

МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

Кафедра физики и энергоэффективных технологий

В. М. ОВЧИННИКОВ

ТЕПЛОВЫЕ МАШИНЫ
И ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО
ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности
для обучающихся по специальностям
1-37 02 01 «Тяговый состав железнодорожного транспорта
(по направлениям)»,
1-37 02 02 «Подвижной состав железнодорожного транспорта»
в качестве учебно-методического пособия
по учебной дисциплине «Теплотехника и теплопередача»*

Гомель 2022

УДК 621.4:656.2(075.8)

ББК 31.36

О-35

Рецензенты: кафедра промышленной теплоэнергетики и экологии ГГТУ им. П. О. Сухого (зав. кафедрой – канд. техн. наук, доцент *Е. Н. Макеева*);
начальник службы локомотивного хозяйства Белорусской железной дороги *Д. П. Гольнев*;
начальник службы вагонного хозяйства Белорусской железной дороги *А. А. Архипенко*

Овчинников, В. М.

О-35 Тепловые машины и теплообменные аппараты железнодорожного подвижного состава : учеб.-метод. пособие / В. М. Овчинников ; М-во трансп. и коммуникаций Респ. Беларусь, Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель : БелГУТ, 2022. – 241 с.

ISBN 978-985-554-986-5

Изложены основы технической термодинамики, приложение их к применяемым на железнодорожном подвижном составе компрессорам, двигателям внутреннего сгорания, холодильным машинам и тепловым насосам. Рассмотрены процессы теплопроводности, конвективного теплообмена, лучистого теплообмена и различных видов теплопередачи применительно к оборудованию, используемому на железнодорожном подвижном составе.

Предназначено для студентов специальностей 1-37 02 01 «Тяговый состав железнодорожного транспорта (по направлениям)», изучающих дисциплину «Теплотехника и теплопередача» и 1-37 02 02 «Подвижной состав железнодорожного транспорта», изучающих дисциплину «Теплотехника», а также может быть полезно для инженерно-технических работников железнодорожного транспорта, связанных с энергоэффективностью эксплуатации подвижного состава и его ремонта.

УДК 621.4:656.2(075.8)

ББК 31.36

© Овчинников В. М., 2022

© Оформление. БелГУТ, 2022

ISBN 978-985-554-986-5

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	5
Введение.....	7
1 Основные законы технической термодинамики.....	8
1.1 Основные понятия.....	8
1.2 Параметры рабочих тел в технической термодинамике.....	8
1.3 Термодинамические процессы.....	10
1.4 Газовые смеси.....	11
1.5 Теплоемкость газов и смесей.....	12
1.6 Первый закон термодинамики.....	13
1.7 Второй закон термодинамики.....	16
1.8 Энтропия и тепловая Ts -диаграмма.....	18
2 Исследование термодинамических процессов идеальных газов.....	24
2.1 Равновесные (обратимые) и неравновесные (необратимые) процессы.....	24
2.2 Методика исследования термодинамических процессов с идеальным газом.....	25
2.3 Исследование политропных процессов.....	25
2.4 Исследование изохорного процесса.....	27
2.5 Исследование изобарного процесса.....	29
2.6 Исследование изотермического процесса.....	31
2.7 Исследование адиабатного процесса.....	33
2.8 Обобщение термодинамических процессов.....	36
3 Рабочий процесс компрессора.....	41
3.1 Общие сведения.....	41
3.2 Термодинамические процессы в идеальном компрессоре.....	41
3.3 Теоретическая работа, затрачиваемая на компрессор.....	43
3.4 Вредное пространство в реальном поршневом компрессоре.....	45
3.5 Индикаторная диаграмма реального поршневого компрессора.....	47
3.6 Предел одноступенчатого сжатия в поршневом компрессоре.....	47
3.7 Многоступенчатое сжатие.....	49
4 Термодинамические циклы.....	54
4.1 Прямые и обратные термодинамические циклы.....	54
4.2 Цикл Карно тепловой машины.....	55
4.3 Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания.....	58
4.4 Циклы газотурбинных двигателей.....	80
4.5 Термодинамические циклы комбинированных двигателей внутреннего сгорания.....	95
5 Термодинамические циклы холодильных машин и тепловых насосов.....	100
5.1 Основы получения низких температур.....	101
5.2 Цикл Карно холодильной машины.....	103
5.3 Цикл паровой компрессорной холодильной установки.....	105
5.4 Цикл абсорбционной холодильной установки.....	110
5.5 Цикл теплового насоса.....	111
5.6 Кондиционирование воздуха.....	113

6	Теплопроводность	119
6.1	Основные понятия и элементы теплопередачи	119
6.2	Основной закон теплопроводности	120
6.3	Дифференциальное уравнение теплопроводности	122
6.4	Теплопроводность плоской стенки	126
6.5	Теплопроводность цилиндрической стенки	128
7	Конвективный теплообмен	136
7.1	Общие понятия и определения	136
7.2	Режимы движения теплоносителя	137
7.3	Дифференциальные уравнения конвективного теплообмена	140
7.4	Основы теории подобия	144
7.5	Конвективный теплообмен при вынужденном движении теплоносителей	148
7.6	Естественный конвективный теплообмен	157
7.7	Теплообмен при кипении жидкости	159
7.8	Теплообмен при конденсации пара	161
8	Теплообмен излучением	168
8.1	Общие сведения	168
8.2	Основные законы теплового излучения	170
8.3	Излучение газов	172
8.4	Теплообмен излучением между телами	173
8.5	Защита от теплового излучения (экраны)	176
9	Теплопередача	181
9.1	Сложный теплообмен	181
9.2	Теплопередача через плоскую стенку	182
9.3	Теплопередача через многослойную плоскую стенку	183
9.4	Теплопередача через цилиндрическую стенку	184
9.5	Теплопередача через ребристые цилиндрические поверхности	185
9.6	Тепловая изоляция плоских и цилиндрических стенок	186
9.7	Интенсификация теплопередачи	188
10	Теплообменные аппараты	193
10.1	Общие положения	193
10.2	Классификация теплообменных аппаратов	194
10.3	Основные положения теплового расчета	195
10.4	Гидродинамический расчет теплообменных аппаратов	203
10.5	Оценка энергетической эффективности теплообменника	211
	Приложение А. Графики вспомогательных величин	217
	Приложение Б. Справочные таблицы	218
	Приложение В. Павел Осипович Сухой – гордость города Гомеля	221
	Приложение Г. Альфред Нобель – основатель самой почетной в мире премии	226
	Приложение Д. О создателях первого в мире магистрального тепловоза	232
	Список литературы	240

ПРЕДИСЛОВИЕ

Человек образованный – тот, кто знает,
где найти то, чего он не знает.

Г. Зиммель, философ

В классическом понимании дисциплина «Теплотехника» для технических вузов состоит из двух частей: теоретические основы теплотехники («Техническая термодинамика» и «Теория теплообмена») и прикладные разделы, в которых рассматриваются сведения и принципиальное устройство теплотехнических установок, используемых в отрасли данной специальности. По такому принципу построен учебник «Теплотехника» для механических факультетов институтов железнодорожного транспорта [1].

Однако за истекшие годы (прошло более 70 лет) изменились воззрения на содержание и построение курса. Автор представляет свой вариант изложения дисциплины «Теплотехника» для студентов специальностей «Подвижной состав железнодорожного транспорта» и «Тяговый состав железнодорожного транспорта».

Предлагаемое учебно-методическое пособие «Тепловые машины и теплообменные аппараты железнодорожного подвижного состава» дает будущему инженеру-механику по специальности «Подвижной состав железнодорожного транспорта» и инженеру-электромеханику по специальности «Тяговый состав железнодорожного транспорта» теоретические знания, необходимые как для изучения специальных дисциплин, так и для энергоэффективной эксплуатации и проектирования теплотехнического оборудования, выявления и использования вторичных энергетических ресурсов. Данное пособие отличается от традиционного подхода при обучении по дисциплине «Теплотехника».

Во-первых, при написании пособия сделана попытка объединить традиционную общинженерную дисциплину «Теплотехника» с основными дисциплинами вышеуказанных специальностей, используя в качестве примеров теплотехническое оборудование локомотивов и вагонов. Это направлено на усиление интереса к выбранной студентами специальности.

Во-вторых, период обучения студента по указанным специальностям в настоящее время сокращен с пяти до четырех лет. Но инженер, в отличие от техника, должен знать не только то, что следует применить для эффективной работы данного механизма, но и почему именно это, а не другое. Чтобы квалифицированно решить актуальную проблему энергоэффективности, необходимы теплотехнические знания и умения. Следовательно, несмотря

на сокращение аудиторной учебной нагрузки, в настоящее время значение теплотехнических знаний возрастает.

В-третьих, в условиях сокращения сроков обучения студентов автор стремился уделить преимущественное внимание агрегатам тех типов, которые есть на подвижном составе железнодорожного транспорта, их эксплуатации и ремонту. Как говорил генералиссимус А. В. Суворов, «учить тому, что нужно в бою». Естественно, повторно не рассматриваются также вопросы, которые изучались в дисциплине «Физика» в вузе.

Наконец, в данном учебно-методическом пособии сделана скромная попытка внести гуманитарную струю в изложение технической дисциплины. Этому служит рубрика «Интересно знать», а также эпиграфы и приложения В–Д. В наше время как никогда становятся актуальными слова древнегреческого мыслителя Протагора: «Человек – мера всех вещей». Повышение культурного уровня инженера, сочетание глубоких профессиональных знаний с гуманитарным образованием совершенно необходимы. В вузе происходит формирование современного мировоззрения студента и здесь важна роль преподавателя. Преподаватель – это специалист и патриот своей страны, причем сначала патриот. Преподаватель обязан иметь свою позицию.

Кроме того, теплотехнические знания, как и электротехнические, обязательны для общеэнергетического образования, актуальность которого возрастает. В настоящее время углеводородное топливо (природный газ, бензин, дизельное топливо, мазут, уголь) используются практически монополюсно в энергетике, промышленности, транспорте и других отраслях хозяйства. Поэтому при экономии тепловой энергии, которая первоначально получена в основном путем сгорания традиционного углеводородного топлива, не только снижается плата за израсходованное топливо, но и уменьшаются выбросы вредных веществ в окружающую среду, улучшается экологическая ситуация в стране и мире. Следовательно, достигая наиболее эффективного использования теплоэнергетических ресурсов (ТЭР) в машинах и оборудовании, способствует повышению нашего благополучия как экономического, так и экологического.

