

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования

СЕВЕРО-ЗАПАДНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЗАОЧНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра теплотехники и теплоэнергетики

ТЕПЛОМАССОБМЕН

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС

Институт энергетический

Специальности:

140101.65 – тепловые электрические станции

140104.65 – промышленная теплоэнергетика

Направление подготовки бакалавра

140100.62 - теплоэнергетика

Санкт-Петербург
Издательство СЗТУ
2008

Утверждено редакционно-издательским советом университета

УДК 621.1.016.4

Тепломассообмен: учебно-методический комплекс / сост.: В.Г. Лабейш, О.В. Шелудько.- СПб.: Изд-во СЗТУ, 2008. – с.

Учебно-методический комплекс соответствует требованиям государственных образовательных стандартов высшего профессионального образования.

Содержание дисциплины включает основные положения учения о тепло-массообмене. Последовательно рассматриваются способы переноса теплоты: теплопроводность, конвективный теплообмен, тепловое излучение, а также сложный теплообмен (теплопередача), тепловой расчет теплообменных аппаратов, массообмен как аналог теплообмену по физическим процессам и математическому описанию

Рассмотрено на заседании кафедры теплотехники и теплоэнергетики 12.09.2007 г., одобрено методической комиссией энергетического института 19.09.2007 г.

Р е ц е н з е н т ы : кафедра теплотехники и теплоэнергетики СЗТУ (зав. каф. З.Ф. Каримов, д-р техн. наук, проф.); А.П. Бельский, д-р техн. наук, проф., зав. каф. теплоэнергетики С.-Петербургского технологического университета растительных полимеров.

Составили: В.Г. Лабейш, д-р техн. наук, проф; О.В. Шелудько, канд. техн. наук, доцент.

Издательством осуществлено литературное и техническое редактирование рукописи.

© Северо-Западный государственный заочный технический университет, 2008

© Лабейш В.Г., Шелудько О.В., 2008

1. ИНФОРМАЦИЯ О ДИСЦИПЛИНЕ

1.1. ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебно-методический комплекс предназначен для студентов третьего курса очно-заочной и заочной форм обучения специальностей 140101.65 – «Тепловые электрические станции» и 140104.65 – «Промышленная теплоэнергетика» и направления подготовки бакалавра 140.100.62 – «Теплоэнергетика».

Основные изучаемые разделы дисциплины – теплопроводность; конвективный теплообмен; тепловое излучение; тепловой расчет теплообменных аппаратов.

Теория тепломассообмена является научной основой методов расчета, проектирования и эксплуатации теплообменников, трубопроводов, теплоизоляции, систем теплоснабжения, парогенераторов, систем паросилового оборудования, двигателей внутреннего сгорания, средств измерения и контроля за тепловыми процессами. При подготовке специалистов в области теплоэнергетики тепломассообмен является одной из основных общепрофессиональных дисциплин.

Дисциплина изучается в первом и втором семестрах третьего курса. В соответствии с учебным планом студент должен прослушать лекции, выполнить практические работы, лабораторный практикум, выполнить три контрольные работы. Контроль знаний включает тестирование, рейтинговую систему оценки знаний, зачет по лабораторным и контрольным работам, экзамен по курсу. На очных занятиях преподаватель приводит рекомендации по использованию литературных источников для данного раздела дисциплины.

Цель изучения дисциплины – приобретение студентами знаний в области теории тепломассообмена и теплотехнического эксперимента, тепловых расчетов теплотехнического оборудования, моделирования тепловых процессов.

Задачи изучения дисциплины. В результате изучения дисциплины студент должен:

Иметь представление: о применении теории тепломассообмена в различных отраслях народного хозяйства; об основных научных центрах, разрабатывающих отдельные проблемы тепломассообмена.

Знать: основные законы теплопроводности, конвективного и лучистого теплообмена; способы расчета процессов тепломассообмена, в том числе при совместном участии нескольких видов теплообмена; способы моделирования тепломассообменных процессов; основы расчета теплообменных аппаратов.

Уметь: анализировать теплообменные характеристики систем теплотехнического оборудования; рассчитывать количество теплоты, передаваемой теплопроводностью, конвекцией и излучением в узлах теплотехнического оборудования; рассчитывать потери теплоты и тепловые сопротивления в теплотехнических системах; выбирать тип и конструкцию теплообменного аппарата для заданного теплотехнического оборудования; оценивать эффективность выбора схем и составных частей действующих теплообменных аппаратов.

Владеть: терминологией в области тепломассообмена, основными источниками информации и справочными данными по тепломассообмену.

Место дисциплины в учебном процессе. Курс «Тепломассообмен» базируется на дисциплинах «Физика», «Высшая математика», «Теоретическая механика», «Техническая термодинамика», «Гидрогазодинамика». Знания и умения, приобретенные при изучении курса, используются в дисциплинах «Котельные установки и парогенераторы», «Тепломассообменное оборудование предприятий», «Теплотехнические измерения и приборы», «Основы централизованного теплоснабжения», «Тепловые и атомные электростанции», «Природоохранные технологии в теплоэнергетике», «Тепловые двигатели и нагнетатели», «Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях», «Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии», «Тепломеханическое и вспомогательное оборудование электростанций».

1.2. СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ И ВИДЫ УЧЕБНОЙ РАБОТЫ

Содержание дисциплины по ГОС

Способы теплообмена; дифференциальное уравнение теплопроводности и его решения; система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена; применение методов подобия и размерностей к изучению процессов конвективного теплообмена; теплоотдача и гидравлическое сопротивление при вынужденном течении в каналах, обтекании трубы и пучка труб; расчет коэффициентов теплоотдачи при свободной конвекции; теплообмен при фазовых превращениях; теплообмен излучением, сложный теплообмен; массообмен; поток массы компонента; вектор плотности потока массы; концентрационная диффузия, закон Фика; массоотдача, математическое описание и аналогия процессов массо- и теплообмена; теплогидравлический расчет теплообменных аппаратов.

Объем дисциплины и виды учебной работы представлены в табл. 1.

Таблица 1

Вид учебной работы	Всего часов		
	Форма обучения		
	очная	очно- заочная	заочная
Общая трудоемкость дисциплины	240		
Работа под руководством преподавателя (включая ДОТ)	144		
В т. ч. лекции	72	32	16
Практические занятия (ПЗ)	24	16	6
Лабораторные работы (ЛР)	24	12	8
Самостоятельная работа студента	96	96	96
Контрольные работы		3	3
Вид итогового контроля	экзамен		

Перечень видов практических занятий и контроля:

- тесты (общие по дисциплине);
- три контрольных работы (для очно-заочной и заочной форм обучения);
- лабораторные работы – 24 часа для дневной формы обучения, 12 часов для очно-заочной формы обучения, 8 часов для заочной формы обучения;
- практические занятия – 24 часа для дневной, 16 часов для очно-заочной и 6 часов - для заочной форм обучения;
- экзамен (для всех форм обучения).

2. РАБОЧИЕ УЧЕБНЫЕ МАТЕРИАЛЫ**2.1. РАБОЧАЯ ПРОГРАММА**

(объем дисциплины – 240 часов)

Раздел 1. Введение. Теория теплопроводности (68 часов)

[1], с. 3...102, [2], с. 6...33.

Предмет дисциплины и её место в подготовке специалистов теплоэнергетического профиля. Значение теории тепломассообмена для энергомашиностроения и эксплуатации теплотехнического оборудования. История создания теории тепломассообмена, роль русских ученых.

Основные положения теории теплопроводности. Механизм процесса теплопроводности в газах, жидкостях, металлах, диэлектриках. Градиент температуры. Закон Фурье. Коэффициент теплопроводности, его зависимость от различных факторов. Дифференциальное уравнение теплопроводности. Коэффициент температуропроводности. Краевые условия для процессов теплопроводности; граничные условия первого, второго, третьего и четвертого рода. Закон Ньютона-Рихмана для теплоотдачи. Общие представления о методах решения задач теплопроводности.

Теплопроводность при стационарном режиме. Передача теплоты через однослойную и многослойную плоские стенки при граничных условиях I и III рода. Распределение температур при постоянном и переменном коэффициентах теплопроводности. Коэффициент теплопередачи. Передача теплоты через однослойную и многослойную плоские и цилиндрические стенки при граничных условиях I и III рода. Линейный коэффициент теплопередачи. Критический диаметр теплоизоляции.

Теплопередача через плоскую ребристую стенку. Способы интенсификации процессов теплопередачи, связь с современными проблемами экономии материальных и энергетических ресурсов и экономичностью производства.

Теплопроводность в плоской стенке и круглом стержне при наличии внутренних источников теплоты.

Теплопроводность при нестационарном режиме. Методы решения задач нестационарной теплопроводности для тонкой пластины, длинного цилиндра

при граничных условиях III рода. Критерии Био и Фурье. Анализ решений, частные случаи.

Нагревание (охлаждение) параллелепипеда и цилиндра конечной длины. Определение количества теплоты, отдаваемой или воспринимаемой телом в процессе нестационарной теплопроводности. Регулярный тепловой режим нагревания (охлаждения) тел. Численные методы решения задач нестационарной теплопроводности.

Раздел 2. Конвективный теплообмен (102 часа)

[1], с. 108...301, [2], с. 34...66.

Основные положения теории конвективного теплообмена. Теплоотдача в однофазных жидкостях, при фазовых и химических превращениях, при естественной и вынужденной конвекции. Физические свойства жидкости, существенные для течения и теплоотдачи. Основной закон теплоотдачи.

Теплообмен при ламинарном и турбулентном течениях жидкости. Динамический и тепловой пограничные слои. Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена, условия однозначности.

Метод подобия, моделирование конвективного теплообмена. Метод размерностей. Пи-теорема. Критерии подобия, условия подобия, теоремы подобия. Вывод критериев подобия из дифференциальных уравнений переноса количества движения и теплоты, физический смысл критериев подобия.

Осреднение коэффициентов теплоотдачи, осреднение температуры, средний температурный напор. Определяющие размеры и температуры. Обработка и обобщение опытных данных на основе теории подобия; критерии Нуссельта, Рейнольдса, Грасгофа, Прандтля. Критериальные уравнения.

Теплоотдача при вынужденном течении вдоль плоской поверхности. Гидродинамический и тепловой пограничные слои. Теплоотдача при ламинарном и турбулентном течении в пограничном слое, расчетные уравнения.

Теплоотдача при вынужденном течении в трубах при ламинарном и турбулентном режимах течения. Влияние гибов, шероховатости труб.

Теплоотдача при поперечном омывании цилиндра, влияние различных условий омывания. Теплоотдача в коридорных и шахматных пучках труб, влияние угла атаки.

Теплоотдача при свободном движении жидкости. Факторы, обуславливающие свободное движение. Теплообмен при свободном движении вдоль вертикальной стенки. Теплоотдача у горизонтальных труб и пластин. Естественная конвекция в ограниченном пространстве.

Теплообмен при конденсации пара. Пленочная и капельная конденсация. Расчет теплообмена при ламинарном течении пленки конденсата. Конденсация пара на горизонтальных трубах и пучках труб. Теплообмен пучков труб, обтекаемых конденсатом, влияние рядности, скорости пара, примесей неконденсирующихся газов. Теплоотдача при конденсации паров металлов.

Теплообмен при кипении. Возникновение кипения, рост, отрыв и всплывание паровых пузырьков. Центры парообразования. Зависимость коэффициента

теплоотдачи от плотности теплового потока и температурного напора, кризисы кипения. Пленочное кипение. Кипение недогретой жидкости.

Теплообмен двухфазного потока при кипении жидкости в трубах, кризисы кипения I и II рода.

Тепло- и массообмен в двухкомпонентных средах. Основные положения теории массообмена. Термо- и бародиффузия. Закон Фика. Коэффициент диффузии, факторы, влияющие на его величину. Конвективный массообмен. Плотность потока массы в процессе конвективного массообмена. Диффузионный пограничный слой, дифференциальные уравнения для этого слоя. Граничные условия на поверхности раздела фаз. Коэффициент массоотдачи. Методы подобия и размерности в применении к процессам массообмена. Диффузионное число Нуссельта. Аналогия процессов тепло- и массообмена. Перенос и рассеивание загрязняющих примесей в атмосфере, газовые выбросы теплоэнергетических предприятий.

Раздел 3. Лучистый теплообмен (40 часов)

[1], с. 312...360; [2], с. 67...83

Понятие лучистого теплообмена, природа теплового излучения. Лучистый тепловой поток, его плотность. Интенсивность излучения. Поглощательная, отражательная и пропускательная способность тел.

Законы излучения абсолютно черного тела: Планка, Вина, Стефана-Больцмана, Кирхгофа. Серое тело, степень черноты. Закон Стефана-Больцмана для серого тела. Закон Ламберта.

Теплообмен излучением между телами. Коэффициенты облученности и взаимные поверхности излучения.

Теплообмен излучением в замкнутой системе из двух серых тел: когда одно из тел находится в полости другого и для тел с плоско-параллельными поверхностями. Применение экранов. Особенности теплообмена излучением в поглощающих средах. Расчет теплообмена между излучающей средой и поверхностью твердого тела, степень черноты факела. Сложный теплообмен (комбинация конвективного и лучистого).

Раздел 4. Теплообменные аппараты (30 часов)

[1], с. 379...394; [2], с. 84...102

Общие сведения. Назначение теплообменников, классификация по принципу действия. Основы теплового и гидравлического расчетов теплообменников, проектный и поверочный тепловые расчеты. Уравнение теплового баланса и уравнение теплопередачи.

Среднеарифметический температурный напор, его определение для основных схем движения теплоносителей. Сравнение прямотока и противотока. Расчет конечных температур теплоносителей.

2.2. ТЕМАТИЧЕСКИЙ ПЛАН ДИСЦИПЛИНЫ

2.2.1. Очно-заочная форма обучения

№ раздела и темы	Название раздела темы	Кол-во часов днев. формы	Виды занятий и контроля										
			Лекции		ПЗ		ЛР		Самостоят. работа	Тесты	Контр. работа (№ задач)	ПЗ(С)	ЛР
			Аудит.	ДОГ	Аудит.	ДОГ	Аудит.	ДОГ					
Всего		240	32	34	16	30	12	20	96				
1.	Раздел. 1 Введение. Теплопроводность	68							20	№1	К. р № 1 зад.1-4	№1	
1.1	Закон Фурье		2			2							
1.2	Граничные условия			2	2								
1.3	Теплопроводность стенки		2	2		2							
1.4	Теплопроводность трубы		2	2		2	4	4					№1
1.5	Нестационарная теплопроводность			2	2								
1.6	Теплопроводность при внутреннем тепловыделении		2	2		2							
2.	Раздел 2. Конвективный теплообмен	102							32	№ 2	К. р № 2 зад.5-10	№ 2	№ 2-5
2.1	Теплоотдача в жидкостях и газах		2			2							
2.2	Тепловой пограничный слой			2		2							
2.3	Тепловое подобие. Моделирование		2	2		2							
2.4	Критериальные уравнения		2	2	2	2							
2.5	Теплоотдача при вынужденном движении		2	2	2	2	2	6					
2.6	Теплоотдача при свободном движении		2	2		2	2	6					
2.7	Теплоотдача при кипении и конденсации		2	2	2	2							
3.	Раздел 3. Лучистый теплообмен	40							24	№ 3	К.р. 3 зад. 11-13	№ 3	№ 6
3.1	Лучистый тепловой поток						4	4					
3.2	Законы теплового излучения		2	2	2	2							
3.3	Теплообмен излучением		2			2							

№ раздела и темы	Название раздела темы	Кол-во часов днев. формы	Виды занятий и контроля										
			Лекции		ПЗ		ЛР		Самостоят. работа	Тесты	Контр. работа (№ задач)	ПЗ(С)	ЛР
			Аудит.	ДОГ	Аудит.	ДОГ	Аудит.	ДОГ					
3.4	Экранирование теплового излучения		2	2	1								
4.	Раздел 4. Теплообменные аппараты	30							20	№ 4	К. р 3 Зад. 14, 15	№ 4	
4.1	Регенеративные и рекуперативные теплообменники		2	2									
4.2	Средний температурный напор			2									
4.3	Тепловой и гидравлический расчет		2	2	1	2							
4.4	Конструкторский и поверочный расчет		2	2	2	2							

2.2.2. Заочная форма обучения

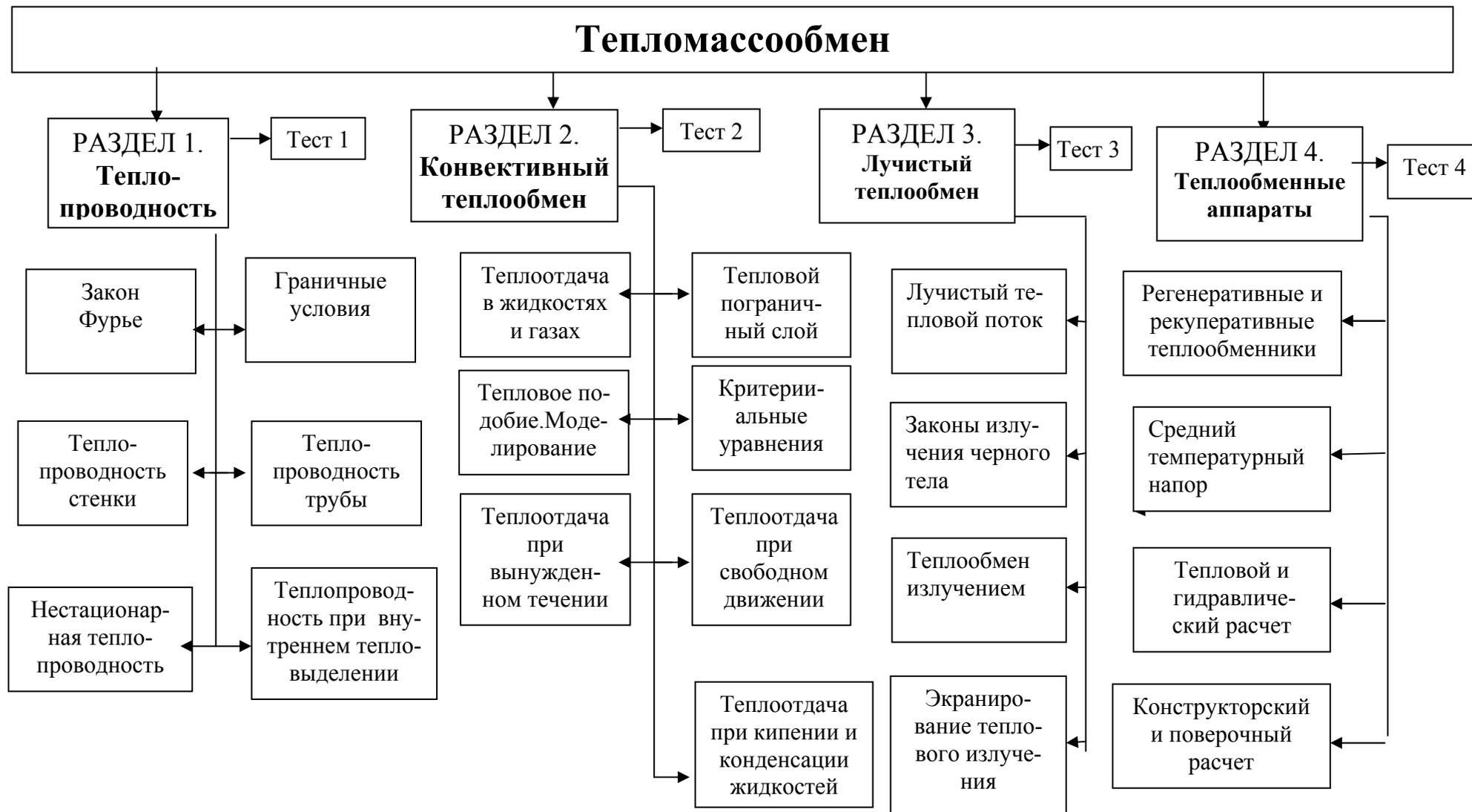
№ раздела и темы	Название раздела темы	Кол-во часов днев. формы	Виды занятий и контроля										
			Лекции		ПЗ		ЛР		Самостоят. работа	Тесты	Контр. Работа (№ задач)	ПЗ(С)	ЛР
			Аудит.	ДОГ	Аудит.	ДОГ	Аудит.	ДОГ					
Всего		240	16	60	6	34	8	20	96				
1.	Раздел. 1 Введение. Теплопроводность	68							20	№1	К. р № 1 зад. 1-4	№1	№ 1
1.1	Закон Фурье			2									
1.2	Граничные условия			2		2							
1.3	Теплопроводность стенки		2	4	2	2	2	4					
1.4	Теплопроводность трубы		2	4		2							
1.5	Нестационарная теплопроводность			2									
1.6	Теплопроводность при внутреннем тепловыделении			2		2							
2.	Раздел 2. Конвективный теплообмен	102							32		К. р № 2 зад. 5-10	№ 2	№ 2-5
2.1	Теплоотдача в жидкостях и газах			2		2							

№ раздела и темы	Название раздела темы	Кол-во часов днев. формы	Виды занятий и контроля											
			Лекции		ПЗ		ЛР		Самостоят. работа	Тесты	Контр. работа (№ задач)	ПЗ(С)	ЛР	
			Аудит.	ДОГ	Аудит.	ДОГ	Аудит.	ДОГ						
2.2	Тепловой пограничный слой			4		2								
2.3	Тепловое подобие. Моделирование		2	8		2								
2.4	Критериальные уравнения		2	4	2	2								
2.5	Теплоотдача при вынужденном движении		2	4		2	2	4						
2.6	Теплоотдача при свободном движении			2		2	2	4						
2.7	Теплоотдача при кипении и конденсации		2	2		2								
3.	Раздел 3. Лучистый теплообмен	40							24		К.р. 3 зад. 11-13	№ 3	№ 3	
3.1	Лучистый тепловой поток			2										
3.2	Законы теплового излучения			4		2		4						
3.3	Теплообмен излучением		2	2		2	2	4						
3.4	Экранирование теплового излучения			2		2								
4.	Раздел 4. Теплообменные аппараты	30							20		К. р 3 Зад. 14, 15	№ 4		
4.1	Регенеративные и рекуперативные теплообменники			2		2								
4.2	Средний температурный напор			2										
4.3	Тепловой и гидравлический расчет		2			2								
4.4	Конструкторский и поверочный расчет			4	2	2								

2.3. СТРУКТУРНО – ЛОГИЧЕСКАЯ СХЕМА ДИСЦИПЛИНЫ

Структурно-логическая схема дисциплины «Тепломассообмен» представлена на стр. 11. Схема дает представление о содержании дисциплины, последовательности изучения и взаимосвязи ее разделов.

Структурно-логическая схема дисциплины



2.4. ВРЕМЕННОЙ ГРАФИК ИЗУЧЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

Временной график дисциплины «Тепломассообмен» для студентов заочной формы обучения, занимающихся с использованием информационно-коммуникационных технологий, представлен в табл. 2.

Таблица 2

№ раздела	Наименование раздела (темы)	Продолжительность изучения (из расчета 4 часа в день)
1	Теплопроводность	10 дн.
1	Контрольная работа № 1	4 дн.
2	Конвективный теплообмен	18 дн.
2	Контрольная работа № 2	6 дн.
3	Лучистый теплообмен	8 дн.
4	Теплообменные аппараты	8 дн.
3...4	Контрольная работа № 3	6 дн.
	ИТОГО	60 дн.

2.5. ПРАКТИЧЕСКИЙ БЛОК

2.5.1. Практические занятия

2.5.1.1. Практические занятия для очно-заочной формы обучения

№ и название раздела	Наименование тем практических занятий	Кол-во часов	
		Аудит.	ДОТ
1. Теплопроводность	Расчет температурного поля в футерованной трубе	4	8
2. Конвективный теплообмен	Расчет тепловых потерь в паропроводе	2	4
	Расчет теплообмена трубы, обтекаемой потоком воздуха	0	2
	Расчет теплообмена пучков труб котлоагрегата	2	4
	Расчет теплообмена труб конденсатора паровой турбины	2	4
3. Лучистый теплообмен	Расчет потерь теплоты излучением трубы без экрана и с экраном	3	4
4. Теплообменные аппараты	Тепловой расчет пароводяного кожухотрубного теплообменника	3	4
	Итого	16	30

2.5.1.2. Практические занятия для заочной формы обучения

№ и название раздела	Наименование тем практических занятий	Кол-во часов	
		ДОТ	Аудит.
1. Теплопроводность	Расчет теплопередачи	0	4
	Расчет температурного поля в футерованной трубе	2	4
2. Конвективный теплообмен	Расчет тепловых потерь в паропроводе	2	6
	Теплоотдача при кипении и конденсация	0	8
3. Лучистый теплообмен	Расчет лучистого теплообмена между телами	0	2
	Расчет сложного теплообмена	0	4
4. Теплообменные аппараты	Тепловой расчет пароводяного кожухотрубного теплообменника	2	4
	Поверочный расчет теплообменного аппарата	0	2
	Итого	6	34

2.5.2.1. Лабораторные работы для очно-заочной формы обучения

№ и название раздела	Наименование лабораторной работы	Кол-во часов	
		Аудит.	ДОТ
1. Теплопроводность	1. Определение коэффициента теплопроводности керамического материала методом трубы	2	4
2. Конвективный теплообмен	2. Теплоотдача горизонтальной и вертикальной труб при свободном движении воздуха	2	4
	3. Теплоотдача в ограниченном объеме при свободном движении воздуха	2	3
	4. Теплоотдача при вынужденном движении воздуха в трубе	2	3
3. Лучистый теплообмен	5. Определение степени черноты излучающего тела	4	6
	ИТОГО	12	20

2.5.2.2. Лабораторные работы для заочной формы обучения

№ и название раздела	Наименование лабораторной работы	Кол-во часов	
		Аудит.	ДОТ
1. Теплопроводность	1. Определение коэффициента теплопроводности керамического материала методом трубы	2	4
2. Конвективный теплообмен	2. Теплоотдача горизонтальной и вертикальной труб при свободном движении воздуха	2	6
	4. Теплоотдача при вынужденном движении воздуха в трубе	2	6
3. Лучистый теплообмен	5. Определение степени черноты излучающего тела	2	4
	ИТОГО	8	20

2.6. РЕЙТИНГОВАЯ СИСТЕМА ОЦЕНКИ ЗНАНИЙ

Изучение дисциплины завершается выполнением лабораторных работ и трех контрольных работ, предусмотренных учебным планом. Оценка знаний производится по результатам контрольных мероприятий: тестирования и решения экзаменационной задачи.

Тестирование производится по всем четырем разделам дисциплины. Тесты содержат 28 вопросов, каждый правильный ответ оценивается в 1 балл. Повторно тесты не даются.

Правильно решенная экзаменационная задача оценивается в 20 баллов, при недочетах балл может снижаться. Экзаменационную задачу можно получить повторно (другого содержания), последующие задачи оцениваются на 5 баллов ниже.

Студент может увеличить набранное количество баллов, решив еще одну дополнительную задачу (дополнительно 10 баллов). Кроме того, за качественное и своевременное выполнение контрольных и лабораторных работ начисляются поощрительные баллы: безошибочное выполнение каждой контрольной работы - 5 баллов, каждой лабораторной работы – 5 баллов.

Итого, максимальное количество баллов составляет: тесты (28) + экзаменационная задача (20) + дополнительная задача (10) + контрольные работы ($3 \times 5 = 15$) + лабораторные работы ($5 \times 5 = 25$) = 98.

Ранжирование результатов:

Оценка	Удовлетворительно	Хорошо	Отлично
Кол-во набранных баллов (не менее)	40	70	90

3. ИНФОРМАЦИОННЫЕ РЕСУРСЫ ДИСЦИПЛИНЫ

3.1. БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Основной:

1. Исаченко, В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981.

Дополнительный:

2. Шелудько, О.В. Тепломассообмен: учебное пособие / О.В. Шелудько, А.И. Оноприенко. – СПб.: СЗТУ, 2007.

3. Тепломассообмен: метод. указ. к лаб. работам / сост. В.Г. Лабейш, О.В. Шелудько, Е.П. Павлов. – СПб.: СЗТУ, 2006.

4. Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: Энергия, 1977.

5. Краснощеков, Е.А. Задачник по теплопередаче / Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1980.

6. Кутателадзе, С.С. Основы теории теплообмена / С.С.Кутателадзе. – М.: Атомиздат, 1979.

7. Галин, Н.М. Тепломассообмен: (в ядерной энергетике) / Н.М. Галин, П.Л. Кириллов. – М.: Энергоатомиздат, 1987.

8. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент: справочник / Под ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. – М.: Энергоиздат, 1982.

9. Тепломассообмен: раб. программа, задание на контр., практ. работы, метод. указ к их выполнению / сост. О.В.Шелудько. – СПб.: СЗТУ, 2003.

10. <http://www.thermodynamics.ru> – материалы по тепломассообмену.

3.2. ОПОРНЫЙ КОНСПЕКТ*

Курс «Тепломассообмен» дает студенту необходимые знания по проблемам тепловой и атомной энергетике, связанным с переносом теплоты и масс теплоносителя в энергетических установках. Результаты теоретических и прикладных исследований проблем тепломассообмена, которые изучаются в данной дисциплине, применяются при проектировании и эксплуатации теплотехнических установок и систем. Студенты изучают эту дисциплину на 3-м курсе, выполняют по ней три контрольных работы, лабораторные работы, сдают тесты, зачет и экзамен. Структура дисциплины, ее разбивка на модули и темы представлена на структурно-логической схеме.

Рекомендуется следующий порядок учебной работы для студентов очно-заочной и заочной форм обучения: Ознакомиться с содержанием и основными положениями раздела по опорному конспекту.

-
- Изучить теоретический материал раздела по учебным пособиям [1], [2] (ссылки на страницы этих источников приводятся в программе), по другим источникам информации.
 - Ответить на контрольные вопросы по разделу.
 - Пройти тестирование по разделу.
 - Выполнить контрольную работу по данному разделу.
 - Перейти к следующему разделу.
 - Пройти лабораторный практикум по курсу.
 - Представить контрольные работы для проверки.
 - Сдать зачет и экзамен.

ВВЕДЕНИЕ

Тепломассообмен – это самопроизвольный необратимый процесс переноса теплоты и массы в пространстве с неоднородным полем температуры. Под процессами переноса теплоты в теории теплообмена имеют в виду процесс обмена внутренней энергией между элементами системы в форме теплоты. Внутренняя энергия тел, имеющих более высокую температуру, убывает, а энергия тел с меньшей температурой увеличивается.

*Нумерация рубрик опорного конспекта не зависит от нумерации рубрик всего УМК

Самопроизвольный процесс переноса теплоты в пространстве возникает под действием разности температур и направлен в сторону уменьшения температуры. Закономерности переноса теплоты и количественные характеристики этого процесса исследуются в теории теплообмена. В природе существуют три основных способа переноса теплоты: теплопроводность, конвекция и тепловое излучение.

Теплопроводность – молекулярный перенос теплоты при непосредственном соприкосновении молекул, атомов, ионов, свободных электронов с различными температурами. В чистом виде теплопроводность имеет место в твердых телах и неподвижных слоях жидкости и газа.

Конвекция – процесс переноса теплоты, вещества, количества движения при перемещении в пространстве объемов жидкости или газа из области с одной температурой в область с другой температурой. Конвективный перенос теплоты всегда происходит вместе с теплопроводностью.

Тепловое излучение – процесс распространения теплоты электромагнитными волнами. При этом внутренняя энергия тела (среды) переходит в энергию излучения. Тепловое излучение определяется только температурой и оптическими свойствами излучающего тела.

В природе и технике элементарные процессы распространения теплоты – теплопроводность, конвекция и тепловое излучение – очень часто происходят совместно.

Конвективным теплообменом называется процесс совместного переноса теплоты конвекцией и теплопроводностью жидкости или газа.

Конвективная теплоотдача (теплоотдача) – это конвективный теплообмен между потоками жидкости или газа и омываемой ими поверхностью.

Тепломассообмен, обусловленный совместным переносом теплоты излучением и теплопроводностью, называют *радиационно-кондуктивным*. Если перенос теплоты осуществляется дополнительно и конвекцией, то такой процесс называют *радиационно-конвективным*.

Теплопередача – процесс теплообмена между двумя средами (жидкостью, газами) через разделяющую их поверхность, который осуществляется совместным действием теплопроводности, конвекции и теплового излучения. Парогенерирующие трубы котельного агрегата, например, получают теплоту от продуктов сгорания топлива в результате радиационно-конвективного теплообмена. Через слой наружного загрязнения, металлическую стенку и слой накипи теплота передается теплопроводностью. От внутренней поверхности трубы к омывающей ее воде теплота переносится теплоотдачей.

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

Участвующий в процессах тепломассообмена перенос массы вещества возникает при наличии разности концентраций данного вещества в рассматриваемых точках. Способы переноса массы, как и теплопереноса, могут быть различными. Если масса переносится только за счет движения атомов и молекул, то

такой процесс называется *диффузией*. В газах диффузия протекает более интенсивно, чем в жидкостях и твердых телах. В жидкостях и газах наряду с диффузией возможен и *конвективный массоперенос* за счет перемещения макроскопических объемов.

При сублимации, сушке, химических реакциях приходится рассчитывать конвективный перенос массы от поверхности тела в жидкую или газовую среду. Такой процесс называется конвективной *массоотдачей*.

В большинстве случаев процессы массопереноса аналогичны соответствующим процессам теплопереноса: диффузия – теплопроводности, конвективный массоперенос – конвективному теплопереносу. Аналогичные процессы описываются одинаковыми по форме математическими уравнениями, поэтому многие выводы и формулы теплопереноса могут быть использованы и для процессов переноса массы.

Вопросы для самопроверки

1. Укажите основное содержание курса «Тепломассообмен».
2. Сформулируйте физический смысл элементарных способов переноса теплоты: теплопроводности, конвекции, теплового излучения.
3. Дайте определение процесса теплопередачи.
4. Назовите и дайте характеристику процессов переноса массы вещества.

РАЗДЕЛ 1. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

В ИСТОЧНИКАХ [1,2] ПРЕДСТАВЛЕНА БОЛЕЕ ПОЛНАЯ ИНФОРМАЦИЯ ПО РАЗДЕЛУ «ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ».

ПРОРАБОТАВ ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ, СЛЕДУЕТ ОТВЕТИТЬ НА ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ, ПРИВЕДЕННЫЕ В КОНЦЕ РАЗДЕЛА, ВЫПОЛНИТЬ ЛАБОРАТОРНУЮ РАБОТУ № 1 В СООТВЕТСТВИИ С МЕТОДИЧЕСКИМИ УКАЗАНИЯМИ (ИСТОЧНИК [3]), РЕШИТЬ ЗАДАЧИ 1...5, ОТВЕТИТЬ НА ВОПРОСЫ ТЕСТА 1 И РЕШИТЬ ТИПОВУЮ ЗАДАЧУ ПО МАТЕРИАЛУ РАЗДЕЛА 1.

1.1. Основной закон теплопроводности

Если в твердом теле, неподвижной жидкости или газе температура в различных точках неодинакова, то, как показывает опыт, теплота самопроизвольно переносится от участков с более высокой температурой к участкам с более низкой температурой. Такой процесс называется теплопроводностью. Теплота при этом переносится вследствие хаотического теплового движения микрочастиц (молекул, атомов, электронов), из которых состоит данное тело.

Процесс теплопроводности неразрывно связан с распределением температуры внутри тела. Поэтому при его изучении необходимо установить понятия температурного поля и градиента температуры.

Температурное поле – это совокупность значений температуры во всех точках тела в данный момент времени. Математическое описание температурного поля имеет вид

$$t = f(x, y, z, \tau). \quad (1.1)$$

Это уравнение трехмерного неустановившегося (нестационарного) температурного поля: температура t зависит от положения точки тела (ее координат) и вре-

мени τ . Если температура в любой точке тела не изменяется во времени, а является лишь функцией координат, то имеет место трехмерное установившееся (стационарное) температурное поле:

$$\partial t / \partial \tau = 0, \quad t = \varphi(x, y, z). \quad (1.2)$$

В случае одномерного стационарного температурного поля температура изменяется только вдоль одной координаты: $t = f(x)$.

Градиент температуры. При любом температурном поле имеются точки с одинаковой температурой. Такие точки образуют изотермическую поверхность. Изотермические поверхности друг с другом не пересекаются; они замыкаются на себя или оканчиваются на границах тела. Изменение температуры в теле наблюдается лишь в направлениях, пересекающих изотермические поверхности (например, направление x , рис. 1.1). При этом наибольший перепад температуры на участке единичной длины происходит в направлении нормали (n) к изотермической поверхности. Градиент температуры ($grad\ t$) – это вектор, направленный по нормали n к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры. Проекции вектора $grad\ t$ на координатные оси равны частным производным от температуры по осям: $\partial t / \partial x, \partial t / \partial y, \partial t / \partial z$.

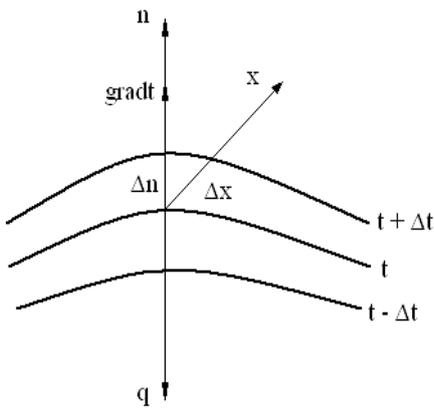


Рис.1.1. Температурное поле

Температурное поле

Тепловой поток. В теории теплообмена используются понятия теплового потока Q , Вт и плотности теплового потока q , Вт/м². *Полный тепловой поток* Q – это количество теплоты, проходящее через какую-либо изотермическую поверхность F в единицу времени. *Плотность теплового потока* q – это количество теплоты, проходящее в секунду через квадратный метр изотермической поверхности тела. Тепловой поток и плотность теплового потока – векторы, направленные по нормали к изотермической поверхности в сторону убывания температуры (противоположно направлению температурного градиента, рис. 1.1).

Закон Фурье. Основной закон теплопроводности сформулирован Фурье. Согласно закону Фурье вектор плотности теплового потока, передаваемого теплопроводностью, пропорционален градиенту температуры:

$$q = -\lambda \operatorname{grad} t; \quad q = -\lambda (\partial t / \partial n). \quad (1.3)$$

Знак минус связан с тем, что теплота всегда переносится в направлении снижения температуры.

Коэффициент теплопроводности λ – это физический параметр вещества. Он имеет размерность Вт/(м·К) и численно равен плотности теплового потока, передаваемого в направлении градиента температур в слое вещества толщиной в 1 метр при разности температур в 1 градус.

В газах теплопроводность связана с хаотическим движением молекул. Наибольшую теплопроводность имеет самый легкий газ – водород, при комнатных

температурах для него $\lambda \approx 0,2$ Вт/(м·К). Теплопроводность воздуха меньше примерно в 10 раз. С ростом температуры подвижность молекул газа возрастает и λ увеличивается. В жидкостях (неметаллах) коэффициент теплопроводности выше, чем в газах. В частности, для воды $\lambda \approx 0,6$ Вт/(м·К).

В металлах теплопроводность осуществляется «электронным газом». Наибольший коэффициент теплопроводности имеют чистое серебро и медь ($\lambda \approx 400$ Вт/(м·К), углеродистые стали – около 50 Вт/(м·К), высоколегированные стали – около 15 Вт/(м·К). В диэлектриках теплота передается колебаниями атомов. Красный кирпич, шамот имеют $\lambda \approx 1$ Вт/(м·К). В пористых материалах (стекло-вата, пенопласт, поролон) коэффициент теплопроводности приближается к воздушному. Увлажнение пористых материалов сильно увеличивает их теплопроводность. Для тепловых расчетов применяют табличные значения коэффициента теплопроводности, взятые по данным теплотехнических справочников [5].

