1, \text{ }^\circ\text{C}$	150	140	130	120	110	100	90	80	70	60
Предпоследняя цифра шифра										
$t_2, \text{ }^\circ\text{C}$	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36
$w_{ж}, \text{ м/с}$	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,2	2,3

Контрольная задача 11. Фазовые превращения: кипение

На горизонтальной трубе диаметром $d = 20 \text{ мм}$ и длиной $l, \text{ м}$ происходит пленочное кипение воды при давлении 0.27 МПа . Температура поверхности $140 \text{ }^\circ\text{C}$. Рассчитать коэффициент теплоотдачи и тепловой поток от стенки к воде.

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
$l, \text{ м}$	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2	2.1	2.2	2.3	2.4

Контрольная задача 12. Фазовые превращения: конденсация

На наружной поверхности горизонтальной трубы $d = 20 \text{ мм}$ и длиной $l, \text{ м}$ конденсируется сухой насыщенный водяной пар при давлении $p = 1.013 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Температура поверхности трубы $t_c = 94.5 \text{ }^\circ\text{C}$. Определить средний коэффициент теплоотдачи от пара к трубе и количество пара G , которое конденсируется на поверхности трубы.

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
$l, \text{ м}$	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2	2.1	2.2	2.3	2.4

Контрольная задача 13. Массообмен

Плоское влажное изделие длиной l_0 продольно омывается потоком сухого воздуха, для которого температура $t_\infty = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, давление $p = 0.202 \text{ МПа}$, скорость

$w_\infty = 1 \text{ м/с}$. Температура изделия постоянна по всей длине. Найдите коэффициент массоотдачи при $x = l_0$.

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
$l_0, \text{ м}$	0.40	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85

Контрольная задача 14. Тепловой расчёт теплообменников

Выполнить тепловой расчёт пароводяного кожухотрубного теплообменника, предназначенного для нагрева G_1 , т/ч воды от температуры $t'_B = 10^\circ\text{C}$ до температуры t''_B . Вода движется внутри латунных трубок диаметром $d_H/d_{BH} = 17/14$ мм; коэффициент теплопроводности латуни $\lambda = 85 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ Греющий теплоноситель – сухой насыщенный пар давлением p движется в межтрубном пространстве. Скорость движения воды w принять 2.5 м/с .

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
$G_1, \text{ т/ч}$	45	50	55	60	70	75	80	85	90	70
$p, \text{ Мпа}$	0,476	0,547	0,147	0,17	0,198	0,234	0,27	0,315	0,361	0,419
Предпоследняя цифра шифра										
$t''_B, \text{ }^\circ\text{C}$	100	95	90	85	80	85	90	95	100	105

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Основная литература

1. Тепло- и массообмен. В 2 ч. Ч. 1 : [учебное пособие для вузов по строительным, энергетическим и машиностроительным специальностям] / Б. М. Хрусталева [и др.] ; под общ. ред. А. П. Несенчука. – Минск : БНТУ, 2007. – 607 с. : ил.
2. Тепло- и массообмен. В 2 ч. Ч. 2 : [учебное пособие для вузов по строительным, энергетическим и машиностроительным специальностям] / Б. М. Хрусталева [и др.] ; под общ. ред. А. П. Несенчука. – Минск : БНТУ, 2009. – 274 с. : ил.
3. Теплофизика. Неравновесные процессы тепломассопереноса : учеб. пособие / В. И. Байков [и др.]. – Минск : Вышэйшая школа, 2018. – 476 с. : ил. – Библиогр.: с. 470–472 (45 назв.).
4. Байков, В. И. Теплофизика. Термодинамика и статистическая физика : учеб. пособие / В. И. Байков, Н. В. Павлюкевич. – Минск : Вышэйшая школа, 2018. – 447 с. : ил. – Библиогр.: с. 443–444 (24 назв.).
5. Копко, В. М. Теплоизоляция трубопроводов теплосетей : учеб. пособие / В. М. Копко. – Минск : Технопринт, 2002. – 160 с. : ил.
6. Элементы молекулярной и статистической физики : пособие для студентов специальностей 1-70 02 01 «Промышленное и гражданское строительство», 1-70 04 02 «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна», 1-70 04 03 «Водоснабжение, водоотведение и охрана водных ресурсов», 1-70 03 02 «Мосты, транспортные тоннели и метрополитены» / А. К. Есман [и др.] ; Министерство образования Республики Беларусь, Белорусский национальный технический университет, Кафедра «Физика». – Минск : БНТУ, 2016. – 64 с. – иблиогр.: с. 43 (7 назв.).
7. Монтажное проектирование систем отопления и вентиляции : учеб.-метод. пособие по курсовому проектированию для студ. спец. 1-70 04 02 «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна» / Министерство образования Республики Беларусь, Белорусский национальный технический университет, Кафедра «Теплогазоснабжение и вентиляция» ; сост.: А. А. Шабельник, Ю. А. Станецкая. – Минск : БНТУ, 2021. – 131 с. – Библиогр.: с. 45–46 (13 назв.).
8. Теория тепломассообмена : учебник для вузов / Под ред. А.И. Леонтьева. – 3-е изд. испр. и доп. – М. : МГТУ, 2018. – 464 с. : ил.
9. Брюханов, О.Н. Тепломассообмен : учебник / О.Н. Брюханов, С.Н. Шевченко. – М. : Инфра-М, 2014. – 464 с. : ил.

10. Ягов, В.В. Теплообмен в однофазных средах и при фазовых превращениях : учебное пособие для вузов / В.В. Ягов. – М. : Издательский дом МЭИ, 2014. – 542 с. : ил.
11. Цветков, Ф. Ф., Тепломассообмен : учебник для вузов / Ф. Ф. Цветков, Б.А. Григорьев. – М. : Издательство дом МЭИ, 2011. – 562 с., ил.
12. Цветков, Ф.Ф. Задачник по тепломассообмену : учебное пособие / Ф.Ф. Цветков, Р.В. Кирилов, В.И. Величко. – 2-е изд., испр. и доп. – М. : МЭИ, 2002. – 196 с. : ил.
13. Михеев, М. А., Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – 2-е изд. – М. : Энергия, 1977. – 344 с. : ил.
14. Кутателадзе, С.С. Основы теории теплообмена / С.С. Кутателадзе. – 5-е изд., перераб. и доп. – М., Атомиздат, 1979. – 416 с. : ил.