Автор приносит благодарность своим коллегам и студентам за те мысли, которые послужили причиной написания и легли в основу пособия. Особую благодарность автор выражает за техническую помощь при подготовке и оформлении рукописи сотрудникам вуза О. Г. Жданович, Н. В. Кожемякиной, П. Г. Двораковскому, М. А. Лутченко, С. Г. Додолеву.

ВВЕДЕНИЕ

Важна битва за знания, а не победа.

М. Склодовская-Кюри, ученый

В настоящем учебно-методическом пособии рассматривается основное теплотехническое оборудование вагонов и локомотивов, изучается принципиально его конструкция и даются рекомендации по наиболее энергоэффективной его эксплуатации.

При эксплуатации подвижного состава железнодорожного транспорта: пассажирских и грузовых вагонов, рефрижераторных секций и др., теплотехнические вопросы также необходимо решать. К ним относятся конструкция кузовов пассажирского и рефрижераторного подвижного состава, остекление, отопление и кондиционирование в вагонах, очистка цистерн на промывочно-пропарочных станциях, отдельные холодильные агрегаты пассажирских вагонов, вагонов-ресторанов и др.

На Белорусской железной дороге тепловозы составляют большую часть локомотивного парка и являются машинами, которые буквально напичканы теплотехническим оборудованием. Это, прежде всего, дизели с газотурбинным наддувом (сердце тепловоза), топливоподогреватели, воздухоохладители, водомасляные теплообменники, водяные и масляные радиаторы, компрессоры, калориферы и прочее.

Электровозы, в отличие от тепловозов, получают готовую электрическую энергию от контактной сети, однако их электрические машины и аппараты требуют охлаждения.

Теплотехнические знания необходимы для обеспечения наибольшей эффективности при ремонте подвижного состава. Это, прежде всего, создание необходимых санитарно-гигиенических условий труда. В производственных и административных зданиях устанавливается тепловая защита («термошуба»), обеспечивается отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха, используются теплонасосные установки и прочее, т. е. реализуются всевозможные мероприятия по повышению энергоэффективности. Следовательно, все теплотехнические проблемы решаются с обязательным учетом энергосбережения.

Рамки учебно-методического пособия не позволяют рассмотреть экологический аспект технического прогресса в энергетике железнодорожного транспорта, хотя в настоящее время при решении теплотехнических проблем назрела необходимость использования экологических методов исследования. Проблемы энергоэффективности и экологической безопасности глобальные и взаимосвязанные.

1 ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ

1.1 Основные понятия

Основная причина всех явлений
находится в материи.

Протагор, философ

В основу расчета, проектирования и эксплуатации тепловых двигателей, а также различного технологического оборудования положены знания по технической термодинамике – науке, изучающей процессы, явления и устройства, в которых осуществляется преобразование теплоты в работу.

Указанное преобразование осуществляется посредством рабочих тел. В тепловых двигателях рабочими телами являются различные газообразные тела: воздух и газообразные продукты сгорания – в двигателях внутреннего сгорания и в топках паровых котлов, водяной пар – в паровых двигателях. Техническая термодинамика использует общие сведения о свойствах этих тел, изучаемых в физике.

Известные законы из физики (Бойля – Мариотта, Гей-Люссака и др.) для идеальных газов можно принимать и для реальных газов, рассматриваемых в технической термодинамике, поскольку все действительные газообразные тела находятся вдали от перехода в жидкое состояние в обычных условиях. Закономерности, найденные эмпирически для реальных газов, могут быть применены к формулам для идеальных газов, но с некоторыми поправочными коэффициентами. Однако для большинства практических задач этими поправками можно пренебрегать, погрешность результата расчета вполне допустима и укладывается в пределы инженерной точности.

1.2 Параметры рабочих тел в технической термодинамике

Наблюдать, изучать, работать.

М. Фарадей, ученый

Состояние рабочих тел (газов и паров) в термодинамике обычно характеризуется давлением, температурой и удельным объемом, которые и носят название *основных параметров состояния*.

Температурой измеряется степень нагретости тела. С точки зрения молекулярно-кинетической теории, температура есть мера интенсивности теплового движения. В основных формулах термодинамики применяется абсолютная температура. По этой шкале температура обозначается буквой T ,

а по стогоградусной шкале – буквой t . Взаимный переход от практической стогоградусной шкалы к абсолютной выражается следующими равенствами:

$$T \text{ (K)} = 273 + t \text{ (}^\circ\text{C)} \text{ или } t \text{ (}^\circ\text{C)} = T \text{ (K)} - 273.$$

Давление – сила, приходящаяся на единицу площади, обозначается буквой p , измеряется в Па.

Различают абсолютное p , избыточное $p_{\text{изб}}$ и барометрическое B давления. Состояние газа характеризуется только абсолютным давлением, поскольку это давление, производимое на стенку бомбардировкой ее молекулами газа, находящимися по одну сторону от стенки.

Значения давления связаны следующими соотношениями:

$$p = p_{\text{изб}} + B, \text{ если } p > B;$$

$$p = B - p_{\text{вак}}, \text{ если } p < B,$$

где $p_{\text{вак}}$ – вакуумметрическое давление.

Для Республики Беларусь можно принять среднее барометрическое давление равным $B = 750$ мм рт. ст. (0,1 МПа).

Удельный объем v представляет собой объем единицы массы вещества, который измеряется в м³/кг. Удельный объем является величиной, обратной плотности: $v = 1 / \rho$.

В качестве заданных параметров для однородного газообразного вещества обычно применяются давление и температура, а удельный объем (плотность) рассматривается как искомая величина.

Функциональная зависимость между параметрами простой термодинамической системы (рабочего тела) – давлением p , температурой T и удельным объемом v – называется *уравнением состояния*. Эту зависимость можно записать так:

$$F(p, T, v) = 0,$$

где каждая из переменных является функцией двух других.

Подобное уравнение имеет смысл только для равновесных систем, в которых температура и давление одинаковы во всех точках системы.

Из физики известно, что зависимость давления идеального газа от его температуры и удельного объема выражается уравнением Клапейрона (уравнение состояния идеального газа):

$$p v = RT. \tag{1.1}$$

Здесь R – удельная газовая постоянная рассматриваемого газа. Следовательно, для каждого газа значение R свое и измеряется в Дж/(кг·К). Величина R зависит от молярной массы рассматриваемого газа μ , кг/кмоль, и определяется по формуле

$$R = \frac{R_{\mu}}{\mu}, \quad (1.2)$$

где R_{μ} – универсальная газовая постоянная, значение которой для газов одинаковое, $R_{\mu} = 8314$ Дж/(кмоль·К).

Напомним, что *идеальный газ* – это такое предельное состояние реального газа, для которого можно принимать известные из физики газовые законы (Бойля – Мариотта, Гей-Люссака и др.). Для реальных газов закономерности могут быть получены не умозрительным путем, как для идеальных газов, а эмпирически, и приводятся к формулам того же вида, как и для идеальных газов, но с некоторыми поправочными коэффициентами. Однако для большинства практических задач этими поправками можно пренебрегать, допуская некоторую неточность. Эта неточность вполне допустима при инженерных расчетах.

1.3 Термодинамические процессы

Всякое обучение основано на памяти,
и напрасно мы учим, если забываем то,
что услышали.

Квинтилиан, философ

Изменение состояния термодинамической системы (рабочего тела) под действием окружающей среды в термодинамике называют *процессом*. Например, при перемещении поршня в цилиндре удельный объем, температура и давление газа изменяются, происходит термодинамический процесс его сжатия и расширения.

Если при этом в любой момент времени температура и давление по всему объему одинаковы (состояние газа равновесное), то такой процесс будет равновесным.

Равновесный термодинамический процесс – это непрерывная последовательность равновесных состояний системы.

Термодинамические процессы, происходящие при неизменном значении какого-либо параметра состояния, называются *изопроцессами*. Например, изохорный процесс происходит при постоянном объеме (другие параметры меняются); изобарный процесс происходит при постоянном (давлении другие параметры меняются); изотермический процесс (изотермный) – процесс сжатия или расширения газа, который протекает при постоянной температуре; изоэнтропный процесс, которым является адиабатный процесс, протекающий без теплообмена с окружающей средой. Данные термодинамические процессы рассматриваются в данном пособии при изучении рабочих процессов компрессов и циклов тепловых и холодильных машин.

1.4 Газовые смеси

Человек должен верить, что непонятное можно понять.

И. Гете, поэт

Газовые смеси имеют широкое распространение и применение на практике: воздух (состоящий из кислорода, азота, аргона и др.), продукты сгорания (состоящие из азота, кислорода, углекислого газа, водяного пара и др.) и прочее.

Под *газовой смесью* в термодинамике понимают смесь газов, химически не реагирующих между собой. Газовая смесь подчиняется тем же термодинамическим законам, что и чистые газы.

Состав газовой смеси определяется количеством каждого из газов, входящих в смесь, и может быть задан массовыми и объемными долями.

Массовая доля g_i определяется отношением массы отдельного (i -го) газа m_i , входящего в смесь, к массе всей смеси m :

$$g_i = \frac{m_i}{m}. \quad (1.3)$$

Объемной долей r_i называют отношение объема каждого компонента V_i , входящего в смесь, к объему всей газовой смеси V , при условии, что объем каждого компонента отнесен к давлению и температуре смеси (приведенный объем V_i):

$$r_i = \frac{V_i}{V}. \quad (1.4)$$

Очевидно, что $\sum g_i = 1$ и $\sum r_i = 1$.

Плотность смеси ρ определяется из выражения

$$\rho = \sum_1^n r_i \rho_i. \quad (1.5)$$

Давление смеси газов p можно представить как сумму парциальных давлений компонентов смеси p_i (**опытный закон Дальтона**):

$$p = \sum_1^n p_i, \quad (1.6)$$

где p_i – парциальное давление, оказываемое отдельным компонентом в объеме всей смеси при неизменной температуре.