1.2. Дифференциальное уравнение теплопроводности

Теория теплопроводности разработана математической физикой в XIX и XX веках. В декартовых координатах дифференциальное уравнение теплопроводности для твердого тела из однородного материала имеет вид

$$\partial t / \partial \tau = [\lambda / (c\rho)] (\partial^2 t / \partial x^2 + \partial^2 t / \partial y^2 + \partial^2 t / \partial z^2) + (q_v / c\rho), \quad (1.4)$$

где λ - коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К), c - теплоемкость, Дж/(кг·К), ρ - плотность, кг/м³ вещества; q_v - мощность внутреннего тепловыделения в исследуемом теле, Вт/м³, причем предполагается, что это тепловыделение распределено равномерно по всему его объему. Комплекс $a = \lambda / (c\rho)$ с размерностью м²/с называют коэффициентом температуропроводности тела. Этот коэффициент характеризует скорость изменения температуры тела.

Условия однозначности. Дифференциальное уравнение (1.4) выведено на основе общих законов физики и описывает явления теплопроводности в самом общем виде. Для решения конкретных задач необходимо к уравнению присоединить математическое описание частных особенностей рассматриваемого процесса, которые называются условиями однозначности. Это геометрические условия (форма и размеры тела), его теплофизические свойства, т. е. параметры a , λ , c , ρ , начальные условия – распределение температуры внутри тела в начальный момент времени, а также условия теплообмена на границах тела с внешней средой (граничные условия).

Граничные условия на внешних поверхностях тела для любого момента времени τ можно задавать следующими способами:

- распределением температуры на поверхности тела: $t_c = f(x, y, z, \tau)$ или $t_c = \text{const}$ (это граничные условия первого рода);
- распределением плотностей теплового потока, подводимого или отводимого от тела для любой точки его поверхности: $q_c = f(x, y, z, \tau)$ (в частном случае $q_c = \text{const}$). Это граничные условия второго рода;
- задавая постоянную температуру окружающей среды $t_{ж}$ и закон теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой (это - граничные условия

третьего рода). При задании граничных условий III рода обычно принимают, что плотность теплового потока q на границе тела, температура поверхности которого равна t_c , определяется по закону Ньютона – Рихмана:

$$q = \alpha (t_c - t_{ж}), \quad (1.5)$$

где $t_{ж}$ – температура окружающей среды, α – коэффициент теплоотдачи, который характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой. Размерность коэффициента теплоотдачи Вт/(м²·К).

Приравнивая плотности теплового потока q , передаваемого на поверхности раздела «жидкость-тело» теплопроводностью (выражение (1.3)) и теплоотдачей к окружающей среде (соотношение (1.5)), получим аналитическое выражение для граничных условий III рода:

$$-\lambda (\partial t / \partial n)_c = \alpha (t_c - t_{ж}), \text{ или } \alpha = -(\lambda / \Delta t) (\partial t / \partial n)_c, \quad (1.6)$$

где $\Delta t = t_c - t_{ж}$ – температурный напор «стенка – окружающая среда». Индекс «с» означает, что температурный градиент относится к поверхности тела (стенке).

Дифференциальное уравнение теплопроводности и условия однозначности дают полную математическую формулировку конкретной задачи теплопроводности. Проще всего задача решается, когда режим теплообмена – стационарный, т. е. температура тела не изменяется во времени, $\partial t / \partial \tau = 0$.

Специалистами в области математической физики разработано большое количество задач по решению уравнения теплопроводности в декартовых, цилиндрических, сферических координатах. Эти решения в удобной для практического использования форме содержатся в специальной литературе. В настоящем опорном конспекте рассматриваются некоторые задачи, важные для теплоэнергетики.

1.3. Теплопроводность при стационарном режиме и граничных условиях первого рода

Рассмотрим теплопроводность тел простейшей геометрической формы, на боковых поверхностях которых поддерживаются постоянные температуры t_1 и t_2 . В этом случае температура изменяется только по одной координате – по сечению тела, температурное поле – одномерное.

При выводе расчетных зависимостей будем считать, что стенки однородны по физическим свойствам, тепловыделение в них отсутствует. Коэффициент теплопроводности λ принимаем постоянным: $\lambda = \text{const}$, не зависящим от температуры и других факторов, режим – стационарный (установившийся). При решении задачи определим закон распределения температуры по сечению стенки и вычислим тепловой поток, проходящий через стенку.

Плоская стенка (рис. 1.2). Дифференциальное уравнение теплопроводности и условия однозначности для плоской стенки имеют вид

$$\partial^2 t / \partial x^2 = 0, \quad t_{x=0} = t_1, \quad t_{x=\delta} = t_2, \quad (1.7)$$

где δ – толщина стенки.

Интегрируя (1.7), получаем

$$\frac{\partial t}{\partial x} = C_1, \quad t_x = C_1 x + C_2, \quad (1.8)$$

где C_1 и C_2 - постоянные интегрирования, значения которых находятся из граничных условий (1.7). При $x = 0$ из (1.7) и (1.8) находим, что $C_2 = t_1$; при $x = \delta$ $t = C_1 x + t_1$, откуда $C_1 = -(t_1 - t_2) / \delta$. Подставляя C_1 и C_2 в (1.8), получим уравнение температурного поля:

$$t(x) = t_1 - (t_1 - t_2) \delta / x. \quad (1.9)$$

Из выражения (1.9) следует, что температура в стенке изменяется по линейному закону при условии $\lambda = \text{const}$. Согласно закону теплопроводности Фурье плотность теплового потока, передаваемого через стенку, равна

$$q = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right) = \lambda(t_1 - t_2) / \delta. \quad (1.10)$$

Таким образом, плотность теплового потока прямо пропорциональна коэффициенту теплопроводности, разности температур на поверхностях стенки и обратно пропорциональна толщине стенки δ .

Запишем соотношение (1.10) в форме закона Ома: плотность теплового потока

$$q = (t_1 - t_2) / (\delta / \lambda). \quad (1.11)$$

Стоящую в знаменателе величину $R_\lambda = \delta / \lambda$, К/(Вт/м²) называют по аналогии с электротехникой *термическим сопротивлением плоской стенки*. Полное количество теплоты Q , Дж, передаваемое через поверхность стенки площадью F за время τ , равно

$$Q = q F \tau = F \tau \lambda (t_1 - t_2) / \delta. \quad (1.12)$$

В общем случае для плоской стенки, состоящей из n слоев, однородных по физическим свойствам и плотно прилегающих друг к другу, выполненных из различных материалов разной толщины, плотность теплового потока q составит

$$q = (t_1 - t_{n+1}) / \sum (\delta_i / \lambda_i), \quad (1.13)$$

где $\sum (\delta_i / \lambda_i)$ - *полное термическое сопротивление многослойной плоской стенки*, равное сумме термических сопротивлений n слоев; t_1 , t_{n+1} - температуры на внешних поверхностях многослойной стенки.

Цилиндрическая стенка (рис. 1.3). Считаем, что полый цилиндр (труба) является прямым, круглым, бесконечно длинным. Температуры на внутренней и внешней поверхностях цилиндрической стенки t_1 и t_2 поддерживаются постоянными, причем $t_1 > t_2$. Температура изменяется только вдоль радиуса: $t = f(r)$, изотермические поверхности являются концентрическими цилиндрическими поверхностями. Дифференциальное уравнение теплопроводности в этом случае принимает вид

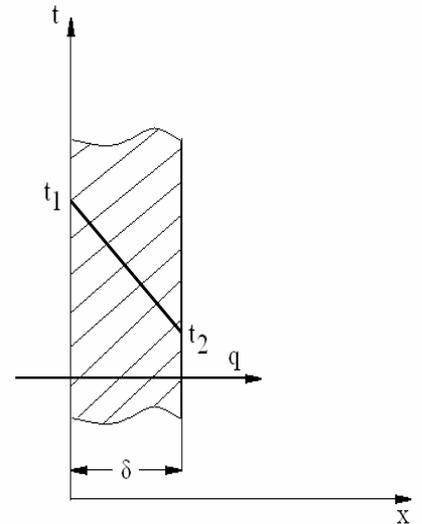
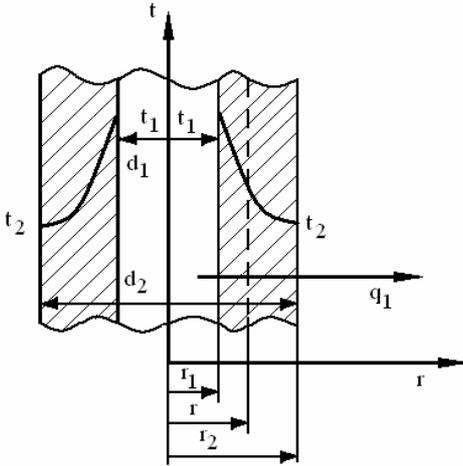


Рис. 1.2. Температурное поле плоской пластинки

$$\partial^2 t / \partial r^2 + (1 / r) (\partial t / \partial r) = 0. \quad (1.14)$$



Введем новую переменную u - *градиент температуры* ($\text{grad } t$): $u = dt / dr$. Подставляя u в уравнение (1.14), получим дифференциальное уравнение первого порядка с разделяющимися переменными:

$$\partial u / \partial r + u / r = 0. \quad (1.15)$$

Интегрируя, получаем $ur = C_1$. Подставив $u = dt / dr$ и разделив переменные $dt = C_1 (dr / r)$, интегрируя, имеем

$$t_r = C_1 \ln r + C_2, \quad (1.16)$$

Рис.1.3. Температурное поле в стенке трубы

где C_1, C_2 - постоянные интегрирования. Распределение температуры по сечению цилиндрической стенки описывается уравнением логарифмической кривой.

Из граничных условий первого рода находим постоянные C_1 и C_2 и, воспользовавшись законом Фурье, вычисляем тепловой поток Q , Вт, проходящий через участок цилиндрической поверхности длиной l :

$$Q = 2 \pi \lambda l (t_1 - t_2) / \ln (d_2 / d_1), \quad (1.17)$$

где d_1, d_2 - внутренний и наружный диаметры стенки трубы.

Иногда ставится задача расчета теплового потока, отнесенного к площади внутренней или внешней поверхности трубы, либо к ее длине. Тепловой поток, отнесенный к единице длины q_l , Вт/м, называется *линейной плотностью теплового потока*:

$$q_l = Q / l, \quad q_l = \pi (t_1 - t_2) / [(1/2\lambda) \ln (d_2 / d_1)]. \quad (1.18)$$

Величина $R_{\lambda} = [(1/2\lambda) \ln (d_2 / d_1)]$ называется *линейным термическим сопротивлением цилиндрической стенки*, (К/Вт·м).

В практических расчетах при $d_2 / d_1 \leq 2$ (т. е. когда цилиндрическая стенка является тонкостенной) линейный тепловой поток q_l с погрешностью менее 5 % можно рассчитывать по формуле плоской стенки:

$$q_l = \pi d (t_1 - t_2) / (\delta / \lambda), \quad (1.19)$$

где d - средний диаметр стенки, $d = 0,5 (d_1 + d_2)$, δ - толщина стенки, причем $\delta = 0,5 (d_2 - d_1)$.

Для определения теплового потока через многослойную цилиндрическую стенку следует, как и для случая многослойной плоской стенки, просуммировать термические сопротивления отдельных слоев:

$$q_l = \pi (t_1 - t_{n+1}) / \sum [(1 / 2\lambda_i) \ln (d_{i+1} / d_i)], \quad (1.20)$$

где $\sum [(1 / 2\lambda_i) \ln(d_{i+1} / d_i)]$ - полное линейное термическое сопротивление многослойной цилиндрической стенки.

Расчет температур на границах плотно соприкасающихся слоев в обоих случаях (плоская и цилиндрическая стенки) проводится по формуле

$$t_{k+1} = t_1 - q \sum R_i, \quad (1.21)$$

где t_{k+1} - температура за любым слоем ($i = k$); R_i = термическое сопротивление стенки.

1.4. Теплопроводность плоской и цилиндрической стенок при стационарном режиме и граничных условиях третьего рода (теплопередача)

В энергетических установках часто встречается теплообмен между двумя средами (теплоносителями) через разделяющую их твердую стенку, который называют *теплопередачей*. В этом случае теплота от более нагретого теплоносителя теплоотдачей и тепловым излучением передается к стенке, внутри стенки теплообмен происходит за счет теплопроводности, а от противоположной поверхности стенки осуществляется теплоотдачей к менее нагретому теплоносителю.

В теории теплопроводности процесс теплопередачи описывается как теплопроводность стенки при граничных условиях третьего рода. Рассмотрим задачу о теплопроводности стенки, разделяющей две среды с температурами $t_{ж1}$ и $t_{ж2}$, причем $t_{ж1} > t_{ж2}$. Коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 характеризуют интенсивность теплообмена на наружных поверхностях стенки. Считаем, что температура стенки зависит только от координаты, нормальной к изотермическим поверхностям (одномерная задача).

Плоская стенка (рис. 1.4). Плоская стенка толщиной δ , коэффициент теплопроводности которой λ , разделяет две жидкости с различной температурой $t_{ж1}$ и $t_{ж2}$. В гидравлике понятие «жидкость» включает как жидкие, так и газообразные среды. Коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 со стороны горячей и холодной жидкостей. Считаем, что величины λ , α_1 , α_2 , $t_{ж1}$, $t_{ж2}$, постоянны, а температурное поле в стенке - одномерное.

Рассматриваемый процесс переноса теплоты от одной жидкости (горячий теплоноситель) к другой (холодный теплоноситель) через разделяющую их твердую стенку называется *теплопередачей*.

В стационарном режиме количество теплоты, которое передается от горячей жидкости к поверхности стенки, проходит через нее и отдается холодной жидкости, одно и то же. Плотность теплового потока, отдаваемого жидкостью с высокой температурой $t_{ж1}$ к поверхности стенки с температурой t_1 , в соответствии с уравнением теплоотдачи (1.5) равна

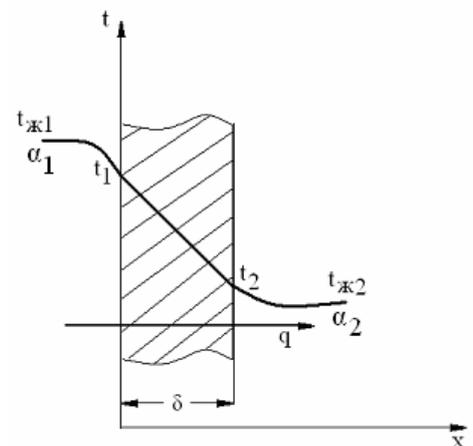


Рис. 1.4. Теплопередача через стенку

$$q = \alpha_1(t_{ж1} - t_1). \quad (1.22)$$

Такой же тепловой поток передается через стенку за счет теплопроводности:

$$q = \lambda (t_{ж1} - t_1) / \delta, \quad (1.23)$$

а также от поверхности стенки с температурой t_2 к холодной жидкости путем теплоотдачи:

$$q = \alpha_2(t_2 - t_{ж2}). \quad (1.24)$$

Решая уравнения (1.22) - (1.24) относительно разности температур и складывая их почленно, получаем:

$$q = (t_{ж1} - t_{ж2}) / [(1 / \alpha_1) + (\delta / \lambda) + (1 / \alpha_2)]. \quad (1.25)$$

Величина

$$k = 1 / [(1 / \alpha_1) + (\delta / \lambda) + (1 / \alpha_2)] \quad (1.26)$$

называется *коэффициентом теплопередачи*, ее размерность Вт/(м²·К). Этот коэффициент определяет интенсивность процесса теплопередачи и численно равен количеству теплоты, которое передается через поверхность стенки площадью 1 м² за одну секунду при разности температур жидкостей 1 К.

С учетом (1.26) уравнение (1.25) приобретает вид

$$q = k (t_{ж1} - t_{ж2}). \quad (1.27)$$

Полный тепловой поток Q , Вт, передаваемый от греющей жидкости к нагреваемой через стенку площадью F , равен

$$Q = k F (t_{ж1} - t_{ж2}). \quad (1.28)$$

Соотношения (1.27), (1.28) называются *уравнениями теплопередачи*.

Величина $R = 1 / k$, К/(Вт/м²), обратная коэффициенту теплопередачи, или

$$R = (1/\alpha_1) + (\delta/\lambda) + (1/\alpha_2), \quad (1.29)$$

называется *полным термическим сопротивлением теплопередачи* и является суммой частных термических сопротивлений: стенки $R_c = (\delta/\lambda)$, теплоотдачи со стороны горячей жидкости $R_1 = 1/\alpha_1$ и со стороны холодной жидкости $R_2 = 1/\alpha_2$:

$$R = R_1 + R_c + R_2.$$

Для случая многослойной плоской стенки, омываемой жидкостями, берется сумма термических сопротивлений слоев стенки:

$$R = (1/\alpha_1) + \sum(\delta/\lambda) + (1/\alpha_2). \quad (1.30)$$

Цилиндрическая стенка (рис. 1.5). Линейная плотность теплового потока q_l , Вт/м, проходящего через цилиндрическую стенку от греющей жидкости внутри трубы к нагреваемой – снаружи, находится по формулам:

теплоотдача на внутренней поверхности

$$q_l = \alpha_1 \pi d_1 (t_{ж1} - t_1); \quad (1.31)$$

распространение теплоты в стенке теплопроводностью

$$q_l = 2\pi \lambda (t_1 - t_2) / \ln(d_2/d_1); \quad (1.32)$$

теплоотдача на внешней поверхности стенки к нагреваемой жидкости

$$q_l = \alpha_2 \pi d_2 (t_2 - t_{ж2}). \quad (1.33)$$

Из соотношений (1.31) - (1.33) находим разности температур и, складывая их по-членно, определяем линейную плотность теплового потока:

$$q_l = \pi (t_{ж1} - t_{ж2}) / \{ [1/(\alpha_1 d_1)] + (1/2 \lambda) \ln(d_2/d_1) + [1/(\alpha_2 d_2)] \}. \quad (1.34)$$

Выражение

$$k_l = 1 / \{ [1/(\alpha_1 d_1)] + (1/2 \lambda) \ln(d_2/d_1) + [1/(\alpha_2 d_2)] \}$$

называют *линейным коэффициентом теплопередачи* для трубы, Вт/(м·К). Уравнение теплопередачи для цилиндрической стенки приобретает вид

$$q_l = k_l \pi (t_{ж1} - t_{ж2}). \quad (1.35)$$

Линейный коэффициент теплопередачи k_l численно равен количеству теплоты, проходящей в 1 секунду через цилиндрическую поверхность длиной 1 м при разности температур между жидкостями 1 К. Величина, обратная линейному коэффициенту теплопередачи:

$$R_l = 1/k_l = [1/(\alpha_1 d_1)] + (1/2\lambda) \ln(d_2/d_1) + [1/(\alpha_2 d_2)], \quad (1.36)$$

называется *линейным термическим сопротивлением теплопередачи* через цилиндрическую стенку, К/(Вт/м).

Величины $R_{l1} = 1/(\alpha_1 d_1)$ и $R_{l2} = 1/(\alpha_2 d_2)$ называются частными сопротивлениями теплоотдачи на соответствующих поверхностях, или поверхностными сопротивлениями. Таким образом, полное линейное термическое сопротивление теплопередачи (1.36) является суммой частных сопротивлений теплоотдачи и линейного сопротивления. Аналогично плоской стенке (1.30), для случая многослойной цилиндрической стенки, омываемой жидкостями, берется сумма термических сопротивлений слоев.

1.5. Регулирование интенсивности теплопередачи

В практике разработки и эксплуатации энергетических установок, трубопроводов и другого теплоэнергетического оборудования приходится решать задачи увеличения или снижения тепловых потоков, идущих через поверхности раз-

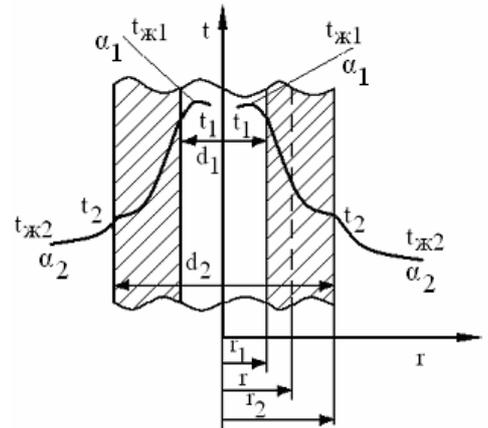


Рис. 1.5. Теплопередача в трубе

личной формы от одной среды к другой. При этом одновременно решаются и другие задачи, например обеспечение безопасности и надежности, простоты конструкции и ее технологичности, оптимальной стоимости, защиты окружающей среды и др.

Интенсификация теплопередачи. Существуют следующие основные направления интенсификации теплопередачи в энергетических установках и аппаратах.

1. Создание развитых поверхностей теплообмена за счет их оребрения со стороны окружающей среды с малым коэффициентом теплоотдачи. При этом часто одновременно решается задача минимизации массы ребристой стенки при заданной степени интенсификации.

2. Изменение гидродинамических условий на поверхности теплообмена за счет искусственной турбулизации: создание различных видов шероховатостей на обтекаемых поверхностях, использование всевозможных турбулизирующих вставок, применение различных физических эффектов (пульсирующее поле давлений, электромагнитное поле) и др. С другой стороны, турбулизация потока увеличивает его гидравлическое сопротивление, что требует дополнительных затрат на прокачку жидкости через систему.

3. Оптимизация геометрических размеров поверхностей теплообмена. Оптимальное уменьшение диаметра труб в теплообменнике позволяет увеличивать их число, а следовательно, и общую поверхность теплообмена при сокращении его габаритов.

Рассмотрим некоторые возможные пути интенсификации теплопередачи на примере плоской стенки. Из уравнения (1.25) следует, что при заданных температурах плотность теплового потока через плоскую стенку зависит от коэффициента теплопередачи, увеличение которого может быть достигнуто за счет применения более тонкой стенки, выбора материала с высокой теплопроводностью или увеличения коэффициентов теплоотдачи. Если термическое сопротивление стенки мало ($\delta / \lambda \sim 0$), то в соответствии с (1.36) коэффициент теплопередачи

$$k \approx 1/(1/\alpha_1 + 1/\alpha_2) = \alpha_1 \alpha_2 / (\alpha_1 + \alpha_2) \quad (1.37)$$

и всегда меньше самого малого коэффициента теплоотдачи. Для увеличения k необходимо увеличивать наименьшее из значений коэффициентов теплоотдачи α_1 или α_2 . Если $\alpha_1 = \alpha_2$, увеличение коэффициента теплопередачи возможно за счет роста α . При больших значениях коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 коэффициент теплопередачи k в значительной степени зависит от теплопроводности и толщины стенки.

При передаче теплоты через цилиндрическую стенку из (1.36) следует, что термические сопротивления $1/(\alpha_1 d_1)$ и $1/(\alpha_2 d_2)$ зависят не только от коэффициентов теплоотдачи, но и от размеров поверхностей. Если α_1 и α_2 малы, то термическое сопротивление теплоотдачи можно уменьшить путем увеличения соответствующей поверхности.

Для уменьшения термического сопротивления теплопередачи через стенку используется оребрение ее внешних поверхностей теплообмена. Ребристые по-

верхности изготавливаются в виде сплошных отливок либо отдельных ребер, приваренных к поверхностям.

Отношение площади оребренной поверхности F_p к площади гладкой поверхности $F_{гп}$ называют коэффициентом оребрения $\beta = F_p / F_{гп}$. Коэффициент теплопередачи (1.26) для плоской стенки с оребрением с одной стороны поверхности теплообмена в этом случае имеет вид

$$k = 1/[(1/\alpha_1) + (\delta/\lambda) + (1/\beta\alpha_2)]. \quad (1.38)$$

Соотношение (1.38) получено в предположении, что температура основной поверхности и оребренной одинакова. В действительности в элементах оребрения наблюдается градиент температуры и степень тепловой эффективности оребренной поверхности по высоте ребра неодинаковы. Она оценивается коэффициентом эффективности этой поверхности, определяемым из выражения

$$\eta = 1 + (F_p/F)/(\eta_p - 1),$$

где F_p - площадь поверхности оребрения; F - полная площадь поверхности теплообмена со стороны оребрения; η_p - коэффициент эффективности ребра, т.е. отношение средней разности температур оребренной поверхности и окружающей среды к разности температур поверхности, несущей оребрение, и окружающей среды. Тогда соотношение (1.38) приобретает вид:

$$k_p = 1/[(1/\alpha_1) + (\delta/\lambda) + (1/\beta\eta_p\alpha_p)].$$

Так как температура по высоте ребра переменна, изменяется и коэффициент теплоотдачи α_p , который может быть определен только опытным путем [1].

При использовании метода оребрения для интенсификации теплопередачи следует иметь в виду, что, если коэффициент теплоотдачи $\alpha_{вн}$ на внутренней поверхности значительно меньше коэффициента теплоотдачи $\alpha_{н}$ на наружной поверхности, увеличение наружной поверхности целесообразно только до тех пор, пока не наступит равенство $\alpha_{вн} = \alpha_{н}$. Дальнейшее увеличение наружной поверхности F_p малоэффективно.

Тепловая изоляция (ослабление теплопередачи). Для уменьшения теплового потока (тепловых потерь) в общем случае необходимо увеличивать термическое сопротивление теплопередачи. Это обеспечивается *тепловой изоляцией*, выполненной из теплоизоляционных материалов с низким значением коэффициента теплопроводности. Однако не всегда увеличение толщины слоя изоляции приводит к увеличению термического сопротивления теплопередачи. Анализ механизма теплопередачи в таких случаях позволяет избежать ошибок при выполнении теплоизоляционных работ.

Рассмотрим влияние изменения наружного диаметра изоляции d_3 на термическое сопротивление теплоизолированной стенки (рис. 1.6). В соответствии с (1.35) термическое сопротивление теплопередачи изолированной цилиндрической стенки определяется выражением

$$R_l = [1/(\alpha_1 d_1)] + (1/2\lambda_c) \ln(d_2/d_1) + (1/2\lambda_{из}) \ln(d_3/d_2) + [1/(\alpha_2 d_3)], \quad (1.39)$$

или

$$R_l = R_{l1} + R_{lc} + R_{l\text{из}} + R_{l2},$$

где d_1 и d_2 - внутренний и наружный диаметры стенки, λ_c и $\lambda_{\text{из}}$ - коэффициенты теплопроводности материала стенки и изоляции.

При постоянных значениях $\alpha_1, \alpha_2, d_1, d_2, \lambda_c, \lambda_{\text{из}}$ величина R_l будет зависеть только от внешнего диаметра изоляции d_3 , так как термические сопротивления теплоотдачи внутри трубы R_{l1} и теплопроводности стенки R_{lc} постоянны. С ростом d_3 увеличивается термическое сопротивление теплопроводности изоляции $R_{l\text{из}} = (1/2\lambda_{\text{из}})\ln(d_3/d_2)$, а термическое сопротивление теплоотдачи $R_{l2} = 1/(\alpha_2 d_3)$ уменьшается. Очевидно, что полное сопротивление R_l будет определяться характером изменения его составляющих $R_{l\text{из}}$ и R_{l2} .

Для того, чтобы выяснить, как будет меняться R_l при изменении наружного диаметра изоляции d_3 , возьмем первую производную функции $R_l = f(d_3)$ и приравняем ее к нулю:

$$d(R_l)/d(d_3) = l/(2\lambda_{\text{из}}d_3) - l/(\alpha_2 d_3^2) = 0.$$

Значение $d_3 = 2\lambda_{\text{из}}/\alpha_2$, найденное из этого выражения, соответствует экстремальной точке кривой, изображающей функцию $R_l = f(d_3)$. Вторая производная функции $R_l = f(d_3)$ в этой точке будет больше нуля. Следовательно, найденному значению d_3 соответствуют минимальное термическое сопротивление теплопередачи и максимальная плотность теплового потока. В этом случае наружный диаметр d_3 называется *критическим диаметром изоляции* и обозначается

$$d_{\text{кр}} = 2\lambda_{\text{из}}/\alpha_2. \quad (1.40)$$

В интервале от d_2 до $d_{\text{кр}}$ с увеличением наружного диаметра d_3 термическое сопротивление теплоотдачи наружной поверхности R_{l2} оказывает большее влияние на общее термическое сопротивление теплопередачи изолированной стенки, чем термическое сопротивление теплопроводности изоляции $R_{l\text{из}}$, и поэтому R_l уменьшается. При $d_2 > d_{\text{кр}}$ с увеличением наружного диаметра d_3 термическое сопротивление теплопроводности изоляции $R_{l\text{из}}$ оказывает доминирующее влияние на R_l , которое в этом случае растет.

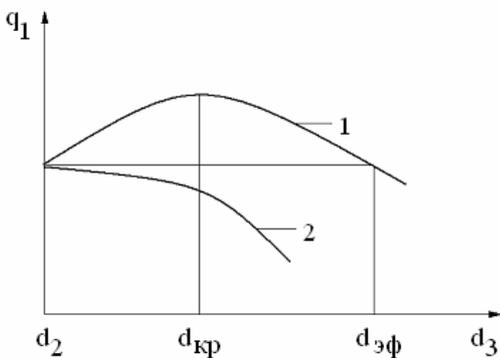


Рис. 1.6. Критическая толщина изоляции

потери изолированных и неизолированных труб одинаковы. Кривая 2 соответствует случаю, когда $d_{\text{кр}} < d_2$.

На рис. 1.6 показано изменение тепловых потерь q_l в зависимости от диаметра трубы, покрытой слоем изоляции. Если для данного теплоизоляционного материала величина $d_{\text{кр}}$ больше диаметра трубы d_2 , то линейный тепловой поток q_l сначала возрастает (линия 1), достигает максимума при $d_3 = d_{\text{кр}}$, затем начинает снижаться и только при $d_3 > d_{\text{эф}}$ оказывается меньше, чем он был, когда изоляция отсутствовала. Таким образом, выбранная изоляция обеспечивает снижение тепловых потерь только начиная с диаметра $d_{\text{эф}}$, при котором тепловые

Если стоит задача уменьшения теплового потока, то в качестве изоляционного надо выбрать материал с таким значением $\lambda_{\text{из}}$, для которого величина $d_{\text{кр}}$ будет ниже внешнего диаметра оголенного трубопровода либо равна ему. Используя выражение (1.41), получим условие эффективной работы тепловой изоляции:

$$d_2 \geq 2 \lambda_{\text{из}} / \alpha_2, \text{ или } \lambda_{\text{из}} \leq \alpha_2 d_2 / 2. \quad (1.41)$$

Если по каким-то соображениям (например, при изоляции электрических проводов) требуется нанести слой материала, не ухудшая теплообмен охлаждения, то необходимо взять материал, для которого $d_{\text{кр}} > d_2$.

1.6. Теплопроводность при наличии внутренних источников теплоты

Рассмотрим стационарную теплопроводность ($\partial t / \partial \tau = 0$) симметричных тел (пластины, цилиндра) с постоянным коэффициентом теплопроводности λ , внутри которых действуют равномерно распределенные источники теплоты мощностью q_v , Вт/м³, а с поверхности происходит теплообмен с окружающей средой постоянной температуры $t_{\text{ж}} = \text{const}$ при постоянном коэффициенте теплоотдачи α (граничные условия третьего рода). Такие условия могут иметь место, например, в ядерных реакторах, когда внутри тепловыделяющих элементов (ТВЭЛов) выделяется теплота, которая уносится с их поверхности теплоносителем.

Неограниченная пластина (рис. 1.7). Для рассматриваемой задачи дифференциальное уравнение теплопроводности и аналитическое выражение условий однозначности имеют следующий вид:

$$\partial^2 t / \partial x^2 + q_v / \lambda = 0, \quad (1.42)$$

$$(\partial t / \partial x)_{x=0} = 0, \pm \lambda (\partial t / \partial x)_{x=\pm \delta} = \alpha (t_c - t_{\text{ж}}). \quad (1.43)$$

После интегрирования (1.42) получаем

$$\begin{aligned} \partial t / \partial x &= - (q_v / \lambda) x + C_1, \\ t &= - (q_v / 2\lambda) x^2 + C_1 x + C_2. \end{aligned} \quad (1.44)$$

Константы интегрирования находятся из граничных условий (1.43). При $x = 0$ из (1.43) имеем $C_1 = 0$. При $x = \delta$ получаем

$$-\lambda (\partial t / \partial x) = \alpha (t_c - t_{\text{ж}}) = q_v \delta.$$

Из последнего выражения находим температуру поверхности пластины:

$$t_c = t_{\text{ж}} + q_v \delta / \alpha. \quad (1.45)$$

Подставляя значение t_c в уравнение (1.45), определяем C_2 :

$$C_2 = t_{\text{ж}} + q_v \delta / \alpha + q_v \delta^2 / (2\lambda),$$

и уравнение температурного поля пластины принимает вид:

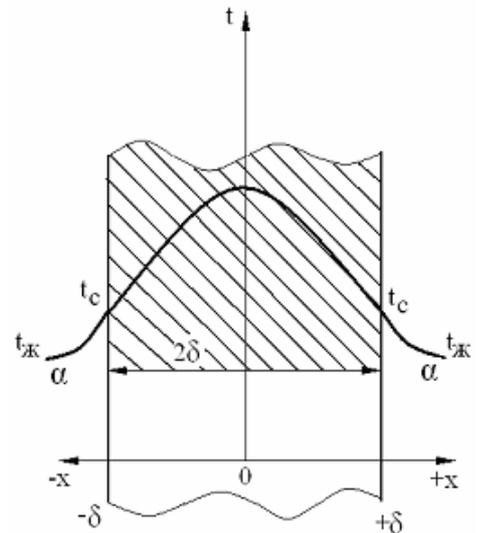


Рис. 1.7. Температурное поле тепловыделяющей пластины

$$t(x) = t_{\text{ж}} + q_v \delta / \alpha + [q_v \delta^2 / (2\lambda)] (1 - x^2 / \delta^2). \quad (1.46)$$

Тепловой поток внутри пластины изменяется поперек толщины пластины (т.е. вдоль оси x). При $x = 0$ тепловой поток отсутствует: $q = 0$. Тепловой поток с поверхности пластины (при $x = \delta$) равен

$$q = \alpha(t_c - t_{\text{ж}}) = q_v \delta,$$

и общее количество теплоты, отданное всей поверхностью пластины в единицу времени, составит

$$Q = 2q_v \delta F, \quad (1.47)$$

где F - боковая поверхность пластины.

Из уравнения (1.46) следует, что температура в плоской стенке при внутреннем тепловыделении изменяется по параболическому закону.

Цилиндрический стержень. Дифференциальное уравнение теплопроводности для неограниченного цилиндрического стержня имеет вид:

$$\partial^2 t / \partial r^2 + (1/r)(\partial t / \partial r) + q_v / \lambda = 0,$$

условия однозначности:

$$(\partial t / \partial r)_{r=0} = 0, \quad \pm \lambda (\partial t / \partial r)_{r=\pm r} = \alpha(t_c - t_{\text{ж}}).$$

В результате решения задачи получаем уравнение температурного поля цилиндрического стержня (например, таблетки ядерного топлива в ТВЭЛе АЭС):

$$t(r) = t_{\text{ж}} + q_v r_o / (2\lambda) + q_v r_o^2 (1 - r^2 / r_o^2) / (4\lambda), \quad (1.48)$$

где r_o - радиус стержня, $t(r)$ - температура стержня на расстоянии r от оси.

Согласно уравнению (1.49), температура внутри круглого стержня, как и в пластине, изменяется по параболическому закону.

Из уравнения (1.49) при $r = 0$ найдем температуру на оси цилиндра:

$$t(0) = t_{\text{ж}} + q_v r_o / (2\lambda) + q_v r_o^2 / (4\lambda). \quad (1.49)$$

Плотность теплового потока на боковой поверхности цилиндра:

$$q = \alpha(t_c - t_{\text{ж}}) = q_v r_o / 2, \quad (1.50)$$

полный тепловой поток с боковой поверхности цилиндра

$$Q = qF = (q_v r_o / 2) (2\pi r_o l) = q_v \pi r_o l. \quad (1.51)$$

1.7. Нестационарная теплопроводность

Процессы передачи теплоты теплопроводностью, когда температурное поле в теле изменяется не только в пространстве, но и во времени, называются *нестационарными*. В нестационарных процессах, встречающихся в энергетических установках, тело стремится к тепловому равновесию или температура тела перио-

дически изменяется. К первой группе относятся процессы нагрева или охлаждения тел, помещенных в среду с заданным тепловым состоянием (например, нагрев болванки в печи, охлаждение элементов энергетической установки после ее останова и др.). Ко второй группе - процессы, происходящие в периодически действующих подогревателях (например, нагрев воздуха в регенераторе, насадка которого то нагревается горячими газами, то охлаждается нагреваемым воздухом и др.).

Из-за тепловой инерции тело, имеющее в начальный момент времени постоянную по объему температуру t_0 и помещенное в среду с более высокой постоянной температурой $t_{ж} > t_0$, прогревается неравномерно по объему. С течением времени изменение температуры в центре $t_{ц}$ отстает от ее изменения на поверхности t_c . По мере прогрева температура в каждой точке тела стремится к некоторому предельному значению, близкому к температуре окружающей среды $t_{ж}$.

Аналитическое описание процесса нестационарной теплопроводности включает в себя дифференциальное уравнение (1.5) и условия однозначности.

В результате решения задачи нестационарной теплопроводности находят функцию $t = f(x, y, z, \tau)$, которая удовлетворяет условиям однозначности, а также определяют количества теплоты, которые необходимо подводить к телу (или отводить от него) в различные моменты времени.

Задачи нестационарной теплопроводности решаются как точными аналитическими, так и приближенными методами [6]. При аналитическом способе решения температуру в различные моменты времени можно представить в виде функциональной зависимости ряда безразмерных комплексов:

$$\theta = f(x, Bi, Fo), \quad (1.52)$$

где θ - безразмерная температура тела; Bi - критерий Био, характеризующий связь температурного поля в теле с условиями внешней теплоотдачи; Fo - критерий Фурье, представляющий собой безразмерное время; x - безразмерная координата:

$$\theta = (t - t_{ж}) / (t_0 - t_{ж}); \quad Bi = \alpha l_0 / \lambda_c; \quad Fo = \alpha \tau / l_0^2.$$

Здесь l_0 - характерный размер тела (например, для пластины половина ее толщины, для цилиндра - радиус), м; α - коэффициент теплоотдачи на поверхности тела, Вт/м²К; λ , a - коэффициенты теплопроводности и температуропроводности тела, Вт/(м·К) и м²/с; τ - время, с.

Результаты полученных решений задач теплопроводности обычно представляют в виде номограмм [5] для тел простейшей геометрической формы (пластина, цилиндр, шар). Номограммы дают зависимость *безразмерной температуры* θ в центре и на поверхности тела в зависимости от критериев Био и Фурье при граничных условиях третьего рода и равномерном начальном распределении температуры. Пользуясь этими номограммами, можно решать следующие задачи: определять время охлаждения или нагревания до заданной температуры по известным условиям теплоотдачи на поверхности тела; находить тем-

пературу в теле через заданное время; определять интенсивность теплоотдачи на поверхностях тела.

Количество теплоты Q_τ , отданного или воспринятого телом за время τ , рассчитывается из соотношения

$$Q_\tau = Q_\pi(1 - \theta), \quad (1.53)$$

где Q_π - количество теплоты, которое отдает или воспринимает поверхность тела; θ - средняя безразмерная температура.

Количество теплоты Q_π для пластины относят к 1 м^2 ее поверхности, а для цилиндра - к 1 м его длины. Соответственно величина Q_π для пластины имеет вид

$$Q_\pi = 2 \delta \rho c (t_0 - t_{\text{ж}}),$$

где δ - толщина пластины, ρ , c - плотность и теплоемкость материала пластины; для цилиндра

$$Q_\pi = \pi r_0^2 \rho c (t_0 - t_{\text{ж}}),$$

где r_0 - радиус цилиндра.