Дополнительная литература

1. Невзорова, А. Б. Инженерные сети и оборудование: отопление, вентиляция и теплогазоснабжение : учеб. пособие / А. Б. Невзорова. – Гомель : БелГУТ, 2009. – 243 с.
2. Протасевич, А. М. Энергосбережение в системах теплогазоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха : учеб. пособие для вузов / А. М. Протасевич. – Минск : Новое знание, 2012. – 286 с. : ил. – (Высшее образование). – Библиогр.: с. 284–285.
3. Назаров, В. И. Теория автоматического регулирования теплоэнергетических процессов : практикум : учеб. пособие / В. И. Назаров. – Минск : Вышэйшая школа, 2015. – 215 с. : ил.
4. Протасевич, А. М. Строительная теплофизика ограждающих конструкций зданий и сооружений : учеб. пособие / А. М. Протасевич. – Минск : Вышэйшая школа, 2015. – 239 с. : ил. – Библиогр.: с. 216–217.
5. Теплотехнический справочник / Под ред. В.Н. Юренев, П.Д. Лебедев – Издание 2-е изд., перераб. в 2 томах – М., Энергия, 1976. – 1700 с.
6. Определение коэффициента теплоотдачи одиночной вертикальной трубы при естественной конвекции в неограниченном пространстве : методические указания к выполнению лабораторной работы ТМО-9 / Министерство образования Республики Беларусь, Брестский государственный технический университет, Кафедра физики ; сост. А. И. Пинчук, В. Д. Акельев, Н. Ф. Клименко. – Брест : БрГТУ, 2014. – 9 с.
7. Определение степени черноты поверхности методом сравнения : методические указания к выполнению лабораторной работы ТМО-10 / Министерство образования Республики Беларусь, Брестский государственный технический университет, Кафедра физики ; сост. А. И. Пинчук, В. Д. Акельев, Н. Ф. Клименко. – Брест : БрГТУ, 2014. – 9 с.
8. Методические указания к лабораторной работе "Исследование теплопередачи при естественной конвекции воздуха около

горизонтального цилиндра" по курсу "Тепломассообмен" для студентов специальности 1-70 04 02 "Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна" / Министерство образования Республики Беларусь, Брестский государственный технический университет, Кафедра физики ; сост. А. И. Пинчук, В. В. Борушко, Н. Ф. Клименко. – Брест : БрГТУ, 2018. – 10 с.

9. Методические указания к лабораторной работе "Исследование теплопроводности материалов методом пластины" по курсу "Тепломассообмен" для студентов специальности 1-70 04 02 "Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна" / Министерство образования Республики Беларусь, Брестский государственный технический университет, Кафедра физики ; сост. А. И. Пинчук, В. В. Борушко, Н. Ф. Клименко. – Брест : БрГТУ, 2018. – 10 с.
10. Исследование теплопроводности металлов : методические указания к лабораторной работе по курсу "Тепломассообмен" / Министерство образования Республики Беларусь, Брестский государственный технический университет, Кафедра физики ; сост. А. И. Пинчук, В. В. Борушко, Н. Ф. Клименко. – Брест : БрГТУ, 2019. – 7 с.
11. Методические указания к решению задач по дисциплине «Тепломассообмен» / Министерство образования Республики Беларусь, Брестский государственный технический университет, Кафедра физики ; сост. А. И. Пинчук, В. В. Борушко. – Брест : БрГТУ, 2022. – 37 с.

СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ

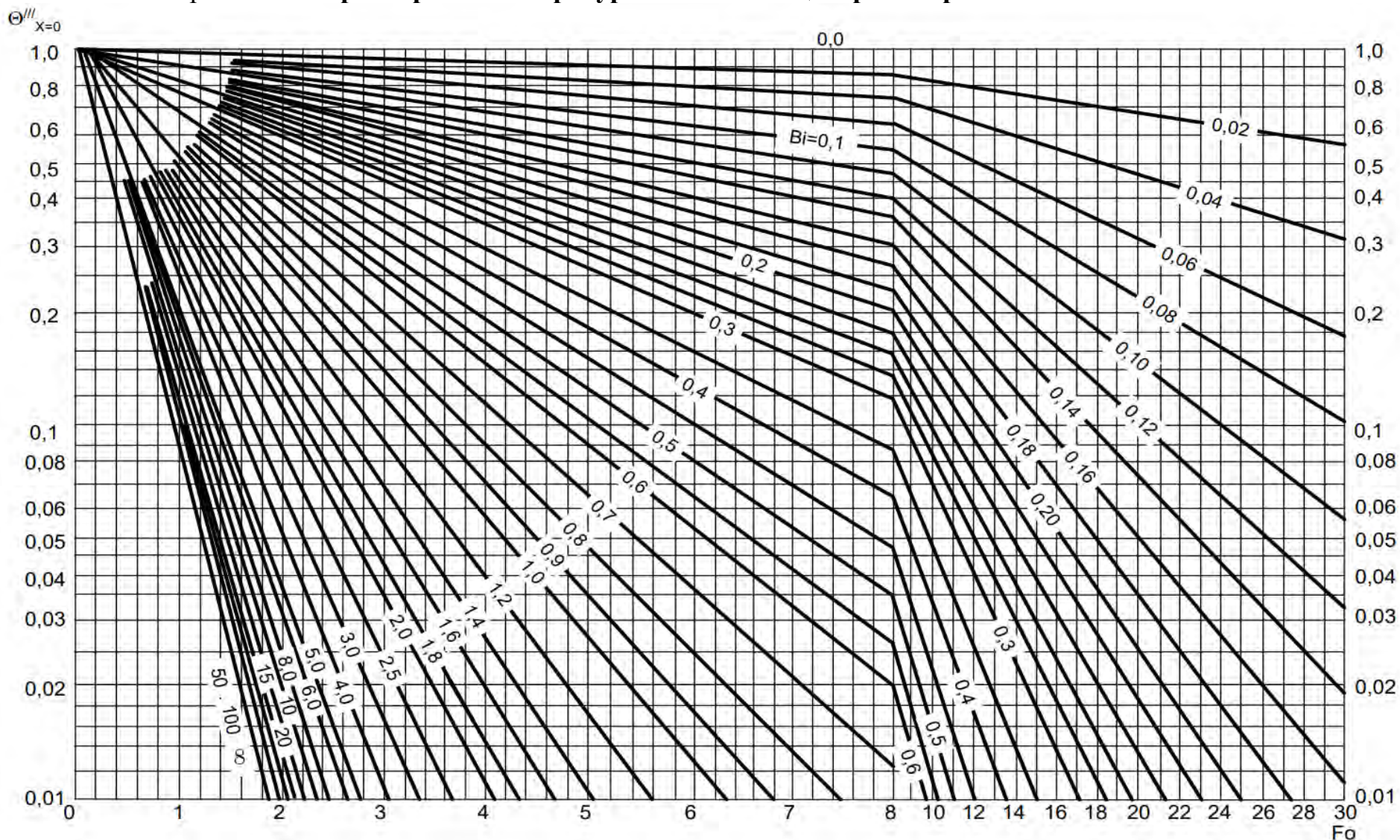
Таблица 1. Коэффициент теплопроводности материалов