Пересчет состава смеси с массовых долей на объемные и обратно может быть произведен на основе следующих соотношений:

$$g_i = \frac{m_i}{m} = \frac{\rho_i V_i}{\rho V} = r_i \frac{\rho_i}{\rho} = r_i \frac{V}{V_i} = r_i \frac{\mu_i}{\mu} = r_i \frac{8314/\mu_i}{8314/\mu} = r_i \frac{R}{R_i}. \quad (1.7)$$

Величина газовой постоянной смеси газов, Дж/(кг·К), может быть вычислена по формуле

$$R = \frac{8314}{\mu}, \quad (1.8)$$

где μ – средняя кажущаяся молярная масса смеси, кг/кмоль,

$$\mu = \sum_1^n r_i \mu_i. \quad (1.9)$$

1.5 Теплоемкость газов и смесей

Ученикам подобает спрашивать и спорить, а наставникам – решать.

М. де Монтень, философ

При решении практических задач используют среднюю теплоемкость – условную постоянную величину в определенном интервале температур. Например, если q – количество теплоты, сообщаемой единице количества газа (или отнимаемого от него) при изменении температуры газа от t_1 до t_2 , то

$$\bar{c} = \frac{q}{t_2 - t_1}. \quad (1.10)$$

Здесь \bar{c} представляет собой среднюю теплоемкость в пределах от t_1 до t_2 .

Для газов особо важное значение имеют следующие два случая:

- 1) изменение состояния при постоянном объеме;
- 2) изменение состояния при постоянном давлении.

Обоим этим случаям соответствуют различные значения теплоемкостей: изохорная массовая c_v и изобарная массовая c_p теплоемкости или изохорная c'_v и изобарная объемная c'_p теплоемкости. Значения средних теплоемкостей в пределах от 0 °С до t °С принимают непосредственно из таблиц теплотехнических свойств, причем в необходимых случаях производится интерполирование.

Связь между теплоемкостями c_p и c_v дается **уравнением Майера**

$$c_p - c_v = R. \quad (1.11)$$

Величина c_v меньше c_p , поскольку при нагревании газа в замкнутом сосуде ($V = \text{const}$) теплота расходуется только на изменение энергии движения молекул газа. В другом случае ($p = \text{const}$) благодаря расширению с изменением кинематической энергии его молекул совершается работа против внешних сил. Следовательно, $c_p > c_v$, причем, как указано выше, $c_p = c_v + R$.

Отношение изобарной теплоемкости к изохорной обозначают k и называют *показателем адиабаты*, или *коэффициентом Пуассона*:

$$k = \frac{c_p}{c_v}. \quad (1.12)$$

Для одноатомных газов можно принимать $k = 1,67$, для двухатомных газов (в том числе воздуха) $k = 1,4$, для трехатомных (многоатомных) газов $k = 1,33$.

В тепловых двигателях происходит значительное изменение температуры газа, поэтому следует учитывать зависимость теплоемкости от температуры. Значения истинных и средних изохорных и изобарных теплоемкостей в зависимости от температуры в теплотехнических справочных таблицах. В них средние теплоемкости представлены для интервала температур от 0 до t °С. Средние теплоемкости в интервале температур от t_1 до t_2 с использованием таблиц вычисляются по формуле

$$\bar{c}_{t_1, t_2} = \frac{\bar{c}_{0, t_2} t_2 - \bar{c}_{0, t_1} t_1}{t_2 - t_1}, \quad (1.13)$$

где \bar{c}_{0, t_1} , \bar{c}_{0, t_2} — средние табличные теплоемкости газа в интервале температур 0 ... t_1 °С и 0 ... t_2 °С.

Для определения теплоемкости смеси газов необходимо знать ее состав и значения теплоемкостей компонентов. Если смесь задана массовыми долями, массовая теплоемкость газовой смеси определяется по формуле

$$c = \sum_1^n g_i c_i, \quad (1.14)$$

где g_i — массовая доля i -го компонента смеси;

c_i — массовая теплоемкость i -го компонента смеси определяется по таблицам.

Аналогично определяется объемная теплоемкость газовой смеси.

1.6 Первый закон термодинамики

Всякое начало трудно.

Петроний Арбитр, поэт

Согласно закону сохранения энергии *сумма всех видов энергии изолированной системы есть величина постоянная*. Следовательно, количество теплоты, подведенной к рабочему телу, тратится в данной термодинамической системе на изменение его полной энергии (кинетической и потенциальной — внешней и внутренней энергии) и на совершение этим телом внешней работы.

Если тело находится в относительном покое, то изменение кинетической и потенциальной энергии не происходит, и теплота, подведенная к системе, тратится на изменение его внутренней энергии и на совершение работы. В удельных величинах (отнесенных к единице массы) это утверждение можно записать следующим образом:

$$q = \Delta u + l, \quad (1.15)$$

где q – количество теплоты, сообщенное извне рабочему телу массой 1 кг;

Δu – изменение внутренней энергии рабочего тела при подводе этого количества теплоты;

l – работа, совершенная рабочим телом по преодолению внешнего давления.

Выражение (1.15) является аналитическим выражением первого закона (первого начала) термодинамики для закрытой системы. *Закрытая система* – когда рабочее тело как целое не перемещается, т. е. находится в покое.

В бесконечно малых величинах, т. е. **в дифференциальной форме, первый закон термодинамики для любого тела, находящегося в покое**, имеет вид

$$dq = du + dl. \quad (1.16)$$

Изменение внутренней энергии идеального газа для любого термодинамического процесса при бесконечно малом изменении состояния (для 1 кг) определяется по формуле

$$du = c_v dT. \quad (1.17)$$

Совершение работы телом (для 1 кг) внешней механической работы при бесконечно малом изменении состояния определяется по следующей формуле:

$$dl = pdv. \quad (1.18)$$

Итак, первый закон (первое начало) термодинамики для закрытой системы можно сформулировать следующим образом: **теплота, подведенная к телу из внешней среды, расходуется на изменение внутренней энергии рабочего тела и совершение им внешней механической работы.**

Другое аналитическое выражение первого закона термодинамики в отличие от (1.16) может быть получено следующим образом:

$$\begin{aligned} dq &= du + pdv = du + pdv + vdp - vdp = du + d(pv) - vdp = \\ &= d(u + pv) - vdp. \end{aligned}$$

Здесь $u + pv = h$ – полная энергия рабочего тела, равная сумме внутренней энергии и потенциальной энергии давления, которая называется *эн-*

тальпией (все величины являются удельными, т. е. отнесены к массе 1 кг). Следовательно, получим $dq = dh - vdp$.

Изменение энтальпии идеального газа для любого термодинамического процесса при бесконечно малом изменении состояния (для 1 кг) определяется по формуле

$$dh = c_p dT. \quad (1.19)$$

Последний член полученного дифференциального уравнения является бесконечно малой работой изменения давления, или *технической работой*, которая в дифференциальной форме пишется в виде

$$dl_r = -vdp, \quad (1.20)$$

а в конечной форме –

$$l_{r12} = \int_1^2 (-vdp) = \int_{p_2}^{p_1} vdp.$$

Графическое изображение технической работы для процесса расширения 1–2 показано на рисунке 1, где заштрихованная в центральной части площадь дает дифференциал технической работы, а площадь 1–2–3–4 соответствует конечному значению ее для всего процесса.

В результате другое аналитическое выражение первого закона термодинамики имеет вид

$$dq = dh + dl_r. \quad (1.21)$$

Приведенное выше основное уравнение термодинамики формулируется так: **теплота, подведенная к рабочему телу из внешней среды, расходуется на изменение его энтальпии и совершение технической работы.**

В ряде случаев уравнение (1.21) имеет преимущество по сравнению с обычной формулой (1.16).

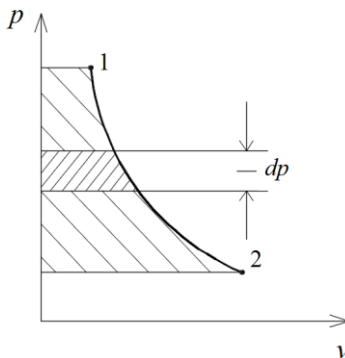


Рисунок 1.1 – Графическое изображение технической работы в p - v -диаграмме

Интересно знать!

Первый закон термодинамики был открыт и сформулирован в 1840-х годах. Авторами его были два врача и один пивовар: Ю. Р. Майер (возраст 27 лет), Г. Л. Гельмгольц (26 лет), Д. П. Джоуль (24 года). Как видно, это весьма молодые люди, энергия которых подкреплена большой трудоспособностью и, конечно, умом.

Юлиус Роберт Майер, врач, защитил диссертацию на соискание степени доктора медицины. Нанялся судовым врачом на голландский корабль «Ява», обратил внимание, что во время штормов вода в море нагревается. При посещении острова, где жителями были темнокожие туземцы, вспыхнула эпидемия пневмонии. В Европе в то время радикальным методом лечения считалось кровопускание, и Майер, будучи врачом, применил его. При этом Майер заметил, что венозная кровь у многочисленных темнокожих жителей тропиков гораздо светлее, чем у европейцев. Анализируя это наблюдение, Майер предположил, что пища (углеводородное топливо для организма) окисляется в организме человека, а выделяемое тепло идет на поддержание температуры (внутренней энергии) тела и совершение работы всех органов. При окислении образуются оксиды (в основном углекислый газ), которые поступают в венозную кровь и делают ее более темной, чем артериальная кровь. В тропиках, где атмосферная температура выше европейской, пищи требуется меньше, а значит, будет меньше продуктов окисления, от чего венозная кровь светлее.

Все эти наблюдения навели Ю. Р. Майера на идею о преобразовании энергии, которая впоследствии была сформулирована как первое начало (закон) термодинамики.

Герман Людвиг Гельмгольц – врач-физиолог, самостоятельно определил связь между энергией и физико-химическими процессами организмов.

Джеймс Прескотт Джоуль – владелец пивоваренного завода, автор классической исследовательской установки по определению связи между механической работой и теплом. В результате вращения лопастей вода в бочке нагревалась. Затем определялось соотношение между затраченной работой и полученным теплом. Таким образом, была установлена взаимосвязь между двумя видами энергии.

1.7 Второй закон термодинамики

Гуманитарии жалуются на невежество естествоиспытателей, но не могут ответить, в чем состоит второй закон термодинамики.