Детальнее ознакомиться с рассмотрением аналитического и приближенного методов решения задач нестационарной теплопроводности можно в приводимом списке учебной литературы [7].

Вопросы для самопроверки

1. Сформулируйте основной закон теплопроводности.
2. Дайте характеристику дифференциального уравнения теплопроводности и условий однозначности.
3. Как распределяется температура по толщине плоской и цилиндрической стенок?
4. Сформулируйте условие выбора толщины изоляционного покрытия трубопроводов.
5. Как распределяется температура в пластине с внутренними источниками теплоты?
6. Укажите основные способы интенсификации процессов теплопередачи.
7. В чем состоит физический смысл коэффициента теплопередачи?

РАЗДЕЛ 2. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН (ТЕПЛООТДАЧА)

В ИСТОЧНИКАХ [1,2] ПРЕДСТАВЛЕНА БОЛЕЕ ПОЛНАЯ ИНФОРМАЦИЯ ПО РАЗДЕЛУ «КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН».

ПРОРАБОТАВ ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ, СЛЕДУЕТ ОТВЕТИТЬ НА ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ, ПРИВЕДЕННЫЕ В КОНЦЕ РАЗДЕЛА, ВЫПОЛНИТЬ ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ №№ 2, 3, 4, 5 ПРЕДСТАВЛЕННЫЕ В ИСТОЧНИКЕ [3] В СООТВЕТСТВИИ С МЕТОДИЧЕСКИМИ УКАЗАНИЯМИ, РЕШИТЬ ЗАДАЧИ 6...10, ОТВЕТИТЬ НА ВОПРОСЫ ТЕСТА 2 И РЕШИТЬ ТИПОВУЮ ЗАДАЧУ ПО МАТЕРИАЛУ РАЗДЕЛА 2.

2.1. Основные понятия и определения

Конвективный теплообмен представляет собой сложный процесс, при котором теплота передается за счет перемещения объемов жидкости (газа) и одновременно за счет теплопроводности между неравномерно нагретыми частицами жидкости. Причиной конвективного теплообмена является неравномерность тем-

пературного поля внутри жидкой или газообразной среды (теплоносителя). Математический анализ конвективного теплообмена чрезвычайно сложен [1, 2].

Теплоотдача, характеризующая конвективный теплообмен между потоком движущейся жидкости (газа) и поверхностью омываемого ею тела, участвует в работе энергетического оборудования и определяет его эффективность.

Практические расчеты теплоотдачи основываются на *законе Ньютона-Рихмана*, полученном на основании обобщения опытных данных. Согласно этому закону полный тепловой поток Q , Вт, отдаваемый в процессе теплоотдачи, пропорционален поверхности теплообмена F и разности температур поверхности тела t_c и омывающей ее среды $t_{ж}$ (температурному напору):

$$Q = \alpha F (t_c - t_{ж}), \quad (2.1)$$

где α – *коэффициент теплоотдачи*, характеризующий интенсивность процесса теплообмена. Размерность α – Вт/(м²·К), т.е. это – количество теплоты, которое в единицу времени отдается единицей поверхности тела при разности температур поверхности тела и омывающей среды в один градус.

Разность температур в соотношении (2.1) берут по абсолютной величине с учетом, что теплота распространяется самопроизвольно в сторону убывания температуры.

Величина коэффициента теплоотдачи α сложным образом зависит от многих факторов: природы и режима движения, теплофизических свойств жидкости, температуры, формы и размеров поверхности теплообмена, ее положения в пространстве и др.

По природе возникновения различают свободное (естественное) и вынужденное движение жидкости. Вынужденное движение создается внешними источниками (насосом, вентилятором и др.); свободное движение возникает за счет разности плотностей нагретых и холодных слоев жидкости, т. е. под действием архимедовых сил.

Режим движения жидкости имеет решающее значение в процессах теплоотдачи, так как определяет физический механизм переноса теплоты. Различают два характерных режима движения – ламинарный и турбулентный. При ламинарном режиме частицы жидкости движутся по упорядоченным траекториям, вид которых определяется формой границ тела. Перенос теплоты осуществляется за счет соприкосновения частиц и слоев жидкости, т. е. за счет ее *теплопроводности*. В турбулентном режиме частицы жидкости движутся беспорядочно, по случайным траекториям, быстро меняющимся во времени, перенос теплоты происходит в основном за счет интенсивного перемещения частиц жидкости, т. е. за счет конвекции.

Из курса гидрогазодинамики известно, что течение вязкой жидкости вдоль обтекаемой поверхности может быть ламинарным или турбулентным. Заторможенный слой у твердой поверхности называется *пограничным*. Внутри ламинарного слоя теплота переносится вследствие хаотического движения молекул, т.е. теплопроводностью жидкости. В турбулентном пограничном слое поперек него перемещаются и переносят теплоту крупные частицы жидкости, интенсивность теплообмена возрастает.

Из многообразия физических свойств жидкости наибольшее влияние на процесс теплоотдачи оказывают следующие параметры: плотность $\rho_{ж}$, кинематическая вязкость $\nu_{ж}$, коэффициент теплопроводности $\lambda_{ж}$, температуропроводность $a_{ж}$, теплоемкость $c_{ж}$. Кроме того, коэффициент теплоотдачи зависит от скорости течения, от геометрических размеров, формы и положения тела.

Задача расчета конвективного теплообмена - определение коэффициента теплоотдачи α .

2.2. Гидродинамический и тепловой пограничные слои

Пограничный слой имеет малую (по сравнению с продольными размерами области течения) толщину и большие поперечные градиенты скорости, температуры, концентрации, которые обеспечивают перенос количества движения, теплоты, вещества. Различают динамический (гидродинамический), тепловой и диффузионный пограничные слои.

Область потока, непосредственно прилегающая к поверхности твердого тела, в которой происходит изменение скорости течения от нуля на стенке до скорости внешнего потока, называется *динамическим пограничным слоем*. В нем осуществляется поперечный перенос количества движения. По мере удаления от поверхности скорость течения возрастает от нуля до скорости внешнего потока $w_{ж}$. При продольном обтекании тела (например, пластинки) на начальном участке динамический слой очень тонок и течение в нем ламинарное. При удалении от входной кромки толщина пограничного слоя δ_r нарастает. На некотором расстоянии (в критическом сечении) ламинарное течение становится неустойчивым. В пограничном слое начинают появляться турбулентные пульсации скорости, поперек него перемещаются частицы жидкости, размер которых намного превышает размер молекул. Постепенно турбулентный режим течения распространяется почти на всю толщину динамического пограничного слоя; лишь около самой поверхности пластины в турбулентном пограничном слое может сохраняться тонкий ламинарный (или вязкий) подслой, где скорость невелика и силы вязкости гасят турбулентные вихри.

Аналогичным образом осуществляется и тепловое взаимодействие потока жидкости с пластиной. Частицы жидкости, непосредственно прилегающие к поверхности, имеют температуру, близкую к температуре стенки t_c . Соприкасающиеся с этими частицами движущиеся слои жидкости обмениваются с ними теплотой. Так формируется тепловой пограничный слой, в пределах которого температура меняется от t_c на поверхности до $t_{ж}$ в невозмущенном потоке.

Тепловой пограничный слой - это пристенная область потока, в которой происходит существенное изменение температуры. Он характеризуется большим поперечным градиентом температуры, под действием которого осуществляется поперечный перенос теплоты. За толщину теплового пограничного слоя δ_r принимается расстояние от поверхности, на котором температура жидкости отличается от исходной на 1% от разности температур $t_{ж} - t_c$. С удалением от входной кромки обтекаемого тела толщина теплового пограничного слоя возрастает аналогично возрастанию δ_r . В общем случае толщины теплового и гидродинамического слоев не равны, но часто достаточно близки друг к другу, особенно у газов.

При ламинарном течении теплота от охлаждающейся в пограничном слое жидкости переносится поперек потока теплоносителя к поверхности пластины только за счет теплопроводности.

Согласно закону теплопроводности через плоскую стенку плотность теплового потока $q \sim \lambda (t_{\text{ж}} - t_{\text{с}}) / \delta_{\text{т}}$. Сравнивая это выражение с законом Ньютона-Рихмана (2.1), получим для качественных оценок, что в ламинарном пограничном слое

$$\alpha \sim \lambda / \delta_{\text{т}}. \quad (2.2)$$

В переходном режиме, как и в турбулентном, основное термическое сопротивление сосредоточено в тонком ламинарном подслое, поэтому формула (2.2) приближенно пригодна для оценок и в этих режимах, если вместо $\delta_{\text{т}}$ подставлять толщину ламинарного подслоя.

С увеличением толщины теплового пограничного слоя по мере движения вдоль поверхности пластины интенсивность теплоотдачи уменьшается. В переходной зоне общая толщина пограничного слоя продолжает возрастать, однако значение α при этом увеличивается, потому что толщина ламинарного подслоя убывает, а в образующемся турбулентном слое теплота переносится не только теплопроводностью, но и конвекцией вместе с перемешивающейся массой, т. е. более интенсивно. После стабилизации толщины ламинарного подслоя в зоне развитого турбулентного режима коэффициент теплоотдачи вновь начинает убывать из-за возрастания общей толщины пограничного слоя.

Из соотношения (2.2) видно, что коэффициенты теплоотдачи к газам, обладающим малой теплопроводностью, будут ниже, чем к капельным жидкостям, а тем более к жидким металлам. Ориентировочно значение α от поверхности к газовым средам, например к воздуху, лежит в пределах 10...20 (Вт/м²·К) при свободном движении и 50...100 Вт/(м²·К) при вынужденном. При омывании тел капельной жидкостью, особенно водой, значение коэффициента теплоотдачи на 1...2 порядка больше, т. е. вполне достижимы значения $\alpha \approx 1000$ Вт/(м²·К).

При течении жидкости в трубе толщина пограничного слоя вначале растет симметрично по всему периметру, как на пластине, до тех пор, пока слои с противоположных стенок не сольются на оси трубы. Дальше движение стабилизируется и фактически гидродинамический (аналогично и тепловой) пограничный слой заполняет все сечение трубы. Стабилизированный режим течения в трубе будет либо турбулентным с ламинарным подслоем около стенки, либо ламинарным по всему сечению.

Локальный коэффициент теплоотдачи на поверхности трубы к текущей в ней жидкости изменяется лишь на начальном участке, а на участке стабилизированного течения постоянен. С увеличением скорости течения жидкости в трубе величина α возрастает из-за уменьшения толщины ламинарного подслоя.

В процессах массообмена значительную роль играет *диффузионный пограничный слой*, характеризующийся большим поперечным градиентом концентрации данного компонента в смеси. Под действием градиента концентрации осуще-

ствляется поперечный перенос данного компонента, например диффузионный перенос влаги через пограничный газовый слой при сушке материала.

2.3. Основы теории подобия

Аналитический метод изучения конвективного теплообмена состоит в составлении и решении дифференциальных уравнений движения, неразрывности потока, теплопроводности жидкости, описывающих процессы переноса теплоты, с соответствующими условиями однозначности (геометрическими, физическими, граничными и временными). В результате определяется поле скоростей, температур и давлений в жидкости. Для расчета коэффициента теплоотдачи составляется дифференциальное уравнение теплоотдачи, характеризующее теплообмен на границе раздела потока жидкости и твердого тела. Оно имеет вид

$$\alpha = - \lambda_{ж} (\partial t / \partial y)_{y=0} / (t_c - t_{ж}), \quad (2.3)$$

где n – нормаль к поверхности тела, $\lambda_{ж}$ - коэффициент теплопроводности жидкости.

Из-за сложности математического описания процесса конвективного теплообмена аналитическое решение уравнения (2.3) и условий однозначности даже при современном состоянии математического аппарата возможно только в результате дополнительных упрощений, которые снижают практическую ценность полученных результатов. Поэтому во многих случаях физический эксперимент остается единственным способом изучения процессов конвективного теплообмена. Чтобы с помощью эксперимента получить наиболее общую формулу для определения коэффициента теплоотдачи, пригодную не только для исследованных явлений, но и для явлений им подобных, сам эксперимент и обработку опытных данных необходимо осуществлять на основе *теории подобия* физических явлений.

В теории подобия на основании анализа дифференциальных уравнений и условий однозначности находится связь между отдельными группами физических величин, существенных для изучаемого процесса, которые объединяются в комплексы строго определенного вида. Таким образом, осуществляется переход от физических параметров к комплексным критериям, которые представляют собой новые переменные. Число переменных величин сокращается. При рассмотрении задачи в новых переменных исследуется не единичное явление, а их множество, объединенное некоторой общностью свойств. Такое множество образует группы подобных явлений.

В приложении к физическим явлениям теория подобия является средством обобщения результатов физического и математического экспериментов и теоретической основой моделирования процессов. Она позволяет на основании опытов или численных расчетов получить обобщенную зависимость.

Сам термин «подобие» взят из геометрии: у подобных фигур пропорциональны сходственные элементы, а сходственные линейные размеры связаны геометрической константой подобия c_i :

$$l_1' / l_1 = l_2' / l_2 \dots = l_n' / l_n = c_i.$$

Для реализации подобия физических явлений необходимо обеспечить пропорциональность не только геометрических элементов систем, в которых протекает явление, но и физических параметров (вязкость, теплоемкость, теплопроводность и т. д.), а также физических характеристик, определяющих эти явления (скорость, температура, давление и т. п.).

Рассмотрим понятия, необходимые для определения подобных явлений: одноименные величины, сходственные точки, сходственные моменты времени.

Одноименными или однородными называются физические величины, имеющие одинаковый физический смысл и размерность.

Сходственными называются такие точки систем, координаты которых удовлетворяют геометрическому подобию, т. е. связаны через константу геометрического подобия c_l . Сходственные моменты времени наступают по истечении периодов времени τ и τ' , имеющих общее начало отчета и связанных между собой константой временного подобия $c_\tau = \tau' / \tau$.

Подобными называются физические явления, если они удовлетворяют следующим условиям:

- а) это явления одной физической природы, которые описываются уравнениями, одинаковыми по форме и своему физическому содержанию;
- б) явления протекают в геометрически подобных системах;
- в) подобны поля всех физических величин, описывающих подобные явления.

При анализе подобных явлений необходимо сопоставлять только одноименные величины, взятые в сходственных точках и в сходственные моменты времени.

Если математическое описание явлений одинаково по форме, а физическая природа их различна (например, теплопроводность и электропроводность), то явления называются аналогичными. Теория подобия является базой физического моделирования, аналогия - математического.

Основу теории подобия физических явлений составляют три теоремы. Две первые исходят из факта существования подобия и формулируют свойства подобных между собой явлений. Третья теорема обратная. Она устанавливает необходимые и достаточные условия подобия физических явлений.

Первая теорема (Ньютона) устанавливает связь между константами подобия и позволяет выявить критерии (числа) подобия. Критериями подобия называют безразмерные соотношения физических величин, которые у подобных явлений в сходственных точках и в сходственные моменты времени имеют численно одинаковые значения. Формулировка теоремы: «у подобных явлений одноименные критерии подобия численно одинаковы».

Вторая теорема (Бэкингема) указывает путь получения критериев подобия - из анализа дифференциальных уравнений, описывающих исследуемое явление. Содержание этой теоремы сводится к следующему. Если физическое явление описывается системой дифференциальных уравнений, то интеграл этой системы можно представить как функцию критериев подобия, полученных из анализа этих уравнений. Иными словами, всякая зависимость между физическими параметра-

ми, характеризующими явления, может быть представлена зависимостью между критериями подобия. Такого рода зависимости называют критериальными уравнениями подобия. Поскольку для подобных явлений критерии подобия по первой теореме численно одинаковы, то и уравнения подобия для них также одинаковы.

Третья теорема (Кирпичева) формулируется так: подобны те явления, у которых подобны условия однозначности, а критерии подобия, составленные из этих условий, равны между собой. Она устанавливает необходимые и достаточные условия подобия физических явлений.

В условия однозначности, как уже говорилось, входят геометрические, физические, граничные и временные условия.

Безмерные комплексы, составленные из физических величин, характеризующих данный процесс, называются критериями (числами) подобия. Различают определяемые и определяющие критерии подобия. Определяемые критерии содержат зависимую переменную, т. е. искомую величину; определяющие - состоят из независимой переменной и постоянных величин. В теории подобия применяются также критерии подобия параметрического типа, например отношение текущей температуры к начальной, отношение координаты данной точки к характерному размеру тела x/l и т. д. Любая комбинация критериев подобия является также критерием подобия.

Решение задачи представляется в форме уравнения подобия (критериального уравнения), в котором определяемые критерии подобия являются однозначной функцией определяющих критериев подобия.

Рассмотрим наиболее применяемые в теории теплообмена критерии подобия.

Критерий Нуссельта представляет собой безразмерный коэффициент теплоотдачи α , выражающий отношение термического сопротивления теплопроводности слоя жидкости к термическому сопротивлению теплоотдачи:

$$Nu = \alpha l / \lambda_{ж}, \quad Nu = (l / \lambda_{ж}) / (1 / \alpha_{ж}), \quad (2.4)$$

где α - искомая величина (коэффициент теплоотдачи), l - характерный размер, $\lambda_{ж}$ - коэффициент теплопроводности среды (жидкости). Определив в результате физических экспериментов критерий Нуссельта Nu , по нему находят коэффициент теплоотдачи α .

Выражение для критерия Нуссельта (2.4) получают из анализа дифференциального уравнения теплоотдачи (2.3), которое характеризует теплообмен на границе поверхность тела - омывающая среда.

Из анализа дифференциального уравнения движения жидкости получают критерии Рейнольдса и Грасгофа.

Критерий Рейнольдса - мера отношения сил инерции и сил внутреннего трения, характеризует режим движения жидкости:

$$Re = w l / \nu_{ж}, \quad (2.5)$$

где w - скорость движения жидкости, м/с; $\nu_{ж}$ - кинематический коэффициент вязкости жидкости, м²/с.

Критерий Грасгофа - соотношение подъемной силы, возникающей в жидкости вследствие различия плотности в отдельных слоях, и силы молекулярного трения:

$$Gr = \beta g l^3 \Delta t / \nu_{ж}^2, \quad (2.6)$$

где g - ускорение свободного падения; β - коэффициент объемного расширения жидкости; Δt - температурный напор «поверхность тела – жидкость», $\Delta t = t_c - t_{ж}$.

Критерий Фурье, полученный из анализа дифференциального уравнения теплопроводности жидкости, выражает соотношение между скоростью изменения условий в окружающей среде и скоростью перестройки температурного поля внутри тела:

$$Fo = a_{ж} \tau / l^2, \quad (2.7)$$

где $a_{ж}$ - температуропроводность жидкости, m^2/c ; τ - время, с.

Критерий Прандтля характеризует влияние физических свойств жидкости на конвективный теплообмен:

$$Pr_{ж} = \nu_{ж} / a_{ж}. \quad (2.8)$$

Значения $Pr_{ж}$, $\nu_{ж}$, $a_{ж}$ приводятся в соответствующих таблицах справочной литературы [5, 8, 9].

Критерий Био устанавливает соотношение между интенсивностью теплоотдачи и распределением температуры в твердом теле и является мерой между внутренним и внешним термическими сопротивлениями:

$$Bi = \alpha l / \lambda_c, \quad Bi = (1 / \lambda_c) / (1 / \alpha), \quad (2.9)$$

где λ_c - коэффициент теплопроводности твердого тела; α - коэффициент теплоотдачи.

От критерия Нуссельта критерий Био отличается тем, что в него входит коэффициент теплопроводности твердого тела, а в критерий Нуссельта – коэффициент теплопроводности жидкости. Кроме того, в критерий Био входит коэффициент теплоотдачи α как величина, заданная условиями однозначности; в критерий Нуссельта коэффициент теплоотдачи входит как искомая величина.

Функциональная зависимость между критериями подобия представляет собой критериальное уравнение подобия. Уравнения подобия получают путем анализа дифференциальных уравнений и условий однозначности.

Рассмотрим некоторые примеры критериальных уравнений подобия. Для одномерного нестационарного температурного поля (одномерная задача теплопроводности) уравнение подобия в обобщенном виде можно записать в следующем виде:

$$\theta / \theta_0 = f(Bi, Fo, x / l), \quad (2.10)$$

где x / l - относительная координата, вдоль которой происходит изменение температуры во времени; θ / θ_0 - безмерная избыточная температура; θ_0 - начальная

избыточная температура, $\theta_0 = t_{\text{ж}} - t_{\text{T}}$, т.е. разность температур жидкости и начальной температуры тела.

Уравнение теплоотдачи в общем виде для вынужденного движения жидкости имеет вид:

$$Nu = f_1(Re, Pr_{\text{ж}}), \quad (2.11)$$

для свободного движения:

$$Nu = f_2(Gr, Pr_{\text{ж}}). \quad (2.12)$$

В уравнениях (2.11), (2.12) в критерий Нуссельта входит искомая величина - коэффициент теплоотдачи, осредненный для системы теплообмена.

Практически теория подобия используется для обработки опытных данных. Обобщение опытных данных в виде соотношений между числами подобия позволяет получить конкретные уравнения подобия, справедливые для группы подобных между собой явлений.

2.4. Обобщение опытных данных на основе теории подобия

При обработке опытных данных в критериях подобия необходимо выполнить следующие процедуры:

- измерять в опытах величины, из которых составляются критерии подобия;
- результаты опыта обрабатывать и представлять в виде критериев подобия и в виде критериальных уравнений типа (2.11), (2.12).

На экспериментальной установке измеряются все физические параметры, входящие в определяемые и определяющие критерии подобия, а также величины, необходимые для расчета коэффициента теплоотдачи α по формуле основного закона конвективного теплообмена Ньютона-Рихмана (2.1).

В серии опытов условия однозначности изменяют так, чтобы изменялся только один определяющий критерий, а остальные оставались постоянными. Так, для изменения критерия Re обычно варьируют скорость потока w , которая не входит в другие критерии подобия. По результатам опыта строят графическую зависимость Nu от изменяемого критерия подобия; обычно это делают в логарифмических координатах, в которых степенная зависимость имеет линейный вид.

Например, логарифмируя уравнение

$$Nu = A Re^n, \quad (2.13)$$

получаем, что при изменении только одного критерия подобия Re искомая величина – критерий Нуссельта – связан с числом Рейнольдса простой зависимостью $\ln Nu = \ln A + n \ln Re$. Если опытные данные в логарифмических координатах $\ln Nu = f(\ln Re)$ укладываются на прямую линию, то их можно описать степенной зависимостью и по углу наклона прямой найти значение степенного показателя n .

В следующих сериях опытов точно так же устанавливают значения показателей степеней при других определяющих критериях подобия.

В процессе теплообмена температура жидкости изменяется, и всегда встает вопрос о том, при какой температуре выбирать из таблиц теплофизические параметры жидкости, входящие в критерии подобия. Часто в качестве определяющей температуры выбирают среднюю температуру жидкости $t_{ж}$ или среднюю температуру пограничного слоя. За определяющий геометрический размер, входящий в критерии подобия, обычно берут размер, который оказывает наибольшее влияние на исследуемый процесс. Определяющий размер для круглого тела принимают равным его диаметру, для плиты - длину по направлению движения жидкости. Если жидкость движется в канале сложной формы, то определяющий размер равен так называемому эквивалентному диаметру $d_{эkv}$:

$$d_{эkv} = 4F / P,$$

где F - площадь поперечного сечения канала; P - смоченный периметр сечения.

В качестве примера критериального уравнения приведем полученное экспериментально уравнение для определения среднего коэффициента теплоотдачи при турбулентном движении капельной или упругой жидкости в трубе, при $Re = 10^4 \dots 5 \cdot 10^6$; $Pr = 0,6 \dots 2500$:

$$Nu_{d,ж} = 0,021 Re_{d,ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж} / Pr_c)^{0,25}. \quad (2.14)$$

Индексы у критериев подобия указывают на определяющий геометрический размер (диаметр) и определяющую температуру (средняя температура жидкости). Уравнение (2.14) получено для гидродинамически стабилизированного движения жидкости, которое наблюдается на достаточно большом расстоянии от входа в трубу (более 50 диаметров). При расчете теплообмена во входном участке трубы в уравнение (2.14) вводят поправку на длину канала ϵ , которую находят из таблиц, обобщающих экспериментальные данные.

Уравнения подобия конвективного теплообмена получены на основе опытных данных, которые всегда содержат некоторые неточности и ошибки при их обобщении. Погрешность расчета коэффициента теплоотдачи на основе критериальных уравнений составляет 10 – 15 %.

Таким образом, теория подобия позволяет, не интегрируя дифференциальных уравнений, путем их анализа получить критерии подобия и составить критериальные уравнения. Обобщая опытные данные в критериях подобия, находят степенные показатели в критериальных уравнениях. Эти уравнения справедливы для группы подобных явлений, общего решения теория подобия не дает.

Уравнения подобия для различных практических задач приводятся обычно в специальных теплотехнических справочниках, пособиях [2, 4, 6, 7, 8]. При этом следует учитывать, что пользоваться этими уравнениями можно только в указанном в справочном пособии диапазоне изменения определяющих критериев подобия, который имел место в эксперименте. В лабораторных работах по дисциплине «Тепломассообмен» студенты получают возможность сопоставить полученные ими данные с расчетными по критериальным уравнениям.

Применение новых типов теплоэнергетического оборудования, теплообменных поверхностей, теплоносителей, расширение диапазонов режимных пара-

метров, в которых эксплуатируется оборудование, вызывает появление новых критериальных уравнений и видоизменение существующих.

2.5. Анализ теории размерностей

Теория теплового подобия совместно с анализом системы дифференциальных уравнений и условий однозначности дает возможность построить критериальные уравнения для отдельных схематизированных процессов теплообмена. Однако в современной тепловой и атомной энергетике зачастую приходится иметь дело с совместным действием нескольких видов тепломассообмена, с внутренним тепловыделением, с химическими реакциями, изменением фазового состояния вещества и т.д. В такого рода задачах выделить нужные связи и сделать необходимые расчеты трудно, удастся лишь назвать те физические величины, которые явно участвуют в характеристике процесса и в той или иной степени влияют на его протекание. В этом случае применяется *теория размерностей*, которая позволяет отыскать критерии, отображающие физические связи между параметрами процессов и установок.

Физические величины характеризуются как своим числовым значением, так и своей размерностью, которая устанавливает связь между данной физической величиной и системой выбранных единиц измерения. Так, например, скорость теплоносителя в трубе w определяется через отношение длины трубы ко времени протекания через нее τ , являясь таким образом зависимой величиной от двух указанных первичных величин.

Если составлен перечень из m размерных величин, совокупность которых однозначно характеризует рассматриваемое явление, то максимальное число P безразмерных комплексов (критериев подобия), которые можно из них составить, определяются формулой Бэкингема:

$$P = m - n, \quad (2.15)$$

где n - число первичных (независимых) размерностей, из которых составлены размерности величин m .

Рассмотрим применение анализа размерностей на следующем примере. Коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м²·К) жидкости, текущей в круглой гладкой трубе диаметром d (м) и длиной l (м), зависит от средней скорости течения w (м/с), кинематического коэффициента вязкости жидкости ν (м²/с), ее массовой теплоемкости c_p (Дж/кг·К), теплопроводности $\lambda_{ж}$ (Вт/м·К), плотности ρ (кг/м³). Здесь $m = 8$, а число первичных размерностей $n = 4$ (м, с, кг, К). Соответственно число возможных безразмерных комплексов $P = 8 - 4 = 4$. Их общепринятая форма (с учетом того, что коэффициент температуропроводности $a = \lambda / (c_p \rho)$):

$$Nu = \alpha l / \lambda_{ж}, \quad Re = w l / \nu_{ж}, \quad Pr = \nu / a, \quad l = l / d.$$

Из этого примера следует, что, если количество размерных величин не очень велико, переход к их безразмерным комбинациям существенно сокращает число естественных переменных данной физико-математической модели.

Теория размерностей и теория подобия, исходя из разных позиций, позволяют найти те безразмерные комплексы физических величин, которые дают воз-

возможность обобщения результатов экспериментов и обработку их в системе обобщенных координат, т.е. определяющих и определяемых критериев.

Внешне переход в этих двух теориях к другим масштабам выглядит сходным, но разница состоит в том, что в теории размерностей изменяемым параметром является не сама физическая величина (которая остается постоянной), а некоторый безразмерный комплекс. Между тем в теории подобия предполагается изменение самой физической величины.

Сильной стороной теории подобия является способность вывести четкие критерии подобия, описывающие процесс, из системы дифференциальных уравнений. Теория размерностей при составлении списка существенных для процесса физических величин допускает возможность неполного охвата всех сторон процесса или введения ненужных величин. Таким образом, применяя теорию размерностей, нужно правильно оценить факторы, влияющие на процесс. При этом могут выпасть из рассмотрения величины нулевой размерности. Невозможно также применять анализ размерностей, если число физических величин равно числу основных единиц измерения, т.е. когда $m = n$.

2.6. Теплоотдача при свободной конвекции

Свободная (или естественная) конвекция в жидкости (газе) создается архимедовыми силами, возникающими вследствие изменения плотности. Она определяется разностью температур жидкости и поверхности теплообмена, с которой жидкость соприкасается.

Характерная картина теплоотдачи в неограниченном пространстве при свободном перемещении жидкости вдоль нагретой вертикальной поверхности показана на рис. 2.1,а. В пограничном (пристенном) слое температура жидкости изменяется от t_c до $t_{ж}$, а скорость w от нуля у стенки, где вследствие вязкости жидкости имеет место прилипание, проходит через максимум и на большом удалении от стенки снова равна нулю. Жидкость движется снизу вверх. В пограничном слое может наблюдаться как ламинарный, так и турбулентный режим течения. В нижней части поверхности нагрева режим течения – ламинарный, коэффициент теплоотдачи уменьшается по мере роста толщины пограничного слоя. Если перепад температур и размеры стенки достаточно велики, при некоторой высоте стенки начинается турбулизация пограничного слоя. В переходном режиме свободного движения жидкости коэффициент теплоотдачи сначала возрастает, а затем остается неизменным по высоте стенки x . Это соответствует стабилизации свободного турбулентного течения жидкости (рис. 2.1,б).

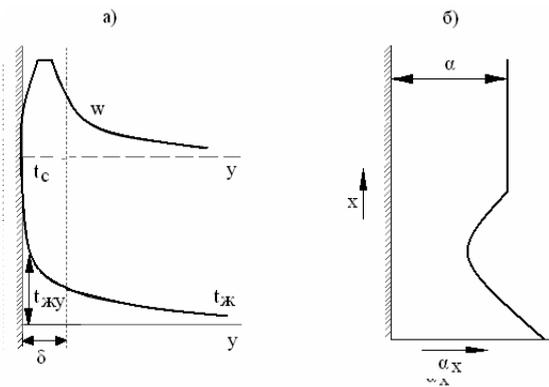


Рис. 2.1. Свободная конвекция у вертикальной стенки

Движение жидкости около нагретых горизонтальных пластин зависит от их размеров и расположения (рис. 2.2). Так, если пластина небольших размеров обращена теплоотдающей поверхностью вверх, то движение происходит по схеме,

изображенной на рис. 2.2,а, а если размеры пластины велики - по схеме, показанной на рис. 2.2,б. В случае, когда теплоотдающая поверхность обращена вниз, движение жидкости происходит по схеме рис. 2.2,в, коэффициент теплоотдачи на 30 % меньше по сравнению со случаем, когда теплоотдающая поверхность обращена вверх.

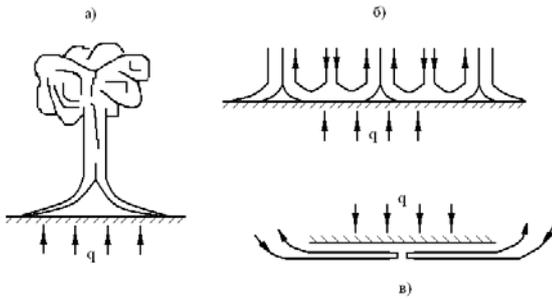


Рис. 2.2. Свободная конвекция у горизонтальной стенки

Расчет среднего коэффициента теплоотдачи от вертикальных пластин, горизонтальных и вертикальных труб при свободной конвекции в неограниченном пространстве производится по уравнению

$$Nu_{ж} = C (Gr_{ж} Pr_{ж})^n (Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25} . \quad (2.16)$$

Для различных случаев теплообмена постоянные C и n в уравнении (2.16) имеют следующие значения:

- для горизонтальных труб: $C = 0,5, n = 0,25$;
- для вертикальных пластин и труб: при $10^3 < (Gr_{ж} Pr_{ж}) < 10^7$: $C = 0,75, n = 0,25$; при $(Gr_{ж} Pr_{ж}) > 10^7$: $C = 0,15, n = 0,33$.

За определяющую температуру в уравнении (2.16) принята средняя температура жидкости. Определяющий геометрический размер для горизонтальных труб принимается равным диаметру, а для вертикальных пластин и труб - высоте.

Уравнение (2.16) можно использовать для приближенного расчета теплоотдачи горизонтальных пластин с последующим увеличением коэффициента теплоотдачи на 30 %, если греющая поверхность обращена вверх, или уменьшением его на 30 %, когда нагретая поверхность пластины обращена вниз. В качестве определяющего размера в этих случаях принимается меньшая сторона пластины.

Теплоотдача в ограниченном пространстве. Движение и теплоотдача в узких каналах, щелях зависят от природы жидкости, ее температуры, формы и размеров замкнутого пространства, взаимного расположения горячей и холодной поверхностей. Характерные особенности свободного движения жидкости в ограниченном пространстве показаны на рис. 2.3 ... 2.5.

В вертикальных щелях (рис. 2.3) характер движения жидкости зависит от расстояния δ между стенками; при большом значении δ восходящий и нисходящий потоки движутся без взаимных помех (рис. 2.3,а), а при малом δ из-за взаимных помех появляются внутренние контуры циркуляции (рис. 2.3,б).

В горизонтальных щелях свободное движение жидкости определяется взаимным расположением нагретых и холодных поверхностей и расстоянием между ними. Если температура верхней стенки больше, чем нижней, то свободное движение жидкости отсутствует

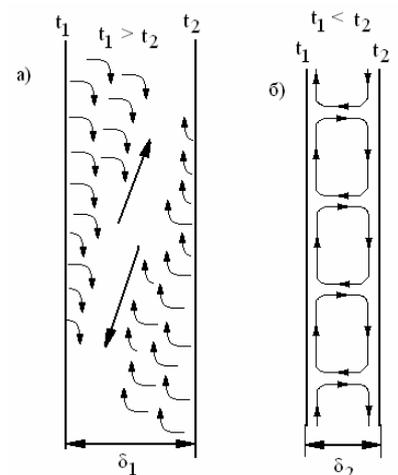


Рис. 2.3. Свободная конвекция в вертикальных щелях

(рис. 2.4,а). Перенос теплоты от верхней стенки к нижней осуществляется теплопроводностью или излучением.

При более горячей нижней стенке (рис. 2.4,б) могут появляться конвективные токи. Более нагретые нижние частицы жидкости, имеющие меньшую плотность, чем верхние, поднимаются вверх, и в результате в щели возникают восходящие и нисходящие потоки жидкости.

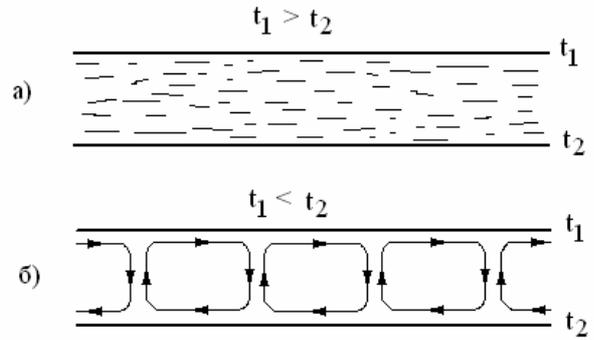


Рис. 2.4. Свободная конвекция в горизонтальных щелях

В горизонтальных цилиндрических щелях (рис. 2.5) циркуляция жидкости зависит от соотношения диаметров и расположения нагретой и холодной поверхностей.

Циркуляция жидкости наблюдается в зоне, лежащей выше нижней кромки нагретой поверхности, а в нижней зоне циркуляции нет (рис. 2.5,а). При нагретой внешней цилиндрической поверхности наблюдается циркуляция жидкости в пространстве, расположенном ниже верхней кромки холодной поверхности (рис. 2.5,б).

В расчетах теплообмена в ограниченном пространстве принято заменять сложный процесс передачи теплоты эквивалентным процессом теплопроводности. Плотность теплового потока q , Вт/м², обусловленная конвективным теплообменом между стенкой и омывающей ее жидкостью, определяется выражением $q = (\lambda_{\text{экв}} / \delta) (t_{c1} - t_{c2}) = \epsilon_k \lambda_{\text{ж}} (t_{c1} - t_{c2})$, (2.17)

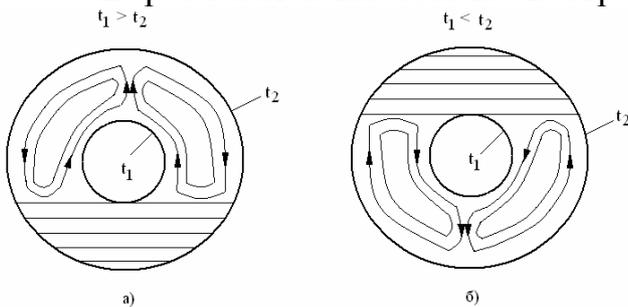


Рис. 2.5. Свободная конвекция в трубах

где $\lambda_{\text{экв}}$ - эквивалентный коэффициент теплопроводности, характеризующий перенос теплоты через щель (канал) теплопроводностью и конвекцией; λ - коэффициент теплопроводности жидкости; $\epsilon_k = \lambda_{\text{экв}} / \lambda_{\text{ж}}$ - коэффициент конвекции, являющийся функцией условий теплоотдачи.

В случае $Gr_{\text{ж}} Pr_{\text{ж}} < 10^3$ передача теплоты от горячей стенки к холодной осуществляется только теплопроводностью жидкости и $\epsilon_k = 1$. При $Gr_{\text{ж}} Pr_{\text{ж}} > 10^3$ коэффициент конвекции рассчитывается по соотношению

$$\epsilon_k = 0,18 (Gr_{\text{ж}} Pr_{\text{ж}})^{0,25}. \tag{2.18}$$

За определяющий линейный размер при расчете числа Грасгофа принимается толщина жидкостной (или газовой) прослойки, а определяющей температурой является средняя температура жидкости

$$t_{\text{ж}} = 0,5 (t_{c1} + t_{c2}).$$

2.7. Теплоотдача при вынужденном движении жидкости

Интенсивность теплообмена при вынужденном движении жидкости изменяется в широком диапазоне и в значительной степени зависит от режима течения.

При ламинарном движении жидкости и большом температурном напоре в поперечном сечении потока может возникнуть свободное движение, обусловленное гравитационными силами. Поэтому среди ламинарных потоков жидкости различают два режима: вязкостный и вязкостно-гравитационный.

Вязкостный режим соответствует течению жидкости при отсутствии естественной конвекции. При этом режиме передача теплоты к стенкам канала (и наоборот) осуществляется только *теплопроводностью*.

Вязкостно-гравитационный режим имеет место в случае, когда вынужденное движение жидкости сопровождается естественной конвекцией, которая нарушает ламинарность потока. При таком режиме течения теплота передается не только теплопроводностью, но и конвекцией. Например, в трубе, если критерий Рейнольдса $Re = 2000 \dots 10000$, то наблюдается переходный режим течения и теплообмена, а при $Re > 10^4$ поток жидкости становится турбулентным.

Теплоотдача в трубах и каналах. Опытные данные по средним значениям коэффициента теплоотдачи в трубах и каналах при турбулентном и вязкостно-гравитационном режимах описываются уравнением

$$Nu_{ж} = C Re_{ж}^m Pr_{ж}^n (Gr_{ж} Pr_{ж})^k (Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25} \varepsilon_l. \quad (2.19)$$

За определяющую температуру принимается средняя температура жидкости, а за определяющий геометрический размер - внутренний диаметр трубы или эквивалентный диаметр для каналов сложного сечения. Режим течения определяется по средней скорости потока жидкости.