Наименование материалов	Коэффициент теплопроводности (Вт/м ² К)
Хорошие проводники тепла	
Серебро	407
Медь	384
Золото	308
Алюминий	209
Латунь	111
Платина	70
Олово	65
Серый чугун	50
Бронза	47 – 58
Сталь	47
Свинец	35
Плохие проводники тепла	
Ртуть	8,2
Котельная накипь	~3
Мрамор	2,8
Лёд	2,23
Песчаник	~2
Фарфор	~1,4
Кварцевое стекло	1,36
Бетон	0,7 – 1,2
Стекло	~0,7
Кирпич	~0,7
Вода	0,58
Теплоизоляторы	
Асбест	0,4 - 0,8
Поливинилхлорид	~0,17
Кожа	~0,15
Дерево	0,1 – 0,2
Дерево древесный уголь	0,1 – 0,17
Пробка	~0,05
Шамот	0,04
Пенопласт	0,04
Перо	0,02

Вакуум	0,00
Строительные материалы	
Сталь строительная	58
Кладка из камня правильной формы при камне 2800 кг/м ³	3,2
Кладка из камня неправильной формы при камне 2800 кг/м ³	2,60
Железобетон	1,63
Бетон с каменным щебнем или гравием	1,45
Кладка из камня правильной формы при камне 2000 кг/м ³	1,13
Кладка из камня неправильной формы при камне 2000 кг/м ³	1,06
Бетон с кирпичным щебнем	1,05
Цементно-песчаный раствор или штукатурка из него	0,93
Кладка из силикатного кирпича на любом растворе	0,87
Сложный раствор (песок, известь, цемент) или штукатурка из него	0,87
Известковая штукатурка на наружной поверхности	0,87
Кладка из обычного глиняного обожженного кирпича на тяжёлом растворе	0,81
Известково-песчаный раствор	0,81
Шлакобетоны на топливных (котельных) шлаках	0,76
Кладка из обычного глиняного обожженного кирпича на лёгком растворе	0,76
Стекло оконное	0,76
Известковая штукатурка на внутренней поверхности	0,70
Известковая штукатурка по дрени на наружной поверхности	0,70
Вата минеральная	0,70
Кладка из дырочного кирпича на тяжёлом растворе (при 31 отверстиях)	0,64
Легкие шлаковые растворы	0,64
Кладка из камня неправильной формы при камне 1200 кг/м ³	0,61
Керамзитобетон	0,58

Кладка из пористого кирпича с объёмным весом 1300 кг/м ³ на лёгком растворе с объёмным весом 1400 кг/м ³	0,58
Кладка из дырочного кирпича на тяжёлом растворе (при 60 отверстиях)	0,58
Войлок строительный	0,58
Кладка из дырочного кирпича на тяжёлом растворе (при 105 отверстиях)	0,52
Известковая штукатурка по драни на внутренней поверхности	0,52
Кладка из камня правильной формы при камне 1200 кг/м ³	0,51
Кладка из трепельного кирпича с объёмным весом 1000 кг/м ³ на лёгком растворе с объёмным весом 1400 кг/м ³	0,47
Бетоны ячеистые (пенобетон, газобетон)	0,40
Листы древесноволокнистые (сухая штукатурка)	0,23
Листы гипсовые обшивочные (сухая штукатурка)	0,23
Пенокерамзит	0,20
Линолеум	0,19
Фанера клееная	0,17
Плиты древесноволокнистые бесцементные	0,16
Войлок минераловатный	0,08
Вата стеклянная	0,06