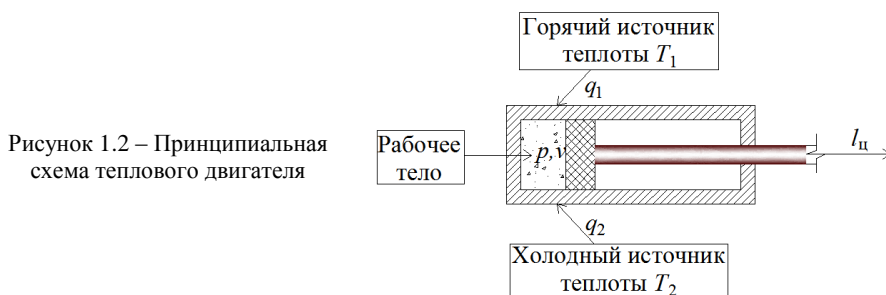
Ч. Сноу, государственный деятель

Первый закон термодинамики говорит о количественных соотношениях между различными видами энергии при наличии их взаимных превращений. Двигатель, который позволил бы получать работу без энергетических затрат, называется *вечным двигателем первого рода*. Такой двигатель невозможен, т. к. противоречит первому закону термодинамики. В 1755 г. французская академия наук раз и навсегда объявила, что не будет принимать на рассмотрение какие-либо проекты вечных двигателей.

Второй закон, дополняя первый, охватывает качественную сторону превращений энергии, т. е. их направление, односторонний характер и границы. Несмотря на эквивалентность теплоты и работы, процессы их взаимного превращения неравнозначны. Опыт показывает, что механическая энергия может быть полностью превращена в теплоту, например, путем трения, однако теплоту полностью превратить в механическую энергию в периодически повторяющемся процессе нельзя. Это связано с фундаментальным законом природы – вторым законом термодинамики. Для второго закона термодинамики нет единой, центральной формулировки. Существующие многочисленные формулировки лишь в совокупности дают исчерпывающее объяснение. Приведем важнейшие из них в упрощенной форме.

Один из основоположников термодинамики Р. Клаузиус дал такую формулировку второго закона термодинамики: **«Теплота не может сама собой переходить от более холодного тела к более нагретому».**

Для холодильных установок эта формулировка определяет условия их работы: теплота не может сама собой переходить от менее нагретого тела к более нагретому без затраты внешней работы. Постулат Томсона (лорда Кельвина) гласит: **«Невозможно создать периодически действующую машину, совершающую механическую работу только за счет охлаждения теплового резервуара».** Другими словами, для превращения теплоты в механическую работу необходимо иметь источник теплоты и холодильник с температурой ниже температуры источника, т. е. необходим температурный перепад (рисунок 1.2).



Тепловой двигатель без холодного источника теплоты, называется *вечным двигателем второго рода*. Следовательно, второй закон термодинамики можно кратко сформулировать так: **«Вечный двигатель второго рода невозможен».**

Таким образом, в соответствии со вторым законом термодинамики даже в идеальном тепловом двигателе невозможно всю подведенную теплоту полностью преобразовать в работу.

1.8 Энтропия и тепловая Ts -диаграмма

Сомнение доставляет мне не меньшее наслаждение, чем знание.

Данте, поэт

Анализ различных термодинамических процессов легко осуществляется на основе изображения их в диаграммах $p\nu$ и Ts .

Выберем плоскую систему координат $p\nu$. Начальное состояние рабочего тела отметим точкой 1, конечное – точкой 2. Элементарная работа dl (1.18) на диаграмме $p\nu$ изобразится заштрихованной площадкой (рисунок 3). Если произвести интегрирование по данному термодинамическому процессу, то получим известную формулу для определения работы изменения объема

$$l_{12} = \int_1^2 p d\nu. \quad (1.22)$$

Эту работу можно изобразить в диаграмме $p\nu$, и полученная криволинейная трапеция $0_1-1-2-0_2$ графически изображает работу процесса (рисунок 1.3). Поэтому $p\nu$ -диаграмму называют **рабочей диаграммой**.

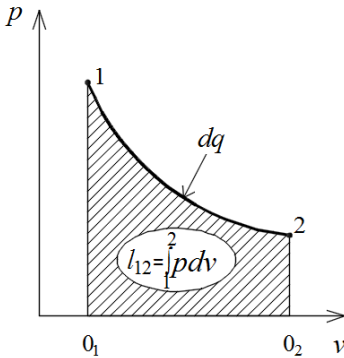


Рисунок 1.3 – Рабочая диаграмма

Для решения интеграла (1.22) и соответствующего вывода расчетных формул для определения работы необходимо знать уравнение процесса изменения состояния. Различные частные термодинамические процессы (изохорный, изобарный, изотермический и адиабатный) рассматривались в курсе физики.

Рассмотрим произвольный обратимый термодинамический процесс в $p\nu$ -диаграмме (см. рисунок 1.3), в котором к рабочему телу подводится теплота и осуществляется переход из состояния 1 в состояние 2. Если весь процесс разделить на элементарные отрезки, то для каждого отрезка величина dq мала и температуру рабочего тела T можно принять постоянной. Отношение dq / T называется *приведенной теплотой* и обозначается ds , т. е.

$$\frac{dq}{T} = ds. \quad (1.23)$$

Этот параметр называется *энтропией* (введен в 1865 г. Р. Клаузиусом). Изменение энтропии в процессе 1–2 определяется интегралом

$$\Delta s = s_1 - s_2 = \int_1^2 \frac{dq}{T}.$$

Вместо числителя подынтегрального выражения подставим его выражение из уравнения первого закона термодинамики (1.16), учитывая (1.17) и (1.18), и получим

$$\Delta s = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_v dT}{T} + \int_{v_1}^{v_2} \frac{pdv}{T}.$$

Учитывая уравнение состояния $p/T = R/v$, имеем

$$\Delta s = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_v dT}{T} + \int_{v_1}^{v_2} \frac{Rdv}{v}.$$

После интегрирования получим

$$\Delta s = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (1.24)$$

Из уравнения (1.24) видно, что изменение энтропии зависит только от начальных и конечных параметров состояния рабочего тела и, следовательно, энтропия s является параметром состояния. В технической термодинамике обычно используют не абсолютное значение энтропии, а ее изменение в каком-либо процессе. Поэтому *энтропию отсчитывают от произвольно выбранного уровня*.

Рассмотрим изображение произвольного термодинамического процесса в Ts -координатах.

Исходя из того, что $dq = Tds$, теплота, участвующая в процессе, определится по формуле $q_{12} = \int_1^2 Tds$. Это

на Ts -диаграмме изображается криволинейной трапецией $0_1-1-2-0_2$ (рисунок 1.4). Ts -диаграмма называется **тепловой диаграммой**, которая наряду с рабочей pv -диаграммой удобна для термодинамических расчетов, особенно для изображения термодинамических циклов. Итак, в технической термодинамике в основном для изображения циклов тепловых машин применяются две диаграммы: pv и Ts .

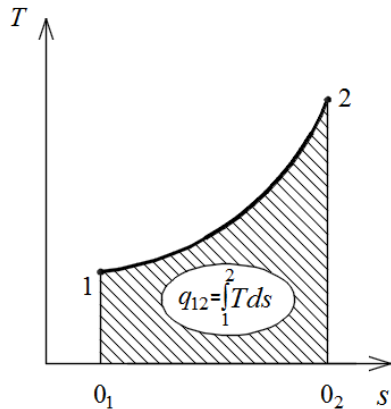


Рисунок 1.4 – Тепловая диаграмма

Первая, pV -диаграмма, позволяет легко проанализировать цикл с целью получения наибольшей полезной работы, и поэтому ее называют **рабочей диаграммой**. Вторая, TS -диаграмма, позволяет легко проанализировать затраты теплоты на осуществление цикла, и поэтому ее называют **тепловой диаграммой**.

Закрепим изученное!

1 Основными параметрами рабочих тел (газов или паров) являются:

– абсолютное давление p , Па = Н/м²; причем $p = p_{\text{изб}}$ (давление избыточное или манометрическое) + $p_{\text{бар}}$ (давление барометрическое или атмосферное). Для средней полосы можно принимать $p_{\text{бар}} = 750$ мм рт. ст. = 0,1 МПа;

– абсолютная температура T , измеренная в Кельвинах, т. е.

$$T (\text{K}) = t (^\circ\text{C}) + 273.$$

– удельный объем v , м³/кг, причем $v = 1 / \rho$.

Зависимость между p , T , v выражается уравнением состояния газов $pV = RT$, причем

$$R = R_\mu / \mu,$$

где $R_\mu = 8314$ Дж/(кмоль·К), μ – универсальная газовая постоянная, а R – удельная газовая постоянная рассматриваемого газа, Дж/кг·К.

2 Газовые смеси могут задаваться как массовыми долями

$g_i = \frac{m_i}{m}$, так и объемными долями $r_i = \frac{V_i}{V}$, причем $\sum g_i = 1$, $\sum r_i = 1$.

Давление газовой смеси подчиняется закону Дальтона:

$$P = \sum_1^n P_i.$$

Пересчет с массовых долей на объемные и обратно производится по соотношениям

$$g_i = r_i \frac{\mu_i}{\mu} = r_i \frac{R}{R_i}.$$

Средняя кажущаяся молярная масса смеси определяется по формуле

$$\mu = \sum_1^n r_i \mu_i.$$

3 При решении практических задач используют среднюю теплоемкость в интервале температур от t_1 до t_2 , полученную по формуле

$$\bar{c}_{t_1, t_2} = \frac{\bar{c}_{0, t_2} t_2 - \bar{c}_{0, t_1} t_1}{t_2 - t_1},$$

где \bar{c}_{0, t_1} , \bar{c}_{0, t_2} – средние табличные теплоемкости газа в интервале температур $0 \dots t_1$ °C и $0 \dots t_2$ °C.

Массовая теплоемкость газовой смеси определяется по формуле

$$c = \sum_1^n g_i c_i,$$

где c_i – массовая теплоемкость i -го компонента смеси (определяется по таблицам). Причем массовая теплоемкость газа может определяться как изобарная c_p или изохорная c_v .

4 Первый закон термодинамики вытекает из закона сохранения энергии и аналитически выражается следующим уравнением в дифференциальной форме:

$$dq = du + dl,$$

где du – бесконечно малое изменение внутренней энергии, которое определяется $du = c_v dT$; dl – внешняя механическая работа при бесконечно малом изменении состояния, $dl = pdv$. Причем q , u , l являются удельными величинами, т. е. отнесены к 1 кг рабочего тела, Дж/кг.