Коэффициент ε_l учитывает изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы или канала l . Если $l/d \geq 50$, то $\varepsilon_l = 1$ (гидродинамически стабилизированный поток). При $l/d < 50$ значение $\varepsilon_l > 1$ и находится по справочной литературе, как $\varepsilon_l = f(Re_{ж}, l/d)$.

Постоянные C, m, n, k в уравнении (2.19) выбираются по специальной литературе в зависимости от величины критериев $Re_{ж}, Gr_{ж}, Pr_{ж}$. Например, при вязкостно-гравитационном течении жидкости, когда $(Gr_{ж} Pr_{ж}) > 10^8$, $C = 0,15, m = n = 0,33, k = 0,1$. Если движение жидкости турбулентное $Re_{ж} > 10^4$, то $C = 0,021, m = 0,8, n = 0,43, k = 0$.

Уравнение (2.19) позволяет рассчитывать теплоотдачу в изогнутых трубах-змеевиках. В этом случае полученный с помощью (2.19) коэффициент теплоотдачи следует умножить на поправочный коэффициент $\varepsilon_{изг}$. Для змеевиков из труб диаметром d и радиусом изгиба R коэффициент $\varepsilon_{изг} = 1 + 1,8 d/R$.

Теплоотдача при внешнем обтекании труб. При поперечном обтекании одиночной трубы на ее лобовой части образуется пограничный слой, толщина которого увеличивается в направлении движения. В некоторой точке происходит отрыв пограничного слоя от поверхности, и в кормовой части трубы образуется два симметричных вихря. Положение точки отрыва пограничного слоя от поверх-

ности зависит от критерия $Re_{ж}$ и угла натекания φ . При сравнительно небольших критериях $Re_{ж}$ отрыв пограничного слоя соответствует углу $\varphi = 82...84^\circ$. При росте $Re_{ж}$ движение в пограничном слое, омывающем трубу, переходит в турбулентную форму. В результате за счет роста кинетической энергии потока место отрыва пограничного слоя смещается вниз по потоку до углов $\varphi = 120...140^\circ$, что приводит к уменьшению вихревой зоны за трубой.

Особенности течения жидкости вокруг трубы отражаются на условиях теплообмена между ее поверхностью и жидкостью. На рис. 2.6 изображена зависимость отношения местного коэффициента теплоотдачи α_φ к среднему для трубы коэффициенту теплоотдачи α от угла φ . С увеличением угла φ коэффициент теплоотдачи падает, достигая минимума при $\varphi = 80...90^\circ$, а затем возрастает до максимального значения при $\varphi = 95^\circ$ и снова уменьшается до второго минимума при $\varphi \sim 115^\circ$. Уменьшение коэффициента теплоотдачи на участке трубы $\varphi = 0...90^\circ$ происходит из-за роста толщины ламинарного пограничного слоя. Первый минимум на кривой соответствует переходу ламинарного течения в пограничном слое в турбулентный при $Re_{ж} = 10^5...4 \cdot 10^5$. После этого коэффициент теплоотдачи резко возрастает. Второй минимум соответствует месту отрыва турбулентного пограничного слоя.

Расчет средней теплоотдачи цилиндра, омываемого поперечным потоком жидкости, производится по уравнению

$$Nu_{ж} = C Re_{ж}^m Pr_{ж}^n (Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25}. \quad (2.20)$$

За определяющую температуру здесь принимается температура набегающего потока, а за определяющий размер – диаметр цилиндра. Критерий $Re_{ж}$ подсчитывается по средней скорости набегающего потока. Коэффициент C и показатели m и n принимают следующие значения в зависимости от критерия $Re_{ж}$:

$Re_{ж}$	C	m	n
$<10^3$	0,5	0,5	0,38
$10^3 < Re_{ж} < 2 \cdot 10^5$	0,25	0,6	0,38
$2 \cdot 10^5 < Re_{ж} < 3 \cdot 10^7$	0,23	0,8	0,37

При обтекании цилиндра потоком жидкости под углом $\psi < 90^\circ$ в формулу (2.20) вводится множитель $\varepsilon_\psi = 1 - 0,54 \cos^2 \psi$.

Процесс теплообмена становится более сложным, если в потоке находится пучок труб. Теплоотдача трубного пучка зависит от расположения труб в пучке, а также от номера ряда, в котором труба находится. Характер движения жидкости при коридорном (а) и шахматном (б) расположении труб в пучке показан на рис. 2.7.

Первый ряд труб в пучке омывается невозмущенным потоком жидкости, и поэтому этот ряд имеет наименьший коэффициент теплоотдачи. В последующих рядах теплоотдача происходит более интенсивно, и с достаточной для практики

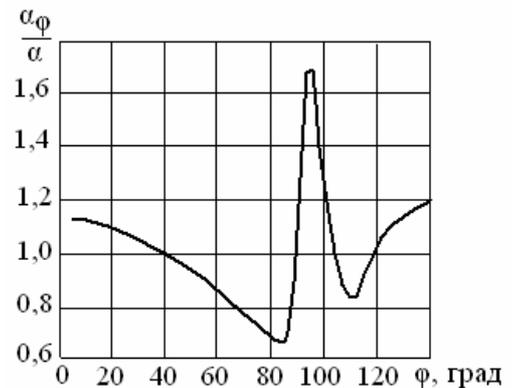


Рис. 2.6. Коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании трубы

точностью можно считать, что третий и последующие ряды труб имеют одинаковый коэффициент теплоотдачи.

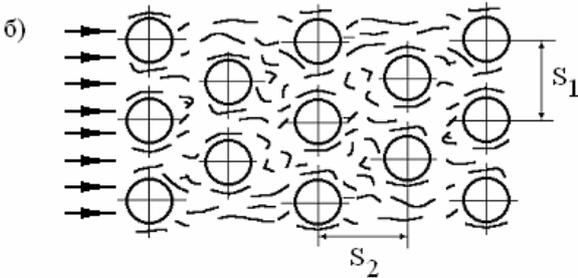
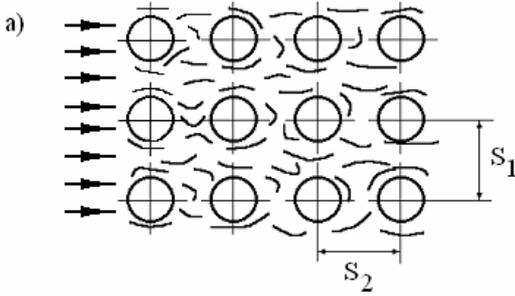


Рис. 2.7. Обтекание пучков труб

температуру в рассматриваемом сечении, а при обтекании газом – по температуре $t = 0,5 (t_{ж} + t_c)$, где t_c - температура стенки.

Поправочный коэффициент ϵ_s , учитывающий влияние поперечного ϵ_1 и продольного ϵ_2 шагов пучков труб, определяется так:

- для шахматных пучков

$$\epsilon_s = (\epsilon_1 / \epsilon_2)^{1/6} \text{ при } (s_1 / s_2) < 2; \quad \epsilon_s = 1,12 \text{ при } (s_1 / s_2) \geq 2;$$

- для коридорных пучков

$$\epsilon_s = (s_2 / d)^{-0,15}.$$

Снижение коэффициентов теплоотдачи в первом и во втором рядах труб по сравнению с последующими рядами в уравнении (2.14) учитывается коэффициентом ϵ_i . Для первого ряда труб $\epsilon_i = 0,6$; для второго ряда труб $\epsilon_i = 0,7$ (шахматное расположение) или $\epsilon_i = 0,9$ (коридорное расположение); для третьего и последующих рядов труб $\epsilon_i = 1$.

Средний для всего пучка труб коэффициент теплоотдачи определяется из выражения

$$\alpha_{cp} = \sum \alpha_i F_i / \sum F_i, \quad (2.22)$$

где α_i - средний коэффициент теплоотдачи i -го ряда труб; F_i - поверхность теплообмена i -го ряда.

2.8. Теплоотдача при кипении и конденсации

Процесс конвективного теплообмена при кипении или конденсации протекает одновременно с фазовым переходом жидкости в пар или наоборот. В этом случае имеет место более сложный процесс переноса теплоты, чем при конвективном теплообмене однофазной жидкости.

Расчет среднего коэффициента теплоотдачи пучка из гладких труб, омываемого потоком жидкости при $10^3 < Re_{ж} < 10^5$ и $0,7 < Pr_{ж} < 500$, производится по уравнению

$$Nu_{ж} = C Re_{ж}^m Pr_{ж}^{0,33} (Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25} \epsilon_s \epsilon_i, \quad (2.21)$$

где для шахматных пучков труб $C = 0,41$, $m = 0,6$, а для коридорных $C = 0,26$, $m = 0,65$. В качестве определяющего размера принимается наружный диаметр труб. Критерий $Re_{ж}$ подсчитывается по средней скорости потока в самом узком сечении пучка. При обтекании пучка капельной жидкостью ее физические свойства выбираются по средней

Теплоотдача при конденсации. Конденсация – это процесс перехода пара (газа) в жидкое или твердое состояние (фазовый переход первого рода). Конденсация пара часто встречается на практике. В конденсаторах паровых турбин пар конденсируется на охлаждаемых трубах; конденсация пара осуществляется в опреснительных установках и различных теплообменных аппаратах. Выделение при конденсации *скрытой теплоты парообразования* и отвод ее охлаждающей жидкостью неразрывно связывают этот процесс с теплообменом.

В энергетике, во многих областях техники и промышленности имеет место конденсация пара на охлаждаемых поверхностях теплообмена. Различают два вида конденсации: *капельную*, когда конденсат осажается в виде отдельных капель, и *плёночную*, когда на поверхности образуется сплошная пленка жидкости, возможна также и смешанная конденсация.

Освобождающаяся при конденсации *скрытая теплота парообразования* передается холодной поверхности. При плёночной конденсации пар отделен от стенки тонким слоем конденсата, который создает значительное термическое сопротивление тепловому потоку. При капельной конденсации возможен непосредственный контакт пара со стенкой и поэтому теплообмен протекает во много раз интенсивнее, чем при плёночной конденсации. Плёночная конденсация встречается чаще. На рис. 2.8 показана картина плёночной конденсации на вертикальной поверхности (а) и изменение температуры и локального коэффициента теплоотдачи (б). Под действием силы тяжести, образующаяся в процессе конденсации жидкость стекает вдоль поверхности вниз, образуя пленку толщиной δ . По мере стекания вдоль оси x количество конденсата увеличивается, соответственно возрастает толщина пленки δ и средняя скорость течения конденсата w_{cp} . При значениях числа Рейнольдса $Re = w_{cp} \delta / \nu$, превышающих $Re_{кр} = 400$, ламинарное течение переходит в турбулентное.

При ламинарном течении пленки конденсата теплота передается *теплопроводностью*, распределение температур по толщине пленки конденсата имеет линейный характер, а плотность теплового потока q на границе раздела двух фаз определяется выражениями

$$q = (\lambda / \delta)(t_{п} - t_{с}), \text{ или } q = \alpha (t_{п} - t_{с}), \quad (2.23)$$

где $t_{п}$, $t_{с}$ - соответственно температуры пара и стенки; α - локальный коэффициент теплоотдачи от пара к стенке; δ - толщина пленки конденсата; λ - коэффициент теплопроводности конденсата, причем $\alpha = \lambda / \delta$.

Аналитическое решение для расчета локального коэффициента теплоотдачи при ламинарном течении пленки ($Re < 400$), полученное В. Нуссельтом в 1916г., имеет вид

$$\alpha = \{r\rho g\lambda^3 / [4\nu x(t_{п} - t_{с})]\}^{0,25}, \quad (2.24)$$

где r , ρ , λ , ν - теплофизические параметры конденсата: теплота парообразования, плотность, коэффициенты теплопроводности и кинематической вязкости.

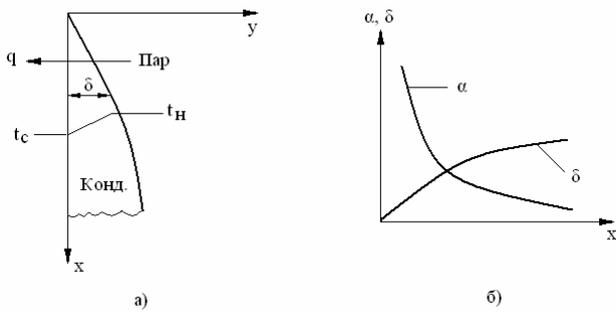


Рис. 2.8. Пленочная конденсация

Из формулы (2.24) видно, что коэффициент теплоотдачи α , характеризующий интенсивность теплоотдачи, убывает по мере стекания конденсата из-за возрастания толщины его пленки. Среднее значение коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{ср}}$ от поверхности высотой H с учетом волнового течения пленки конденсата определяется соотношением

$$\alpha_{\text{ср}} = \left\{ r\rho g\lambda^3 / [4\nu H(t_n - t_c)] \right\}^{0,25}. \quad (2.25)$$

Вдоль наклонной поверхности под углом φ к вертикали конденсат стекает медленнее, пленка его получается толще, коэффициент теплоотдачи $\alpha = \lambda / \delta$ меньше, чем в случае вертикальной стенки.

Для случая конденсации на горизонтальной трубе угол φ - переменная величина. Расчет среднего по периметру горизонтальной трубы коэффициента α ведется по формуле:

$$\alpha_{\text{ср}} = 0,728 \left\{ r\rho g\lambda^3 / [4\nu D(t_n - t_c)] \right\}^{0,25}, \quad (2.26)$$

где D – диаметр трубы.

Процессы теплообмена при конденсации зависят от многих возможных ситуаций, при которых она происходит. Коэффициент теплоотдачи зависит от формы поверхности и взаимного расположения ее элементов. Так, коэффициент теплоотдачи при конденсации пара около горизонтальной трубы больше, чем у вертикальной. В промышленных теплообменниках конденсация обычно происходит на поверхности пучков труб. Конденсат под действием силы тяжести стекает с верхних рядов на нижние, пленка конденсата становится все толще, а коэффициент теплоотдачи уменьшается (рис. 4.1. Приложения). В результате температура конденсата в нижних рядах труб становится ниже, чем в верхних, конденсат переохлаждается. Максимальное значение коэффициента теплоотдачи имеет место при ромбической схеме расположения труб в пучке. Формулы и графики для расчета конденсации пара в пучках труб содержатся в справочниках [4,8].

Резко снижает теплоотдачу присутствие в парах воздуха и других неконденсирующихся газов, которые образуют около стенки прослойку, плохо проводящую теплоту и препятствующую соприкосновению пара с поверхностью. Так, 2 % содержания воздуха в паре приводит к уменьшению коэффициента теплоотдачи почти в 3 раза (см. рис. 4.2. Приложения).

На коэффициент теплоотдачи оказывает влияние также состояние поверхности конденсации, направление и скорость движения пара. При движении пленки конденсата и потока пара в одном направлении α возрастает, при противоположном движении – уменьшается.

Значительно более сложный характер имеет теплоотдача при конденсации пара, движущегося внутри канала, за счет взаимного воздействия потоков пара и конденсата и направления их движения.

Теплоотдача при кипении. Кипением называется процесс интенсивного парообразования, протекающего в объеме жидкости, находящейся при температуре насыщения или несколько перегретой относительно температуры насыщения, с образованием паровых пузырей. Процессы кипения имеют большое практическое значение в теплоэнергетике и ряде других областей современной техники. Кипение связано с подводом теплоты к кипящей жидкости. В процессе фазового превращения жидкости в пар поглощается скрытая теплота парообразования. Уравнение теплового баланса при кипении имеет вид

$$Q = r G, \quad (2.27)$$

где Q – тепловой поток, Вт; r – теплота фазового перехода (скрытая теплота парообразования), Дж/кг; G – количество пара, образующегося в единицу времени, кг/с.

Различают кипение жидкости на твердой поверхности и в большом объеме. При кипении на твердой поверхности образование паровой фазы наблюдается в отдельных местах этой поверхности. При объемном кипении паровая фаза образуется самопроизвольно в объеме жидкости.

В современной энергетике и технике обычно имеет место поверхностное кипение на поверхностях труб, стенках каналов и т. п. Механизм теплообмена при кипении отличается от механизма теплоотдачи при конвекции однофазной жидкости наличием дополнительного переноса массы вещества и теплоты паровыми пузырями из пограничного слоя у поверхности нагрева в объем кипящей жидкости. Это приводит к высокой интенсивности теплоотдачи.

Для возникновения кипения необходимо выполнение двух условий: наличие перегрева жидкости у стенки, имеющей температуру t_c , относительно температуры насыщения t_n , и наличие центров парообразования.

Перегрев жидкости $\Delta t = t_c - t_{ж}$ имеет максимальную величину непосредственно на поверхности теплообмена, на ней же находятся центры парообразования в виде отдельных микронеоднородностей стенки, пузырьков воздуха, пылинок, окисных пленок и т. д. Образование пузырьков пара происходит непосредственно на поверхности теплообмена.

Различают два основных режима кипения: пузырьковый и пленочный. Кипение, при котором пар образуется в виде отдельных периодически зарождающихся, растущих и отрывающихся паровых пузырей, называется *пузырьковым*. С увеличением теплового потока до некоторой величины отдельные поверхности теплообмена покрывает сплошной паровой слой, периодически прорывающийся в объем жидкости. Режим кипения, который характеризуется наличием на поверхности пленки пара, отделяющей поверхность от жидкости, называется *пленочным*.

На рис. 2.9 изображены типичные зависимости плотности теплового потока q (тепловой нагрузки) и коэффициента теплоотдачи α от температурного напора, или «перегрева жидкости» над температурой насыщения $\Delta t = t_c - t_n$, при кипении в большом объеме. Эти зависимости называются *кривыми кипения*. При кипении воды при атмосферном давлении при значениях $\Delta t < 5^\circ\text{C}$ количество отделяющихся от поверхности нагрева пузырьков пара невелико и в этих условиях интенсивность теплообмена определяется свободным движением жидкости.

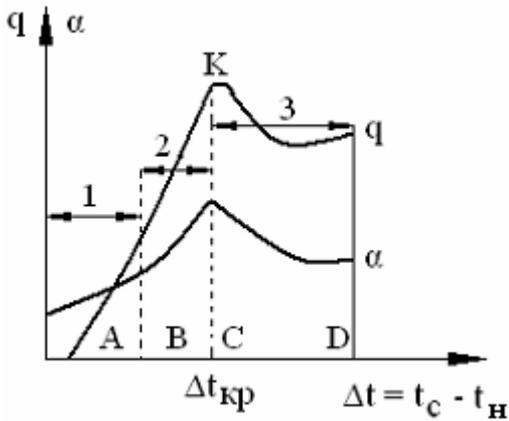


Рис.2.9. Кривые кипения

Такой режим называется *конвективным* (зона *A* на рис. 2.9). Дальнейшее увеличение температурного напора Δt сопровождается ростом числа пузырьков пара.

Их движение после отрыва от поверхности нагрева вызывает интенсивное перемешивание жидкости. Наступает режим *развитого пузырькового* кипения, при котором тепловая нагрузка, отводимая в объем жидкости от поверхности нагрева резко возрастает (зона *B*).

При некоторой величине Δt отдельные пузырьки пара начинают соединяться и образуют паровую пленку, которая покрывает сначала отдельные участки поверхности нагрева, а затем полностью отделяет жидкость от стенки. Пленка периодически разрушается и уходит от поверхности нагрева в виде больших пузырей. Вместо разрушившейся пленки образуется новая. Такое кипение называют *пленочным*. В этих условиях теплота передается от поверхности нагрева к жидкости теплопроводностью, конвекцией и излучением, испарение происходит с верхней поверхности паровой пленки. Так как теплопроводность пара значительно меньше теплопроводности жидкости, то появление паровой пленки приводит к резкому уменьшению интенсивности теплообмена (зона *C*).

При больших перегревах стенки (зона *D*) тепловая нагрузка q увеличивается пропорционально Δt , а коэффициент теплоотдачи остается практически постоянным.

В области перехода пузырькового режима кипения в пленочный, плотность теплового потока q и коэффициент теплоотдачи α принимают максимальные значения, называемые *критическими*. Они зависят от вида жидкости и от давления. Для воды при атмосферном давлении $\Delta t_{кр} = 23...27$ °C, $q_{кр} = 1,16 \cdot 10^6$ Вт/м², $\alpha_{кр} = 4,65 \cdot 10^4$ Вт/(м²·K). При переходе через критическую точку *K* резко возрастает температура стенки, что может привести к ее «пережогу». Зависимость $\Delta t_{кр}$, $q_{кр}$, $\alpha_{кр}$ воды от атмосферного давления представлена на рис. 2.10.

Формулы для расчета теплоотдачи при различных режимах кипения приводятся в специальной литературе [4, 6, 7]. Так, для воды коэффициент теплоотдачи при пузырьковом режиме кипения определяется по эмпирическому соотношению

$$\alpha = 3,4 p_n^{0,18} q^{0,67} / (1 - 0,045 p_n), \quad (2.28)$$

где q – тепловая нагрузка, Вт/м²; p_n – давление насыщения жидкости (измеряемое в мегапаскалях).

Отвод теплоты от поверхности нагрева при пузырьковом и пленочном режимах кипения, особенно при пузырьковом, является одним из наиболее совершенных методов охлаждения поверхности нагрева. Он находит широкое приме-

нение в атомных реакторах, при охлаждении реактивных двигателей и в ряде других технических устройств.

На практике широко применяются методы отвода теплоты при кипении жидкости, движущейся внутри труб или каналов различной формы.

Так, процессы генерации пара на современных тепловых электрических станциях осуществляются за счет кипения воды, движущейся внутри котельных труб при высоком давлении. Теплота к поверхности труб подводится от высокотемпературных продуктов сгорания топлива за счет излучения и конвективного теплообмена.

Для процесса кипения жидкости, движущейся внутри ограниченного объема трубы (канала), описанные выше условия остаются в силе, но появляется ряд новых особенностей. На развитие процесса может влиять скорость вынужденного движения жидкости или пароводяной смеси.

В зависимости от паросодержания, скорости движения пароводяной смеси, диаметра трубы и ее расположения в пространстве характер движения оказывается различным: в виде однородной эмульсии, в виде двух самостоятельных потоков воды и пара и т. п.

Процесс кипения может происходить также при течении в трубе недогретой до температуры насыщения жидкости, если интенсивность подвода теплоты к стенкам трубы достаточно высока. Такой процесс возникает, когда температура стенки t_c превышает температуру насыщения t_n ; он охватывает пограничный слой жидкости у стенки. Паровые пузырьки, зародившиеся на стенке, попадая в холодное ядро потока, быстро конденсируются. Этот вид кипения называют *кипением с недогревом*.

В процессе кипения жидкости при вынужденном движении, который имеет место в трубах, между пластинами в пучках труб и стержней, а также в каналах произвольного сечения, образуется двухфазный поток. При этом интенсивность теплообмена определяется соотношением режимов кипения и конвекции.

Расчет теплоотдачи в условиях вынужденного движения кипящей жидкости производится по формуле

$$\alpha / \alpha_w = (4\alpha_w + \alpha_q) / (5\alpha_w - \alpha_q), \quad (2.29)$$

где α_q , α_w - коэффициенты теплоотдачи, рассчитанные для пузырькового режима кипения и однофазного конвективного теплообмена при вынужденном движении теплоносителя. При $\alpha_q / \alpha_w < 0,5$ принимают $\alpha = \alpha_w$; при $\alpha_q / \alpha_w > 2$ $\alpha = \alpha_q$. Более полно вопросы, связанные с теплообменом при изменении агрегатного состояния вещества, вопросы массообмена, аналогии тепло- и массообмена рассмотрены в источниках [1, 6, 7].

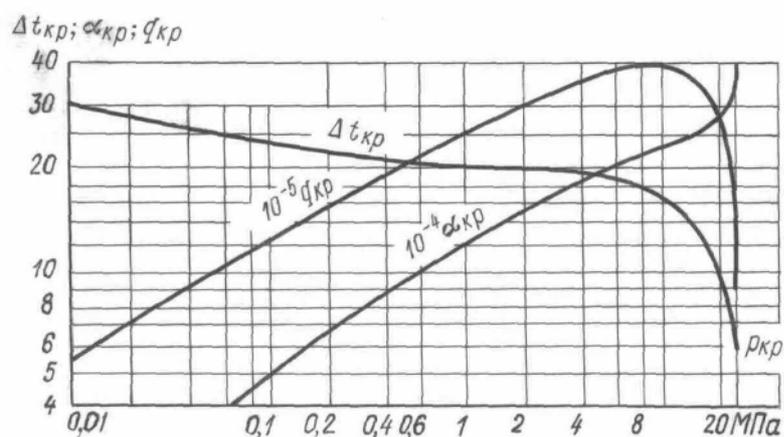


Рис. 2.10. Зависимость $\Delta t_{кр}$, $q_{кр}, \alpha_{кр}$ воды от давления

В заключение раздела по конвективному теплообмену, чтобы не допускать грубых ошибок, приведем данные по диапазонам изменения коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи в различных условиях.

Коэффициенты теплоотдачи α , Вт / (м² · К)

Свободная конвекция в газах _____	5...30
Свободная конвекция воды _____	$10^2 \dots 10^3$
Вынужденная конвекция газов _____	10...100
Вынужденная конвекция воды _____	500...2 10 ⁴
Жидкие металлы _____	$10^2 \dots 3 \cdot 10^4$
Пленочная конденсация водяного пара _____	$4 \cdot 10^3 \dots 10^4$
Кипение воды _____	$2 \cdot 10^3 \dots 4,5 \cdot 10^4$
Капельная конденсация водяного пара _____	$4 \cdot 10^4 \dots 10^5$

Коэффициенты теплопередачи k , Вт / (м² · К)

Теплопередача от газа к газу _____	10...30
Теплопередача от газа к воде _____	30...60
Теплопередача от воды к воде _____	1000...1200
Теплопередача от конденсирующегося пара к воде _____	3000...3500

Если в результате расчета по формулам коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи выходят далеко за указанные пределы, надо внимательно разобраться в причинах этого. Приведенные значения можно использовать и для оценочных расчетов.

Вопросы для самопроверки

1. Сформулируйте закон конвективной теплоотдачи.
2. Укажите факторы, влияющие на величину коэффициента теплоотдачи.
3. Расскажите об основах теории подобия и роли критериальных уравнений.
4. Сформулируйте физический смысл критериев Re , Nu , Gr , Pr , Pe .
5. Дайте характеристику определяющего размера и определяющей температуры.
6. В чем особенности теплообмена при свободном движении жидкости в ограниченном объеме?
7. Теплоотдача в неограниченном объеме, особенности.
8. Как влияет режим течения жидкости на теплоотдачу при вынужденном движении в каналах и при внешнем обтекании тел?
9. Опишите влияние на теплоотдачу взаимного расположения труб в пучках.
10. Особенности теплообмена при кипении и конденсации жидкости.

РАЗДЕЛ 3. ТЕПЛОВОЕ ИЗЛУЧЕНИЕ

В ИСТОЧНИКАХ [1,2] ПРЕДСТАВЛЕНА БОЛЕЕ ПОЛНАЯ ИНФОРМАЦИЯ ПО РАЗДЕЛУ «ТЕПЛОВОЕ ИЗЛУЧЕНИЕ».

ПРОРАБОТАВ ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ, СЛЕДУЕТ ОТВЕТИТЬ НА ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ, ПРИВЕДЕННЫЕ В КОНЦЕ РАЗДЕЛА, ВЫПОЛНИТЬ ЛАБОРАТОРНУЮ РАБОТУ № 6 В СООТВЕТСТВИИ С МЕТОДИЧЕСКИМИ УКАЗАНИЯМИ [3], РЕШИТЬ ЗАДАЧИ 11-13, ОТВЕТИТЬ НА ВОПРОСЫ ТЕСТА 3 И РЕШИТЬ ТИПОВУЮ ЗАДАЧУ ПО МАТЕРИАЛУ РАЗДЕЛА 1.

3.1. Основные понятия и определения

Тепловое излучение – это электромагнитное излучение, испускаемое телами, температура которых выше абсолютного нуля. Оно зависит только от абсолютной температуры тела и его оптических свойств.

Энергия излучения испускается и поглощается не непрерывно, а отдельными дискретными порциями - квантами, носителями которых являются фотоны, распространяющиеся со скоростью света c . Энергия каждого фотона равна $h\nu$, где h - постоянная Планка, ν - частота излучения; каждый фотон обладает импульсом $h\nu / c$. Для характеристики излучения можно использовать также длину волны излучения λ . Длина волны и частота связаны соотношением $c = \lambda\nu$.

Тепловая энергия тела преобразуется в лучистую во всем объеме тела, но с окружающей средой взаимодействует только поверхностный слой твердых тел, активная толщина которого зависит от природы тела - для металлов она порядка 1 мкм, а для неметаллов ~ 1 мм.

В зависимости от длины волны электромагнитная природа излучения проявляется по-разному – так, например, в порядке возрастания длины волны в природе имеются космические, рентгеновские, ультрафиолетовые, световые, инфракрасные (тепловые) и радиоволны. Тепловыми называются волны, длины которых лежат в пределах 0,4...800 мкм.

Основными характеристиками теплового излучения являются: лучистый поток Q , Вт, плотность потока излучения E , Вт/м², интенсивность или спектральная плотность потока излучения E_λ , Вт/м². Полный лучистый, или интегральный поток Q - это количество излучаемой в единицу времени энергии с поверхности тела в окружающую ее полусферу, соответствующее всему спектру длин волн - от нуля до бесконечности. Лучистый поток, падающий с единицы поверхности излучающего тела по всем направлениям полупространства (полусферы), называется плотностью полусферического излучения E .

Отношение плотности лучистого потока dE , испускаемого в бесконечно малом интервале волн $d\lambda$, к величине этого интервала называется *спектральной интенсивностью излучения* $E_\lambda = dE / d\lambda$.

Все тела при любых температурах выше абсолютного нуля излучают и поглощают энергию. Из лучистой энергии Q при попадании на другое тело (рис. 3.1) часть ее Q_A поглощается, часть Q_R отражается, а оставшаяся энергия Q_D проходит сквозь тело. Энергия, поглощаемая телом, превращается в теплоту. Отраженная энергия поглощается окружающими телами и рассеивается. Процессы взаимного испускания, отражения и поглощения энергии в системах различных тел называют лучистым теплообменом.

В соответствии с законом сохранения и превращения энергии уравнение теплового баланса для лучистого теплообмена между телами имеет вид

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

или в безразмерной форме $A + R + D = 1$, где $A = Q_A / Q$; $R = Q_R / Q$; $D = Q_D / Q$ - соответственно коэффициенты поглощения, отражения и пропускания. Тело называется *абсолютно черным*, если оно поглощает всю падающую на него энергию ($A = 1, R = D = 0$). Абсолютно черных тел в природе нет. Наибольшим коэффициентом поглощения обладает нефтяная сажа, для которой $A = 0,94 \dots 0,96$.

Если вся энергия, падающая на тело, отражается ($R = 1, A = D = 0$) и отражение происходит по законам геометрической оптики, то такое тело называют *зеркальным*. Если отражение рассеянное, тело называют *абсолютно белым*.

Тела, пропускающие всю падающую на них энергию, называются *абсолютно прозрачными*, или *диатермичными*. Примером прозрачной среды может служить чистый воздух.

Нагретое тело обладает собственной энергией излучения E_1 , но оно может отражать и поглощать падающее на него излучение со стороны других тел E_2 . Сумма собственного излучения и отраженного называется эффективным излучением $E_{эф}$:

$$E_{эф} = E_1 + (1 - A_1) E_2.$$

Результирующим излучением $E_{рез}$ называют разность между собственным излучением тела E_1 и поглощенной частью $A_1 E_2$ падающего внешнего излучения E_2 :

$$E_{рез} = E_1 - A_1 E_2.$$

Тела, поглощательная способность которых не зависит от длины волны излучения, называют серыми. На практике большинство тел можно считать серыми. Как правило, твердые тела и жидкости для тепловых лучей не прозрачны ($D = 0$) и для них $A + R = 1$. Из этого следует, что если тело хорошо отражает, то оно плохо поглощает лучистую энергию и наоборот.

3.2. Законы теплового излучения

Закон спектрального излучения Планка-Вина. Этот закон устанавливает зависимость интенсивности излучения абсолютно черного тела $E_{0\lambda}$ от длины волны λ и температуры T . Исходя из представления о квантовой природе излучения, Планк вывел зависимость

$$E_{0\lambda} = C_1 \lambda^{-5} / \exp[C_2 / (\lambda T - 1)], \quad (3.2)$$

где $C_1 = 0,374 \cdot 10^{-15}$ Вт/м²; $C_2 = 1,439 \cdot 10^{-2}$ м – постоянные Планка.

Приведенная закономерность (3.2) может быть представлена семейством кривых для температур $T_4 > T_3 > T_2 > T_1$ (рис. 3.2), имеющих максимумы при не-

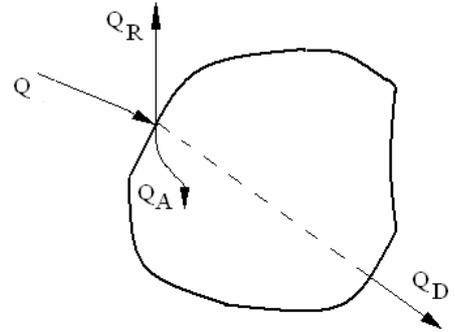


Рис. 3.1. Взаимодействие лучистой энергии с телом

которой длине волны. Из этого рисунка видно, что спектральная интенсивность излучения $E_{0\lambda}$ с повышением температуры возрастает для любой длины волны; вместе с тем максимальная интенсивность $E_{0\lambda_{\max}}$ перемещается в сторону более коротких длин волн. Согласно закону смещения Вина, произведение $\lambda_{\max}T = 2,9 \cdot 10^{-3}$ м·К, где λ_{\max} - длина волны, отвечающая максимальной интенсивности при температуре T .

Абсолютно черное тело излучает энергию всех длин волн, т. е. обладает сплошным спектром. Другие физические твердые тела также имеют сплошной спектр, но интенсивность излучения их меньше. Если отношение интенсивности излучения физического тела E_{λ} к интенсивности излучения абсолютно черного $E_{0\lambda}$ для той же длины, имеет при одинаковой температуре постоянную величину для любой длины волны, т.е. $E_{\lambda}/E_{0\lambda} = \text{const}$, то такие тела называются серыми. Отношение $\varepsilon = E_{\lambda}/E_{0\lambda}$ называют степенью черноты тела.

Газы, пары и некоторые металлы имеют не сплошной, а линейчатый спектр, и излучение их называется селективным. Доля видимых лучей ($\lambda = 0,4 \dots 0,8$ мкм) в суммарном тепловом излучении обычно незначительна, и только при температуре Солнца ($T = 6000\text{К}$) она достигает половины суммарного излучения.

Закон интегрального излучения Стефана-Больцмана. Этот закон устанавливает связь между лучистым потоком абсолютно черного тела и его температурой. Эту связь получают интегрированием выражения (3.2). В результате интегрирования имеем

$$E_0 = \sigma_0 T^4, \quad (3.3)$$

где σ_0 - постоянная Стефана-Больцмана (константа излучения абсолютно черного тела). Практически более удобна форма

$$E_0 = C_0 (T/100)^4, \quad (3.4)$$

где $C_0 = 5,68 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ - коэффициент излучения абсолютно черного тела. Полный лучистый поток пропорционален абсолютной температуре в четвертой степени. Отсюда следует, во-первых, что тело не излучает только при абсолютном нуле $T = 0$. Во-вторых, всегда происходит лучистый теплообмен между телами. В третьих, результирующий лучистый теплообмен направлен в сторону от тел с высокой температурой к телам с низкой температурой, и может быть представлен как разность передаваемой лучистой энергии взаимодействующих тел.

Для серых физических тел закон Стефана-Больцмана используют в форме

$$E = C (T/100)^4, \quad (3.5)$$

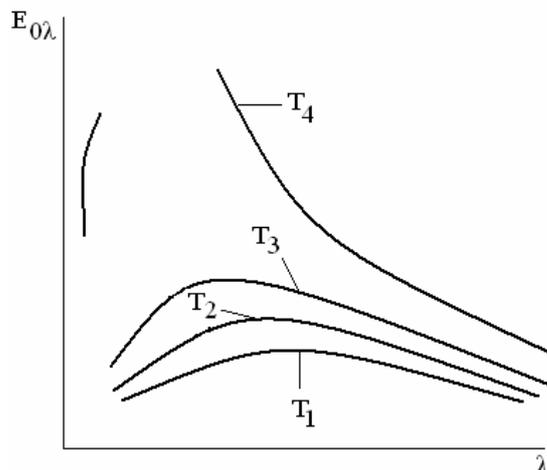


Рис. 3.2. Интенсивность излучения абсолютно черного тела

где C - коэффициент излучения серого тела, равный отношению излучательной способности серого тела к излучательной способности абсолютно черного тела. Степень черноты серого тела $\varepsilon = C / C_0$ изменяется от нуля до единицы, $0 \leq \varepsilon \leq 1$.

Коэффициент излучения серого тела C зависит от свойств вещества, от состояния поверхности (полированные поверхности имеют меньшее значение C , чем шероховатые), от температуры. Так, степень черноты для чистых стальных и чугуновых поверхностей при комнатной температуре $\varepsilon = 0,7 - 0,8$; для полированной бронзы $\varepsilon = 0,1$, а для шероховатой - $0,55$.

Таким образом, закон Стефана-Больцмана для собственного излучения E любых тел имеет вид

$$E = \varepsilon C_0 (T / 100)^4, \quad (3.6)$$

где $0 \leq \varepsilon \leq 1$.

Закон Кирхгофа. Этот закон связывает излучательную и поглощательную способности тел. Отношение лучеиспускательной способности к поглощательной для всех тел одинаково. Оно равно лучеиспускательной способности абсолютно черного тела при той же температуре и зависит только от температуры. Математически он выражается следующим соотношением:

$$C_1 / A_1 = C_2 / A_2 = \dots = C_n / A_n = C_0, \quad (3.7)$$

откуда $C_i = A_i C_0$ и $A_i = C_i / C_0$, т. е. $A_i = \varepsilon_i$. Таким образом, коэффициент поглощения равен степени черноты тела.

Из изложенного следует, что чем больше тело поглощает, тем сильнее оно излучает. Так как для абсолютно черного тела $A = 1$, то оно обладает наибольшим тепловым излучением; диатермические тела совершенно не излучают, они прозрачны.

Закон направленного излучения Ламберта. Этот закон устанавливает зависимость изменения количества энергии от направления лучистого потока. Математически он выражается уравнением

$$dE_\varphi = E_n d\Omega \cos \varphi \cdot dF_1, \quad (3.8)$$

где dE_φ - количество энергии (Вт), излученное поверхностью dF_1 под углом φ на поверхность dF_2 , Вт; $d\Omega$ - пространственный угол (угол облучения); E_n - количество энергии, излучаемой по нормали к поверхности dF_1 .

Из соотношения (3.8) следует, что наибольшее излучение происходит при $\varphi = 0^\circ$; при $\varphi = 90^\circ$ оно равно нулю. Однако практически указанной зависимости реальные тела с шероховатой поверхностью следуют только в пределах $\varphi = 0 \dots 60^\circ$, а имеющие полированную поверхность значительно от нее отклоняются. При определении E_n после интегрирования лучистого потока для полусферы получаем формулу

$$E_n = \varepsilon C_0 (T / 100) / \pi. \quad (3.9)$$

Излучение по нормали в π раз меньше полного излучения тела в полусферу.