Номограмма 1. Безразмерная температура в тепловом центре неограниченной пластины



Номограмма 2. Безразмерная температура на поверхности неограниченной пластины

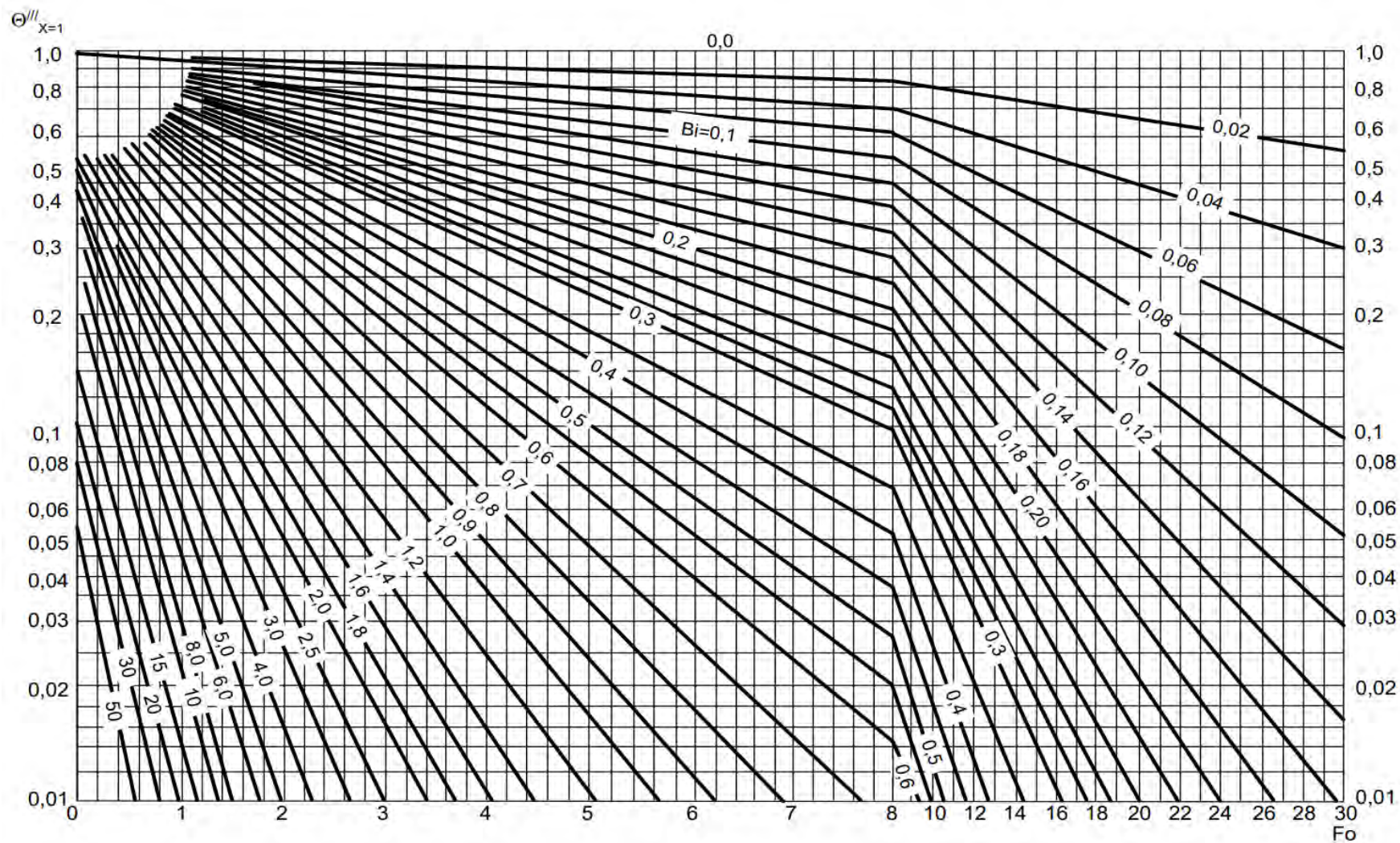


Таблица 2. Корни характеристического уравнения

$$\operatorname{ctg}\mu - \frac{\mu}{Bi} = 0$$

для неограниченной пластины

Значения μ_i для неограниченной пластины

Bi	μ_1	μ_2	μ_3	μ_4	Bi	μ_1	μ_2	μ_3	μ_4
0	0,0000	3,1416	6,2832	9,4248	1,0	0,8603	3,4256	6,4373	9,5293
0,001	0,0316	3,1419	6,2833	9,4249	1,5	0,9882	3,5422	6,5097	9,5801
0,002	0,0447	3,1422	6,2835	9,4250	2,0	1,0769	3,6436	6,5783	9,6296
0,004	0,0632	3,1429	6,2838	9,4252	3,0	1,1925	3,8088	6,7040	9,7240
0,006	0,0774	3,1435	6,2841	9,4254	4,0	1,2646	3,9352	6,8140	9,8119
0,008	0,0893	3,1441	6,2845	9,4256	5,0	1,3138	4,0336	6,9096	9,8928
0,01	0,0998	3,1448	6,2848	9,4258	6,0	1,3496	4,1116	6,9924	9,9667
0,02	0,1410	3,1479	6,2864	9,4269	7,0	1,3766	4,1746	7,0640	10,0339
0,04	0,1987	3,1543	6,2895	9,4290	8,0	1,3978	4,2264	7,1263	10,0949
0,06	0,2425	3,1606	6,2927	9,4311	9,0	1,4149	4,2694	7,1806	10,1502
0,08	0,2791	3,1668	6,2959	9,4333	10,0	1,4289	4,3058	7,2281	10,2003
0,1	0,3111	3,1731	6,2991	9,4354	15,0	1,4729	4,4255	7,3959	10,3898
0,2	0,4328	3,2039	6,3148	9,4459	20,0	1,4961	4,4915	7,4954	10,5117
0,3	0,5218	3,2341	6,3305	9,4565	30,0	1,5202	4,5615	7,6057	10,6543
0,4	0,5932	3,2636	6,3461	9,4670	40,0	1,5325	4,5979	7,6647	10,7334
0,5	0,6533	3,2923	6,3616	9,4775	50,0	1,5400	4,6202	7,7012	10,7832
0,6	0,7051	3,2304	6,3770	9,4879	60,0	1,5451	4,6353	7,7259	10,8172
0,7	0,7506	3,3477	6,3923	9,4983	80,0	1,5514	4,6543	7,7573	10,8606
0,8	0,7910	3,3744	6,4074	9,5087	100,0	1,5552	4,6658	7,7764	10,8871
0,9	0,8274	3,4003	6,4224	9,5190	∞	1,5708	4,7124	7,8540	10,9956

Таблица 3. Коэффициенты уравнений

$$\Theta'''(0, Fo) = N_n \cdot \exp(-(\mu_1)^2 \cdot Fo)$$

$$\Theta'''(1, Fo) = P_n \cdot \exp(-(\mu_1)^2 \cdot Fo),$$

для расчета температуры в характерных точках неограниченной пластины при $Fo \geq 0,3$