Вышеприведенное уравнение первого начала термодинамики считается первой формулой и формулируется следующим образом: **теплота, подведенная к телу из внешней среды, расходуется на изменение внутренней энергии рабочего тела и совершение им внешней механической работы.**

Первый закон (первое начало) термодинамики можно также записать следующим дифференциальным уравнением:

$$dq = dh + dl_t,$$

где $dh = c_p dT$ – изменение энтальпии рабочего тела при бесконечном изменении состояния; $dl_t = -vdp$ – бесконечно малая техническая работа изменения давления рабочего тела. Здесь h и l_t являются удельными величинами и формулируются так: **теплота, подведенная к рабочему телу из внешней среды, расходуется на изменение его энтальпии и совершение технической работы.**

5 Второй закон термодинамики указывает на качественную сторону превращений энергии, направление превращений, неравнозначность взаимного превращения теплоты и работы.

Одна из формулировок второго закона термодинамики (Клаузиуса): **«Теплота не может сама собой переходить от более холодного к более нагретому».**

Что касается тепловых машин, то теплоту в них полностью превратить в механическую энергию нельзя, и здесь уместна следующая формулировка У. Томсона: **«Невозможно создать периодически действующую машину, совершающую механическую работу только за счет охлаждения теплового резервуара».**

6 Энтропия s является параметром состояния рабочего тела и аналитически равна $ds = dq/T$.

Отсюда $dq = Tds$, следовательно, понятие энтропии позволяет ввести удобную для термодинамических расчетов Ts -диаграмму, на которой состояние термодинамической системы изображается точкой, равновесный термодинамический процесс – линией. Отсюда следует, что для процесса 1–2 теплоту можно определить как $q_{12} = \int_1^2 Tds$, т. е. она равна площади, ограниченной линией процесса, крайними ординатами и осью s (абсцисс).

Формула $dq = Tds$ показывает, что ds и dq имеют одинаковые знаки, *при подводе* теплоты $dq > 0$ и $ds > 0$, а *при отводе* $dq < 0$ и $ds < 0$.

С позицией кинетической теории газов энтропию можно определить как меру неупорядоченности системы.

Задачи для самостоятельного решения

Ум без знания есть сидень.

Н. М. Карамзин, историк

1 При испытании ДВС дизель-поезда ДР-1А с гидропередачей используется специальная станция испытания дизелей, имеющаяся в локомотивном депо. Для определения мощности дизеля его тормозят гидротормозом. При этом работа, произведенная двигателем, расходуется на преодоление сил трения и превращается в теплоту, часть которой примерно (20 %) рассеивается в окружающей среде, а остальная часть отводится охлаждающей тормоз водой.

Сколько воды необходимо подводить к тормозу за 1 час, если крутящий момент на валу $M_{кр} = 2$ кДж, частота вращения $n = 1500$ об/мин, а допустимое повышение температуры воды $\Delta t = 35$ °С? Теплоемкость воды c принять равной $4,19$ кДж/(кг·К).

2 Испытание дизеля Д49 тепловоза 2ТЭ10УК проводится на пункте реостатных испытаний локомотивного депо. Нагрузка дизеля осуществляется водяным реостатом, который в период испытаний присоединяется к генератору тепловоза. Напряжение на клеммах генератора постоянного тока $U = 710$ В, сила тока $I = 6300$ А, КПД генератора $\eta_r = 0,94$.

Определить мощность тепловозного дизеля Д49 в этом режиме испытания.

3 Масса пустого баллона для аргона, используемого для сварочных работ, емкостью 40 л равна 64 кг.

Определить массу баллона с аргоном, если при температуре $+15$ °С баллон наполняют газом до давления по манометру 15 МПа.

Как изменятся показания манометра, если баллон внести в помещение с температурой $+25$ °С?

4 Объемный состав сухих продуктов сгорания топлива (не содержащих водяных паров) следующий: углекислого газа (двуокиси углерода) 12,3 %, кислорода 7,2 % и азота 80,5 %.

Найти молекулярную массу и газовую постоянную, а также плотность газовой смеси продуктов сгорания.

5 Генераторный газ состоит из нескольких объемных частей: $H_2 = 70$ %, $CH_4 = 20$ %, $CO = 27,6$ %, $CO_2 = 48$ %, $N_2 = 58$ %.

Определить массовые доли, среднюю молекулярную массу, газовую постоянную, плотность и парциальные давления при $+20$ °С и 750 мм рт. ст.

6 Анализ продуктов сгорания топлива показал следующий их объемный состав: $O_2 = 7,1$ %, $SO_2 = 0,2$ %, $CO = 0,4$ %, $CO_2 = 12,2$ %, $N_2 = 80,1$ %.

Определить газовую постоянную и молекулярную массу газовой смеси.

2 ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ

2.1 Равновесные (обратимые) и неравновесные (необратимые) процессы

В этом мире наша первая обязанность состоит в том, чтобы устраивать произвольные островки порядка и системы.

Н. Винер, кибернетик

Из физики известно, что в термодинамических процессах могут изменяться одновременно или все параметры, или только некоторые из них. К основным термодинамическим процессам относятся: *изохорный* – при постоянном объеме ($v = \text{const}$); *изобарный* – при постоянном давлении ($p = \text{const}$); *изотермический* – при постоянной температуре ($T = \text{const}$); *адиабатный* – протекающий без теплообмена с окружающей средой ($q = 0$).

Чтобы облегчить изучение термодинамических процессов с идеальным газом, теплоемкости принимают постоянными, не зависящими от температуры.

Равновесным состоянием является состояние рабочего тела, при котором во всех точках занимаемого телом объема соответствующие параметры одинаковы.

Равновесным термодинамическим процессом называют такой процесс, который протекает бесконечно медленно, в результате чего рабочее тело проходит через последовательный и непрерывный ряд равновесных состояний.

С понятием «*равновесный процесс*» тесно связано понятие об обратимости процессов. *Любой обратимый процесс является равновесным.* Это означает, что при прямом и обратном ходах процесса рабочее тело и окружающая среда проходят через одни и те же промежуточные состояния.

Многообразие термодинамических обратимых процессов изменения состояния идеального газа может быть описано одним уравнением, если допустить, что теплоемкость рабочего тела постоянна, а все параметры рабочего тела изменяются. Обобщающий процесс, отвечающий этому состоянию, называется *политропным*.

В природе имеют место только необратимые процессы. Однако рассмотрение идеальных процессов позволяет использовать математический аппарат, сложив процессы в идеальные циклы тепловых двигателей, установить термодинамические пределы совершенства тепловых двигателей, а реально сти учесть поправками на необратимость.

2.2 Методика исследования термодинамических процессов с идеальным газом

Метод решения хорош, если с самого начала мы можем предвидеть – и в последствии подтвердить это – что, следуя этому методу, мы достигнем цели.

Г. Лейбниц, ученый

Кратко рассмотрим основные термодинамические процессы.

Метод исследования процессов, не зависящий от их особенностей и являющийся общим, состоит в следующем:

- выводится уравнение термодинамического процесса на основе первого закона термодинамики;
- устанавливается математическая связь между начальными и конечными параметрами рабочего тела в рассматриваемом термодинамическом процессе;
- находится величина теплоемкости рабочего тела, участвующего в данном процессе;
- определяется изменение внутренней энергии и энтальпии рабочего тела при осуществлении данного процесса;
- определяется количество теплоты, участвующей в термодинамическом процессе;
- находится величина работы в термодинамическом процессе;
- находится формула для оценки изменения энтропии рабочего тела.

2.3 Исследование политропных процессов

Уравнения умнее своих создателей.

Г. Герц, ученый

Запишем первый закон термодинамики в дифференциальном виде в формулах (1.16) и (1.21):

$$\begin{cases} dq = du + dl, \\ dq = dh + dl_T. \end{cases}$$

Пусть c_n – теплоемкость политропного процесса, тогда вышеприведенное уравнение с учетом (1.17)–(1.20) можно записать

$$\begin{cases} c_n dT = c_v dT + pdv, \\ c_n dT = c_p dT - vdp. \end{cases}$$

После преобразований получим

$$\begin{cases} (c_n - c_v) dT = p dv, \\ (c_n - c_p) dT = -v dp. \end{cases}$$

Разделив второе дифференциальное уравнение на первое, получим

$$\frac{c_n - c_p}{c_n - c_v} = -\frac{v dp}{p dv}.$$

Обозначив $\frac{c_n - c_p}{c_n - c_v} = n$, получим дифференциальное уравнение

$$\frac{dp}{p} + n \frac{dv}{v} = 0, \text{ решение которого имеет вид}$$

$$pv^n = \text{const}. \quad (2.1)$$

Полученное уравнение называется *уравнением политропного процесса*, а показатель степени n называется *показателем политропы*, или *политропным показателем*.

Таким образом, **политропным называется процесс с произвольным подводом и отводом теплоты, подчиняющийся уравнению $pv^n = \text{const}$.**

Связь между начальными и конечными параметрами рабочего тела в политропном процессе:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^n, \quad (2.2)$$

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (2.3)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (2.4)$$

Теплоемкость рабочего тела в политропном процессе определяется по формуле

$$c_n = c_v \frac{n-k}{n-1}. \quad (2.5)$$

Количество теплоты, участвующей в политропном процессе,

$$q = c_n (T_2 - T_1). \quad (2.6)$$

Изменение внутренней энергии и энтальпии в политропном процессе

$$\Delta u_{12} = c_v (T_2 - T_1); \quad (2.7)$$

$$\Delta h_{12} = c_p (T_2 - T_1), \quad (2.8)$$

где c_v и c_p – табличные значения удельной теплоемкости данного газа.

Механическая работа (работа изменения объема) при политропном процессе 1–2 определяется уравнением

$$l_{12} = \frac{1}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2). \quad (2.9)$$

Техническая работа (работа изменения давления) в процессе 1–2 определяется следующей зависимостью:

$$l_{T12} = n l_{12}. \quad (2.10)$$

Изменение энтропии рабочего тела в политропном процессе 1–2 определяется формулой

$$\Delta s_{12} = c_n \ln \frac{T_2}{T_1}. \quad (2.11)$$

2.4 Исследование изохорного процесса

Каждый прав, пока не ошибется.

Э. Хемингуэй, писатель

Процесс при постоянном объеме называется *изохорным*. Этот процесс является частным случаем политропного процесса, при этом показатель политропы $n = \pm\infty$, что приводит к уравнению $v = \text{const}$. Зависимость между параметрами состояния в изохорном процессе следующая:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}. \quad (2.12)$$

Следовательно, в изохорном процессе давление газа прямо пропорционально его абсолютным температурам.