3.3. Лучистый теплообмен между телами

Теплообмен плоскопараллельных поверхностей. При достаточной протяженности поверхностей и при небольшом расстоянии между ними (рис. 3.3.) можно принять, что для обеих стенок имеет место полное взаимное облучение падающими на них энергиями. Пусть первая стенка характеризуется как физически серое тело с коэффициентами A_1 , C_1 и более высокой температурой T_1 , а вторая соответственно A_2 , C_2 ; $T_1 > T_2$.

Тогда первая стенка, кроме собственного излучения E_1 на вторую стенку, отражает еще и часть энергии, излучаемой второй стенкой на первую.

Таким образом, общая теплота излучения первой поверхности на вторую равна

$$q_1 = E_1 + (1 - A_1) q_2, \text{ где } E_1 = A_1 C_0 (T_1/100)^4 = \varepsilon_1 C_0 (T_1/100)^4. \quad (3.10)$$

Аналогично этому выражение для лучистой энергии, которую вторая поверхность посылает на первую:

$$q_2 = E_2 + (1 - A_2) q_1; \quad E_2 = A_2 C_0 (T_2/100)^4 = \varepsilon_2 C_0 (T_2/100)^4, \quad (3.11)$$

где E_2 – плотность собственного излучения второй поверхности, Вт/м². После преобразований имеем

$$q_1 = (E_1 + E_2 - A_1 E_2) / (A_1 + A_2 - A_1 A_2),$$

$$q_2 = (E_1 + E_2 - A_2 E_1) / (A_1 + A_2 - A_1 A_2).$$

Таким образом, общий эффект излучения первой поверхности на вторую q может быть представлен в виде разности:

$$q = q_1 - q_2 = (A_2 E_1 - A_1 E_2) / (A_1 + A_2 - A_1 A_2). \quad (3.12)$$

Определяя E_1 и E_2 по закону Стефана-Больцмана, получаем окончательное выражение для лучистого теплообмена между плоскопараллельными поверхностями серых тел q :

$$q = C_0 [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4] / [(1/A_1) + (1/A_2) - 1], \text{ или}$$

$$q = A_{\text{пр}} C_0 [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4], \quad (3.13)$$

где $A_{\text{пр}}$ – так называемый приведенный коэффициент поглощения.

Так как $A_1 = \varepsilon_1$ и $A_2 = \varepsilon_2$, соответственно $A_{\text{пр}} = \varepsilon_{\text{пр}}$, окончательно имеем

$$q = \varepsilon_{\text{пр}} C_0 [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4]. \quad (3.14)$$

При установке между стенками n экранов излучение уменьшается в $n + 1$ раз, если тепловые характеристики стенок и экранов одинаковы, т. е. когда

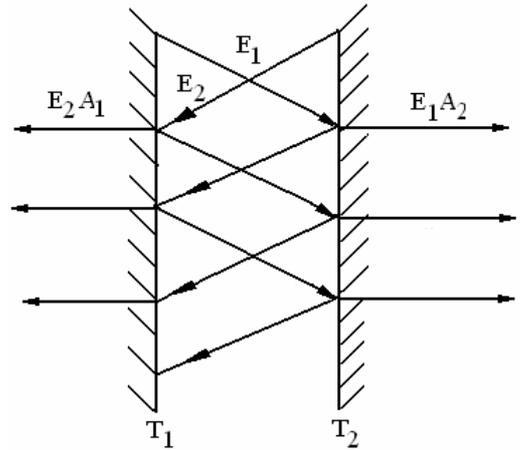


Рис. 3.3. Лучистый теплообмен между пластинами

$\varepsilon_{\text{экp}} = \varepsilon_1 = \varepsilon_2$. Еще больший эффект снижения лучистого теплообмена получается, если применяются экраны с большой отражательной способностью (с малой степенью черноты). Например, установка лишь одного экрана со степенью черноты $\varepsilon_3 = 0,1$ между поверхностями, которые имеют степень черноты $\varepsilon = 0,8$, дает снижение лучистого потока примерно в 14 раз.

Лучистый теплообмен тела, расположенного внутри оболочки. Когда внутреннее тело с выпуклой поверхностью F_1 , с температурой T_1 и коэффициентом излучения $C_1 = \varepsilon_1 C_0$, взаимодействует с поверхностью $F_2 > F_1$ с температурой T_2 и коэффициентом $C_2 = \varepsilon_2 C_0$, радиационный теплообмен рассчитывается по формуле (3.14), где

$$\varepsilon_{\text{пр}} = 1 / \{ (1/\varepsilon_1) + (F_1/F_2)[(1/\varepsilon_2)-1] \}.$$

При $F_1 = F_2$ имеем случай параллельных поверхностей, при $F_2 \gg F_1$ приведенная степень черноты $\varepsilon_{\text{пр}} = \varepsilon_1$.

Лучистый теплообмен тел, произвольно расположенных в пространстве.

В основе расчета лежит закон Ламберта. Расчетная формула:

$$q = \varepsilon_{\text{пр}} C_0 F_p [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4] \varphi, \quad (3.15)$$

где $\varepsilon_{\text{пр}} = \varepsilon_1 \varepsilon_2$ - приведенная степень черноты системы, F_p - расчетная поверхность теплообмена, φ - средний угловой коэффициент (коэффициент облученности), учитывающий взаимное расположение и форму взаимодействующих тел, их размеры и расстояние между ними.

Угловой коэффициент облучения φ может быть определен разными методами - аналитическим, графоаналитическим, светового и электрического моделирования, описанными в специальной литературе [6]. Значения φ для различных случаев (пучки труб, экраны и т.д.) приводятся в справочниках.

3.4. Излучение газов и паров

Излучение полупрозрачных сред существенно отличается от излучения твердых тел. В топках и газоходах котлов и в турбинах только трехатомные газы H_2O , CO_2 , SO_2 обладают поглощательной способностью, а прочие являются диатермическими (прозрачными). Спектр излучения газов - не сплошной, а прерывистый, и только в интервале длин волн, охватываемых полосами, осуществляются избирательное (селективное) поглощение и излучение. Излучение с прочими длинами волн проходит через толщу газа непоглощенным. Таким образом, закон Стефана-Больцмана, относящийся к интегральному излучению, для газов непригоден.

Кроме того, в излучении газов, занимающих определенный объем, принимают участие не только поверхностные слои, но и глубинные. Представим себе некоторый плоский слой газа, толщина которого в направлении оси x равна l . Пусть на граничной поверхности слоя интенсивность входящей лучистой энергии равна E_{λ}' . По мере прохождения через слой лучистая энергия поглощается молекулами газа и ослабляется, интенсивность уменьшается: $E_{\lambda}'' < E_{\lambda}'$.

Это ослабление зависит от концентрации молекул и от толщины газового слоя, т. е. от парциального давления поглощающих лучей газов p в смеси и от эффективной толщины слоя газа l , т.е. от произведения pl . Эффективная толщина l зависит как от размеров, так и от конфигурации газового объема, заполняющего некоторую оболочку; она может быть приближенно вычислена по формуле $l = 3,6 V / F$, где V - объем; F - поверхность оболочки.

Экспериментальные исследования показали, что тепловое излучение газов зависит от температуры с показателем степени меньше четырех. Однако для общности решения задач формулам придана функциональная зависимость от температуры в четвертой степени, при этом необходимую поправку вводят в степень черноты. Таким образом, формула для расчета теплового излучения газов с температурой T_r в окружающей среде имеет вид:

$$Q_r = \varepsilon_r C_0 (T_r/100)^4,$$

где ε_r - степень черноты газа, $\varepsilon_r = f(T_r, pl)$.

Газовая среда всегда ограждена твердой поверхностью (оболочкой) с температурой T_c . Теплообмен со стенкой рассчитывается по формуле

$$Q = \varepsilon_{\text{эф}} C_0 F_c [\varepsilon_r (T_r/100)^4 - A_r (T_c/100)^4], \quad (3.16)$$

где $\varepsilon_{\text{эф}} = 0,5(\varepsilon_c + 1)$ - эффективная степень черноты стенки, учитывающая эффект отражения от стенки; $\varepsilon_r = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ - суммарная степень черноты газовой смеси, содержащей водяной пар и углекислый газ; β - поправочный множитель, учитывающий более сильное влияние на степень черноты парциального давления водяных паров; A_r - поглощательная способность газов, равная

$$A_r = \varepsilon_{\text{CO}_2} (T_r/100)^{0,65} + \beta \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} \quad (3.17)$$

Степени черноты $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ и $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ зависят от температуры T , парциального давления p и толщины слоя газа l и определяются по графикам зависимостей $\varepsilon_r = f(T_r, pl)$, которые приводятся в теплотехнической литературе [8]; там же содержатся данные по расчету поправочного множителя β .

С поглощательной способностью углекислого газа связана проблема «парникового эффекта» - потепление климата планеты вследствие увеличения концентрации углекислого газа в атмосфере Земли из-за сжигания каменного угля и углеводородного топлива. Длинноволновое тепловое излучение Земли частично задерживается молекулами CO_2 , атмосфера перегревается, тают льды Антарктики, Гренландии, горных массивов, повышается уровень мирового океана, растет число и сила наводнений, оползней и т.д.

Излучение светящихся газов. При сгорании топлива из-за наличия твердых частиц, представляющих продукты разложения углеводородов, раскаленных частиц сажи и летучей золы, образуется непрозрачное светящееся пламя, которое по своим эмиссионным качествам приближается к излучению твердых тел. Размеры этих частиц колеблются от 0,5 мкм до 0,25 мм; концентрация их в пламени различна и зависит от многих обстоятельств - рода топлива, способов его сжигания, способа подвода воздуха и др. Поэтому излучательная способность пламени (фа-

кела) колеблется в широких пределах и определить ее точно можно посредством специальных опытов.

Опытным путем установлено, что степень черноты факела зависит от вида топлива и конструктивного устройства топки. Для антрацитового пламени при слоевом сжигании она равна 0,4, для сажистого мазутного пламени 0,85.

3.5. Процессы сложного теплообмена

В реальных условиях работы различных теплоэнергетических установок теплообмен имеет сложный характер, включающий в себя одновременно процессы передачи теплоты конвекцией, теплопроводностью и излучением.

Если передача теплоты от топочных газов к стенкам труб в котле и от стенки трубы - к жидкости осуществляется за счет теплоотдачи и излучения, то суммарная плотность теплового потока от газов к стенке составит

$$q = q_k + q_l = \alpha_k (t_g - t_c) + \varepsilon_{эф} C_0 [\varepsilon_r (T_r/100)^4 - (T_c/100)^4], \quad (3.18)$$

где q_k , q_l – конвективная и лучистая составляющие плотности теплового потока; $\varepsilon_{эф} C_0$ – эффективная степень черноты стенки трубы.

В тех случаях, когда конвективная составляющая плотности теплового потока превышает лучистую, в качестве основного расчетного процесса принимают конвекцию. Если главную роль в процессе теплообмена играет лучистый теплообмен ($q_l > q_k$), то влияние конвекции учитывается соответствующим увеличением степени черноты ε , и плотность теплового потока определяется выражением

$$q = (\varepsilon_{эф} + \varepsilon_k) C_0 [\varepsilon_r (T_r/100)^4 - (T_c/100)^4], \quad (3.19)$$

где ε_k – конвективная составляющая степени черноты стенки, определяемая из соотношения

$$\varepsilon_k = \alpha_k (t_g - t_c) / C_0 [\varepsilon_r (T_r/100)^4 - (T_c/100)^4]. \quad (3.20)$$

Рассмотрим сложный процесс передачи теплоты конвекцией, теплопроводностью и излучением через стенку толщиной δ , имеющий коэффициент теплопроводности λ (см. рис. 1.4). Количество теплоты, которое будет передаваться от горячей жидкости с температурой $t_{ж1}$ к единице поверхности стенки конвекцией и излучением, проходить через нее за счет теплопроводности и передаваться холодной жидкости с температурой $t_{ж2}$ конвекцией и излучением, одно и то же. Оно составляет:

$$\left. \begin{aligned} q &= q_{к1} + q_{л1} = (\alpha_1 + \alpha_{л1}) (t_{ж1} - t_{с1}); \\ q &= (\lambda/\delta) (t_{с1} - t_{с2}); \\ q &= q_{к2} + q_{л2} = (\alpha_2 + \alpha_{л2}) (t_{с2} - t_{ж2}). \end{aligned} \right\}$$

Решая эту систему уравнений относительно разностей температур $(t_{ж1} - t_{с1})$, $(t_{с1} - t_{с2})$, $(t_{с2} - t_{ж2})$ и суммируя полученные выражения, получим

$$t_{ж1} - t_{ж2} = q / \{ [1/(\alpha_1 + \alpha_{л1})] + (\delta/\lambda) + [1/(\alpha_2 + \alpha_{л2})] \} = q / k_0, \quad (3.21)$$

где k_0 – коэффициент теплопередачи сложного процесса теплообмена, представляющего совокупность одновременно протекающих процессов конвективного переноса теплоты, излучения и теплопроводности. Коэффициент теплопередачи, т.е. знаменатель в выражении (3.21), учитывает коэффициенты теплоотдачи на поверхностях стенки α_1 , α_2 , толщину и теплопроводность стенки δ/λ , и процессы передачи теплоты излучением (условные коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{л1}$ и $\alpha_{л2}$).

С использованием коэффициента теплопередачи плотность передаваемого через стенку теплового потока рассчитывается по выражению

$$q = k_0 (t_{ж1} - t_{ж2}).$$

Вопросы для самопроверки

1. Как преобразуется лучистая энергия, падающая на поверхность твердого тела?
2. Запишите уравнение баланса для лучистого теплообмена.
3. Сформулируйте закон излучения Стефана-Больцмана.
4. Дайте определение степени черноты тела.
5. Поясните назначение экранирования излучающих поверхностей.
6. Укажите особенности излучения газов.
7. Как производится расчет сложного теплообмена?

Раздел 4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

В ИСТОЧНИКАХ [1,2] ПРЕДСТАВЛЕНА БОЛЕЕ ПОЛНАЯ ИНФОРМАЦИЯ ПО РАЗДЕЛУ «ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ».

ПРОРАБОТАВ ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ, СЛЕДУЕТ ОТВЕТИТЬ НА ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ, ПРИВЕДЕННЫЕ В КОНЦЕ РАЗДЕЛА, РЕШИТЬ ЗАДАЧИ 14,15, ОТВЕТИТЬ НА ВОПРОСЫ ТЕСТА 3 И РЕШИТЬ ТИПОВУЮ ЗАДАЧУ ПО МАТЕРИАЛУ РАЗДЕЛА 1.

4.1. Типы теплообменных аппаратов

В теплообменных аппаратах осуществляется передача теплоты от одного теплоносителя к другому в процессе теплопередачи. *Теплообменный аппарат (теплообменник)* - это устройство, предназначенное для нагревания или охлаждения теплоносителя (жидкости, газа, пара и др.). Исключение составляют теплообменники с внутренним тепловыделением, в которых теплота выделяется в самом аппарате и используется для нагревания теплоносителя (электронагреватели и реакторы). Существует три типа теплообменных устройств: рекуператоры, регенераторы, смесительные аппараты.

1) В *рекуператорах* греющая и нагреваемые среды (теплоносители) разделены теплообменной поверхностью (стенкой). Эта стенка по отношению к греющей среде является поверхностью охлаждения, а по отношению к нагреваемой среде - поверхностью нагрева. Для уменьшения термического сопротивления стенка выполняется из высокотеплопроводного материала: меди, латуни, сплавов алюминия и др. Наиболее распространены трубчатые теплообменники, в которых один теплоноситель движется в трубах, а другой - в межтрубном пространстве. Примером рекуперативных аппаратов являются котельные установки, парогенераторы, подогреватели, конденсаторы и др.

В зависимости от взаимного направления потоков горячего и холодного теплоносителей в рекуперативных аппаратах различают три основных схемы движения жидкости: прямоток, противоток и перекрестный ток. В первом случае оба теплоносителя движутся параллельно в одном направлении, во втором - параллельно, но в противоположных направлениях. При перекрестном токе один теплоноситель движется в направлении, перпендикулярном другому. Используются также схемы, являющиеся различными комбинациями прямотока, противотока и перекрестного тока.

2) В *регенераторах* поверхность теплообмена попеременно омывается обоими теплоносителями. Теплота в цикле нагревания аккумулируется в массе регенератора (насадке) за счет теплоотдачи горячего теплоносителя. В последующем цикле охлаждения насадки теплота отдается холодному теплоносителю. Регенераторы могут быть неподвижными и подвижными. В качестве насадки регенераторов используется твердый достаточно массивный материал - листы металла, щебень, кирпичи. Регенераторы широко используются для высокотемпературного подогрева газов, поскольку жаростойкость металлов ограничена, а насадка огнеупорных кирпичей может работать при очень высоких температурах. Примером таких аппаратов являются регенераторы доменных и сталеплавильных печей, воздухонагреватели доменных печей и др.

3) В *смесительных аппаратах* горячий и холодный теплоносители вступают в непосредственный контакт. Так происходит, например, при конденсации пара на струях жидкости или при барботаже (продувке пара через некоторый объем воды) для поддержания заданных температур в системе горячего водоснабжения. В системах отопления смешивают воду, идущую из котельной или ТЭЦ с температурой до 150°C с водой, возвращающейся от потребителя, температура которой ниже 70°C. Смесительные теплообменники используются также для передачи теплоты в легко разделяющихся теплоносителях: газ-жидкость, газ-дисперсный твердый материал, вода-масло и др. Для увеличения поверхности контакта теплоносителей их тщательно перемешивают, жидкости разбрызгивают или разбивают на мелкие струи. Примером таких аппаратов являются градирни, скрубберы, деаэраторы и др.

4.2. Расчетные уравнения рекуперативных аппаратов

При расчете теплообменного аппарата любого типа общим уравнением является уравнение *теплового баланса* - уравнение сохранения энергии. Тепловой поток q_1 , отдаваемый в аппарате килограммом горячего теплоносителя (индекс 1), при его охлаждении от температуры t_1' до t_1'' равен разности энтальпий потока теплоносителя на входе в аппарат h_1' и на выходе h_1'' , т.е. $h_1' - h_1''$ (рис. 4.1):

$$Q_1 = G_1 (h_1' - h_1'') = G_1 c_{p1} (t_1' - t_1''), \quad (4.1)$$

где G_1 - массовый расход тепло-носителя, кг/с; c_{p1} - теплоемкость теплоносителя; кДж/(кг·К).

Некоторая часть теплоты Q_1 теряется в окружающую среду через стенки теплообменника, а основная часть $Q_2 = \eta Q_1$ (где η - КПД аппарата, учитывающий потери) передается холодному теплоносителю (индекс 2).

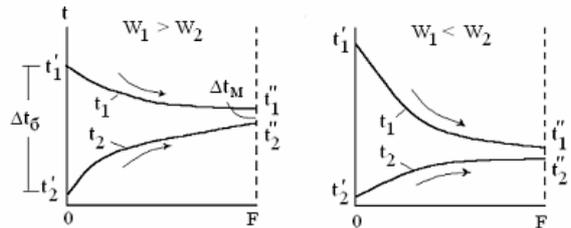
По аналогии с уравнением (4.1) тепловой поток, получаемый холодным теплоносителем, рассчитывается через разность энтальпий:

$$Q_2 = G_2 (h_2' - h_2'') = G_2 c_{p2} (t_2' - t_2''),$$

или $Q_2 = \eta Q_1 = \eta G_1 c_{p1} (t_1 - t_1')$. (4.2)

Уравнение теплового баланса (4.2) позволяет найти один неизвестный параметр: либо расход одного из теплоносителей, либо одну из температур. Все остальные параметры должны быть известны. Если в аппарате происходят фазовые (кипение, конденсация), то разницу энтальпий следует рассчитывать по изменению диаграммам состояния данного вещества.

а



б

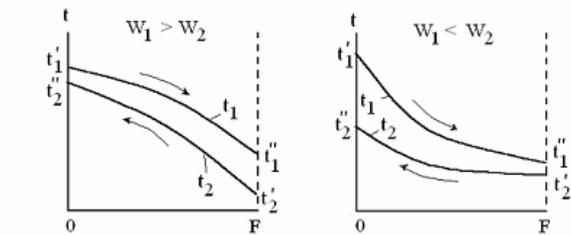


Рис. 4.1. Температуры рабочих жидкостей при прямотоке (а) и противотоке (б)

В тепловых расчетах часто применяется величина, называемая водяным эквивалентом W , Вт/К:

$$W = Gc_p,$$

где $G = \rho w f$ - массовый расход теплоносителя, кг/с; ρ - плотность теплоносителя, кг/м³; f - площадь сечения канала, м²; w - скорость движения теплоносителя, м/с. Если величину W ввести в уравнение теплового баланса $Q_1 = Q_2$ и не учитывать потери, то оно принимает вид:

$$W_1 (t_1' - t_1'') = W_2 (t_2'' - t_2'), \quad (4.3)$$

откуда

$$(t_1' - t_1'') / (t_2'' - t_2') = \delta t_1 / \delta t_2 = W_2 / W_1. \quad (4.3a)$$

Последнее равенство показывает, что отношение изменений температур рабочих жидкостей обратно пропорционально отношению их водяных эквивалентов. Такое соотношение справедливо как для всей поверхности нагрева F , так и для каждого его элемента dF , т. е.

$$dt_1 / dt_2 = W_1 / W_2,$$

где dt_1 , dt_2 - изменения температуры рабочих жидкостей на элементе поверхности dF .

В зависимости от соотношения водяных эквивалентов W_1 и W_2 и схемы движения теплоносителей в аппарате могут иметь место четыре характерных пары кривых изменения температуры вдоль поверхности нагрева, представленные

на рис. 4.1. В соответствии с уравнением (4.3) большее изменение температуры δt получается для той жидкости, у которой значение водяного эквивалента W меньше. При прямотоке выпуклость кривых направлена в разные стороны, при противотоке - в одну сторону, в зависимости от соотношения водяных эквивалентов - вверх или вниз.

Из рассмотрения рис. 4.1 следует, что при прямотоке конечная температура холодной жидкости t_2'' всегда ниже конечной температуры горячей жидкости t_2' . При противотоке же конечная температура холодной жидкости t_2'' может быть выше конечной температуры горячей жидкости t_1'' . Следовательно, при одной и той же начальной температуре холодной жидкости при противотоке ее можно нагреть до более высокой температуры, чем при прямотоке.

Температурный напор вдоль поверхности при прямотоке изменяется сильнее, чем при противотоке, вместе с тем среднее значение температурного напора при противотоке больше, чем при прямотоке. За счет этого фактора при противотоке теплообменник получается компактнее. Однако, если температура хотя бы одного из рабочих теплоносителей постоянна, то значение температурного напора независимо от схемы движения оказывается одним и тем же. Именно так получается при кипении жидкостей и при конденсации паров, либо когда расход одной рабочей жидкости настолько велик, что ее температура изменяется очень мало.

Вместе с уравнением теплового баланса (4.3) при расчете теплообменных аппаратов используется *уравнение теплопередачи*:

$$Q = \kappa F (t_{ж1} - t_{ж2}). \quad (4.4)$$

Однако в теплообменных аппаратах температуры рабочих жидкостей $t_{ж1}$ и $t_{ж2}$ изменяются при движении по поверхности теплообмена: горячая охлаждается, холодная нагревается; соответственно изменяется и температурный напор $\Delta t_i = (t_{ж1} - t_{ж2})_i$. В таких условиях уравнение теплопередачи применимо лишь в дифференциальной форме:

$$dQ = \kappa_i \Delta t_i dF.$$

Общее количество теплоты, переданное через всю поверхность, определяется интегралом этого выражения, или, используя понятие среднего температурного напора, формулой

$$Q = \kappa_{cp} \Delta t_{cp} F. \quad (4.5)$$

Выражение (4.5) - это основное расчетное уравнение теплопередачи. Здесь Δt_{cp} - среднее интегральное значение температурного напора по длине теплообменного аппарата, κ_{cp} - коэффициент теплопередачи.

При расчете теплообменных аппаратов возникают трудности с определением среднего значения коэффициента теплопередачи κ_{cp} . В тонких стенках теплообменников практически всегда можно не считаться с их кривизной, поэтому коэффициент теплопередачи κ_{cp} определяется как для случая плоской стенки:

$$\kappa_{cp} = 1 / [(1/\alpha_1) + (\delta/\lambda) + [(1/\alpha_2)]]. \quad (4.6)$$

Специфические особенности процесса теплообмена в теплообменных аппаратах учитываются при выборе значений коэффициентов теплоотдачи α , которые входят в формулу для коэффициента теплопередачи. В большинстве практических случаев вычисление коэффициента теплопередачи производят по температурам рабочих жидкостей в начале и конце поверхности нагрева. Если полученные значения κ' и κ'' не сильно отличаются друг от друга, то среднеарифметическое из них принимается за среднее значение, а именно

$$\kappa_{\text{cp}} = 0,5(\kappa' + \kappa''). \quad (4.7)$$

Температуры теплоносителей в теплообменнике изменяются по поверхности аппарата, поэтому в расчете, очевидно, нужно использовать среднеинтегральную по длине разность температур теплоносителей Δt_{cp} . Пользоваться среднеарифметическим значением температурного напора можно только в том случае, когда $\Delta t_{\text{max}} / \Delta t_{\text{min}} < 2$. Погрешность среднеинтегрального температурного напора Δt при небольших изменениях температур между теплоносителями на концах теплообменного аппарата при таком расчете не превышает 4 %.

Определим значение среднего температурного напора Δt_{cp} для случая постоянной температуры горячего теплоносителя, например, температуры насыщения в конденсаторе паровой турбины (рис. 4.2).

Через площадь теплообменника dF передается тепловой поток dQ_2 ,

$$dQ_2 = \kappa dF \Delta t, \quad (4.8)$$

за счет которого температура холодного теплоносителя изменяется на dt_2 , а разность температур теплоносителей - на $d(\Delta t)$, причем при постоянной температуре t_1 (например, температуре насыщения в конденсаторе) изменение температуры охлаждающей жидкости составит $dt_2 = d(\Delta t)$; тогда

$$dQ_2 = G_2 c_{p2} d(\Delta t). \quad (4.9)$$

Приравняем правые части уравнений (4.8) и (4.9).

$$\kappa dF \Delta t = G_2 c_{p2} d(\Delta t). \quad (4.10)$$

Разделим переменные и проинтегрируем:

$$\int_0^F dF = \frac{G_2 c_{p2}}{\kappa} \int_{\Delta t_M}^{\Delta t_0} \frac{d(\Delta t)}{\Delta t}, \quad (4.11)$$

в результате получим

$$G_2 c_{p2} = \kappa F / \ln (\Delta t_{\text{max}} / \Delta t_{\text{min}}). \quad (4.12)$$

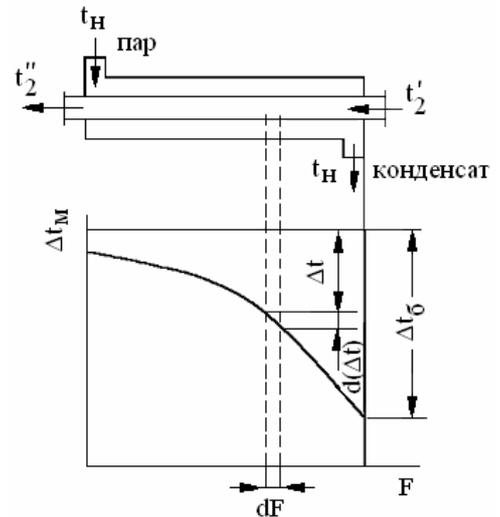


Рис. 4.2. Температуры в паровом теплообменнике

Подставим полученное выражение в уравнение теплового баланса (4.2.) для аппарата в целом:

$$Q = G_2 c_{p2} (\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}) = \kappa F (\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}) / \ln (\Delta t_{\max} / \Delta t_{\min}). \quad (4.13)$$

Сравнивая уравнения (4.13) и (4.5), получим

$$\Delta t_{\text{cp}} = (\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}) / \ln (\Delta t_{\max} / \Delta t_{\min}). \quad (4.14)$$

Полученный температурный напор Δt_{cp} называют среднелогарифмическим. Он учитывает экспоненциальный характер изменения температуры теплоносителей на поверхности аппарата.

Выражение (4.14) можно получить и для других схем движения теплоносителей, показанных на рис. 4.1. Надо иметь в виду, что Δt_{\max} и Δt_{\min} - это перепады температур на концах теплообменника. Только при прямоточной схеме значение Δt_{\max} равно разности температур теплоносителей на входе, а Δt_{\min} - на выходе из аппарата. В противоточной схеме теплообменника теплоносители движутся навстречу друг другу и значения Δt на концах определяются уже по разности температур на входе греющего и на выходе нагреваемого теплоносителя. На каком конце аппарата значение будет больше, показывает конкретный расчет. Для исключения ошибок при расчете значений Δt на концах аппарата целесообразно построить график изменения температур по длине аппарата, аналогичный показанным на рис. 4.1.

На практике чаще используются противоточные схемы движения теплоносителей в аппарате, поскольку Δt_{cp} при противотоке всегда больше, чем при прямотоке.

Согласно уравнению теплопередачи (4.3) для передачи одного и того же теплового потока Q при противоточной схеме требуется теплообменник меньшей площади F . Еще одно преимущество противоточного аппарата состоит в том, что холодный теплоноситель в нем можно нагреть до более высокой температуры, чем температура горячего теплоносителя на выходе, т.е. $t_2'' > t_1''$ (см. рис. 4.1). В прямоточном теплообменнике это сделать невозможно.

Кроме прямоточной и противоточной схем, часто встречаются перекрестные схемы с различным числом ходов. Температурный напор Δt_{cp} при перекрестном токе меньше, чем при противотоке, и больше, чем при прямотоке. При расчете Δt_{cp} для сложных схем движения теплоносителей вначале определяют Δt_{cp} в предположении, что теплообменник противоточный, а затем вводят поправки, численные значения которых берут для каждого конкретного случая из справочников [8]. При числе перекрестных ходов более трех, например, для змеевиковых теплообменников схему движения можно считать чисто противоточной или чисто прямоточной.

Методики расчета регенеративных и смесительных аппаратов содержатся в специальной литературе [1, 7].

4.3. Сравнение прямого тока и противотока. Учет тепловых потерь

Чтобы выявить преимущество одной схемы перед другой, сравнивают количества передаваемой теплоты при прямом токе Q_n и противотоке Q_z при равенстве прочих условий. На рис. 4.3 приведена зависимость отношения Q_n / Q_z от функций W_1 / W_2 и kF / W_1 . Из рисунка следует, что схемы можно считать равноценными в том случае, если величины водяных эквивалентов жидкостей значительно отличаются друг от друга (при $W_1 / W_2 < 0,05$ и при $W_1 / W_2 > 10$), или если значение параметра kF / W_1 (либо kF / W_2) мало. Первое условие равнозначно тому, что изменение температуры одной жидкости незначительно по сравнению с изменением температуры другой. Далее, поскольку $kF / W_2 = \delta t_1 / \Delta t$, второе условие соответствует случаю, когда средний температурный напор значительно превышает изменение температуры рабочей жидкости. Во всех остальных случаях при одной и той же поверхности нагрева и одинаковых крайних температурах теплоносителей при прямом токе передается меньше теплоты, чем при противотоке.

Все ранее приведенные формулы справедливы для случая, когда тепловые потери во внешнюю среду равны нулю. В действительности они всегда имеются. Учесть их влияние можно, однако расчетные формулы при этом становятся достаточно сложными. Поэтому для учета влияния тепловых потерь в практике обычно применяется приближенный метод, который состоит в следующем. Тепловые потери горячей жидкости вызывают более сильное падение ее температуры. Это равносильно случаю, когда теплоотдающая жидкость в аппарате без потерь в окружающую среду имела бы меньшее значение водяного эквивалента. Поэтому влияние потерь в окружающую среду можно учесть, внося поправки в расчет водяного эквивалента теплоотдающей жидкости в тепловом аппарате таким образом, чтобы в последнем происходило такое же понижение температуры, как и в потоке с действительным водяным эквивалентом при наличии тепловых потерь. Тепловые потери со стороны холодной жидкости оказывают обратное влияние, они уменьшают повышение температуры жидкости, что приводит к кажущемуся увеличению ее водяного эквивалента.

Присос наружного холодного воздуха в теплообменный аппарат оказывает такое же влияние, как и внешняя потеря теплоты. Присосанный воздух на горячей стороне понижает температуру жидкости (газа) точно так же, как если бы теплообменный аппарат был абсолютно непроницаем, но жидкость имела бы меньшее расчетное значение водяного эквивалента. Присос воздуха на холодной стороне понижает температуру холодной жидкости, что равносильно увеличению значения расчетного водяного эквивалента.

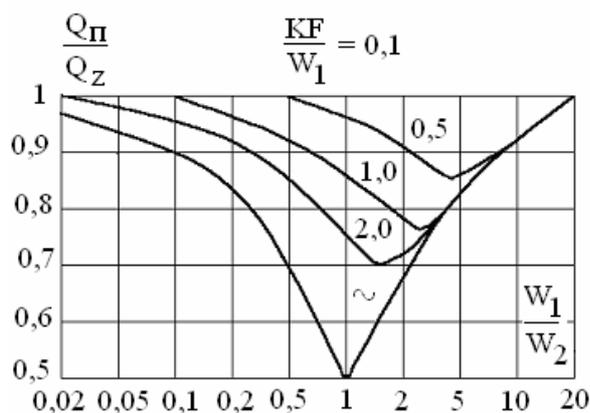


Рис. 4.3. Сравнение прямого тока с противотоком

Если потеря теплоты составляет P , в процентах к общему количеству передаваемой теплоты, то вместо действительного значения W в расчетные формулы следует подставлять значение W' , которое определяется следующим образом:

$$W' = W(1 \pm P) / 100.$$

Знак «-» берется для горячей, а знак «+» для холодной жидкости.

При таком способе учета внешних тепловых потерь все приведенные выше формулы для расчета конечных температур можно принять без какого-либо изменения.

4.4. Виды теплового расчета теплообменных аппаратов

Конструкторский расчет. Целью теплового расчета теплообменника при его конструировании является определение площади поверхности теплообмена, необходимой для обеспечения передачи заданного теплового потока. Основными расчетными уравнениями являются уравнение теплового баланса (4.2) и уравнение теплопередачи (4.5). Порядок выполнения такого расчета следующий:

1. Из балансового уравнения (4.2) определяют мощность теплового потока Q , которую нужно передать от горячего теплоносителя к холодному.

2. Пользуясь рекомендациями специальной литературы [5], задаются скоростями течения теплоносителей и конструктивными особенностями аппарата (диаметрами трубок, проходными сечениями для теплоносителей).

3. На основании теории подобия, изложенной в разделе 2, по соответствующим критериальным уравнениям рассчитывают коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 для внутренней и наружной поверхностей теплообменного аппарата, а затем по формуле (4.6) коэффициент теплопередачи k .

4. По формуле (4.14) определяют значение среднелогарифмического температурного напора Δt_{cp} .

5. Из уравнения теплопередачи (4.5) находят площадь поверхности теплообмена F аппарата.

6. По известной площади F рассчитывают длину трубок теплообменника.

Проверочный расчет. В этом случае известны конструкция аппарата (например, поставляемого для данной установки заводом-изготовителем), площадь поверхности теплообмена F , коэффициент теплопередачи k , расходы G и начальные температуры t_1' и t_2' теплоносителей. Необходимо рассчитать конечные температуры t_1'' и t_2'' теплоносителей и количество передаваемой теплоты Q , т. е. проверить пригодность аппарата для заданных проектных условий.

При оценочном расчете, когда в качестве температурного напора выбирается среднеарифметический, искомые параметры определяются из уравнений теплопередачи и теплового баланса:

$$Q = k F [(t_1' + t_1'')/2 - (t_2'' + t_2')/2], \quad (4.15)$$

$$Q = G_1 c_{p1}(t_1' - t_1'') \text{ и } Q = G_2 c_{p2}(t_2'' - t_2'). \quad (4.16)$$

Откуда следует

$$Q = (t_1' + t_2') / \{ [1/(\kappa F)] + [1/(2G_2c_{p2})] + [1/(2G_1c_{p1})] \}; \quad (4.17)$$

$$t_1'' = t_1 - Q/(G_1c_{p1}); \quad t_2'' = t_2' + Q/(G_2c_{p2}). \quad (4.18)$$

При значительных изменениях температуры теплоносителей по поверхности аппарата такой расчет дает существенную погрешность. Сложность более точного расчета заключается в том, что уже в самом его начале необходимо знать конечные температуры теплоносителей, поскольку они входят как в уравнение теплового баланса, так и в уравнение теплопередачи.

Одним из методов поверочного расчета является метод последовательных приближений. Для решения по этому методу задаются конечная температура одного из теплоносителей, по уравнению теплового баланса рассчитывают конечную температуру второго и проводят конструкторский расчет. Если полученная в результате расчета площадь F не совпадает с площадью поверхности имеющегося теплообменника, расчет проводят вновь, задаваясь другими значениями температуры теплоносителя на выходе. При расчетах может использоваться графоаналитический метод, когда по нескольким значениям Q строят кривую $t_2'' = f(Q)$ и по ней определяют искомое значение t_2'' . Большую помощь при выполнении поверочного расчета может оказать компьютер, резко снижающий трудоемкость вариантных расчетов. В паспортных данных стандартных теплообменников приводятся их характеристики по данным заводских испытаний.

Выбор скорости и направления движения теплоносителей и их распределение в аппарате, тип поверхности теплообмена дают возможность произвести предварительную компоновку поверхности теплообмена.

При выборе расчетных скоростей теплоносителей необходимо стремиться к обеспечению развитого турбулентного режима, так как при этом обеспечиваются высокие коэффициенты теплоотдачи. Однако применение слишком высокой скорости теплоносителя может привести к чрезмерно большим гидравлическим сопротивлениям. Оптимальная скорость воздуха в межтрубном пространстве аппарата составляет 5...20 м/с, скорость капельных жидкостей в трубах 0,1...1 м/с.

Для уменьшения площади теплообмена при отсутствии изменения агрегатного состояния жидкости (кипение, конденсация) желательно применять противоточную схему движения теплоносителей. При кипении жидкости или конденсации пара хотя бы с одной стороны поверхности теплообмена все схемы движения принципиально равноценны.

При выборе продольной или поперечной схемы омывания трубок жидкостью необходимо стремиться к выравниванию коэффициентов теплоотдачи для обеих жидкостей. При этом следует иметь в виду, что при значениях комплекса, составленного из критериев Нуссельта и Прандтля $(Nu / Pr^{0,4}) > 5,8$ выгоднее продольное, а при $(Nu / Pr^{0,4}) < 5,8$ - поперечное омывание.

Вопрос о том, какой из теплоносителей направлять по трубкам, а какой в межтрубном пространстве, следует решать в зависимости от ряда факторов. Например, целесообразно жидкость с высоким давлением направлять по трубкам, что позволит уменьшить массу корпуса аппарата. Необходимо учитывать и эксплуатационные требования: отложение загрязнений, промывка, очистка и др.

Оребрение поверхности теплообмена применяют для выравнивания термических сопротивлений, когда с одной стороны поверхности теплообмена имеют место большие коэффициенты теплоотдачи, а с другой - малые.

Так, например, в водяных экономайзерах коэффициент теплоотдачи со стороны воды $\alpha_1 = 2000 \dots 5000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а с газовой стороны $\alpha_2 = 10 \dots 30 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Для интенсификации теплообмена в таких аппаратах увеличивают площадь теплообмена со стороны газовых продуктов сгорания за счет ее оребрения. Степень оребрения поверхности выбирают из соотношения значений α_1 и α_2 . Если значения α_1 и α_2 малы, то оребрение выполняют с обеих сторон.