Bi	μ_1	μ_1^2	N_n	P_n	Bi	μ_1	μ_1^2	N_n	P_n
0,00	0,0000	0,0000	1,0000	1,0000	2,2	1,1052	1,2216	1,1864	0,5326
0,01	0,0998	0,0100	1,0017	0,9967	2,4	1,1306	1,2782	1,1934	0,5086
0,02	0,1409	0,0199	1,0033	0,9934	2,6	1,1533	1,3301	1,1997	0,4864
0,04	0,1987	0,0395	1,0066	0,9868	2,8	1,1738	1,3779	1,2052	0,4660
0,06	0,2425	0,0588	1,0098	0,9802	3,0	1,1925	1,4220	1,2102	0,4470
0,08	0,2791	0,0779	1,0130	0,9738	3,5	1,2323	1,5185	1,2206	0,4054
0,10	0,3111	0,0968	1,0161	0,9673	4,0	1,2646	1,5992	1,2287	0,3704
0,12	0,3396	0,1154	1,0192	0,9610	4,5	1,2913	1,6676	1,2351	0,3407
0,14	0,3657	0,1337	1,0222	0,9546	5,0	1,3138	1,7262	1,2402	0,3152
0,16	0,3896	0,1518	1,0252	0,9484	5,5	1,3330	1,7769	1,2444	0,2931
0,18	0,4119	0,1697	1,0282	0,9422	6,0	1,3496	1,8213	1,2479	0,2738
0,20	0,4328	0,1874	1,0311	0,9360	7,0	1,3766	1,8951	1,2532	0,2418
0,22	0,4525	0,2048	1,0340	0,9299	8,0	1,3978	1,9539	1,2570	0,2164
0,24	0,4711	0,2220	1,0368	0,9238	9,0	1,4149	2,0018	1,2598	0,1956
0,26	0,4888	0,2390	1,0396	0,9178	10	1,4289	2,0417	1,2620	0,1785
0,28	0,5057	0,2557	1,0423	0,9119	12	1,4505	2,1040	1,2650	0,1518
0,30	0,5218	0,2723	1,0450	0,9060	14	1,4664	2,1504	1,2669	0,1320
0,35	0,5592	0,3127	1,0517	0,8915	16	1,4786	2,1864	1,2683	0,1167
0,40	0,5932	0,3519	1,0580	0,8773	18	1,4883	2,2150	1,2692	0,1046
0,45	0,6244	0,3899	1,0642	0,8634	20	1,4961	2,2384	1,2699	0,0947
0,50	0,6533	0,4268	1,0701	0,8498	25	1,5105	2,2815	1,2710	0,0767
0,55	0,6801	0,4625	1,0759	0,8365	30	1,5202	2,3109	1,2717	0,0644
0,6	0,7051	0,4971	1,0814	0,8235	35	1,5272	2,3323	1,2721	0,0555
0,7	0,7506	0,5633	1,0918	0,7985	40	1,5325	2,3486	1,2723	0,0487
0,8	0,7910	0,6257	1,1016	0,7745	50	1,5400	2,3716	1,2727	0,0392
0,9	0,8274	0,6846	1,1107	0,7517	60	1,5451	2,3872	1,2728	0,0328
1,0	0,8603	0,7402	1,1191	0,7299	70	1,5487	2,3984	1,2729	0,0282
1,2	0,9178	0,8424	1,1344	0,6892	80	1,5514	2,4069	1,2730	0,0247
1,4	0,9665	0,9342	1,1477	0,6520	90	1,5535	2,4135	1,2731	0,0220
1,6	1,0084	1,0169	1,1593	0,6181	100	1,5552	2,4188	1,2731	0,0198
1,8	1,0449	1,0917	1,1695	0,5871	∞	1,5708	2,4674	1,2732	0,0000
2,0	1,0769	1,1597	1,1785	0,5587					

Таблица 4. Физические свойства воды в состоянии насыщения

$T, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/ (кг} \cdot \text{К)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/ (м} \cdot \text{К)}$	$a \cdot 10^8, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\beta \cdot 10^4, \text{К}^{-1}$	$\sigma \cdot 10^4, \text{Н/м}$	Pr
0	1,013	999,9	4,212	55,1	13,1	1788	1,789	-0,63	756,4	13,67
10	1,013	999,7	4,191	57,4	13,7	1306	1,306	+0,7	741,6	9,52
20	1,013	998,2	4,183	59,9	14,3	1004	1,006	1,82	726,9	7,02
30	1,013	995,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,805	3,21	712,2	5,42
40	1,013	992,2	4,174	63,5	15,3	653,3	0,659	3,87	696,5	4,31
50	1,013	988,1	4,174	64,8	15,7	549,4	0,556	4,49	676,9	3,54
60	1,013	983,2	4,179	65,9	16,0	469,9	0,478	5,11	662,2	2,93
70	1,013	977,8	4,187	66,8	16,3	406,1	0,415	5,70	643,5	2,55
80	1,013	971,8	4,195	67,5	16,6	355,1	0,365	6,32	625,9	2,21
90	1,013	965,3	4,208	68,0	16,8	314,9	0,326	6,95	607,2	1,95
100	1,013	958,4	4,220	68,3	16,9	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75
110	1,43	951,0	4,223	68,5	17,0	259,0	0,272	8,08	569,0	1,60
120	1,98	943,1	4,250	68,6	17,1	237,4	0,252	8,64	548,4	1,74
130	2,7	934,8	4,266	68,6	17,2	217,8	0,233	9,19	528,8	1,36
140	3,61	926,1	4,287	68,5	17,2	201,1	0,217	9,72	507,2	1,26
150	4,76	917,0	4,313	68,4	17,3	186,4	0,203	10,3	486,6	1,17
160	6,18	907,4	4,346	68,3	17,3	173,6	0,191	10,7	466,0	1,10
170	7,92	897,3	4,380	67,9	17,3	162,8	0,181	11,3	443,4	1,05
180	10,03	886,9	4,417	67,4	17,2	153,0	0,173	11,9	422,8	1,00
190	12,55	876,0	4,459	67,0	17,1	144,2	0,165	12,6	400,2	0,96
200	15,55	863,0	4,505	66,3	17,0	136,4	0,158	13,3	376,7	0,93
210	19,08	852,8	4,555	65,5	16,9	130,5	0,153	14,1	354,1	0,91
220	23,20	840,3	4,614	64,5	16,6	124,6	0,148	14,8	331,6	0,89
230	27,98	823,3	4,681	63,7	16,4	119,7	0,145	15,9	310,0	0,88
240	33,48	813,6	4,766	62,8	16,2	114,8	0,141	16,8	285,5	0,87
250	39,78	799,0	4,844	61,8	15,9	109,9	0,137	18,1	261,9	0,86
260	46,94	784,0	4,949	60,5	15,6	105,9	0,135	19,1	237,4	0,87
270	55,05	767,9	5,070	59,0	15,1	102,0	0,133	21,6	214,8	0,88
280	64,19	750,7	5,230	57,4	14,6	98,1	0,131	23,7	191,3	0,90
290	74,45	732,3	5,485	55,8	13,9	94,2	0,129	26,2	168,7	0,93
300	85,92	512,5	5,736	54,0	13,2	91,2	0,128	29,2	144,2	0,97
310	98,70	691,1	6,071	52,3	12,5	88,3	0,128	32,9	120,7	1,03
320	112,9	667,1	6,574	50,6	11,5	85,3	0,128	38,2	98,10	1,11
330	128,65	640,2	7,244	48,4	10,4	81,4	0,127	43,3	76,71	1,22
340	146,08	610,1	8,165	45,7	9,17	77,5	0,127	53,4	56,70	1,39
350	165,37	574,4	9,504	43,0	7,88	72,6	0,126	66,8	38,16	1,60
360	186,74	528,0	13,984	39,5	5,36	66,7	0,126	109	20,21	2,35
370	210,53	450,5	40,321	33,7	1,86	56,9	0,126	264	4,709	6,79

Таблица 5. Физические свойства сухого воздуха при давлении 760 мм рт. ст.