В изохорном процессе значение теплоемкости c_v определяется по таблицам, соответствующим газу (газовой смеси), которым является рабочее тело. Таблицы теплоемкости газов приведены в теплотехнической литературе.

Теплота, участвующая в изохорном процессе 1–2 в расчете на 1 кг рабочего тела, определяется по известной формуле

$$q_{12} = c_v (T_2 - T_1). \quad (2.13)$$

Причем поскольку $dv = 0$, то работа $dl = 0$ и, следовательно, вся сообщаемая рабочему телу теплота идет на изменение внутренней энергии. Это подтверждается графиком на рисунке 2.1, а, где площадь в $p\nu$ -координатах представляет работу процесса под прямой 1–2 и равна нулю.

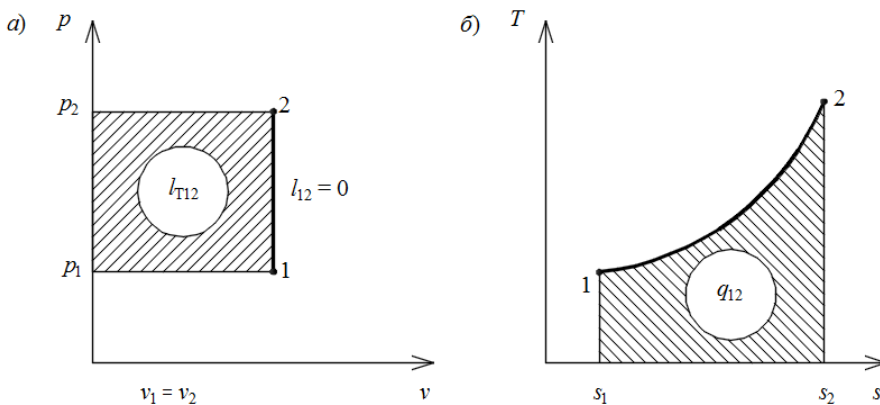


Рисунок 2.1 – Изображение процесса в $p\nu$ - и Ts -диаграммах

Изменение внутренней энергии и энтальпии рассчитывается по формулам (2.7) и (2.8). Работа изменения объема (механическая работа) в изохорном процессе, как указано выше, равна нулю.

Техническая работа (работа изменения давления) изохорного процесса 1–2 может быть определена на основе решения дифференциального выражения (1.20):

$$l_{T12} = \nu(p_1 - p_2) = R(T_1 - T_2). \quad (2.14)$$

Графическое изображение l_{T12} приведено на рисунке 2.1, а.

Изменение энтропии в изохорном процессе 1–2 определим при $\nu = \text{const}$:

$$s_2 - s_1 = \Delta s_{12} = c_\nu \ln \frac{T_2}{T_1}. \quad (2.15)$$

Изохора 1–2 (см. рисунок 2.1, б) в диаграмме Ts представляет собой логарифмическую кривую. Площадь под ней выражает подведенную в процессе теплоту или, что то же самое, изменение внутренней энергии рабочего тела.

Изохорный процесс является составной частью термодинамического цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Именно в изохорном процессе осуществляется подвод теплоты в бензиновом (газовом) ДВС с принудительным воспламенением горючей смеси. В ДВС (дизеле)

с самовоспламенением топлива в изохорном процессе осуществляется подвод теплоты к рабочему телу в первой части горения.

Изохорный процесс является обязательной частью цикла любого поршневого ДВС, поскольку отвод теплоты осуществляется по изохоре.

2.5 Исследование изобарного процесса

Физический закон должен быть математически красивым.

П. Дирак, ученый

Термодинамический процесс при постоянном давлении называется *изобарным*. Этот процесс также является частным случаем политропного процесса, при этом показатель политропы $n = 0$, что приводит к уравнению $p = \text{const}$.

Зависимость между параметрами рабочего тела в изобарном процессе следующая:

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}. \quad (2.16)$$

Эта зависимость легко находится из уравнения состояния идеального газа для двух точек: $pv_1 = RT_1$ и $pv_2 = RT_2$. Зависимость (2.16) показывает, что в изобарном процессе объем газа изменяется прямо пропорционально абсолютной температуре. В процессе при $p = \text{const}$ теплота расходуется на работу и изменение внутренней энергии (1.16). Следовательно, одинаковое количество теплоты в изобарном процессе увеличит температуру газа меньше, чем в изохорном процессе.

Изобарная теплоемкость c_p определяется по таблицам для искомого газа.

Удельная теплота, участвующая в изобарном процессе 1–2, определяется по формуле

$$q_{12} = c_p (T_2 - T_1). \quad (2.17)$$

Изменение внутренней энергии и энтальпии рассчитывается по формулам (2.7) и (2.8). Причем в изобарном процессе 1–2 $q_{12} = \Delta h_{12}$, т. е. подведенная теплота равна приращению энтальпии. Согласно первому закону термодинамики часть теплоты идет на приращение внутренней энергии, а остальное – на работу расширения, т. е. $dl = dq - du$.

Механическая работа (работа изменения объема) в изобарном процессе 1–2 определяется по формуле

$$l_{12} = p_1 (v_2 - v_1) = R(T_2 - T_1). \quad (2.18)$$

Техническая работа (работа изменения давления) в изобарном процессе равна 0 (рисунок 2.2, а).

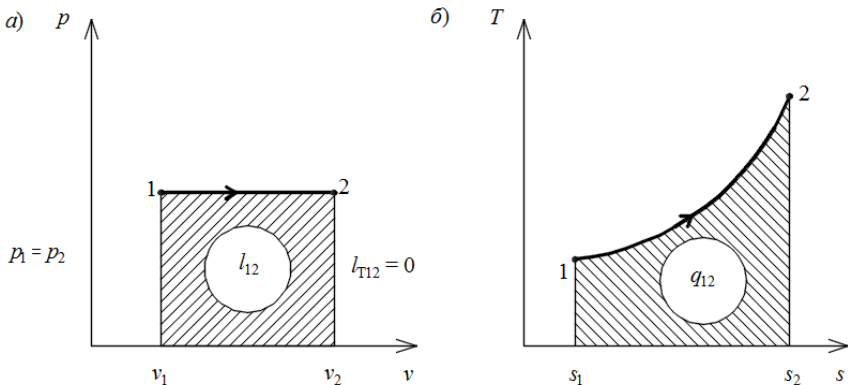


Рисунок 2.2 – Изображение изобарного процесса (расширения) в p v - и T s -диаграммах

Изобара 1–2 (см. рисунок 2.2, б) в диаграмме T s представляет собой логарифмическую кривую.

$$s_2 - s_1 = \Delta s_{12} = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}. \quad (2.19)$$

Указанное изменение энтропии получено при решении уравнения (1.23) при $p = \text{const}$.

Сравнивая (2.15) и (2.19), можно утверждать, что при одинаковом интервале температур от T_1 до T_2 кривая изохоры более крутая чем изобара, поскольку $\Delta s_v < \Delta s_p$ (рисунок 2.3).

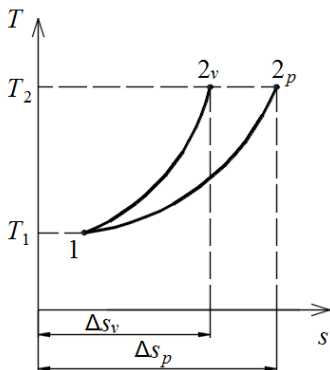


Рисунок 2.3 – Изменение энтропии в изохорном и изобарном процессах в одном и том же интервале температур

Здесь следует отметить, что изобарный процесс практически осуществляется при медленном движении газа в каналах или трубах, если пренебречь падением давления от сопротивлений местных и по длине. Поэтому изобарным можно считать процесс течения теплоносителей в теплообменных ап-

паратах локомотивов, вагонов, зданий и сооружений локомотивных и вагонных депо.

Изобарный процесс является составной частью термодинамического цикла дизеля. Таким считается процесс подвода теплоты, выделившейся при догорании впрыснутого через форсунку топлива в цикле бескомпрессионного дизельного ДВС.

2.6 Исследование изотермического процесса

Мы охотно верим тому, чему хочется верить.

Публий Теренций, писатель

Термодинамический процесс – это процесс, протекающий при постоянной температуре $T = \text{const}$. Из уравнения состояния получаем $p\nu = \text{const}$ – уравнение гиперболы. Для каких-либо двух точек 1 и 2 изотермического процесса имеем

$$T_2 = T_1 ; p_1 \nu_1 = p_2 \nu_2$$

или

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{\nu_2}{\nu_1}, \quad (2.20)$$

т. е. давление обратно пропорционально объемам.

Изотермы газа (рабочего тела) на рабочей диаграмме ($p\nu$ -диаграмме) изображаются равнобокими гиперболами (рисунок 2.4, а). Причем чем выше температура, тем больше произведение $p\nu$, поскольку дальше от центра координат расположена изотерма. Следовательно, при увеличении температуры увеличивается работа изменения объема.

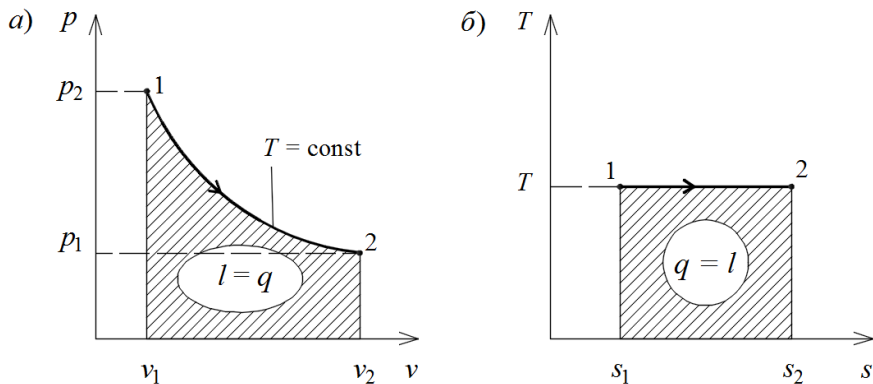


Рисунок 2.4 – Изображение изобарного процесса (расширения) в $p\nu$ - и Ts -диаграммах

В изотермическом процессе температура неизменна ($dT = 0$), поэтому как бы много ни сообщалось теплоты рабочему телу, температура рабочего тела не повышается, т. е. теплоемкость в изотермическом процессе стремится к бесконечности $c_v \rightarrow \infty$.