В корпусе аппарата применяются следующие способы разбивки трубок:

а) *шахматный*, с применением следующих относительных шагов: $l_1 / d = 1,5 \dots 3,0$ и $l_2 / d = 1,0 \dots 2,2$. Частным случаем шахматной разбивки является треугольная с размещением осей трубок в вершинах равностороннего треугольника, стороны которого $l_1 = l_2$. При такой разбивке на одной и той же площади при одном и том же шаге l можно разместить наибольшее количество трубок. Относительные расстояния между осями труб при этой разбивке можно выбирать в пределах от $1,3 d$ до $2,5 d$;

б) *коридорный*, с относительным шагом $l / d = 1,3 \dots 2,0$. Частным случаем коридорной разбивки является квадратная с расположением осей трубок в вершинах квадрата со сторонами $l_1 = l_2$;

в) *по концентрическим окружностям*, расположенным одна от другой на расстоянии шага l , причем разбивка трубок по этим окружностям делается с таким же шагом.

Выбрав поверхности теплообмена и направление движения теплоносителей, осуществляют компоновку аппарата. Например, при проектировании трубчатого аппарата, задавшись скоростью жидкости, протекающей внутри труб, определяют число труб одного хода. Выбрав число ходов и расположение труб в корпусе (шахматное, коридорное и пр.), производят разбивку труб по поперечному сечению аппарата, задаваясь относительными шагами. Далее рассчитывают скорость жидкости внутри корпуса аппарата. При поперечном омывании трубок в случае, если расчетные скорости оказываются ниже рекомендованных, необходимо предусмотреть установку поперечных перегородок.

В заключение приведем решение типовой задачи по расчету водяного трубчатого теплообменного аппарата.

Задача. Выполнить тепловой расчет пароводяного трубчатого теплообменника, предназначенного для нагрева $G_1 = 40 \text{ т/ч}$ воды от $t_2' = 20^\circ\text{C}$ до $t_2'' = 90^\circ\text{C}$. Вода движется внутри латунных трубок диаметром $d_{\text{н}}/d_{\text{вн}} = 17/14 \text{ мм}$. Греющий теплоноситель – сухой насыщенный пар под давлением $p = 0,618 \text{ МПа}$. Скорость движения воды $w = 2 \text{ м/с}$.

Решение

Количество теплоты, передаваемой в аппарате:

$$Q = G_1 c_{p1} (t_2'' - t_2') = 40 \cdot 1000 \cdot 4,19 \cdot (90 - 20) / 3600 = 3260 \text{ кВт.}$$

Определяем расход пара на теплообменник. При $p = 0,618$ МПа температура насыщения, из табл. 2 приложения, $t_{\text{н}} = 160^{\circ}\text{C}$; энтальпия сухого насыщенного пара, по $h - s$ диаграмме, $h'' = 2758$ кДж/кг; энтальпия конденсата

$$h_{\text{к}}' = c_p t_{\text{к}} = 4,19 \cdot 160 = 676 \text{ кДж/кг.}$$

Количество образовавшегося конденсата D

$$D = Q / (h'' - h') = 3260 / (2758 - 676) = 1,6 \text{ кг/с.}$$

Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара на вертикальной трубе определяется по формуле

$$\alpha_1 = 1,154 \{r \rho g \lambda^3 / [4\nu(t_{\text{н}} - t_{\text{с}})x]\}^{0,25},$$

где температура поверхности $t_{\text{с}} = 0,5 [t_{\text{н}} + 0,5(t_2' + t_2'')] = 0,5[160 + 0,5(20 + 90)] = 107,5^{\circ}\text{C}$. Средняя температура пленки конденсата $t_{\text{пл}} = 0,5(t_{\text{н}} + t_{\text{с}}) = 0,5(160 + 107,5) = 133,75^{\circ}\text{C}$. При $t_{\text{пл}} = 133,75^{\circ}\text{C}$ физические параметры пленки конденсата, из табл. 1 приложения: $\lambda_{\text{ж}} = 0,686$ Вт/м·К, $\rho = 931$ кг/м³, $\nu = 0,228 \cdot 10^{-6}$ м²/с. При $p = 0,618$ МПа скрытая теплота парообразования $r = 2082,6$ кДж/кг. Предварительно задаемся высотой труб теплообменника $h = 2$ м. Тогда

$$\alpha_1 = 1,154 \{2082,6 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 0,686^3 / [0,228 \cdot 10^{-6} \cdot 2(160 - 107,5)]\}^{0,25} = 4643 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Средняя температура воды $t_{2\text{ср}} = 0,5 (t_2' + t_2'') = 0,5(20 + 90) = 55^{\circ}\text{C}$. При этой температуре физические параметры воды следующие: $\lambda_{\text{ж}} = 0,645$ Вт/(м·К), $\rho = 985$ кг/м³, $\nu = 0,517 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $\text{Pr}_{\text{ж}} = 3,31$. При $t_{\text{с}} = 107,5^{\circ}\text{C}$ $\text{Pr}_{\text{с}} = 2,3$. Для скорости воды в трубках $w = 2$ м/с критерий Рейнольдса

$$\text{Re}_{\text{ж,d}} = (w \cdot d_{\text{вн}}) / \nu_{\text{ж}} = (2 \cdot 0,014) / 0,517 \cdot 10^{-6} = 54160, \text{ т.е. } \text{Re}_{\text{ж,d}} > 10^4.$$

Режим течения воды в трубах турбулентный. Критериальное уравнение теплообмена имеет вид

$$\text{Nu}_{\text{ж,d,ср}} = 0,021 \text{Re}_{\text{ж,d}}^{0,8} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} (\text{Pr}_{\text{ж}} / \text{Pr}_{\text{с}})^{0,25} \varepsilon_1.$$

Так как $l / d = 2 / 0,014 = 143$, т.е. $l / d > 50$, соответственно $\varepsilon_1 = 1$. Тогда

$$\text{Nu}_{\text{ж,d,ср}} = 0,021 \cdot 6123 \cdot 1,673 \cdot 1,095 = 235,6.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде

$$\alpha_2 = \text{Nu}_{\text{ж,d,ср}} \cdot \lambda_{\text{ж}} / d_{\text{вн}} = 235,6 \cdot 0,645 / 0,014 = 10854 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Средняя температура воды $t_{2\text{ср}} = 0,5 (t_2' + t_2'') = 0,5(20 + 90) = 55^{\circ}\text{C}$. При этой температуре физические параметры воды следующие: $\lambda_{\text{ж}} = 0,645$ Вт/(м·К), $\rho = 985$ кг/м³, $\nu = 0,517 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $\text{Pr}_{\text{ж}} = 3,31$. При $t_{\text{с}} = 107,5^{\circ}\text{C}$, $\text{Pr}_{\text{с}} = 2,3$. Для скорости воды в трубках $w = 2$ м/с критерий Рейнольдса

$$\text{Re}_{\text{ж,d}} = (w \cdot d_{\text{вн}}) / \nu_{\text{ж}} = (2 \cdot 0,014) / 0,517 \cdot 10^{-6} = 54160, \text{ т.е. } \text{Re}_{\text{ж,d}} > 10^4.$$

Режим течения воды в трубах турбулентный. Критериальное уравнение теплообмена имеет вид

$$Nu_{ж,d,ср} = 0,021 Re_{ж,d}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж} / Pr_c)^{0,25} \varepsilon_1.$$

Так как $l/d = 2/0,014 = 143$, т.е. $l/d > 50$, соответственно $\varepsilon_1 = 1$. Тогда

$$Nu_{ж,d,ср} = 0,021 \cdot 6123 \cdot 1,673 \cdot 1,095 = 235,6.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде

$$\alpha_2 = Nu_{ж,d,ср} \cdot \lambda_{ж} / d_{вн} = 235,6 \cdot 0,645 / 0,014 = 10854 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи при толщине стенки $\delta_{ст} = (17 - 14) / 2 = 1,5$ мм коэффициенте теплопроводности латуни $\lambda = 85,5 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$ равен

$$\kappa = 1 / [(1/\alpha_1) + (\delta_{ст} / \lambda) + (1/\alpha_2)] = 1 / [(1/4643) + (0,0015/85,5) + (1/10850)] = 2690 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

В условиях эксплуатации вследствие загрязнения поверхностей нагрева реальный коэффициент теплопередачи

$$\kappa_d = 0,8 \kappa = 0,8 \cdot 2690 = 2152 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Средний температурный напор при $\Delta t_{\max} = 160 - 20 = 140 \text{ }^\circ\text{C}$ и $\Delta t_{\min} = 160 - 90 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\Delta t_{ср} = (\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}) / \ln(\Delta t_{\max} / \Delta t_{\min}) = (140 - 70) / \ln(140/70) = 101 \text{ К}.$$

Площадь поверхности теплообмена

$$F = Q / (\kappa_d \Delta t_{ср}) = 3253 \cdot 10^3 / (2152 \cdot 101) = 15,2 \text{ м}^2.$$

Число трубок в одном ряду

$$m = 4Gl / (3600 \cdot \rho \cdot w \cdot \pi \cdot d_{вн}^2) = (4 \cdot 40000) / (3600 \cdot 985 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,014^2) = 37.$$

Принимаем $m = 40$. Выбираем число ходов $z = 4$, тогда общее количество труб в аппарате составит $n = m \cdot z = 40 \cdot 4 = 160$.

Действительная высота труб

$$H = F / (\pi \cdot d_{ср} \cdot n) = 15 / (3,14 \cdot 0,015 \cdot 160) = 1,93 \text{ м}.$$

Невязка расчета $\Delta = (h - H) / h = (2 - 1,93) / 2 = 3,5\% < 30\%$.

Если бы невязка оказалась более 30%, пришлось бы изменить число ходов, скорость движения воды или высоту труб.

Диаметр трубной доски при расположении труб по вершинам равностороннего треугольника определяем из соотношения

$$D = 1,13 t (n \cdot \sin \alpha / \psi)^{0,5},$$

где n – общее количество труб в аппарате; t – шаг между трубками,

$t = (1,25 \dots 2,5) d_{вн}$; ψ – коэффициент заполнения трубной доски, для многоходовых аппаратов $\psi = 0,6$. При $\sin \alpha = 0,866$, $n = 160$, $t = 2,0 \cdot 17 = 34$ мм имеем

$$D = 1,13 \cdot 34 (0,866 \cdot 160 / 0,6)^{0,5} = 0,6 \text{ м.}$$

Вопросы для самопроверки

1. Назовите типы теплообменных аппаратов.
2. Опишите основные расчетные уравнения рекуперативных теплообменных аппаратов.
3. Проведите сравнение прямоточных и противоточных аппаратов.
4. Как учитываются тепловые потери в теплообменных аппаратах?
5. Каковы особенности двух видов теплового расчета аппаратов: конструктивного и поверочного.
6. Что такое среднеарифметический и среднелогарифмический температурные напоры Δt ?
7. При каких условиях возможна замена среднелогарифмического температурного напора на среднеарифметический без значительной погрешности в расчетах?

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В природе и технике многие процессы теплообмена сопровождаются переносом массы одного компонента относительно другого, например при конденсации пара из парогазовой смеси и при испарении жидкости в парогазовый поток. Испарившаяся жидкость путем диффузии распространяется в парогазовом потоке; при этом меняется течение, изменяется интенсивность теплоотдачи, что, в свою очередь, сказывается на процессе диффузии. Процессы диффузии вещества (массообмен) подобны процессам теплообмена и описываются такими же дифференциальными уравнениями. Эти вопросы рассматриваются в дисциплине «Тепломассообменное оборудование предприятий», раздел «Тепло- и массообмен в двухкомпонентных средах».

Теория тепломассообмена, экспериментальные данные и расчетные зависимости широко используются при проектировании, изготовлении и эксплуатации многочисленных тепломассообменных установок. Прежде всего, это оборудование промышленных и отопительных котельных, тепловых и атомных электростанций, в которых широко применяются различные тепломассообменные агрегаты: теплообменники, конденсаторы, деаэраторы, скрубберы, установки для сушки твердого топлива и др. В других отраслях народного хозяйства широко используется тепломассообменное оборудование технологических процессов, где применяются плавильные и нагревательные печи, различные типы сушильных и выпарных установок, кристаллизаторы, ректификационные колонны, реакторы, дистилляторы и целый ряд других аппаратов, работающих на различных теплоносителях. Имеется обширная литература по проблемам тепломассообмена. Настоящий опорный конспект является введением в эту дисциплину. В приложении к УМК даны в сжатом виде справочные данные, необходимые для решения контрольных работ.

3.3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

1. Перед выполнением лабораторных работ студентам следует изучить по рекомендованной литературе [1], [2,] [4] теоретический материал, относящийся к выполняемым работам. Непосредственно перед выполнением каждой работы необходимо ознакомиться с опытной установкой, обратить внимание на размещение и включение измерительных приборов.

2. Во время наблюдений все записи вести в таблицах, составленных по наиболее удобной форме для данного эксперимента.

3. Значения параметров, полученных при обработке эксперимента, должны быть сопоставлены с расчетными значениями этих параметров.

4. По каждой лабораторной работе должен быть составлен отчет, отвечающий требованиям, приведенным в методических указаниях.

5. Лабораторные работы проводятся на стендах, оборудованных с учетом следующих государственных стандартов: 12.1.01.19-79 «ССБТ Электробезопасность». Общие требования: 12.01.030-81 «ССБТ Электробезопасность». Защитное заземление, зануление, а также учебное пособие «Безопасность жизнедеятельности при эксплуатации до 1000 В», составитель В.И. Гуткин, Спб.: Изд-во СЗТУ 2004.

6. Перед началом работы студенты проходят инструктаж по технике безопасности и правилам внутреннего распорядка в лаборатории.

7. Перед проведением работы необходимо каждому студенту знать место расположения кнопки «Включатель», подающей электроэнергию.

8. Во время проведения лабораторных работ запрещается подавать напряжение на установку без разрешения преподавателя.

9. По окончании лабораторных работ необходимо обесточить лабораторную установку.

10. В лаборатории студент выполняет экспериментальную часть работы и черновые (необходимые) расчеты; протокол наблюдений и черновик расчетов предъявляет преподавателю. Расчеты необходимо выполнить в системе СИ.

11. Отчет по выполненной работе должен содержать название и цель работы, краткую методику постановки и проведения опыта, принципиальную схему установки, таблицы измерений, графики, расчеты.

Лабораторная работа 1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ КЕРАМИЧЕСКОГО МАТЕРИАЛА МЕТОДОМ ТРУБЫ

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Экспериментальное определение методом стационарного режима коэффициента теплопроводности керамического материала, сопоставление результатов опыта с литературными данными [1].

2. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Теплопроводность - это молекулярный процесс переноса теплоты, когда температура неодинакова в разных точках тела. В чистом виде теплопроводность наблюдается в твердых телах.

Перенос теплоты в твердом теле в соответствии с законом Фурье определяется температурным градиентом и величиной коэффициента теплопроводности λ , который характеризует способность материалов проводить теплоту и зависит от структуры, плотности, влажности и температуры материала.

Значение коэффициента теплопроводности определяется из опыта. Одним из способов является метод цилиндра. Если исследуемому материалу придать форму цилиндрического слоя и поместить его на поверхность круглой трубы, которая изнутри равномерно обогревается, то при установившемся (стационарном) тепловом состоянии системы все количество теплоты Q , выделяемой внутри трубы, проходит через цилиндрический слой исследуемого материала и определяется уравнением

$$Q = \frac{2\pi\lambda l(t_1 - t_2)}{\ln(d_2 / d_1)}, \quad (1)$$

где λ - коэффициент теплопроводности исследуемого материала, Вт/(м·К);

l - длина трубы, м;

t_1, t_2 - средние температуры внутренней и наружной поверхностей цилиндрического слоя материала, °С;

d_1, d_2 - внутренний и наружный диаметры цилиндрического слоя материала, м.

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКА ОПЫТА

Опытная установка (рис. 1) состоит из стальной трубы 1 длиной $l = 1000$ мм. Цилиндрический слой огнеупорного материала 2 имеет внутренний диаметр $d_1 = 14$ мм и наружный $d_2 = 40$ мм. Исследуемый материал - огнеупорная керамика.

Внутри трубы заложен электрический нагреватель 3, обеспечивающий равномерный нагрев. Сила тока нагревателя регулируется лабораторным автотрансформатором, расходоуемая мощность измеряется ваттметром 7.

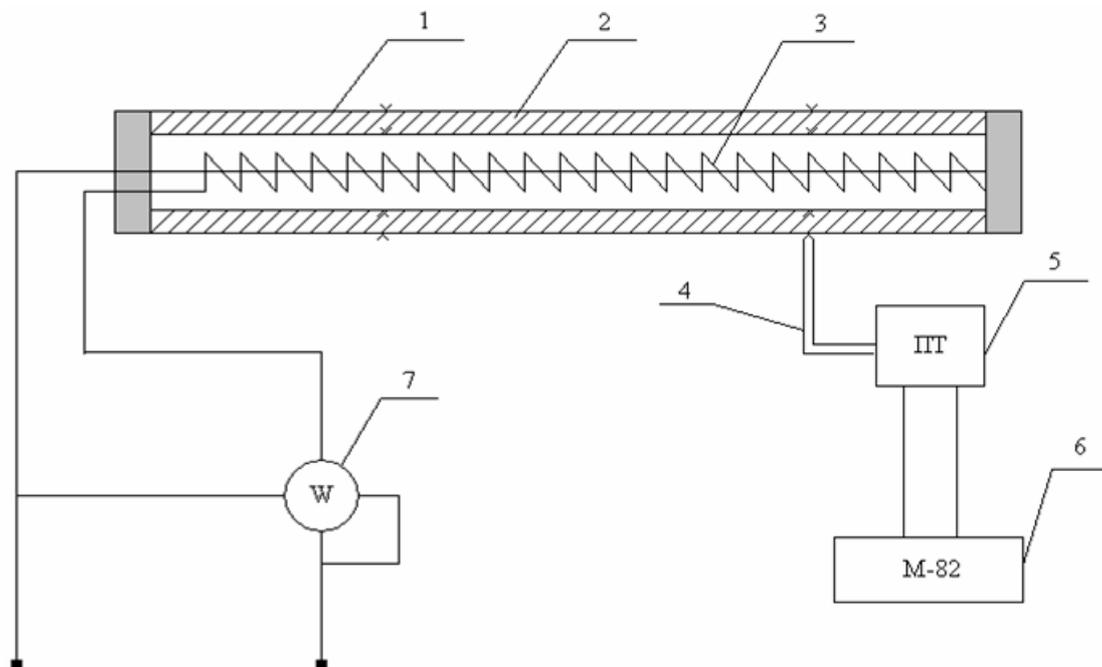


Рис. 1

Температуры внутренней и наружной поверхностей исследуемого материала измеряются четырьмя хромель-копелевыми термопарами 4. Слой исследуемого материала плотно прилегает к поверхности трубы, поэтому спаи термопар, которыми измеряется температура внутренней поверхности слоя, заделываются на поверхности трубы. ЭДС термопар E , мВ, измеряется цифровым милливольтметром 6, который подключается к термопарам через пакетный переключатель 5 (термопары № 1, 3 зачеканены на внутренней поверхности трубы; № 2, 4 - на наружной).

Исходное расчетное уравнение (1) справедливо для одномерного теплового потока, когда теплота нагревателя передается только боковой стенке трубы. Выполнение этого условия обеспечивается в опытной установке тем, что длина трубы значительно больше, чем ее внешний диаметр (отношение их составляет 25). В торцах трубы установлены пробки из теплоизолятора.

Установленный в трубе электрический нагреватель рассчитан на мощность Q , которая позволяет довести температуру стенки трубы до $400\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Порядок выполнения работы:

1. Через лабораторный трансформатор включить ток нагревателя. До установления стационарного теплового состояния системы через каждые 5 - 10 мин производить запись показаний приборов. Опыт считать законченным после того, как показания прибора 6 на протяжении нескольких замеров остаются неизменными. Следующий опыт проводить при другом температурном режиме: для этого нужно автотрансформатором изменить мощность нагревателя 3. Рекомендуется проводить опыты при мощности нагревателя в пределах 100 - 250 Вт.

2. Для обработки используются данные, полученные при установившемся тепловом состоянии системы; обычно берут средние значения показаний приборов из последних трех записей. Данные измерений и расчетов свести в таблицу по форме 1.

Форма 1

Геометрические параметры трубы: $d_1 = \dots$, мм; $d_2 = \dots$, мм; $l = \dots$, м

№ оп.	Q Вт	E_1 , мВ	E_3 , мВ	E_{1cp} , мВ	E_2 , мВ	E_4 , мВ	E_{2cp} , мВ	t_1 °С	t_2 °С	λ Вт/(м·К)

Обработка экспериментальных данных

По измеренным E_{1cp} и E_{2cp} (средние значения ЭДС термопар, закрепленных на внутренней и наружной поверхностях цилиндрического слоя исследуемого материала) из градуировочной табл. П5 приложения найти температуры t_1 и t_2 . Вычислить коэффициент теплопроводности λ исследуемого материала:

$$\lambda = \frac{Q \ln(d_2 / d_1)}{2\pi l(t_1 - t_2)}, \text{ Вт/(м·К)}. \quad (2)$$

Полученное из уравнения (2) значение коэффициента теплопроводности следует отнести к средней температуре исследуемого материала.

Определив λ для трех разных режимов опыта, построить график зависимости коэффициента теплопроводности от средней температуры исследуемого материала.

4. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

Заполненная форма, расчеты и график.

5. ЛИТЕРАТУРА: [2], с.14...16.

Лабораторная работа 2

ТЕПЛООТДАЧА ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ И ВЕРТИКАЛЬНОЙ ТРУБ ПРИ СВОБОДНОМ ДВИЖЕНИИ ВОЗДУХА

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Определение коэффициентов теплоотдачи горизонтальной и вертикальной труб при свободном движении воздуха, установление их зависимости от температурного напора; сравнение опытных данных с расчетными, полученными из уравнений подобия.

2. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Процессы теплообмена, связанные с движением жидкостей, соприкасающихся с поверхностью твердых тел, получили название конвективного теплообмена. В этом случае перенос теплоты осуществляется одновременным действием теплопроводности и конвекции.

Различают два вида конвекции: свободную и вынужденную. Свободная конвекция, изучаемая в данной работе, возникает вследствие разности плотностей нагретых и холодных частиц жидкости или газа, когда температура поверхности тела отличается от температуры окружающей среды. Чем больше эта разность температур, тем интенсивнее процесс свободного конвективного теплообмена. Теплообмен зависит также от физических свойств среды, формы и положения тела и ряда других факторов.

В основе тепловых расчетов конвективного теплообмена лежит формула Ньютона-Рихмана:

$$Q_k = \alpha F(t_c - t_{ж}), \quad (3)$$

где Q_k - количество теплоты, отданное поверхностью нагрева жидкости, Вт;

F - площадь поверхности нагрева, m^2 ;

$t_c - t_{ж}$ - разность температур поверхности тела и жидкости, К;

α - коэффициент теплоотдачи, $Вт/(m^2 \cdot K)$.

Коэффициент теплоотдачи α определяет интенсивность конвективного теплообмена и представляет собой количество теплоты, отданное среде поверхностью в $1 m^2$ в единицу времени при разности температур между поверхностью нагрева и средой в 1 градус.

В современном учении о конвективном теплообмене принято обрабатывать данные эксперимента в виде безразмерных комплексов, называемых числами подобия. Эта обработка позволяет распространять опытные данные исследуемого явления на группу ему подобных. Примером такой обработки служит уравнение

подобия, предложенное М. А. Михеевым [4] для случая теплоотдачи горизонтальной трубы при свободной конвекции воздуха:

$$Nu_{d,ж} = 0,5(Gr_{d,ж} Pr_{ж})^{0,25}, \quad (4)$$

где $Nu_{d,ж} = \alpha d / \lambda_{ж}$ - число Нуссельта, позволяющее рассчитать теплообмен у стенки трубы;

$Gr_{d,ж} = \beta g d^3 (t_c - t_{ж}) / \nu^2$ - число Грасгофа, учитывающее действие подъемных (архимедовых) сил, возникающих при нагреве жидкости у стенки;

$Pr_{ж} = \nu_{ж} / a_{ж}$ - число Прандтля, характеризующее физические свойства окружающей среды.

Здесь: α - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · К);

$\nu_{ж}$ - кинематический коэффициент вязкости, м²/с;

$a_{ж}$ - коэффициент температуропроводности жидкости, м²/с;

$\lambda_{ж}$ - коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м · К);

β - коэффициент объемного расширения, равный для газов $1/T_{ж}$, 1/К;

g - ускорение свободного падения, м/с²;

d - диаметр трубы, м.

Физические параметры ($\nu_{ж}$, $\lambda_{ж}$) при вычислении чисел подобия Грасгофа и Нуссельта и величину числа Прандтля выбирают из табл. ПЗ приложения по температуре окружающего воздуха; в качестве определяющего размера принимается диаметр трубы.

Определив значение числа Нуссельта, можно вычислить среднее расчетное значение коэффициента теплоотдачи α для случая горизонтальной трубы.

При достаточной протяженности вертикальной поверхности, вдоль которой перемещается поток воздуха при свободной конвекции, в начале соприкосновения имеет место ламинарное течение в пристенном слое воздуха, которое затем нарушается, образуя переходный режим, а далее полностью преобразуется в турбулентное. Эти последовательные превращения режимов зависят от температурного напора $\Delta t = t_c - t_{ж}$, а также от протяженности омываемой поверхности.

Для теплообмена вертикальной трубы, омываемой свободным потоком воздуха, М. А. Михеевым [4] рекомендованы следующие уравнения подобия:

при $10^3 < (Gr_{h,ж} \cdot Pr_{ж}) < 10^9$ (ламинарный режим)

$$Nu_{h,ж} = 0,76 (Gr_{h,ж} Pr_{ж})^{0,25}; \quad (5)$$

при $(Gr_{h,ж} Pr_{ж}) > 10^9$ (турбулентный режим)

$$Nu_{h,ж} = 0,15 (Gr_{h,ж} Pr_{ж})^{0,33}. \quad (6)$$

В качестве определяющего линейного размера при расчете числа Грасгофа принимают высоту трубы h . Для вычисления числа Нуссельта по последним формулам физические параметры воздуха ($\nu_{ж}$ и $\lambda_{ж}$), входящие в числа подобия, и величину числа Прандтля находят по температуре воздуха $t_{ж}$ из табл. ПЗ приложения. Вычислив число Нуссельта, можно определить среднее расчетное значение коэффициента теплоотдачи α для случая теплообмена вертикальной трубы при свободной конвекции.

Индексы d , h , $t_{ж}$ в уравнениях подобия обозначают определяющий размер - диаметр d , высоту трубы h и определяющую температуру - температуру воздуха $t_{ж}$.

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКА ОПЫТА

Схема установки для определения коэффициента теплоотдачи при свободном движении воздуха в большом объеме представлена на рис. 2. Две дюралевые трубы 1 и 3 с наружным диаметром $d = 28$ мм и длиной $l = 820$ мм расположены одна горизонтально, а другая вертикально. Внутри труб вмонтированы электрические нагреватели 2 и 4, мощность которых измеряется ваттметрами 5 и 7. Регулировка мощности нагревателей производится лабораторными автотрансформаторами. Для измерения температуры теплоотдающей поверхности в стенках труб зачеканены три хромель-копелевых термопары, которые присоединены к автоматическому потенциометру 6, измеряющему температуру поверхности трубы в градусах Цельсия. Температура воздуха измеряется ртутным термометром.

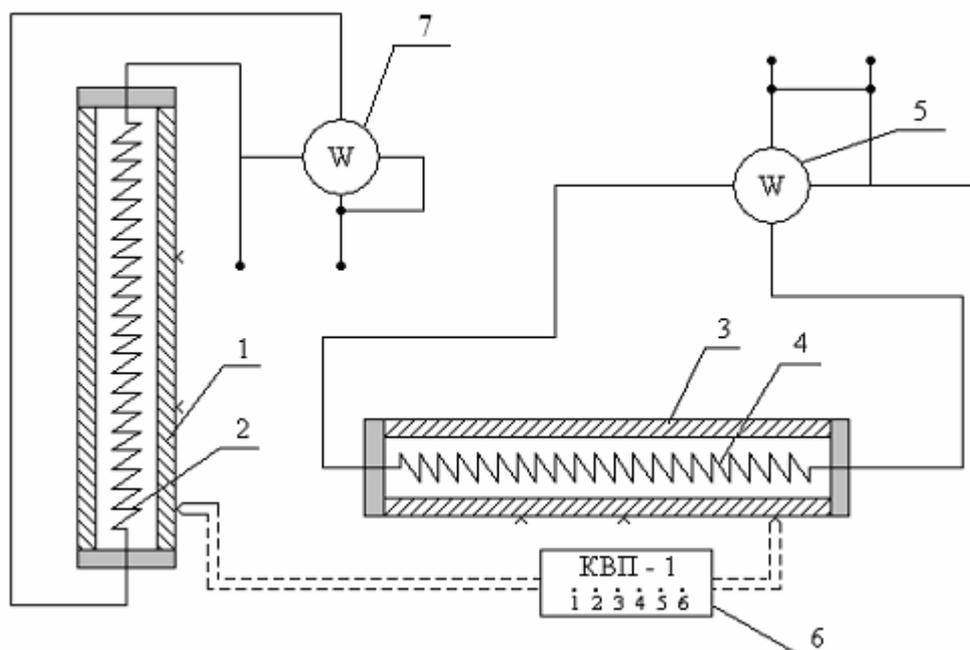


Рис. 2

Порядок выполнения работы:

1. Опыт ставится при стационарном (установившемся) тепловом режиме. Стационарный режим наступает приблизительно через 30 - 50 мин после включения нагревателя.

2. Установить одинаковую мощность Q нагревателей горизонтальной и вертикальной труб, записать показания ваттметров. При установившемся тепловом режиме записать показания потенциометра, измеряющего температуру в трех точках горизонтальной трубы и трех точках вертикальной. Вычислить среднюю температуру поверхности труб.

3. Перейти на новый температурный режим, для чего изменить лабораторным автотрансформатором мощность нагревателей труб и добиться стационарного режима; повторить опыты при трех различных температурных режимах. Мощность нагревателей Q не должна превышать 100 Вт.

Данные наблюдений и расчетов свести в таблицу по форме 2а для горизонтальной трубы и по форме 2б - для вертикальной.

Форма 2а

Геометрические параметры труб: $d = \dots$, м; $l = \dots$, м; $F = \dots$, м².

Температура воздуха: $t_{ж} = \dots$, °С; $T_{ж} = \dots$, К; $\varepsilon = \dots$

Горизонтальная труба										
№ оп.	Q Вт	t_1 °С	t_2 °С	t_3 °С	t_{cp} °С	Δt_{cp} К	$Q_{л}$ Вт	$Q_{к}$ Вт	$\alpha_{оп}$ Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{расч}$ Вт/(м ² ·К)

Форма 2б

Вертикальная труба										
№ оп.	Q Вт	t_1 °С	t_2 °С	t_3 °С	t_{cp} °С	Δt_{cp} К	$Q_{л}$ Вт	$Q_{к}$ Вт	$\alpha_{оп}$ Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{расч}$ Вт/(м ² ·К)

Обработка экспериментальных данных

Коэффициент теплоотдачи вычислить по уравнению:

$$\alpha_{оп} = Q_{к} / F \cdot \Delta t_{cp},$$

где $Q_{к}$ - конвективный тепловой поток;

F - площадь поверхности трубы;

$\Delta t_{cp} = t - t_{ж}$ - средняя разность между температурой поверхности трубы и окружающего воздуха.

Количество теплоты Q_k , переданное конвекцией, определяется из равенства:

$$Q_k = Q - Q_{л},$$

где Q - полное количество теплоты, выделяемое внутри трубы и передаваемой во внешнюю среду путем конвекции и лучеиспускания (мощность, потребляемая электронагревателем трубы);

$Q_{л}$ - лучистый тепловой поток.

Количество теплоты, передаваемое тепловым излучением, определяется из уравнения

$$Q_{л} = \varepsilon c_0 F \left[\left(\frac{T_c}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{ж}}{100} \right)^4 \right],$$

где $c_0 = 5,7$ - коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м² · К⁴);

ε - степень черноты материала трубы, для дюралевой слабополированной поверхности принимается $\varepsilon = 0,35$;

$F = \pi d l$ - площадь поверхности опытной трубы, м²;

T_c и $T_{ж}$ - абсолютные температуры поверхности трубы и окружающей среды, К.

По опытным данным строят графики зависимости $\alpha_{оп} = f(\Delta t_{cp})$ для горизонтальной и вертикальной труб.

Расчет коэффициентов теплоотдачи горизонтальной и вертикальной труб по уравнениям подобия производится для одного режима.

Для теплообмена горизонтальной трубы при свободной конвекции воздуха рассчитать число Грасгофа Gr_d , из табл. 3 приложения, определить величину числа Прандтля, по уравнению подобия (4) найти значение числа Нуссельта и определить расчетное значение коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_{г.расч} = \frac{Nu \cdot \lambda_{ж}}{d},$$

Для теплообмена вертикальной трубы при свободной конвекции рассчитать число Грасгофа;

$$Gr_h = \frac{\beta g h^3 \Delta t}{\nu^2}$$

из табл. ПЗ приложения найти величину числа Прандтля, вычислить произведение $(Gr_{h,ж} \cdot Pr)$. По величине произведения определить режим потока воздуха (ламинарный или турбулентный), омывающего трубу; выбрав соответствующую формулу (5) или (6), вычислить значение числа Нуссельта и найти $\alpha_{в.расч}$:

$$\alpha_{в.расч} = \frac{Nu \cdot \lambda_{ж}}{h}.$$

Полученные расчетные данные $\alpha_{г.расч}$ и $\alpha_{в.расч}$ сравнить с соответствующими опытными данными коэффициента теплоотдачи для выбранного режима.

4. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

Заполненная форма с результатами измерений и расчетов, график зависимости коэффициента теплоотдачи от температурного напора.

5. ЛИТЕРАТУРА: [2], с.48...50.

Лабораторная работа 3

ТЕПЛООТДАЧА В ОГРАНИЧЕННОМ ОБЪЕМЕ ПРИ СВОБОДНОМ ДВИЖЕНИИ ВОЗДУХА

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Определение эквивалентного коэффициента теплопроводности, установление его зависимости от температурного напора и сравнение опытных данных с расчетными.

2. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Теплообмен при естественной (свободной) конвекции во многом зависит от объема пространства, окружающего поверхность нагрева.

В ограниченном пространстве он характеризуется взаимным влиянием нагрева и охлаждения жидкости (газа): взаимодействие восходящих и нисходящих потоков усложняет процесс теплообмена. В практических расчетах сложный процесс конвективного теплообмена принято рассматривать как элементарное явление теплопроводности. В этом случае вводят так называемый эквивалентный коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{ЭКВ}}$, учитывающий теплопроводность среды и перенос теплоты за счет конвекции, т.е. $\lambda_{\text{ЭКВ}} = \lambda_{\text{ЭКВ}} + \Delta\lambda_{\text{КОНВ}}$.

Конвективный тепловой поток $Q_{\text{К}}$ в цилиндрическом зазоре, образованном двумя вертикальными трубами (труба в трубе), определяется по формуле

$$Q_{\text{К}} = \frac{2\pi l \lambda_{\text{ЭКВ}} (t_{\text{с1}} - t_{\text{с2}})}{\ln \frac{d_2}{d_1}}, \quad (7)$$

где $t_{\text{с1}}$, $t_{\text{с2}}$ - температуры внешней поверхности внутренней трубы и внутренней поверхности наружной трубы, °С;

d_1 - наружный диаметр внутренней трубы, мм;

d_2 - внутренний диаметр наружной трубы, мм;

l - высота цилиндрического зазора, м.

Академиком М.А. Михеевым [4] предложена зависимость для определения расчетного значения эквивалентного коэффициента теплопроводности при свободном движении в ограниченном объеме:

$$\varepsilon_{\text{К}} = 0,18(\text{Gr} \cdot \text{Pr})_{\delta, \text{ж}}^{0,25}, \quad (8)$$

где $\varepsilon_k = \frac{\lambda_{\text{экв}}}{\lambda_{\text{ж}}}$ - коэффициент конвекции;

$Gr_{\delta, \text{ж}} = \beta \frac{g \delta^3 (t_{c1} - t_{c2})}{\nu_{\text{ж}}^2}$ - число Грасгофа, учитывающее действие подъемных (архимедовых) сил;

$Pr_{\text{ж}}$ - число Прандтля, характеризующее физические свойства среды;

β - коэффициент объемного расширения (для газов $\beta = \frac{1}{T_{\text{ж}}}$);

$T_{\text{ж}}$ - температура газа, К;

g - ускорение свободного падения, $\text{м}^2/\text{с}$;

δ - толщина цилиндрической прослойки, м.

Формула (8) справедлива при значениях $(Gr \cdot Pr)_{\delta, \text{ж}} > 10^3$.

При вычислении чисел подобия за определяющий размер принимается толщина цилиндрической прослойки $\delta = 0,5(d_2 - d_1)$, а за определяющую температуру - средняя температура жидкости $t_{\text{ж}} = 0,5(t_{c1} + t_{c2})$. При $(Gr \cdot Pr)_{\delta, \text{ж}} < 10^3$ $\varepsilon_k = 1$.

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКА ОПЫТА

Опытная установка (рис. 3) состоит из двух вертикальных труб 2 и 3 разного диаметра (труба в трубе). Внешний диаметр внутренней трубы 2 $d_1 = 28$ мм, а внутренний диаметр внешней трубы 3 $d_2 = 43$ мм; трубы имеют одинаковую длину $l = 820$ мм. Электрический нагреватель 4 расположен внутри трубы 2. Мощность нагревателя регулируется лабораторным автотрансформатором и измеряется ваттметром 5. Температуры поверхности труб измеряются хромель-копелевыми термопарами, расположенными на соответствующих поверхностях нагрева (по три термопары на каждой трубе). Термопары подключены к автоматическому потенциометру 1 (точки 1', 2', 3' - температуры внутренней трубы; точки 4', 5', 6' - температуры - наружной), показывающему температуру поверхности непосредственно в градусах.

Порядок выполнения работы включает:

1. Включить питание установки, установить мощность электронагревателя в пределах 50...100 Вт.
2. Сделать 2...3 записи показаний приборов при установившемся тепловом режиме и привести расчет.
3. Провести опыты при различных режимах (в пределах мощности нагревателя 50...100 Вт).

Данные измерений и расчетов свести в таблицу по форме 3.

Геометрические параметры труб: $d_1 = \dots$, м; $d_2 = \dots$, м; $F_1 = \pi d_1 l = \dots$, м²;
 $F_2 = \pi d_2 l = \dots$, м.