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\lambda \cdot 10^2, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$a \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
—50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
—40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
—30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
—20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
—10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,155	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

Таблица 6. Коэффициенты излучения (степени черноты) ε , в зависимости от материала поверхности

Материал поверхности	Коэффициент излучения (степень черноты) - ε -
Алюминиевый лист Коэффициент излучения степень черноты	0.09
Алюминиевая фольга Коэффициент излучения степень черноты	0.04
Алюминий сильно окисленный Коэффициент излучения степень черноты	0.2 - 0.31
Алюминий полированный Коэффициент излучения степень черноты	0.039 - 0.057
Алюминий грубой обработки Коэффициент излучения степень черноты	0.07
Асфальт Коэффициент излучения степень черноты	0.93
Базальт Коэффициент излучения степень черноты	0.72
Бериллий Коэффициент излучения степень черноты	0.18
Бумага офисная Коэффициент излучения степень черноты	0.55
Бетон Коэффициент излучения степень черноты	0.85
Бетонные плитки Коэффициент излучения степень черноты	0.63
Висмут Коэффициент излучения степень черноты	0.34
Вода Коэффициент излучения степень черноты	0.95 - 0.963
Вольфрам полированный Коэффициент излучения степень черноты	0.04
Вольфрамовая нить Коэффициент излучения степень черноты	0.032 - 0.35
Глинозем, обработка пламенем Коэффициент излучения степень черноты	0.8

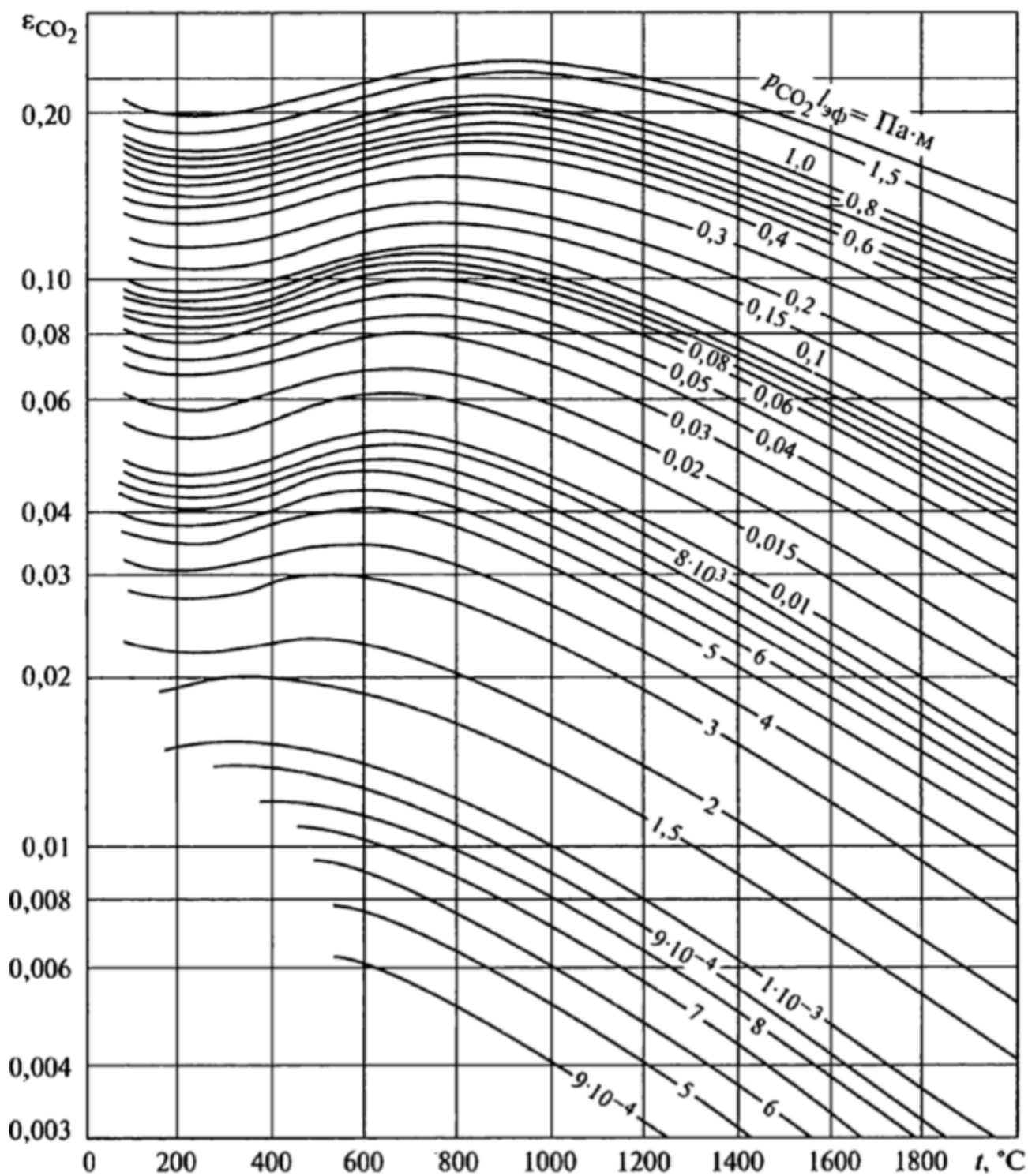
Материал поверхности	Коэффициент излучения (степень черноты) - ϵ -
Гипс Коэффициент излучения степень черноты	0.98
Дерево - Дуб Коэффициент излучения степень черноты	0.91
Гранит Коэффициент излучения степень черноты	0.45
Гипс Коэффициент излучения степень черноты	0.85
Железо полированное Коэффициент излучения степень черноты	0.14 - 0.38
Железо, пластина покрытая красной ржавчиной Коэффициент излучения степень черноты	0.61
Железо, темно-серая поверхность Коэффициент излучения степень черноты	0.31
Железо, грубый слиток Коэффициент излучения степень черноты	0.87 - 0.95
Инконель окисленный Коэффициент излучения степень черноты	0.71
Каучук, твердая глянцевая пластина Коэффициент излучения степень черноты	0.94
Карбид кремния Коэффициент излучения степень черноты	0.83 - 0.96
Каучук, мягкий Коэффициент излучения степень черноты	0.86
Красный кирпич Коэффициент излучения степень черноты	0.9
Кирпич, огнеупорная глина Коэффициент излучения степень черноты	0.75
Кадмий Коэффициент излучения степень черноты	0.02
Ламповая сажа (углерод)	0.96