Поскольку в изотермическом процессе 1–2 $dT = 0$, то изменение внутренней энергии не происходит ($\Delta u_{12} = 0$). Следовательно, в изотермическом процессе вся подведенная теплота расходуется на механическую работу $q_{12} = l_{12}$, т. е. это наиболее выгодный процесс подвода теплоты.

Работа в изотермическом процессе 1–2 определяется решением

$$l_{12} = \int_1^2 p dv, \text{ а учитывая, что } p = \frac{RT}{v}, \text{ получим}$$

$$l_{12} = RT \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (2.21)$$

Заменяя в формуле (2.21) отношение объемов через отношение давлений и учитывая, что $RT = pv$, получим еще ряд формул для определения удельной механической работы:

$$l_{12} = RT \ln \frac{p_1}{p_2} = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1} = p_2 v_2 \ln \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \ln \frac{p_1}{p_2} = p_2 v_2 \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (2.22)$$

В изотермическом процессе 1–2, кроме того, что не происходит изменение внутренней энергии, энтальпия рабочего тела также неизменна, т. е. $\Delta h_{12} = 0$.

Следовательно, в изотермическом процессе 1–2 подведенная теплота расходуется полностью (1.21) на техническую работу (работу изменения давления), т. е. $q_{12} = l_{T12}$.

Таким образом, в изотермическом процессе работа изменения давления (техническая) l_T равна работе изменения объема (механической) l , т. е.

$$l_{T12} = l_{12} \quad (2.23)$$

и может определяться по формулам (2.21) и (2.22).

Термодинамический процесс $T = \text{const}$ изображается в Ts -диаграмме прямой, параллельной оси абсцисс (см. рисунок 2.4, б). Площадь под прямой выражает теплоту процесса:

$$q = T (s_2 - s_1). \quad (2.24)$$

Изменение энтропии в изотермическом процессе рассчитывается с учетом (2.21), (2.22) и (2.24):

$$\Delta s_{12} = s_2 - s_1 = \frac{q}{T} = \frac{l}{T} = R \ln \frac{v_2}{v_1} = R \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (2.25)$$

В заключение следует отметить, что из всех частных случаев политропного процесса: изохорного, изобарного и изотермического – изотермический является самым выгодным процессом подвода теплоты к рабочему телу. Именно поэтому в цикле Карно, самом эффективном цикле тепловой машины, подвод теплоты к рабочему телу изотермический.

2.7 Исследование адиабатного процесса

Переучить хуже, чем не доучить.

А. П. Александров, ученый

Адиабатный процесс – это процесс без подвода и отвода теплоты, т. е. $q = 0$ и $dq = 0$. В данном процессе изменяются все три (p, T, v) параметра рабочего тела.

Выведем уравнение адиабатного процесса, воспользовавшись уравнением первого закона термодинамики и уравнением состояния идеального газа.

Поскольку $dq = 0$ (уравнение (1.16)), учитывая (1.17) и (1.18), получим

$$c_v dT + p dv = 0. \quad (2.26)$$

Записав уравнение состояния в дифференциальной форме $d(pv) = d(RT)$, получим

$$dT = (p dv + v dp) / R.$$

В итоге уравнение (2.26) после подстановки и приведения подобных имеет вид

$$c_p p dv + c_v dp = 0.$$

Разделив обе части этого равенства на c_v и учитывая, что $c_p / c_v = k$, получим

$$k p dv + v dp = 0. \quad (2.27)$$

Уравнение (2.27) разделим на pv и получим

$$k \frac{dv}{v} + \frac{dp}{p} = 0. \quad (2.28)$$

Выражение (2.28) проинтегрируем, а затем потенцируем полученное

$$pv^k = \text{const} \quad (2.29)$$

Полученное уравнение (2.29) является уравнением адиабатного процесса. Сопоставляя уравнение (2.29) с уравнением политропного процесса (2.1),

видим, что адиабатный процесс является политропным процессом с показателем k . Напомним, что показатель адиабаты k при постоянных теплоемкостях зависит от атомности газов: для одноатомных $k = 1,67$; для двухатомных $k = 1,4$; для трех- и многоатомных $k = 1,33$.

Поскольку $k > 1$, то адиабаты относятся к неравнобоким гиперболом, и на диаграмме $p\nu$ они проходят более круто, чем изотермы (рисунок 2.5, а).

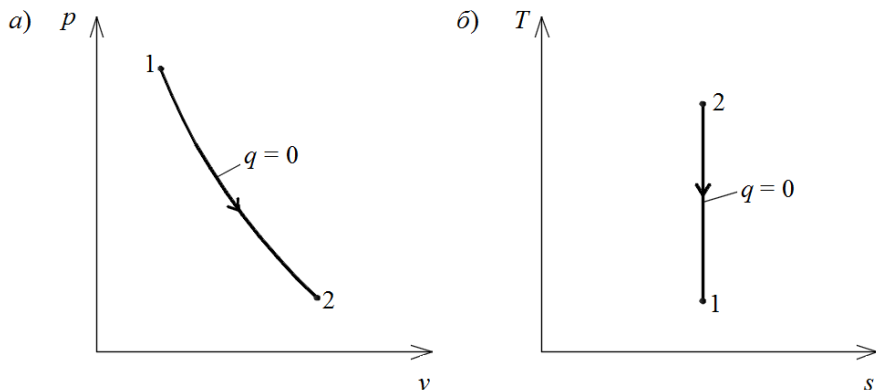


Рисунок 2.5 – Изображение изобарного процесса (расширения) в $p\nu$ - и Ts -диаграммах

Связь между параметрами адиабатного процесса 1–2 устанавливается, учитывая формулы (2.2)–(2.4), заменив показатель n на показатель адиабаты k :

$$p_2 / p_1 = (v_1 / v_2)^k; \quad (2.30)$$

$$v_1 / v_2 = (p_1 / p_2)^{\frac{1}{k}}; \quad (2.31)$$

$$T_2 / T_1 = (p_2 / p_1)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (2.32)$$

Теплоемкость рабочего тела в адиабатном процессе, т. е. процессе без подвода и отвода теплоты, равна нулю.

Изменение внутренней энергии Δu_{12} и энтальпии Δh_{12} рабочего тела в адиабатном процессе 1–2 определяется по формулам (2.7) и (2.8). Теплота в адиабатном процессе 1–2 не участвует, следовательно

$$q_{12} = 0. \quad (2.33)$$

Механическая работа (работа изменения объема) в адиабатном процессе 1–2 производится не за счет подведенной теплоты, а за счет уменьшения внутренней энергии. Такой вывод легко получается на основе первого закона

термодинамики, учитывая, что $dq = 0$. Следовательно, для адиабатного процесса 1–2 механическая работа

$$l_{12} = u_1 - u_2. \quad (2.34)$$

Уравнение Майера $c_p = c_v + R$ после деления на c_v и преобразований имеет вид $c_v = R / (k-1)$.

Подставив полученное выражение в (2.34), получим следующую формулу для определения механической работы в адиабатном процессе 1–2:

$$l_{12} = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2). \quad (2.35)$$

Анализируя полученные уравнения (2.34) и (2.35), констатируем, что в адиабатном процессе механическая работа получается за счет уменьшения внутренней энергии рабочего тела, причем за счет снижения его температуры. Именно этот, адиабатный, процесс является составляющим самого энергоэффективного цикла Карно.

Используя уравнения состояния, формулу (2.35) можно записать в следующем виде:

$$l_{12} = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{k-1} (T_1 - T_2). \quad (2.36)$$

Вынося за скобки $p_1 v_1$ и используя соотношение (2.30), получаем другую формулу для механической работы:

$$l_{12} = \frac{RT_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (2.37)$$

Величину технической работы (работы изменения давления) в адиабатном процессе 1–2 можно определить по формуле

$$l_{T12} = k l_{12}. \quad (2.38)$$

Формула получена, учитывая зависимость (2.10), а также то, что адиабатный процесс является частным случаем политропного процесса, при котором показатель $n = k$.

Как указано ранее, в адиабатном процессе теплота не участвует, следовательно, изменение энтропии отсутствует (см. рисунок 2.9, б), т. е. $\Delta s_{12} = 0$.

Поскольку в адиабатном процессе энтропия неизменна, то его называют *изоэнтропным процессом*. Адиабатными процессами считают в циклах поршневых ДВС и газотурбинных двигателей процессы сжатия и расширения рабочего тела, процесс сжатия пара хладагента в компрессоре холодильной машины.

2.8 Обобщение термодинамических процессов

Удовольствие исследователя:
задирать юбки природе.

Ж. Ростан, писатель

Анализируя подразделы 2.3–2.7, можно заключить, что политропный процесс имеет обобщающее значение, поскольку охватывает всю совокупность основных (частных) термодинамических процессов. В таблице 2.1 приведены характеристики основных термодинамических процессов.

Таблица 2.1 – Характеристики термодинамических процессов

Процесс	Показатель n	Удельная теплоемкость
Изохорный $dv = 0$	∞	C_v (по теплотехническим таблицам)
Изобарный $dp = 0$	0	C_p (по теплотехническим таблицам)
Изотермический $dT = 0$	1	∞
Адиабатный $dq = 0$ (изоэнтропный $dS = 0$)	k	0

Политропных процессов может быть бесконечное множество, у каждого из которых будет свое значение n . Оно может быть произвольным в пределах $\pm\infty$, но постоянным в рассматриваемом процессе.

Все политропные процессы в зависимости значения показателя n могут быть разделены на три группы: $0 < n < 1$ (группа I); $1 < n < k$ (группа II); $n > k$ (группа III).

Взаимное расположение политроп расширения и сжатия с различными значениями n , проходящими через точку 1, приведено на рабочей (а) и тепловой (б) диаграммах рисунка 2.6.