Степень черноты труб: $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0,35$; $\varepsilon_{\text{пр}} = \dots$

№ оп.	Q, Вт	t ₁ , °C	t ₂ , °C	t ₃ , °C	t _{c1} , °C	t ₄ , °C	t ₅ , °C	t ₆ , °C	t _{c2} , °C	Δt _{ср} , К	Q _л , Вт	Q _к , Вт	λ _{экв} , Вт/(м·К)
-------	-------	---------------------	---------------------	---------------------	----------------------	---------------------	---------------------	---------------------	----------------------	----------------------	---------------------	---------------------	-----------------------------

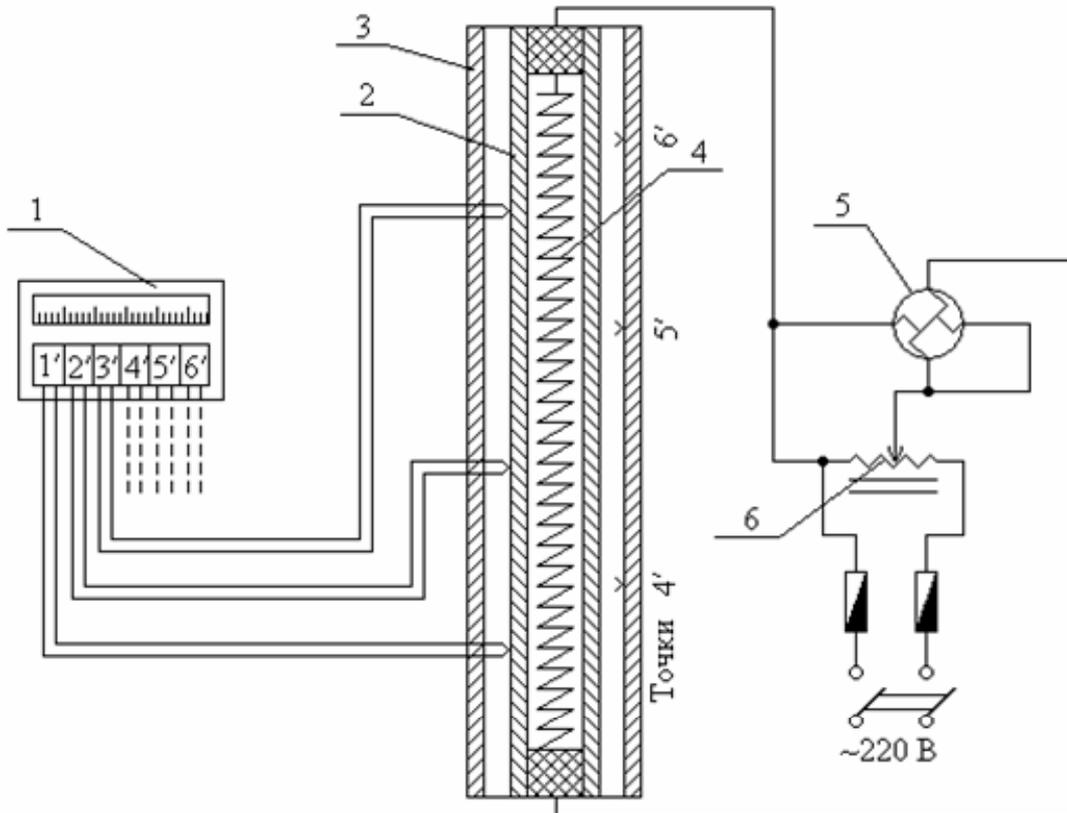


Рис. 3

Обработка экспериментальных данных

Для установившегося теплового режима эквивалентный коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{экв}}$ вычисляется по уравнению

$$\lambda_{\text{экв}} = \frac{Q_{\text{к}} \ln \frac{d_2}{d_1}}{2\pi l \Delta t_{\text{ср}}}, \quad (9)$$

где $\Delta t_{\text{ср}} = t_{c1} - t_{c2}$ - разность средних температур поверхностей труб, °C;

d_1 - наружный диаметр внутренней трубы, мм;

d_2 - внутренний диаметр наружной трубы мм;

l - длина труб, м;

Q_k - конвективный тепловой поток, Вт.

Конвективный тепловой поток через цилиндрический зазор $Q_k = Q - Q_l$, где Q - мощность нагревателя, Вт; Q_l - тепловой поток за счет излучения, вычисляется по формуле

$$Q_l = \varepsilon_{\text{пр}} C_o F_1 \left[\left(\frac{T_{c1}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{c2}}{100} \right)^4 \right], \quad (10)$$

где $\varepsilon_{\text{пр}}$ - приведенная степень черноты

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)};$$

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

F_1 - площадь поверхности нагрева внутренней трубы, м^2 ;

F_2 - площадь поверхности нагрева наружной трубы, м^2 ;

T_{c1}, T_{c2} - средние абсолютные температуры внутренней и наружной поверхностей труб, К;

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$ - степень черноты поверхностей внутренней и наружной труб; $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon$.

Опытные трубы выполнены из слабо полированного дюраля, для которого степень черноты ε можно принять равной 0,35.

Расчетное значение эквивалентного коэффициента теплопроводности определяется следующим образом. Вычисляют число Грасгофа:

$$Gr = \beta \frac{g \delta^3}{v_{\text{ж}}^2} (t_{c1} - t_{c2}), \quad (11)$$

а затем значение комплекса $(Gr \cdot Pr)_{\delta, \text{ж}}^{0,25}$. По формуле (8) вычисляют коэффициент конвекции ε_k , расчетное значение $\lambda_{\text{эКВ}} = \lambda_{\text{ж}} \varepsilon_k$. Значение коэффициентов $v_{\text{ж}}, \lambda_{\text{ж}}$ и число Прандтля Pr выбирают из табл. 1 приложения по $t_{\text{ж}} = 0,5(t_{c1} + t_{c2})$.

Достаточно определить расчетное значение $\lambda_{\text{эКВ}}$ для одного опыта и затем сравнить его с опытным значением для выбранного режима.

4. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

Заполненная форма с результатами измерений и расчетов.

5. ЛИТЕРАТУРА: [2], с.48...51.

Лабораторная работа 4

ТЕПЛОТДАЧА ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ДВИЖЕНИИ ВОЗДУХА В ТРУБЕ

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Определение коэффициента теплоотдачи при турбулентном режиме движения воздуха, сравнение опытных данных с расчетными.

2. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Вынужденное движение жидкости возникает в результате действия внешних возбудителей (насоса, вентилятора и др.).

Различают два основных режима движения: ламинарный и турбулентный. Характер режима определяется соотношением сил инерции и вязкости в потоке, которое характеризуется числом Рейнольдса ($Re < 2 \cdot 10^3$ - ламинарный режим; $Re \geq 1 \cdot 10^4$ - турбулентный).

Конвективный теплообмен при вынужденном движении осуществляется одновременным действием теплопроводности и конвекции. При турбулентном режиме течения перенос теплоты конвекцией внутри жидкости (газа) происходит путем ее интенсивного перемещения, так что по сечению ядра потока температура жидкости практически постоянна. Резкое изменение температуры наблюдается лишь внутри тонкого пристеночного (пограничного) слоя.

Величина теплового потока Q (Вт) при конвективном теплообмене определяется по формуле Ньютона

$$Q = \alpha F(t_c - t_{ж}), \quad (12)$$

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

$t_c, t_{ж}$ - температуры поверхности нагрева и жидкости, °С;

F - площадь поверхности нагрева, м².

Опытом установлено, что процесс теплоотдачи при вынужденном движении неразрывно связан со скоростью движения жидкости w . Поэтому результаты опытных данных в этом случае представляют зависимость $\alpha = f(w)$. Чтобы распространить результаты отдельных опытов на группу подобных явлений, следует обрабатывать их в виде чисел подобия (безразмерных комплексов).

На основании опытных данных академиком М.А. Михеевым [4] получено уравнение подобия, описывающее теплообмен при турбулентном течении воздуха в круглой трубе (при $l/d > 50$):

$$Nu_{d,ж} = 0,018 Re_{d,ж}^{0,8}, \quad (13)$$

где $Nu = \frac{\alpha d}{\lambda_{ж}}$ - число Нуссельта, характеризующее теплообмен на границе стенка-жидкость;

$Re = \frac{wd}{\nu_{ж}}$ - число Рейнольдса, характеризующее соотношение сил инерции и вязкости;

кости;

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

$\nu_{ж}$ - коэффициент кинематической вязкости, м²/с;

$\lambda_{ж}$ - коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К).

За определяющую температуру принята средняя температура жидкости $t_{ж}$, за определяющий размер - внутренний диаметр трубы d .

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКА ОПЫТА

Опытная установка (рис. 4) состоит из горизонтальной трубы 3 внутренним диаметром $d = 10$ мм и длиной $l = 1200$ мм. Электрический нагреватель 4 равномерно намотан на внешнюю поверхность трубы. Мощность нагревателя измеряется ваттметром 8, регулировка мощности производится лабораторным автотрансформатором.

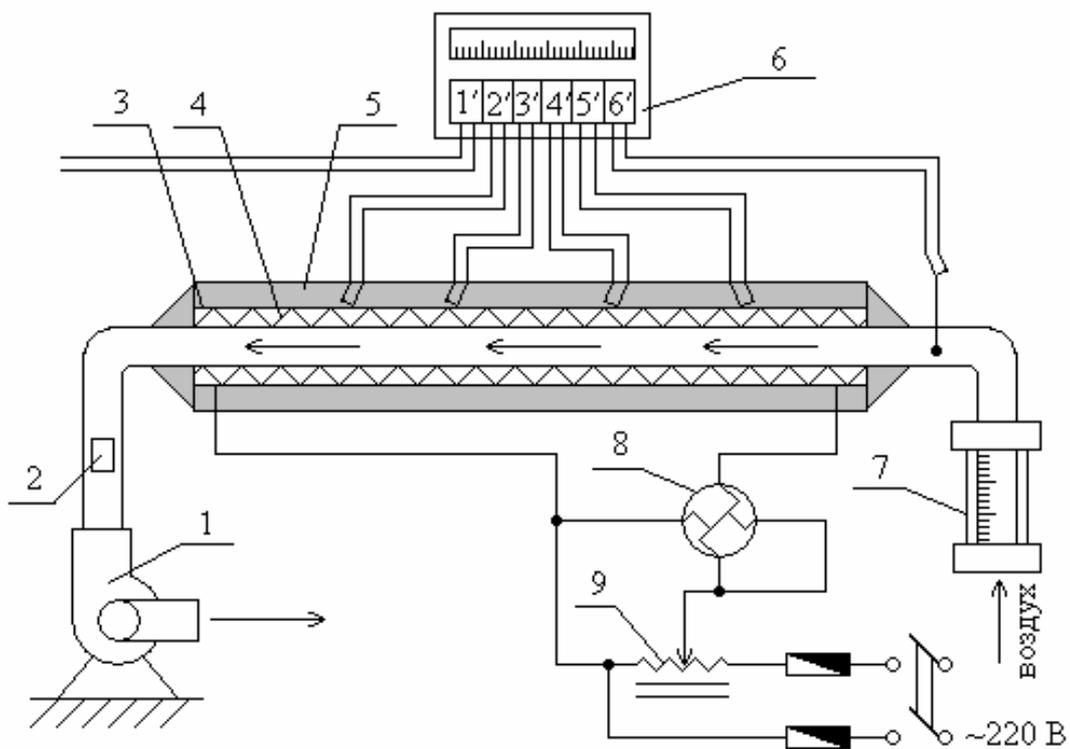


Рис. 4

Температура поверхности трубы измеряется четырьмя хромель-копелевыми термопарами, присоединенными непосредственно к автоматическому потенциометру 6 (точки на потенциометре 2', 3', 4', 5'), показывающему температуру поверхности в градусах.

Температура воздуха на входе и выходе измеряется хромель-копелевыми термопарами, размещенными на входном и выходном патрубках (точки 1' и 6'). Для уменьшения тепловых потерь в окружающую среду опытная труба заключена в цилиндрический кожух 5. Движение воздуха осуществляется при помощи вакуум-насоса 1; расход регулируется задвижкой 2 и измеряется ротаметром 7.

Порядок выполнения работы включает:

1. Ознакомиться с расположением приборов на стенде.
2. Включить питание установки от электросети.
3. Установить мощность электронагревателя в пределах 50 - 100 Вт.
4. Включить вакуум-насос и установить нужный расход воздуха на шкале ротаметра.
5. Сделать записи показаний приборов при установившемся тепловом режиме (при постоянстве температур во времени) и произвести расчет режима.
6. Провести опыты при различных режимах в пределах показаний ротаметра 40 - 60 делений и мощности нагревателя 50 - 100 Вт.
7. Данные измерений и расчетов свести в таблицу по форме 4.

Форма 4

Геометрические параметры трубы: $d = \dots, \text{ м}; l = \dots, \text{ м}; F = \pi dl = \dots, \text{ м}^2;$

$$f = \frac{\pi d^2}{4} = \dots, \text{ м}^2$$

№ оп.	Q, Вт	$t_{2'}$, °C	$t_{3'}$, °C	$t_{4'}$, °C	$t_{5'}$, °C	t_c , °C	$t_{1'}$, °C	$t_{6'}$, °C	t_b , °C	h, мм	V, м ³ /с	w, м/с	$\alpha_{\text{оп}}$, Вт/(м ² ·К)
-------	-------	---------------	---------------	---------------	---------------	------------	---------------	---------------	------------	-------	----------------------	--------	---

Обработка экспериментальных данных

Для обработки берут данные для установившихся режимов. Средний коэффициент теплоотдачи вычисляется по формуле

$$\alpha = \frac{Q}{(t_c - t_b)F}, \quad (14)$$

где t_c, t_b - средние температуры поверхности трубы и воздуха, °C;

F - площадь поверхности трубы, м²;

Q - конвективный тепловой поток, Вт.

Температура поверхности трубы определяется как среднеарифметическое значение температур в точках 2', 3', 4' и 5', для воздуха - в точках 1' и 6'.

Скорость воздуха w вычисляется по формуле

$$w = V / f, \quad (15)$$

где V - объемный секундный расход воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$;
 f - внутренняя площадь поперечного сечения трубы, м^2 .

Объемный расход воздуха V определяется по тарировочному графику ротаметра (табл. П6 приложения).

По результатам обработки опытных данных строится график $\alpha = f(w)$.

Расчетное значение коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{расч}}$ определяется из уравнения (13) следующим образом. По скорости движения воздуха рассчитывается число Re , затем по уравнению (13) число Nu и по его величине находят $\alpha_{\text{расч}}$:

$$\alpha_{\text{расч}} = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{ж}}}{d}.$$

Значение коэффициентов $\nu_{\text{ж}}$ и $\lambda_{\text{ж}}$ выбирают по табл. П3 приложения по средней температуре воздуха.

Достаточно определить $\alpha_{\text{расч}}$ для одного опыта. Полученное значение необходимо сравнить с опытным значением для выбранного режима.

4. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

Заполненная форма с результатами измерений, расчеты.

5. ЛИТЕРАТУРА: [2], с.54...66.

Лабораторная работа 5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ ЧЕРНОТЫ ИЗЛУЧАЮЩЕГО ТЕЛА

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Определение степени черноты и ее зависимости от температуры нагретой вольфрамовой проволоки.

2. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Тепловое излучение – это перенос теплоты электромагнитными волнами с двойным преобразованием энергии. Абсолютно черное тело при одинаковой температуре излучает максимум энергии, по сравнению со всеми другими телами, называемыми серыми.

Теплота Q , передаваемая излучающим телом с абсолютной температурой T_1 , К и площадью F , m^2 , находящимся внутри тела с поверхностью $F_1 \gg F$ и температурой T_2 , определяется формулой

$$Q = \varepsilon C_0 F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (16)$$

где $C_0 = 5,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела; ε – степень черноты или интегральный коэффициент излучения нагретого серого тела, $0 \leq \varepsilon \leq 1$.

Степень черноты излучающей поверхности можно определить, если известны все остальные входящие в соотношение (16) величины:

$$\varepsilon = \frac{Q}{C_0 F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}. \quad (17)$$

В настоящей работе теплота Q излучается нагретой вольфрамовой нитью и воспринимается водой, циркулирующей между стенками цилиндрического сосуда.

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКА ОПЫТА

Схема установки представлена на рис. 5.

Вольфрамовая проволока длиной $l = 450$ мм, диаметром $d = 0,14$ мм натянута внутри полого цилиндрического сосуда 2 диаметром 6 мм, так что площадь поверхности излучающей нити $F = \pi dl$, m^2 намного меньше площади трубы, воспринимающей излучение. Цилиндрическая полость, в которой натянута вольфрамовая нить, находится под глубоким вакуумом. Между стенками полого сосуда циркулирует вода. Температура воды измеряется терморпарой 3, показания которой выведены на прибор ИТ.

Во время опыта вольфрамовая нить нагревается током от источника питания ИП. Вольтметром – мультиметром V измеряется падение напряжения на нити U_R , В. Последовательно с нагреваемой нитью подключено образцовое сопротив-

ление $R_0=0,1$ Ом, падение напряжения U_0 на котором позволяет определить силу тока I :

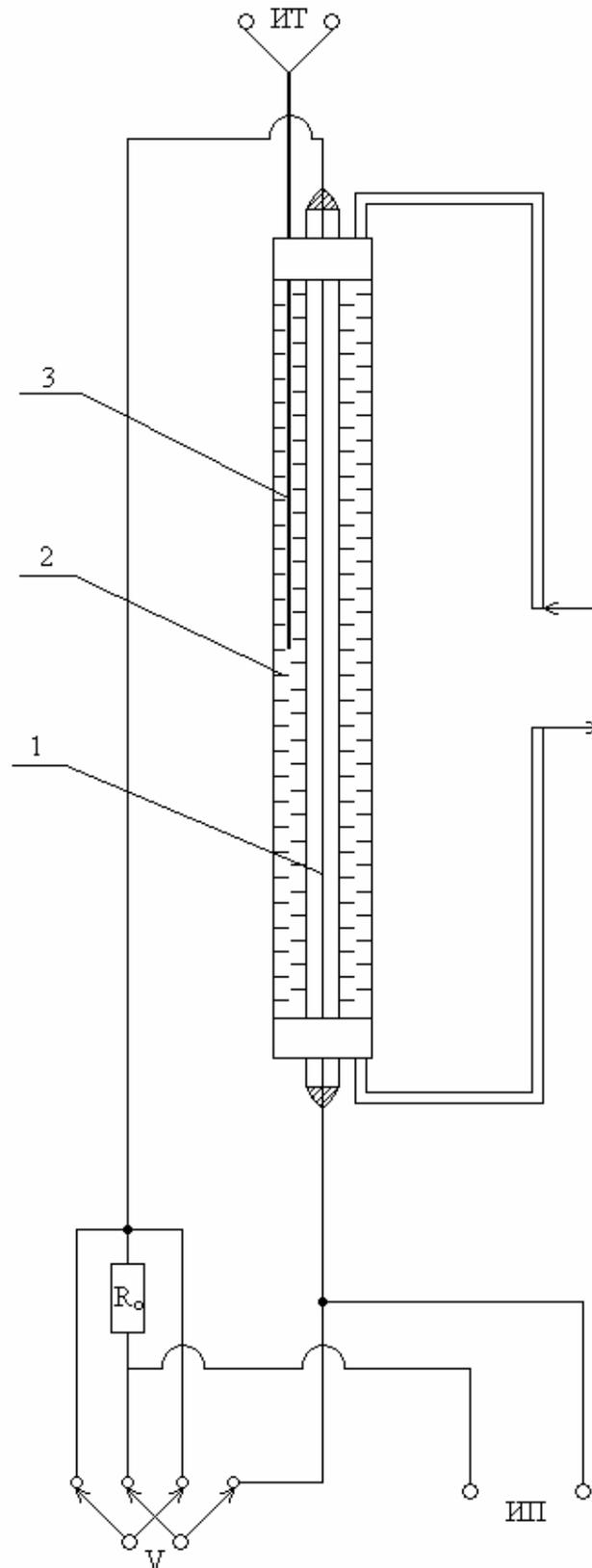


Рис. 5

$$I = \frac{U_o}{R_o} = \frac{U_o}{0,1}, \quad (18)$$

и подводимую к нагреваемой нити мощность

$$Q = U_R I. \quad (19)$$

Температуру излучающей нити определяют по ее сопротивлению R_n :

$$R_n = \frac{V}{I}. \quad (20)$$

При $t_n = 18^\circ\text{C}$ сопротивление нити составляет 1,4 Ом. Температурный коэффициент сопротивления вольфрама $\alpha \approx 4,2 \cdot 10^{-3} \text{ 1/K}$, t_n находят по вспомогательному графику $t_n = f(R_n)$, размещенному на стенде.

В ходе опыта:

1. Повернуть регулятор напряжения блока питания против часовой стрелки до упора. Включить тумблер стенда, источник питания, мультиметр, измеритель температуры. Установить на блоке питания начальное напряжение первого опыта на уровне 5...7 В.

2. Через 7...10 минут, по достижении стационарного теплового режима установки, измеряют напряжение на вольфрамовой нити U_R и на образцовом сопротивлении U_o ; измеряют температуру t_2 воспринимающего излучение тела по показаниям ИП.

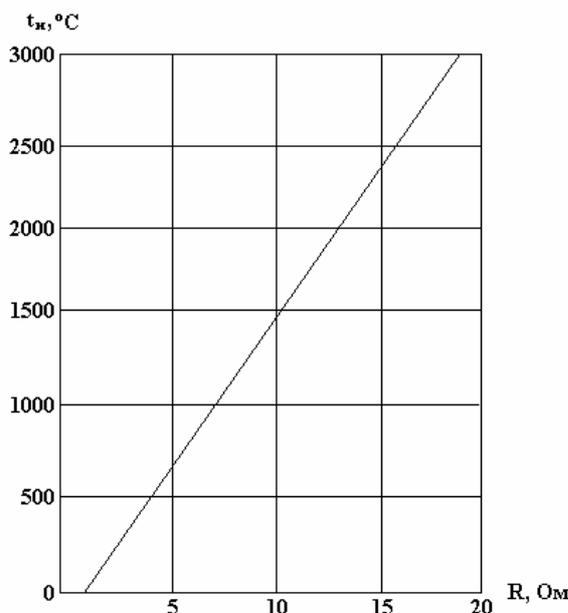


Рис. 5, а

Обработка результатов опыта

1. Далее рассчитывают силу тока I по формуле (18) и подведенную к излучателю мощность Q по формуле (19).

2. Рассчитывают сопротивление нагретой нити по соотношению (20) и определяют температуру нити t_n по вспомогательному графику (рис. 5, а); рассчитывают абсолютные температуры $T_1 = 273,1 + t_n$, К; $T_2 = 273,1 + t_n$, К; площадь излучающей поверхности $F = \pi dl$, м².

Рассчитывают степень черноты поверхности по формуле (17).

Повторяют опыты 2...3 раза при разных значениях напряжения U_R от 7 до 14 В. Результаты опытов и расчетов сводят в форму 5.

4. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

Отчетом по работе является заполненная форма 5. Следует проанализировать полученные результаты, объяснить изменение степени черноты ε с температурой излучающей поверхности.

Форма 5

$$l = 450 \text{ мм}; d_1 = 0,14 \text{ мм}; d_2 = 6 \text{ мм}; R_o = 0,1 \text{ Ом}; F = \dots \text{ м}^2$$

№ п/п	U_R В	U_o В	t_2 °C	I А	Q Вт	R_n Ом	t_n °C	T_1 К	T_2 К	ε
1										
2										
3										
4										

5. ЛИТЕРАТУРА: [2], с.67...73.

4. БЛОК КОНТРОЛЯ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

4.1. ЗАДАНИЕ НА КОНТРОЛЬНЫЕ РАБОТЫ

При выполнении контрольных работ рекомендуется придерживаться следующих указаний:

1. Переписать полностью текст каждой задачи для своего варианта, который выбирается по последней и предпоследней цифрам шифра.

2. При решении каждой задачи необходимо пояснить словами вычисляемую величину, привести соответствующую формулу, найти неизвестную величину (в буквенном выражении), затем подставить в правую часть уравнения числовые значения и найти ответ.

3. Для каждой найденной величины надо указывать размерность (невыполнение этого требования равносильно ошибке).

4. Вычисления нужно производить с микрокалькулятором с точностью 0,1%. Графики должны быть вычерчены в масштабе, желательно на миллиметровой бумаге.

5. В ответах надо придерживаться терминов и обозначений, принятых в учебнике. Результаты решения должны быть представлены в единицах СИ.

6. Необходимые справочные данные содержатся в настоящем УМК и в рекомендованной литературе [2, 4, 5]. Если при решении какая-либо величина берется из другого справочника, надо назвать источник с указанием автора, года издания и страницы.

7. Решения следует писать разборчиво, оставляя поля для замечаний рецензента, страницы нумеровать. На титуле указываются фамилия, инициалы, специальность и шифр.

По согласованию с преподавателем, ведущим учебные занятия по курсу, в качестве контрольной работы или ее части может быть представлено решение конкретной технической задачи, стоящей перед студентом на производстве. Консультации по разработке и внедрению результатов обеспечивает кафедра.

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА № 1

Задача 1. Стенка топочной камеры котла имеет размеры $3 \times 5 \text{ м}^2$. Стенка выложена из одного шамотного кирпича (250 мм) и одного красного кирпича (250 мм), между ними размещена теплоизоляционная совелитовая прокладка толщиной δ . Температура внутренней поверхности стенки t_1 , температура наружной поверхности по условиям техники безопасности не должна превышать 60°C .

Определить потери теплоты через стенку за 10 часов работы и экономию в процентах от применения изоляционной прослойки по сравнению со стенкой той же толщины, но выполненной из шамотного кирпича. Найти температуры на обеих поверхностях изоляционной прослойки. Результаты представить графически. Коэффициенты теплопроводности: шамота $\lambda_1 = 1,10 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, совелита $\lambda_2 = 0,09 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, красного кирпича $\lambda_3 = 0,82 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

Параметры выбрать по табл. 4.1.

Таблица 4.1

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Последняя цифра шифра									
$t_1, ^\circ\text{C}$	1300	1250	1200	1150	1350	1300	1250	1200	1150	1300
	Предпоследняя цифра шифра									
$\delta, \text{мм}$	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85

Задача 2. Железобетонная дымовая труба с внутренним диаметром 800 мм и наружным диаметром 1300 мм футерована изнутри огнеупором.

Определить толщину футеровки и температуру наружной поверхности трубы из условий, чтобы тепловые потери с погонного метра трубы не превышали q_1 , а температура внутренней поверхности железобетонной трубы не превышала t_2 . Коэффициент теплопроводности футеровки $\lambda_1 = 0,838 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, коэффициент теплопроводности бетона λ_2 .

Параметры выбрать по табл. 4.2.

Таблица 4.2

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Последняя цифра шифра									
$q_1, \text{Вт}/\text{м}$	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	2500	2600	2700
$t_1, ^\circ\text{C}$	410	420	425	430	440	450	460	480	520	560
$t_2, ^\circ\text{C}$	180	190	200	210	220	230	240	230	260	280
	Предпоследняя цифра шифра									
$\lambda_2, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	1,05	1,07	1,10	1,12	1,14	1,16	1,18	1,20	1,22	1,24

Задача 3. Тепловыделяющий элемент ядерного реактора РБМК выполнен из диоксида урана в виде цилиндра диаметром $d = 12 \text{ мм}$. Объемная теплопроизводительность ядерного топлива составляет q_v , его теплопроводность $\lambda_1 = 9,5 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

Определить температуру и плотность теплового потока на поверхности топливной таблетки, если на ее оси температура равна t_0 .

Параметры выбрать по табл. 4.3.

Таблица 4.3

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Последняя цифра шифра									
$q_v, \text{МВт}/\text{м}^3$	400	420	440	450	380	400	420	440	460	380
	Предпоследняя цифра шифра									
$t_0, ^\circ\text{C}$	800	820	840	850	780	790	810	830	850	760

Задача 4. Стенка котла толщиной δ и теплопроводностью $\lambda = 50 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ омывается с одной стороны дымовыми газами с температурой $t_{ж1}$, а с другой – ки-

пящей водой при температуре $t_{ж2}$. Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке α_1 , а от стенки к воде α_2 .

Определить коэффициент теплопередачи от газов к воде, плотность теплового потока и температуры поверхностей стенки толщиной δ .

Решить задачу также при условии, что стенка со стороны газов покрыта слоем сажи толщиной δ_c , а со стороны воды – слоем накипи толщиной δ_n . Коэффициент теплопроводности сажи $\lambda_c = 0,08$ Вт/(м·К), накипи $\lambda_n = 0,5$ Вт/(м·К). Сравнить результаты расчетов, определить уменьшение плотности теплового потока. Построить график распределения температур по толщине стенки.

Параметры выбрать по табл. 4.4.

Таблица 4.4

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
α_1 , Вт/(м ² ·К)	150	140	130	140	130	120	100	130	150	140
$t_{ж1}$, °С	1400	1300	1150	1500	1200	1100	1000	1200	1400	1350
$t_{ж2}$, °С	300	280	250	300	260	200	190	270	300	290
Предпоследняя цифра шифра										
α_2 , Вт/(м ² ·К)	5500	5300	5200	5100	5000	4900	4800	5000	5500	5400
δ_c , мм	1,0	1,5	1,3	1,2	0,8	1,6	1,8	2,0	1,0	1,5
δ_n , мм	0,8	1,0	1,5	1,8	1,3	1,5	2,0	2,1	2,2	1,2
δ , мм	20	18	16	14	12	10	22	24	26	12

Указание. Подобная задача решается в [9], с. 28...29.

Задача 5. По паропроводу, внутренний диаметр которого d_1 , движется пар со средней температурой $t_{ж1}$. Коэффициент теплоотдачи от пара к стенке α_1 , температура окружающей среды $t_{ж2} = 20^\circ\text{C}$. Коэффициент теплопроводности стенки $\lambda_{ст} = 48$ Вт/(м·К), толщина стенки δ_c .

Определить тепловые потери в следующих случаях:

а) При оголенном паропроводе, охлаждаемом непосредственно окружающей средой; коэффициент теплоотдачи от поверхности паропровода к среде α_2 .

б) При изоляции паропровода. Толщина слоя изоляции $\delta_{из}$, коэффициент теплопроводности изоляции $\lambda_{из}$, коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляционного слоя к окружающей среде $\alpha_{2из}$.

Определить критический диаметр изоляции, дать пояснения.

Параметры выбрать по табл. 4.5.

Таблица 4.5

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
$t_{ж1}$, °С	300	325	350	250	275	300	325	350	275	250
d_1 , мм	44	70	42	52	72	62	55	64	74	54
α_1 , Вт/(м ² ·К)	2000	2100	2200	2000	2300	2400	2100	2300	2500	2200

$\delta_{с,}$ мм	3	5	4	3	4	4	3	5	3	5
Предпоследняя цифра шифра										
$\lambda_{из,}$ Вт/(м·К)	0,12	0,18	0,16	0,19	0,21	0,23	0,21	0,12	0,14	0,16
$\alpha_2,$ Вт/(м ² ·К)	17	21	18	19	20	16	19	22	23	20
$\alpha_{2из,}$ Вт/(м ² ·К)	9	10	12	13	14	12	11	10	12	14
$\delta_{из,}$ мм	80	85	82	78	85	80	87	90	86	82

Указание. Подобная задача решается в [9], с. 29...30.

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА № 2

Задача 6. В паропроводе, внутренний диаметр которого 100 мм, движется насыщенный водяной пар, давление p , скорость течения w .

Какова скорость воды в гидродинамической модели паропровода с диаметром трубы 24 мм при температуре 20°C?

Параметры выбрать по табл. 4.6.

Таблица 4.6

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
$p,$ МПа	0,14	0,2	0,27	0,36	0,48	0,62	0,79	0,1	0,13	0,15
Предпоследняя цифра шифра										
$w,$ м/с	8	10	6	9	10	7	9	10	12	5

Указание. Кинематический коэффициент вязкости воды $\nu_{в} = 10^{-6}$ м²/с. Коэффициент вязкости пара выбрать по табл. П2 Приложения.

Задача 7. Внутри вертикальной стальной трубы высотой l , м, диаметром $d_{н}/d_{вн}$, мм, движется вода, температура которой t_1 °С. Скорость течения воды $w_{ж}$, м/с. Снаружи труба охлаждается потоком воздуха с температурой t_2 °С и скоростью 5 м/с.

Вычислить коэффициент теплопередачи от воды к воздуху и количество передаваемой теплоты. Температуру поверхности трубы принять равной

$$t_{ст} = t_1 - 5 \text{ °С.}$$

Параметры выбрать по табл. 4.7.

Таблица 4.7

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
$l,$ м	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8
$d_{н}/d_{вн},$ мм	32/38	32/38	32/38	28/25	28/25	28/25	28/25	25/19	25/19	25/19
$t_1,$ °С	150	140	130	120	110	100	90	80	70	60
Предпоследняя цифра шифра										
$t_2,$ °С	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36
$l,$ м	3,5	3,0	4	4,5	6	5	6,5	7	7,5	8

Указание. Параметры для воды выбрать из табл. П1, для воздуха из табл. П3 Приложения. Подобная задача решается в [9], с. 31...32.

Задача 8. Определить средний коэффициент теплоотдачи n – рядных пучков кипяtilьных труб котлоагрегата: а) коридорного и б) шахматного. Трубы омываются дымовыми газами, теплофизические свойства которых такие же, как у воздуха. Направление потока к трубам – под углом атаки $\psi = 90^\circ$.

Скорость газов в узком сечении w , диаметр труб d , температура дымовых газов t_{Γ} .

Параметры выбрать по табл. 4.8.

Таблица 4.8

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Последняя цифра шифра									
$t_{\Gamma}, ^\circ\text{C}$	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

Указание. Поправочный коэффициент ε для n -го ряда в пучке выбрать по графику рис. 4.1 Приложения. Подобная задача решается в [9], с.32...33.

Задача 9. Определить коэффициент теплоотдачи сухого насыщенного водяного пара на горизонтальной трубе n – го ряда конденсатора при коридорном и шахматном расположении труб.

Найти количество конденсирующегося за 1 час пара, если абсолютное давление в конденсаторе p , температурный напор «пар-стенка» Δt , наружный диаметр латунных труб в конденсаторе 16 мм, их длина l . Насколько изменится коэффициент теплоотдачи, если в паре содержится 1% воздуха?

Параметры выбрать по табл. 4.9.

Таблица 4.9

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Последняя цифра шифра									
$p, \text{Па}$	3500	4000	3000	4000	5000	4000	4000	5000	3500	4000
$\Delta t, ^\circ\text{C}$	8	10	12	14	16	15	13	18	20	19
	Предпоследняя цифра шифра									
N	11	8	7	9	12	13	17	15	10	12
$l, \text{м}$	3,5	3.0	4	4,5	6	5	6,5	7	7,5	8

Указание. Параметры для воды выбрать из табл. П1, для водяного пара из табл. П2, поправку к коэффициенту теплоотдачи при конденсации пара, содержащего воздух - по рис. 4.2 Приложения. Подобная задача решается в [9], с. 33...34.

Задача 10. Определить поверхность нагрева парогенератора производительностью G тонн пара в час при абсолютном давлении p . Какой температурный напор необходимо обеспечить, чтобы увеличить производительность парогенератора в n раз при той же поверхности нагрева? Определить критическое значение температурного напора и тепловой нагрузки при заданном давлении p .

Параметры выбрать по табл. 4.10.

Таблица 4. 10

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
p , МПа	0,6	0,7	0,8	1,5	1	0,9	1	2	2,8	1
Δt , °С	8	9	9	10	11	12	10	12	13	14
Предпоследняя цифра шифра										
G , т/ч	20	25	30	40	35	45	30	45	50	55
n	3	4	2	2	1,5	1,7	1,5	1,5	1,2	2

Указание. Критические параметры парогенератора определить по рис. 2.10.

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА № 3

Задача 11. Определить тепловой поток, теряемый стальной трубой диаметром 80 мм и длиной l за счет излучения. Температура трубы t_1 . Труба размещается в помещении на большом расстоянии от его стен. Степень черноты трубы ε_1 . Температура стен в помещении t_2 . Как изменится лучистая составляющая коэффициента теплоотдачи от поверхности трубы, если ее покрыть экраном из алюминиевого листа (степень черноты $\varepsilon_2 = 0,055$)? Зазор между стенкой трубы и экраном 20 мм. Найти температуру экрана. Конвективным теплообменом при расчетах пренебречь.

Параметры выбрать по табл. 4.11.

Таблица 4. 11

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
ε_1	0,8	0,79	0,78	0,77	0,76	0,75	0,74	0,73	0,72	0,7
l , м	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Предпоследняя цифра шифра										
t_1 , °С	270	260	250	280	260	290	250	280	300	290
t_2 , °С	25	23	21	19	17	25	23	26	24	22

Задача 12. Определить тепловой поток и коэффициент теплоотдачи излучением между двумя параллельными пластинами с температурами t_1 и t_2 , степени черноты ε_1 и ε_2 . Как изменится тепловой поток, если между пластинами установить экран со степенью черноты ε_3 ?

Параметры выбрать по табл. 4.12.

Таблица 4. 12

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

Задача 13. Определить, какое количество сухого насыщенного пара с давлением p сконденсируется в стальном горизонтальном паропроводе диаметром d , длиной l , если он находится в кирпичном канале $0,7 \times 0,7$ м, температура стенок которого t . Степень черноты стали $\varepsilon_c = 0,8$, кирпича $\varepsilon_k = 0,9$.

Параметры выбрать по табл. 4.11.

Таблица 4. 13

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
$l, \text{ м}$	20	30	40	50	40	30	20	30	40	50
$d, \text{ мм}$	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240
Предпоследняя цифра шифра										
$p, \text{ МПа}$	0,27	0,361	0,476	0,618	0,792	1,003	1,235	1,555	0,476	0,27
$t, ^\circ\text{C}$	25	30	35	40	45	50	55	40	30	25

Указание. Параметры насыщения водяного пара определить по табл. П2, теплофизические параметры воздуха – по табл. П3 Приложения. Подобная задача решается в [9], с.37...38.

Задача 14. Выполнить тепловой расчет пароводяного кожухотрубного теплообменника, предназначенного для нагрева G_1 т/ч воды от температуры $t'_B = 10^\circ\text{C}$ до t''_B . Вода движется внутри латунных трубок диаметром $d_H/d_{BH} = 17/14$ мм. Коэффициент теплопроводности латуни $\lambda = 85 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. Греющий теплоноситель – сухой насыщенный пар с давлением p обтекает трубы с водой в межтрубном пространстве. Скорость движения воды w принять в пределах $1 \dots 2,5$ м/с.

Параметры выбрать по табл. 4.14.

Таблица 4. 14

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Последняя цифра шифра									
G_1 , т/ч	45	50	55	60	70	75	80	85	90	70
p , 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'_v , °С	100	95	90	85	80	85	90	95	100	105

Указание. Подобная задача решается в [2], с. 72...74.

Задача 15. Определить площадь поверхности охлаждения конденсатора паровой турбины мощностью N_T с удельным расходом пара d_0 , если давление пара в конденсаторе p_k , температура охлаждающей воды на входе $t_2' = 10^\circ\text{C}$, а на выходе на 3°C ниже температуры насыщенного пара при давлении p_k . Кратность охлаждения m . Коэффициент теплопередачи от конденсирующегося пара к охлаждающей воде κ .

Параметры выбрать по табл. 4.15.

Таблица 4. 15

Параметры	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Последняя цифра шифра									
N_T , МВт	10	11	12	13	14	15	16	17	18	20
d_0 , кг/(кВт·ч)	5,5	5,2	5,0	4,8	4,6	4,5	4,7	4,9	5,3	5,1
p , кПа	4	4	5	5	4	5	3	3	4	5
	Предпоследняя цифра шифра									
m , кг/кг	50	48	46	44	42	40	52	54	56	58
κ , кВт/(м ² ·К)	3,5	3,2	3,4	3,8	4,1	4,3	4,5	4,8	4,0	3,7

Указание. Параметры выбрать по табл. П2 и П4 Приложения. Подобная задача решается в [9], с. 41.

4.2. ТЕСТОВЫЕ ЗАДАНИЯ**ТЕСТ 1**

1. Какую размерность имеет полный тепловой поток Q ?
 - a. $\text{Вт}/\text{м}^2$;
 - b. Вт ;
 - c. Дж ;
 - d. $\text{Вт}/\text{м}$.

2. Коэффициент теплопроводности λ характеризует:
 - a. Способность тела выравнять температуру;
 - b. Скорость изменения температуры в теле;
 - c. Способность тела проводить теплоту;
 - d. Мера тепловой энерционности тела.

3. Какие вещества из перечисленных имеют наименьший коэффициент теплопроводности?
 - a. Металлы;
 - b. Жидкости;
 - c. Газы;
 - d. Теплоизоляторы.

4. По какому закону изменяется температура по толщине плоской стенки?
 - a. Параболическому;
 - b. Линейному;
 - c. Логарифмическому;
 - d. Гиперболическому.

5. Какую размерность имеет коэффициент теплопроводности?
 - a. $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$;
 - b. $\text{Дж}/\text{м}^3 \cdot \text{К}$;
 - c. $\text{Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$;
 - d. $\text{м}^2/\text{с}$.

6. Какую размерность имеет коэффициент температуропроводности α ?
 - a. $\text{Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$;
 - b. $\text{Дж}/\text{м} \cdot \text{К}$;
 - c. $\text{м}^2/\text{с}$;
 - d. $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$.