Материал поверхности	Коэффициент излучения (степень черноты) - ϵ -
Латунь полированная Коэффициент излучения степень черноты	0.03
Латунь окисленная при 600°C Коэффициент излучения степень черноты	0.6
Лед водяной Коэффициент излучения степень черноты	0.97
Мягкая сталь Коэффициент излучения степень черноты	0.20 - 0.32
Молибден полированный Коэффициент излучения степень черноты	0.05 - 0.18
Магний полированный Коэффициент излучения степень черноты	0.07 - 0.13
Мрамор белый Коэффициент излучения степень черноты	0.95
Медная необработанная пластина Коэффициент излучения степень черноты	0.22
Медь нагретая и покрытая толстым слоем окислов Коэффициент излучения степень черноты	0.78
Медно-никелевый сплав полированный Коэффициент излучения степень черноты	0.059
Никель, полированный Коэффициент излучения степень черноты	0.072
Никель, окисленный Коэффициент излучения степень черноты	0.59 - 0.86
Опилки Коэффициент излучения степень черноты	0.75
Олово неокисленное Коэффициент излучения степень черноты	0.04
Окись магния Коэффициент излучения степень черноты	0.20 - 0.55
Песок Коэффициент излучения степень черноты	0.76

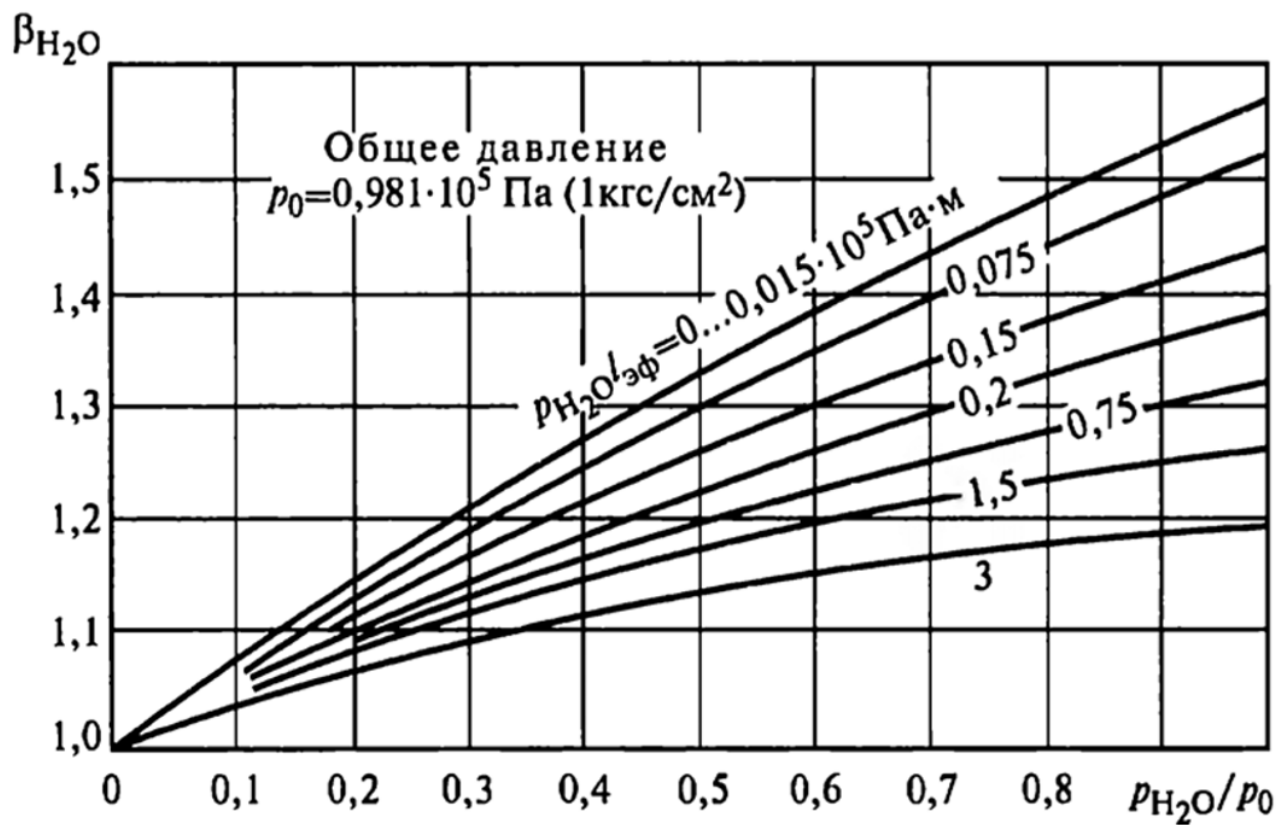
Материал поверхности	Коэффициент излучения (степень черноты) - ϵ -
Платина, полируемая пластина Коэффициент излучения степень черноты	0.054 - 0.104
Пластмассы Коэффициент излучения степень черноты	0.91
Полость черного тела	1.00
Провод нихромовый Коэффициент излучения степень черноты	0.65 - 0.79
Полированная медь Коэффициент излучения степень черноты	0.023 - 0.052
Поверхность углерода (графита), прессованная Коэффициент излучения степень черноты	0.98
Ртуть жидкая Коэффициент излучения степень черноты	0.1
Стекло Коэффициент излучения степень черноты	0.92
Стекло, пирекс Коэффициент излучения степень черноты	0.85 - 0.95
Серебро полированное Коэффициент излучения степень черноты	0.02 - 0.03
Свинец чистый неокисленный Коэффициент излучения степень черноты	0.057 - 0.075
Свинец окисленный Коэффициент излучения степень черноты	0.43
Сталь нержавеющая Коэффициент излучения степень черноты	0.85
Сталь нержавеющая полированная Коэффициент излучения степень черноты	0.075
Сталь нержавеющая SS 301 Коэффициент излучения степень черноты	0.54 - 0.63
Слой меди, нанесенной на металл гальваническим способом, полированный	0.03