7. Каким выражением определяется критерий Био?

- a. $\frac{\alpha \tau}{l^2}$;
- b. $\frac{\alpha l}{\lambda_{ст}}$;
- c. $\frac{v}{\alpha}$;
- d. $\frac{\alpha l}{\lambda_{ж}}$.

ТЕСТ 2

1. Укажите физический смысл коэффициента теплоотдачи α :

- a. Способность тела проводить теплоту;
- b. Интенсивность теплообмена между поверхностью и омывающей средой;
- c. Способность выравнять температуру;
- d. Скорость изменения температуры.

2. Каким выражением определяется полный тепловой поток (закон Ньютона-Рихмана) в процессах конвективной теплоотдачи?

- a. $\alpha F(t_{ст} - t_{ж})$;
- b. $\lambda F(t_{ст} - t_{ж})$;
- c. $\kappa F(t_{ж1} - t_{ж2})$;
- d. $\alpha F \frac{t_c}{t_{ж}}$.

3. Каким выражением определяется критерий Нуссельта?

- a. $\frac{\lambda(t_{ст} - t_{ж})}{l}$;
- b. $\frac{\alpha l}{\lambda_{ст}}$;
- c. $\frac{\alpha l}{\lambda_{ж}}$;
- d. $\frac{\lambda l}{\alpha}$.

4. Дать определение кризиса кипения в большом объеме:

- a. Образование пузырьков пара на нагреваемой поверхности;
- b. Интенсивное образование паровой фазы;
- c. Переход от пузырькового кипения к пленочному;
- d. Кипение на стенке со слоем накипи с низкой теплопроводностью.

5. В каких процессах конвективной теплоотдачи наблюдается наибольший коэффициент теплоотдачи α :
- Кипение в пузырьковом режиме;
 - Теплоотдача при вынужденном движении;
 - Пленочный режим кипения;
 - Капельная конденсация пара.
6. При конденсации пара как изменяется коэффициент теплоотдачи с ростом толщины стекающей пленки конденсата?
- Увеличивается;
 - Уменьшается;
 - Не меняется;
 - Колеблется около некоторого среднего значения.
7. Как зависит коэффициент теплоотдачи от роста теплофизических свойств жидкости?
- Не зависит;
 - Уменьшается;
 - Увеличивается;
 - Увеличивается по линейному закону.
8. Какой фактор влияет на величину коэффициента теплоотдачи?
- Форма и положение поверхности;
 - Геометрические размеры;
 - Физические свойства материала поверхности;
 - Гидродинамическая картина омывания поверхности жидкостью.

ТЕСТ 3

1. Выбрать определение лучистого теплообмена:
- Перенос теплоты электромагнитными волнами;
 - Излучение в области длин волн видимого света;
 - Перенос теплоты электромагнитными волнами с двойным преобразованием энергии – тепловой в лучистую и лучистой в тепловую;
 - Перенос теплоты микрочастицами тела.
2. Какой степени абсолютной температуры T твердого тела пропорциональна излучаемая энергия?
- Первой;
 - Второй;
 - Третьей;
 - Четвертой.

3. Дать определение степени черноты излучающего тела ε :
- Отношение мощности излучения серого тела к мощности излучения абсолютно черного тела;
 - Отношение мощности излучения к конвективному теплообмену;
 - Цветовая характеристика излучаемой поверхности;
 - Степень излучательной способности тела.

4. Укажите выражение закона Стефана-Больцмана:

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

b. $E = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4$;

c. $E = \varepsilon C \left(\frac{T}{100} \right)^3$;

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

5. Шероховатая поверхности тела как влияет на степень черноты?

- Не влияет;
- Увеличивает;
- Уменьшает;
- Уменьшает резко.

6. Какие тела имеют степень черноты $\varepsilon = 1$:

- Абсолютно белые;
- Абсолютно черные;
- Серые;
- Нейтральные.

7. Какие тела используются для ослабления лучистого потока?

- С большой отражательной способностью;
- С большой поглощательной способностью;
- Серые;
- С шероховатой поверхностью.

ТЕСТ 4

1. Дать определение коэффициента теплопередачи:
 - a. Характеризует перенос теплоты от жидкости к стенке;
 - b. Определяет интенсивность переноса теплоты от горячего теплоносителя к холодному;
 - c. Описывает перенос теплоты внутри тела;
 - d. Показывает способность теплоносителя аккумулировать теплоту.

2. Каковую размерность имеет коэффициент теплопередачи?
 - a. Вт/м·К;
 - b. Дж/кг·К;
 - c. Вт/м²·К;
 - d. Дж/м²·К.

3. Каким выражением определяется тепловой поток Q при теплопередаче?
 - a. $\kappa F(t_{ж1} - t_{ж2})$;
 - b. $\alpha F(t_{ст} - t_{ж})$;
 - c. $\varepsilon \sigma F T^4$;
 - d. $\lambda F \Delta t$.

4. Какое выражение определяет термическое сопротивление теплопередачи R через плоскую стенку?
 - a. $\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$;
 - b. $\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}$;
 - c. $\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}$;
 - d. $\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda}$.

5. Укажите выражение уравнения теплового баланса:
 - a. $Q_1 = Q_2 + \Delta Q$;
 - b. $Q = cF(t_1 - t_2)$;
 - c. $Q = \kappa F \Delta t$;
 - d. $Q = \alpha F \Delta t$.

6. При какой схеме движения теплоносителей требуется меньшая поверхность теплообмена:

- Прямоток;
- Противоток;
- Перекрестный ток;
- Теплосъем не зависит от схемы движения.

7. Указать выражение для определения поверхности теплообменного аппарата F:

- $\frac{Q}{k\Delta t}$;
- $\frac{Q}{\alpha\Delta t}$;
- $\frac{Q}{\lambda\Delta t}$;
- $\frac{Q}{c\Delta t}$.

ПРАВИЛЬНЫЕ ОТВЕТЫ НА ТРЕНИРОВОЧНЫЕ ТЕСТЫ ИТОГОВОГО КОНТРОЛЯ

<i>№ теста</i>	<i>Раздел</i>	<i>Номера вопросов / Номера правильных ответов</i>							
		Номер вопроса	1	2	3	4	5	6	7
1	Раздел 1	Номер вопроса	1	2	3	4	5	6	7
		<i>Правильный ответ</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>C</i>	<i>b</i>
2	Раздел 2	Номер вопроса	1	2	3	4	5	6	7
		<i>Правильный ответ</i>	<i>b</i>	<i>a</i>	<i>c</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>b</i>	<i>c</i>
3	Раздел 3	Номер вопроса	1	2	3	4	5	6	7
		<i>Правильный ответ</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>b</i>	<i>b</i>	<i>A</i>
4	Раздел 4	Номер вопроса	1	2	3	4	5	6	7
		<i>Правильный ответ</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>a</i>	<i>a</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>a</i>

4.3. ИТОГОВЫЙ КОНТРОЛЬ

ВОПРОСЫ И ЗАДАЧИ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ К ЭКЗАМЕНУ

1. Механизм процесса теплопроводности. Температурное поле. Тепловой поток. Закон Фурье.
2. Дифференциальное уравнение теплопроводности. Условия однозначности.
3. Стационарная теплопроводность через однослойную и многослойную плоскую стенки. Тепловой поток. Распределение температуры.
4. Стационарная теплопроводность через однослойную и многослойную цилиндрические стенки. Тепловой поток. Распределение температуры.
5. Теплопередача через однослойную и многослойную плоскую стенки. Коэффициент теплопередачи. Тепловой поток.
6. Теплопередача через однослойную и многослойную цилиндрические стенки. Линейный коэффициент теплопередачи. Тепловой поток.
7. Интенсификация процессов теплопередачи.
8. Теплопередача через поверхности с оребрением.
9. Тепловая изоляция. Критический диаметр тепловой изоляции.
10. Методы решения задач при нестационарной теплопроводности.
11. Нестационарная теплопроводность тонкой пластины при граничных условия III рода.
12. Регулярный тепловой режим нагревания (охлаждения) твердых тел. Коэффициент теплопроводности.
13. Теплопередача в однофазных жидкостях. Закон Ньютона. Коэффициент теплоотдачи.
14. Опытное и расчетное определение коэффициента теплоотдачи.
15. Основы теории подобия. Числа подобия. Общие условия подобия физических процессов. Три теоремы подобия.
16. Обобщение опытных данных на основе теории подобия. Уравнения подобия.
17. Теория размерностей; π - теорема.
18. Теплоотдача при вынужденном продольном омывании плоской поверхности. Физическая картина. Расчетные уравнения.
19. Теплоотдача при вынужденном движении жидкостей в трубах. Физическая картина. Расчетные уравнения.
20. Теплоотдача при поперечном омывании трубы и пучков труб. Физическая картина. Расчетные уравнения.
21. Теплоотдача при свободном движении жидкости в большом объеме и ограниченном пространстве.
22. Теплообмен при конденсации чистого пара. Итог теоретического расчета. Коэффициент теплоотдачи.
23. Факторы влияния на конденсацию пара. Конденсация пара на горизонтальной трубе и пучках труб.

24. Физический механизм переноса теплоты при кипении жидкостей.
25. Режимы кипения жидкости в большом объеме. Кривая кипения.
26. 1-й и 2-й кризисы кипения в большом объеме.
27. Теплообмен при кипении жидкости в трубах. Кризис кипения второго рода.
28. Основные положения теории массообмена. Термо- и бародиффузия. Закон Фика.
29. Основные законы теплового излучения.
30. Теплообмен излучением между телами. Приведенная степень черноты.
31. Экранирование лучистых потоков.
32. Уравнения теплового расчета теплообменных аппаратов.
33. Температурный напор для основных схем движения теплоносителей.
34. Сравнение прямоточной и противоточной схем движения теплоносителей в теплообменных аппаратах.
35. Учет тепловых потерь в теплообменных аппаратах.
36. Конструкторский тепловой расчет рекуперативных теплообменных аппаратов.
37. Поверочный тепловой расчет рекуперативных аппаратов.
38. Смесительные тепломассообменные аппараты. Основы расчета.
39. Моделирование процессов теплообмена.
40. Особенности теплообмена в жидких металлах.

ЗАДАЧИ

1. Определить коэффициент теплопередачи и тепловой поток на 1 м^2 при передаче теплоты через стенку от горячего теплоносителя к холодному; толщина стенки 10 мм , теплопроводность $50 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$. Принять $t_{ж1}=140^\circ\text{C}$, $t_{ж2}=80^\circ\text{C}$, $\alpha_1=1800 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$, $\alpha_2=1000 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$.
2. Определить температуру поверхности тела, если излучаемый телом поток энергии имеет плотность 32 кВт/м^2 , а степень черноты тела $0,3$.
3. Определить поверхность нагрева противоточного рекуперативного теплообменника, необходимую для передачи $8 \cdot 10^3 \text{ кВт}$ теплоты, если температура газа на входе в теплообменник 380°C , на выходе 210°C , температура воздуха на входе 150°C . Расходы и теплоемкости газа и воздуха одинаковы, а коэффициент теплопередачи теплообменника $90 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$. Можно ли осуществить заданный подогрев по прямоточной схеме?
4. Определить коэффициент теплопередачи и тепловой поток на 1 м^2 при передаче теплоты через стенку от горячего теплоносителя к холодному. Толщина стенки 10 мм , теплопроводность $50 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$. Принять: $t_{ж1}=200^\circ\text{C}$, $t_{ж2}=100^\circ\text{C}$, $\alpha_1=1200 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$, $\alpha_2=700 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$.

5. Определить толщину изоляции из асбеста ($\lambda=0,2$ Вт/м·К), которую нужно наложить на плоскую железную стенку ($\lambda=50$ Вт/м·К) толщиной 12 мм, чтобы теплотери через нее уменьшились в 2 раза, если коэффициент теплоотдачи с одной стороны стенки $\alpha_1=50$ Вт/м²·К, а с другой $\alpha_2=1000$ Вт/м²·К.
6. В воздухоподогревателе воздух нагревается от $t'_{ж2}=20^\circ\text{C}$ до $t''_{ж2}=200^\circ\text{C}$, а горячие газы охлаждаются от $t'_г=450^\circ\text{C}$ до $t''_г=250^\circ\text{C}$. Определить средний логарифмический температурный напор между воздухом и газом в случае движения их по прямоточной, противоточной схемам.
7. Сколько теплоты проходит ежесуточно через шлакобетонную стену цеха длиной 20 м, высотой 3,5 м, толщиной 500 мм, если температура внутренней поверхности стены 15°C , на наружной (-10°C), λ принять $0,95$ Вт/м·К.
8. Определить поверхность нагрева трубчатого теплообменного аппарата, омываемого дымовыми газами при прямоточном и противоточном движении газов и воздуха в нем. Температуру воздуха, поступающего в теплообменник, принять равной 20°C . Количество подогреваемого воздуха $V_0=3$ м³/сек и коэффициент теплопередачи $K=18$ Вт/м²·К. Температура воздуха за теплообменником $t_B=200^\circ\text{C}$, температура газов на входе в теплообменник $t'_г=520^\circ\text{C}$, при выходе из него $t''_г=300^\circ\text{C}$.
9. Определить потери теплоты лучеиспусканием с 1 погонного метра стального трубопровода с температурой $T_C=900$ К и диаметром $d=200$ мм (степень черноты 0,8). Температура цеха 27°C .
10. В теплообменнике охлаждается мазут от 270°C до 70°C , а сырая нефть при этом нагревается от 20°C до 150°C . Определить средний температурный напор в этом теплообменнике, если его запроектировать по схеме противотока. Определить также экономию в поверхности нагрева, которую дает схема противотока по сравнению со схемой прямотока, если в обоих случаях коэффициенты теплопередачи и количество передаваемого тепла одинаковы.
11. Определить часовую потерю теплоты Q через стенку из красного кирпича длиной $l=5$ м, высотой $h=4$ м и толщиной $\delta=250$ мм, если температуры на поверхностях стенки поддерживаются $t_1=110^\circ\text{C}$ и $t_2=40^\circ\text{C}$. Коэффициент теплопроводности красного кирпича $\lambda=0,67$ Вт/м·К. Потерями теплоты через торцы стенки можно пренебречь.
12. В машине, вследствие плохой смазки, происходит нагревание 50 кг стали на 40°C в течение 10 минут. Определить вызванную этим потерю мощности машины. Теплоемкость стали $C_p=0,46$ кДж/кг·К.

13. Кирпичная стенка имеет высоту 3 м, длину 7 м и толщину 0,5 м. Температура одной ее поверхности 20°C , другой (-20°C). Коэффициент теплопроводности кирпича $0,7 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$. Вычислить расход теплоты через стенку.
14. Из-за недостаточной смазки в двигателе происходит нагревание 80 кг металла на 40°C в течение 10 мин. Определить потерю мощности двигателя, если теплоемкость металла $0,5 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$.
15. Масло марки МС поступает в маслоохладитель с температурой 70°C и охлаждается до температуры 30°C . Температура охлаждающей воды на входе 20°C . Определить температуру воды на выходе из маслоохладителя, если расходы масла и воды равны соответственно 10^4 кг/ч и $2,04 \cdot 10^4 \text{ кг/ч}$. Потерями теплоты в окружающую среду пренебречь.
16. Определить коэффициент теплопередачи и тепловой поток на 1 м^2 при передаче теплоты через стенку от горячего теплоносителя к холодному. Толщина стенки 10 мм, теплопроводность $50 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$. Принять: $t_{ж1}=80^{\circ}\text{C}$, $t_{ж2}=50^{\circ}\text{C}$, $\alpha_1=2400 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$, $\alpha_2=1300 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$.
17. Определить площадь поверхности теплообмена противоточного теплообменника. Первый теплоноситель (вода) входит с температурой 20°C , выходит с температурой 60°C . Расход воды 10 кг/с , теплоемкость $4,19 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$. Вторым теплоносителем (охлаждаемое масло) входит с температурой 120°C , выходит с температурой 60°C . Коэффициент теплопередачи $400 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$.
18. Определить площадь поверхности теплообмена прямоточного теплообменника. Первый теплоноситель (вода) входит с температурой 20°C , выходит с температурой 120°C . Расход воды 1 кг/с , теплоемкость $4,19 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$. Вторым теплоносителем (дымовые газы) входят с температурой 800°C , выходят с температурой 400°C , коэффициент теплопередачи $25 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$.
19. Определить потери теплоты лучеиспусканием с 1 погонного метра стального трубопровода диаметром $D=300 \text{ мм}$ и температурой $T_{ст}=800 \text{ К}$ (степень черноты 0,8). Температура цеха 27°C .
20. Секундный расход охлаждаемой жидкости в теплообменном аппарате равен $0,1 \text{ кг/сек}$ начальная температура жидкости $t'_1=120^{\circ}\text{C}$, удельная теплоемкость $c_{p1}=3 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$. Поверхность теплообмена 7 м^2 . Для охлаждения имеется $0,3 \text{ кг/сек}$ воды при температуре 5°C . Коэффициент теплопередачи $k=575 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$. Определить конечные температуры жидкостей и количество передаваемой теплоты, если теплообменник выполнен по схеме противотока.
21. Определить площадь поверхности теплообмена прямоточного теплообмен-

ника. Первый теплоноситель (вода) входит с температурой 20°C выходит с температурой 120°C . Расход воды 1 кг/с , теплоемкость $4,19\text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$. Вторым теплоносителем (дымовые газы) входит с температурой 600°C , выходит с температурой 200°C , коэффициент теплопередачи $25\text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$.

22. Определить площадь поверхности теплообмена прямоточного теплообменника. Первый теплоноситель (вода) входит с температурой 20°C , выходит с температурой 120°C . Расход воды 1 кг/с , теплоемкость $4,19\text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$. Вторым теплоносителем (дымовые газы) входит с температурой 900°C , выходит с температурой 500°C . Коэффициент теплопередачи $25\text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$.

23. Определить площадь поверхности теплообмена противоточного теплообменника. Первый теплоноситель (вода) входит с температурой 20°C , выходит с температурой 60°C . Расход воды 10 кг/с , теплоемкость $4,19\text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$. Вторым теплоносителем (охлаждаемое масло) входит с температурой 110°C , выходит с температурой 50°C . Коэффициент теплопередачи $500\text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$.

24. Определить поверхность нагрева прямоточного рекуперативного теплообменника, необходимого для передачи $8\cdot 10^3\text{ кВт}$ теплоты, если температура газа на входе в теплообменник 380°C , на выходе 210°C , температура воздуха на входе 130°C . Расходы и теплоемкости газа и воздуха одинаковы, а коэффициент теплопередачи теплообменника $90\text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$. Можно ли осуществить заданный подогрев по прямоточной схеме?

25. Вычислить плотность теплового потока через плоскую однородную стенку толщиной $\delta=50\text{ мм}$, если стенка выполнена:

- а) из стали ($\delta=45\text{ Вт/м}\cdot\text{К}$);
- б) из бетона ($\delta=1,2\text{ Вт/м}\cdot\text{К}$).

26. Определить площадь поверхности теплообмена прямоточного теплообменника. Первый теплоноситель (вода) входит с температурой 20°C , выходит с температурой 120°C . Расход воды 1 кг/с , теплоемкость $4,19\text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$. Вторым теплоносителем (дымовые газы) входит с температурой 700°C , (коэффициент теплопередачи $25\text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$), выходит с температурой 300°C .

27. Определить потери теплоты лучеиспусканием с 1 погонного метра стального трубопровода диаметром $D=200\text{ мм}$ и температурой $T_{\text{ст}}=900\text{ К}$ (степень черноты $0,8$). Температура цеха 27°C .

28. Металлическая поверхность ($\epsilon=0,75$) нагрета до температуры 927°C . Определить плотность потока собственного излучения и коэффициент излучения поверхности.

29. Определить коэффициент теплоотдачи и тепловой поток на 1 погонный метр от стенок трубы воде. Температура воды 40°C , коэффициент вязкости $0,66 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, теплопроводность $0,63 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$, температура стенки 60°C . Принять: $D=100 \text{ мм}$, $w=4 \text{ м/с}$.
30. Определить поток теплоты через 1 м^2 двухслойной плоской стенки и температуру в точке соприкосновения слоев t_2 . Принять: $t_1=200^{\circ}\text{C}$, $t_3=100^{\circ}\text{C}$, $\lambda_1=100 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$, $\lambda_2=0,6 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$, $\delta_1=5 \text{ мм}$, $\delta_2=2 \text{ мм}$.
31. Автомобильный радиатор передает от охлаждающей воды в окружающую среду 40 кДж/с . Средняя температура воды в радиаторе 77°C , температура наружного воздуха 27°C . Поверхность радиатора 6 м^2 . Определить коэффициент теплопередачи.
32. Определить необходимую толщину изоляции, выполненную в виде плоского слоя, если допустимые температуры ее поверхности $t_1=350^{\circ}\text{C}$, $t_2=50^{\circ}\text{C}$, а плотность теплового потока не должна превышать $q=450 \text{ Вт/м}^2$, $\lambda_s=0,12 \text{ (Вт/м}\cdot\text{К)}$.
33. Определить тепловой поток излучением между двумя параллельными кирпичными поверхностями, если температура поверхностей 250°C и 50°C . Степень черноты соответственно $0,88$ и $0,93$.
34. Определить средний коэффициент теплоотдачи при течении воздуха в трубе диаметром 12 мм и длиной $2,5 \text{ м}$. Средняя температура воздуха 80°C , скорость воздуха 2 м/с . Средняя температура стенки трубы 20°C . Вычислить также величину плотности теплового потока.
35. Вычислить удельный тепловой поток через стальную стенку котла толщиной 20 мм , если одна поверхность этой стенки покрыта слоем накипи толщиной 3 мм . Коэффициент теплопроводности стали - $56 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$, накипи $1,1 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$. Температура чистой поверхности стальной стенки 280°C , а поверхности накипи 102°C . Вычислить также температуру в плоскости соприкосновения металл-накипь.
36. Вертикальный трубопровод, наружный диаметр которого $d=57 \text{ мм}$, обогревается свободным потоком воздуха. Средняя температура поверхности трубопровода $t_2=24^{\circ}\text{C}$, температура воздуха вдали от трубопровода $t_1=36^{\circ}\text{C}$. Определить коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности трубопровода.
37. Вертикальный неизолированный трубопровод диаметром 76 мм и высотой 4 м омывается воздухом со средней температурой 20°C . Температура поверхности трубопровода 80°C . Определить теплотери трубопровода.

38. Температура поверхности вертикальной стены высотой 3 м равна 15°C . Температура воздуха в помещении 25°C . Определить коэффициент теплоотдачи от воздуха к стене.
39. Две горизонтальные трубы, имеющие одинаковую длину и одинаковые температуры поверхностей, охлаждаются снаружи свободным потоком воздуха. Диаметр первой трубы в 4 раза больше диаметра второй. Найти отношение коэффициента теплоотдачи α_1/α_2 и отношение потерь тепла Q_1/Q_2 для труб, если известно, что для первой из них число $(Gr, Pr)=490 \cdot 10^3$.
40. Определить суточную потерю теплоты на участке в 30 погонных метров паропровода. Паропровод, наружный диаметр которого 30 мм, покрыт слоем теплоизоляции толщиной 50 мм с коэффициентом теплопроводности $0,07 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$. Температура стенки паропровода 180°C , наружного слоя изоляции 32°C .
41. В противоточном масляном охладителе двигателя внутреннего сгорания масло охлаждается от 65°C до 55°C . Температура охлаждающей воды на входе 16°C , на выходе 25°C . Расход масла $0,8 \text{ кг/с}$. Определить необходимую поверхность теплообмена и расход охлаждающей воды, если коэффициент теплопередачи $280 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$, а теплоемкость масла $2,45 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$.
42. Автомобильный радиатор от охлаждающей воды в окружающую среду передает 40 кДж/с . Средняя температура воды в радиаторе 87°C , температура наружного воздуха 37°C . Теплорассеивающая поверхность 5 м^2 . Определить коэффициент теплопередачи.
43. Определить коэффициент теплопроводности материала плоской металлической стенки, если известно, что при прохождении 6500 Вт через поверхность в $2,5 \text{ м}^2$ температура на каждый мм толщины снижается на $0,2^{\circ}\text{C}$.

ГЛОССАРИЙ (СЛОВАРЬ ТЕРМИНОВ)

Абсолютно черное тело при любой температуре полностью поглощает все падающее на него излучение.

Вынужденная конвекция – перенос теплоты, когда движение теплоносителя создается внешним источником движения жидкости (газа).

Градиент температуры – вектор, направление которого совпадает с направлением максимального изменения температуры тела.

Грасгофа число – критерий подобия для теплообмена при свободном течении жидкости.

Кризис кипения – переход пузырькового режима кипения в пленочный.

Критерии подобия (числа подобия) – безразмерные числа, составленные из физических величин и коэффициентов, которые определяют характер течения и теплообмена.

Нуссельта число – критерий подобия, характеризующий интенсивность конвективного теплообмена.

Ньютона-Рихмана закон – соотношение для конвективного теплообмена, связывающее тепловой поток с температурами жидкости и стенки.

Планка закон – закон теплового излучения, устанавливающий связь между длиной волны теплового излучения и абсолютной температурой черного тела.

Пленочное кипение – режим кипения, когда твердая поверхность отделена от кипящей жидкости пленкой пара.

Прандтля число – критерий подобия, характеризующий влияние на конвективный теплообмен вязкости и температуропроводности жидкости.

Противоточные теплообменники – теплообменные аппараты, в которых греющая и нагреваемая среды движутся в противоположных направлениях.

Прямоточные теплообменники – теплообменные аппараты, в которых греющая и нагреваемая среды движутся в одном и том же направлении.

Пузырьковое кипение – режим кипения, когда пар образуется в виде периодически зарождающихся, растущих и отрывающихся пузырьков.

Регенеративные теплообменники – теплообменные аппараты, в которых передача теплоты происходит за счет поочередного омывания поверхности теплообмена греющим и нагреваемым теплоносителем.

Рейнольдса число – критерий подобия, характеризующий гидродинамический режим течения.

Рекуперативные теплообменники – теплообменные аппараты, в которых теплота передается от греющего теплоносителя к нагреваемому через разделяющую их стенку.

Свободная конвекция – перенос теплоты, когда движение теплоносителя возникает из-за разности плотностей нагретых и холодных объемов жидкости.

Степень черноты излучающего тела – отношение мощности собственного излучения тела к мощности излучения абсолютно черного тела при той же температуре.

Стефана-Больцмана закон устанавливает связь между энергией, излучаемой абсолютно черным телом, и его температурой.

Температурный напор – разность характерных температур Δt двух сред, между которыми происходит теплообмен.

Температуропроводности коэффициент – физическая величина a , характеризующая скорость выравнивания температуры тела.

Тепловая изоляция – наружное покрытие тепловых аппаратов и трубопроводов низкотеплопроводными материалами.

Тепловое излучение – электромагнитное излучение, испускаемое телами. Зависит от абсолютной температуры тела T и оптических свойств излучающего тела.

Тепловой поток – теплота, передаваемая через поверхность теплообмена в одну секунду, Вт. **Плотность теплового потока** – отношение теплового потока к площади теплообмена, Вт/м².

Теплообмен – самопроизвольный необратимый процесс переноса теплоты в пространстве с неоднородным полем температур.

Теплоотдача – конвективный теплообмен между движущейся средой и твердой стенкой, отделяющей ее от другой среды.

Теплопередача – теплообмен между двумя теплоносителями через разделяющую их твердую стенку.

Теплопроводность – перенос тепловой энергии в неравномерно нагретых телах атомно-молекулярными процессами. **Коэффициент теплопроводности** λ имеет размерность Вт/(м·К).

Условия однозначности – совокупность условий, определяющих теплообмен – форму и размеры тела, его теплофизические свойства, начальные условия, граничные условия (т.е. характеристики теплообмена на поверхности тела).

Фурье закон – устанавливает связь между плотностью теплового потока, передаваемого теплопроводностью, и градиентом температуры.

СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица П1

Физические свойства воды на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5} \text{ Па}$	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$h,$ кДж/кг	$c_p,$ кДж/(кг·К)	λ Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6,$ м ² /с	Pr
50	1,013	988,0	209,3	4,180	0,648	0,556	3,55
60	1,013	983,2	251,1	4,184	0,659	0,479	3,00
70	1,013	977,7	293,0	4,189	0,668	0,415	2,55
80	1,013	971,8	334,9	4,196	0,675	0,366	2,55
90	1,013	965,3	377,0	4,204	0,680	0,326	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,220	0,684	0,295	1,75
110	1,43	951,0	416,4	4,233	0,685	0,272	1,60
120	1,98	943,1	503,7	4,250	0,686	0,252	1,47
130	2,70	934,8	546,4	4,266	0,686	0,233	1,35
140	3,61	926,1	589,1	4,287	0,685	0,217	1,26
150	4,76	917,0	632,2	4,313	0,684	0,203	1,17
160	6,18	907,4	675,4	4,346	0,681	0,191	1,10
170	7,92	897,3	719,3	4,380	0,676	0,181	1,05
180	10,03	886,9	793,3	4,417	0,672	0,173	1,03
190	12,55	876,0	807,8	4,459	0,664	0,165	0,965
200	15,55	863,0	852,5	4,505	0,658	0,158	0,932
210	19,08	852,8	897,7	4,555	0,649	0,153	0,915
220	23,20	840,3	943,7	4,614	0,645	0,149	0,898
230	28,3	827,3	990,2	4,685	0,637	0,145	0,88
240	33,48	813,6	1037	4,756	0,628	0,141	0,87
250	40,21	799,2	1086	4,853	0,618	0,137	0,87
260	46,94	784,0	1135	4,949	0,605	0,135	0,86
270	55,56	767,9	1185	5,089	0,590	0,133	0,85
280	64,19	750,7	1237	5,229	0,575	0,131	0,89
290	75,05	732,3	1290	5,486	0,558	0,129	0,92
300	85,92	712,5	1345	5,736	0,540	0,128	0,986

Таблица П2

Физические свойства водяного пара на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5} \text{ Па}$	$\rho'', \text{ кг/м}^3$	$h'',$ кДж/кг	$r,$ кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$ Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6,$ 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

Физические свойства сухого воздуха ($p_a = 1,013 \cdot 10^5$ Па)

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг}^\circ\text{К)}$	$\lambda \cdot 10^2 \text{ Вт/(м}^\circ\text{К)}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
0	1,293	1,005	2,44	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	23,13	0,688
200	0,746	1,026	3,93	34,85	0,680
300	0,615	1,047	4,61	48,33	0,670
400	0,524	1,068	5,21	63,09	0,680
500	0,456	1,093	5,75	79,38	0,690
600	0,404	1,114	6,22	96,89	0,690
700	0,362	1,135	6,71	115,4	0,71

Физические свойства воды при малых давлениях

$p, \text{кПа}$	$t_n, ^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{Вт/(м}^\circ\text{К)}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$r, \text{кДж/кг}$	Pr
1	6,9	0,568	1,45	2484	10,7
2	17,5	0,594	1,22	2460	7,6
3	24,1	0,607	0,90	2445	6,0
4	29,0	0,616	0,82	2432	5,3
5	32,9	0,624	0,76	2424	4,2
6	37,0	0,631	0,71	2418	4,0
8	41,4	0,637	0,67	2406	3,9
10	45,8	0,642	0,61	2392	3,8

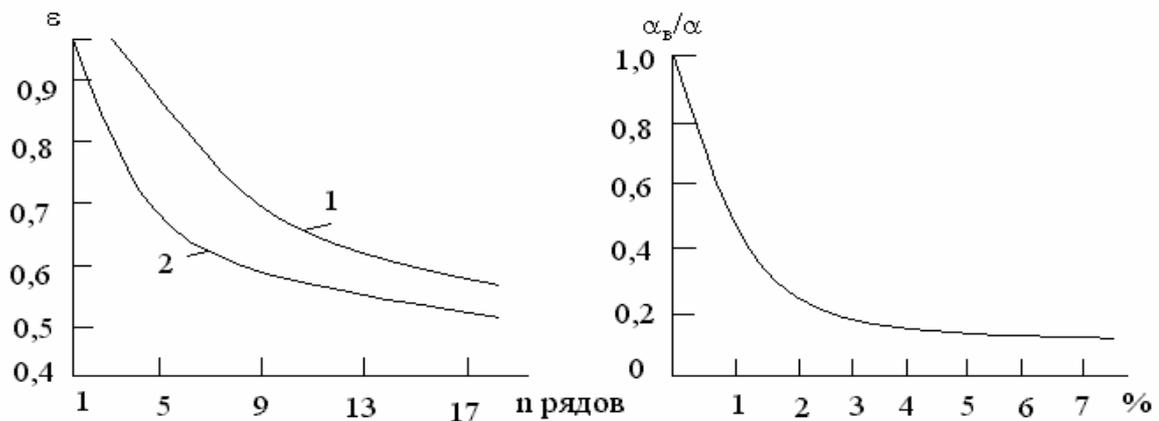


Рис. 4.1 Поправочный коэффициент для n -го ряда труб в шахматных (кривая 1) и коридорных (кривая 2) пучках

Рис. 4.2 Поправка к коэффициенту теплоотдачи при конденсации пара, содержащего воздух

**Градуировочная таблица перевода термоЭДС (мВ) в разность температур (К)
для хромель-копелевых термопар *)**

Δt , К	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	-	0,07	0,13	0,20	0,26	0,33	0,39	0,46	0,52	0,59
10	0,65	0,72	0,78	0,85	0,91	0,98	1,05	1,11	1,18	1,24
20	1,31	1,38	1,44	1,51	1,57	1,64	1,71	1,77	1,84	1,90
30	1,97	2,04	2,11	2,17	2,24	2,28	2,31	2,45	2,51	2,58
40	2,65	2,72	2,79	2,86	2,93	3,00	3,06	3,13	3,20	3,27
50	3,34	3,41	3,48	3,55	3,62	3,69	3,75	3,82	3,89	3,96
60	4,03	4,10	4,17	4,24	4,31	4,38	4,45	4,52	4,59	4,66
70	4,73	4,80	4,87	4,95	5,02	5,09	5,16	5,23	5,31	5,38
80	5,45	5,52	5,59	5,67	5,74	5,81	5,88	5,95	6,03	6,10
90	6,17	6,24	6,32	6,39	6,46	6,54	6,61	6,68	6,75	6,83
100	6,90	6,97	7,05	7,12	7,20	7,27	7,34	7,42	7,49	7,57
110	7,64	7,72	7,79	7,87	7,94	8,02	8,09	8,17	8,24	8,32
120	8,39	8,47	8,54	8,62	8,69	8,77	8,84	8,92	8,99	9,07
130	9,14	9,22	9,29	9,37	9,45	9,53	9,60	9,68	9,76	9,83
140	9,91	9,99	10,06	10,14	10,22	10,30	10,37	10,45	10,53	10,60
150	10,68	10,76	10,84	10,91	10,99	11,07	11,15	11,23	11,30	11,38
160	11,46	11,54	11,62	11,70	11,78	11,86	11,93	12,01	12,09	12,17
170	12,25	12,33	12,41	12,49	12,57	12,65	12,72	12,80	12,88	12,96
180	13,04	13,12	13,20	13,28	13,36	13,44	13,51	13,59	13,67	13,75
190	13,83	13,91	13,99	14,08	14,16	14,24	14,32	14,40	14,49	14,57
200	14,65	14,73	14,82	14,90	14,99	15,07	15,16	15,24	15,33	15,41
210	15,50	15,58	15,66	15,75	15,83	15,92	16,00	16,09	16,17	16,26
220	16,34	16,42	16,51	16,59	16,68	16,76	16,85	16,93	17,02	17,10
230	17,19	17,27	17,35	17,44	17,52	17,61	17,69	17,78	17,86	17,95
240	18,03	18,11	18,20	18,28	18,37	18,45	18,54	18,62	18,71	18,79
250	18,88	18,96	19,04	19,13	19,21	19,30	19,38	19,47	19,55	19,64
260	19,72	19,80	19,89	19,97	20,06	20,14	20,23	20,31	20,40	20,48
270	20,57	20,65	20,73	20,82	20,90	20,99	21,07	21,16	21,24	21,33
280	21,41	21,49	21,58	21,66	21,75	21,83	21,92	22,00	22,09	22,17
290	22,26	22,34	22,42	22,51	22,59	22,68	22,76	22,85	22,93	23,02

* 1. Найдите в таблице полученное из опыта значение термоЭДС.

2. В крайнем левом столбце прочтите соответствующее значение температуры (десятки градусов) и добавьте к нему число единиц градусов из верхней строки.

Определение расхода воздуха по показаниям ротаметра

Деление шкалы ротаметра	Расход $v \cdot 10^4$ м ³ /с
5	5,56
10	6,65
15	7,77
20	8,89
25	10,0
30	11,1
35	12,2
40	13,3
45	14,4
50	15,6
55	16,6
60	18,0
65	19,4
70	20,8

СОДЕРЖАНИЕ

1. Информация о дисциплине	3
1.1. Предисловие	3
1.2. Содержание дисциплины и виды учебной работы	4
2. Рабочие учебные материалы	5
2.1. Рабочая программа	5
2.2. Тематический план дисциплины	8
2.3. Структурно-логическая схема дисциплины	11
2.4. Временной график изучения дисциплины	12
2.5. Практический блок	13
2.6. Рейтинговая система оценки знаний	15
3. Информационные ресурсы дисциплины	15
3.1. Библиографический список	15
3.2. Опорный конспект	16
Введение	16
Раздел 1. Теплопроводность	18
1.1. Основной закон теплопроводности	18
1.2. Дифференциальное уравнение теплопроводности	20
1.3. Теплопроводность при стационарном режиме и граничных условиях 1 рода	21
1.4. Теплопроводность плоской и цилиндрической стенок при стационарном режиме и граничных условиях 3 рода	24
1.5. Регулирование интенсивности теплопередачи	26
1.6. Теплопроводность при наличии внутренних источников теплоты	30
1.7. Нестационарная теплопроводность	31
Раздел 2. Конвективный теплообмен	33
2.1. Основные понятия и определения	33
2.2. Гидродинамический и тепловой пограничные слои	35
2.3. Основы теории подобия	37
2.4. Обобщение опытных данных на основе теории подобия	41
2.5. Анализ теории размерностей	43
2.6. Теплоотдача при свободной конвекции	44
2.7. Теплоотдача при вынужденном движении жидкости	47
2.8. Теплоотдача при кипении и конденсации	49
Раздел 3. Тепловое излучение	55
3.1. Основные понятия и определения	56
3.2. Законы теплового излучения	57
3.3. Лучистый теплообмен между телами	60
3.4. Излучение газов и паров	61
3.5. Процессы сложного теплообмена	63
Раздел 4. Тепловой расчет теплообменных аппаратов	64
4.1. Типы теплообменных аппаратов	64
4.2. Расчетные уравнения рекуперативных аппаратов	65

4.3. Сравнение прямого и обратного тока. Учет тепловых потерь	70
4.4. Виды теплового расчета теплообменных аппаратов	71
Заключение	76
3.3. Методические указания к выполнению лабораторных работ	77
4. Блок контроля освоения дисциплины	99
4.1. Контрольные работы	99
4.2. Тестовые задания	107
4.3. Итоговый контроль	113
Глоссарий	120
Приложение. Справочные материалы	122

**Лабейш Владимир Георгиевич
Шелудько Ольга Владимировна**

Тепломассообмен

Учебно-методический комплекс

Редактор М.Ю. Комарова

Сводный темплан 2008 г.

Лицензия ЛР № 020308 от 14.02.97

Санитарно-эпидемиологическое заключение

№ 78.01.07.953.П.005641.11.03

от 21.11.2003 г.

Подписано в печать

Формат 60x84 1/16

Б. кн.-журн. П.л. Б.л. Изд-во СЗТУ

Тираж 100 Заказ

Северо-Западный государственный заочный технический университет

Издательство СЗТУ, член Издательско-полиграфической ассоциации

университетов России

191186, Санкт-Петербург, ул. Миллионная, д.5