Материал поверхности	Коэффициент излучения (степень черноты) - ϵ -
Сурьма полированная Коэффициент излучения степень черноты	0.28 - 0.31
Титан полированный Коэффициент излучения степень черноты	0.19
Углерод, не окисленный Коэффициент излучения степень черноты	0.81
Углеродистая нить Коэффициент излучения степень черноты	0.77
Фарфор глазурованный Коэффициент излучения степень черноты	0.92
Хром полированный Коэффициент излучения степень черноты	0.08 - 0.36
Хлопковая ткань Коэффициент излучения степень черноты	0.77
Черная оптическая диафрагма Коэффициент излучения степень черноты	0.95
Черная краска силиконовая Коэффициент излучения степень черноты	0.93
Черная краска эпоксидная Коэффициент излучения степень черноты	0.89
Черная краска эмаль Коэффициент излучения степень черноты	0.80
Чистое золото тщательно полированное Коэффициент излучения степень черноты	0.018 - 0.035

Номограмма 3. Зависимость ε_{CO_2} от температуры газа при различных значениях $p_{CO_2} l_{эфф}$



Номограмма 4. Поправочный коэффициент β_{H_2O} для определения степени черноты ε_{H_2O}



Номограмма 5. Зависимость ε'_{H_2O} от температуры газа при различных значениях $P_{H_2O} l_{эфф}$

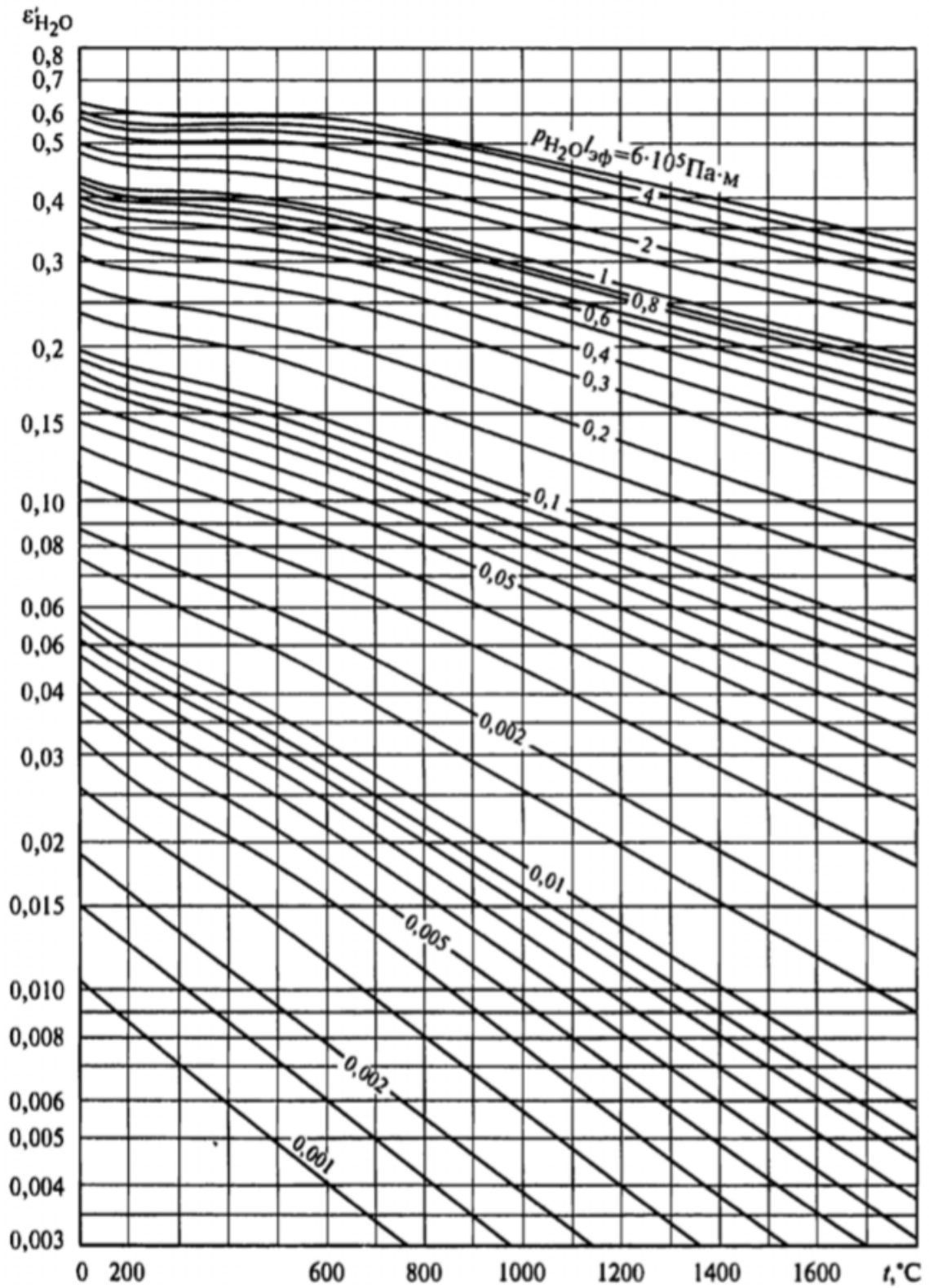


Таблица 7. Физические свойства водяного пара на линии насыщения

t, °C	P 10 ⁵ Па	ρ'' , кг/м ³	i'' , кДж/кг	r, кДж/(кг°K)	λ 10 ⁻² , Вт/(м°K)	ν 10 ⁻⁶ , м ² /с	Pr
100	1.013	0.598	2675.9	2256.8	2.372	20.02	1.08
110	1.43	0.826	2691.4	2230.0	2.489	15.07	1.09
120	1.98	1.121	2706.5	2202.8	2.593	11.46	1.09
130	2.70	1.496	2720.7	2174.3	2.686	8.85	1.11
140	3.61	1.966	2734.1	2145.0	2.791	6.89	1.12
150	4.76	2.547	2746.7	2114.3	2.884	5.47	1.16
160	6.18	3.258	2758.0	2082.6	3.012	4.39	1.18
170	7.92	4.122	2768.9	2049.5	3.128	3.57	1.21
180	10.03	5.157	2778.5	2015.2	3.268	2.93	1.25
190	12.55	6.397	2786.4	1978.8	3.419	2.44	1.30
200	15.55	7.862	2793.1	1940.7	3.547	2.03	1.36