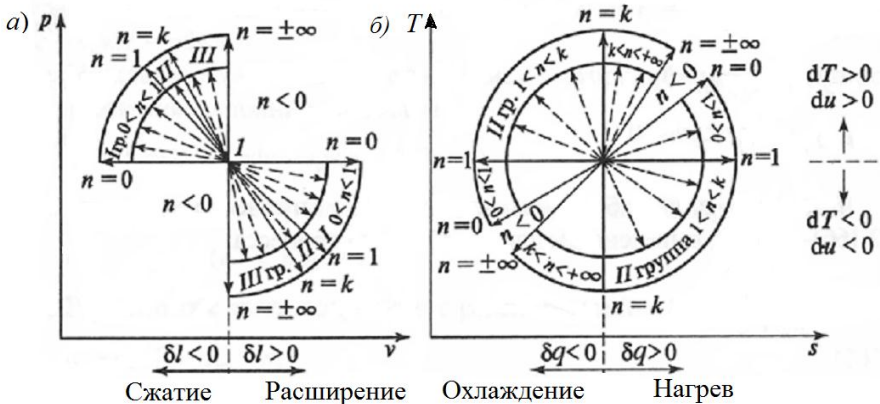


Рисунок 2.6 – Взаимное расположение политроп в диаграммах $p\nu$ (а) и Ts (б)

Любой процесс, идущий вправо от изохоры, является **процессом расширения**, влево – **процессом сжатия**. Все процессы, идущие вправо от адиабаты, сопровождаются подводом теплоты, а влево от нее – отводом теплоты. Процессы, идущие вверх по отношению к изотерме, характеризуются повышением температуры, а следовательно, и внутренней энергии, а вниз – уменьшением температуры и внутренней энергии.

Для исследования действительных процессов, протекающих в энергетических установках, эти процессы заменяют близкими к ним политропами. Подобная замена позволяет использовать математический аппарат термодинамического исследования.

Показатель политропы n процесса 1–2 можно определить приближенно по формуле

$$n = \frac{\lg p_1 - \lg p_2}{\lg v_2 - \lg v_1} = \frac{\lg(p_1/p_2)}{\lg(v_2/v_1)}. \quad (2.39)$$

Показатель политропы n для реальных процессов можно также определить в логарифмической системе координат (логарифмической анаморфозе), заменяя действительную кривую линию прямой.

Политропа в этой системе координат выражается прямой, поскольку выражение $pv^n = \text{const}$ при логарифмировании дает результат $\lg p + n \lg v = \text{const}$. При этом показатель политропы (рисунок 2.7) определяется графически как $n = \text{tg } \theta$, где θ – острый угол, образованный прямой процесса с осью абсцисс. В целях повышения точности действительная кривая линия может быть заменена рядом отрезков ломаной линии, для каждого из которых определяется свой показатель политропы. Логарифмическая анаморфоза применяется при обработке реальных данных конвективного теплообмена для получения критериальных уравнений.

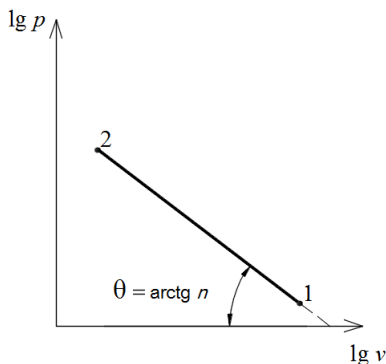


Рисунок 2.7 – Логарифмическая анаморфоза политропного процесса

Закрепим изученное!

1 Многообразие термодинамических обратимых процессов можно назвать политропными процессами, если допустить, что теплоемкость рабочего тела постоянна.

Политропный процесс записывается уравнением, полученным на основе первого закона термодинамики $pv^n = \text{const}$.

2 *Изохорным* называется политропный процесс при $v = \text{const}$, т. е. $n = \pm\infty$. В изохорном процессе вся внешняя теплота затрачивается только на изменение внутренней энергии, а механическая работа (работа изменения объема) не производится, причем это изменение определяется по формуле

$$\Delta u_{12} = c_v (T_2 - T_1),$$

где c_v определяется по таблицам соответствующего газа.

Изменение энтропии определяется по формуле

$$\Delta s_{12} = c_n \ln \frac{T_2}{T_1}, \text{ т. е. в } Ts\text{-диаграмме изохорный процесс изоб-}$$

ражается логарифмической кривой. Изохорный процесс является составной частью термодинамического цикла поршневого ДВС: подвод всей теплоты осуществляется в теоретическом цикле бензинового (газового) двигателя; в цикле бескомпрессорного дизеля – часть подведенной теплоты; отвод теплоты в любом цикле ДВС происходит по изохоре.

3 *Изобарным* является политропный процесс при $p = \text{const}$, т. е. $n = 0$. В изобарном процессе согласно первому закону термодинамики часть теплоты расходуется на изменение внутренней энергии, а остальное – на механическую работу. Техническая работа в изобарном процессе равна нулю. Математически это выражается следующими формулами:

$$\Delta u_{12} = c_v (T_2 - T_1),$$

$$l_{12} = p_1 (v_2 - v_1) = R(T_2 - T_1).$$

Изобарный процесс в Ts -диаграмме также изображается логарифмической кривой, но для одинакового интервала темпера-

тур $\Delta s_v < \Delta s_p$ т. к. $\Delta s_p = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} > \Delta s_v \ln \frac{T_2}{T_1}$, т. е. кривая изо-

бары более пологая по сравнению с изохорой. Изобарный процесс является составной частью теоретического цикла бескомпрессорного дизеля, а также отвод теплоты в цикле ГТУ происходит по изобаре.

Изобарным можно считать течение теплоносителя в теплообменных аппаратах.

4 *Изотермическим* является политропный процесс при $T = \text{const}$, т. е. при $n = 1$. Изотермический процесс является наиболее выгодным процессом подвода теплоты к рабочему телу в цикле, поскольку $\Delta u_{12} = 0$, а $q = l_{12}$, именно поэтому изотермический процесс используется в цикле Карно. Измене-

ние энтальпии в изотермическом процессе также не происходит. Изменение энтальпии в изотермическом процессе определяется по формуле $\Delta s_{12} = R \ln \frac{v_1}{v_2} = R \ln \frac{p_1}{p_2}$, причем в

Ts -диаграмме изотермический процесс изображается прямой, параллельной оси S .

5 *Адиабатный процесс* также является политропным процессом, но при отсутствии подвода или отвода внешней теплоты, т. е. при $n = k$. Здесь коэффициент Пуассона, или показатель адиабаты, $k = c_p / c_v$. Причем для двухатомных газов и воздуха, который в основном является смесью двухатомных газов N_2 и O_2 , принимают $k = 1,4$.

Адиабатный процесс также используется в цикле Карно. В тепловом цикле Карно, используя его, можно получить механическую работу, не затрачивая внешнюю теплоту, а за счет уменьшения внутренней энергии $l_{12} = u_1 - u_2$.

В адиабатном процессе теплота не участвует, следовательно, изменение энтропии отсутствует, т. е. $s = \text{const}$, поэтому адиабатный процесс называется еще *изоэнтропным*. В Ts -диаграмме изобарный процесс изображается вертикальной линией, параллельной оси температур.

Задачи для самостоятельного решения

Ум без знания есть сидень.

Н. М. Карамзин, историк

1 В газгольдере объемом 15 м^3 находится горючий газ метан при избыточном давлении $0,7 \text{ МПа}$ и температуре $10 \text{ }^\circ\text{C}$. Благодаря солнечной радиации температура газа в течение дня повысилась на $15 \text{ }^\circ\text{C}$.

Как выросло давление газа в газгольдере?

2 Дымовые газы, входящие в воздухоподогреватель, служащий для целей энергосбережения, имеют объемный состав: $\text{CO}_2 = 10,8 \%$, $\text{O}_2 = 6,6 \%$, $\text{N}_2 = 80,7 \%$, $\text{H}_2\text{O} = 1,9 \%$. Нагревая воздух, газы охлаждаются от температуры 350 до $160 \text{ }^\circ\text{C}$.

Определить температуру нагретого воздуха, если известно, что объемный состав дымовых газов, приведенный к нормальным условиям, $5300 \text{ м}^3/\text{ч}$, массовый расход воздуха 5100 кг/ч , температура воздуха на входе в воздухоподогреватель $+45 \text{ }^\circ\text{C}$. Воздухоподогреватель отдает в окружающую среду 4% теплоты, отнимаемой у газов.

Указание: процессы нагревания воздуха и охлаждения газов считать изобарными, поэтому теплоту, отданную газами и воспринятую воздухом, следует полагать равной изменению их энтальпии.

3 В цилиндре бензинового двигателя внутреннего сгорания легкового автомобиля после сжатия горючей смеси давление 1,5 МПа и температура 365 °С. В этот момент смесь поджигается при помощи электрической искры, в результате чего выделяется теплота 480 кДж/кг. Процесс горения происходит очень быстро, практически при постоянном объеме.

Определить температуру и давление в конце этого изохорного процесса. Рабочее тело при этом считать воздухом.

4 Объем воздуха при адиабатном сжатии в цилиндре тепловозного дизеля 10Д100 уменьшается в 12,5 раз. Начальная температура воздуха перед сжатием +70 °С, а начальное давление по манометру 0,12 МПа.

Определить температуру и давление воздуха после сжатия в цилиндре ДВС.

5 В стационарном поршневом компрессоре сжимается воздух, имеющий давление окружающей среды 750 мм рт. ст. и температуру +20 °С. Процесс сжатия – политропный с показателем $n = 1,3$. Давление в конце сжатия 0,6 МПа.

Определить работу сжатия для 1 кг воздуха и количество теплоты, отведенной в охлаждающую среду.

3 РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС КОМПРЕССОРА

3.1 Общие сведения

Если бы Господу было угодно, чтобы летали на самолетах, он бы не создал железных дорог.

М. Фландерс, ученый

Компрессоры широко применяются для тормозных систем подвижного состава, для наддува дизелей, для получения сжатого воздуха и привода пневмоинструмента в производственных цехах, для сжатия пара хладагента в компрессионных холодильных машинах и пр.

По способу сообщения энергии газу (пару) компрессоры бывают *объемными* и *динамическими*.

В объемных компрессорах давление газа (пара) повышается путем уменьшения объема, в котором он находится. Это широко известные *поршневые* и *роторные компрессоры* (среди последних в настоящее время выделяются *винтовые*).

В динамических компрессорах давление повышается за счет энергии вращающегося ротора. При этом лопатки ротора передают энергию газу, непрерывно проходящему через проточную часть. Это турбокомпрессоры дизелей с наддувом.

3.2 Термодинамические процессы в идеальном компрессоре

Главное, делайте в жизни всё с увлечением, это страшно украшает жизнь.

Л. Д. Ландау, ученый

Главнейшими конструктивными элементами поршневого компрессора являются (рисунок 3.1):

- цилиндр Ц со всасывающими ВК и нагнетательными НК клапанами;
- поршень П;
- кривошипно-шатунный механизм КШМ с коленчатым валом;
- воздухосборник ВС (ресервер).

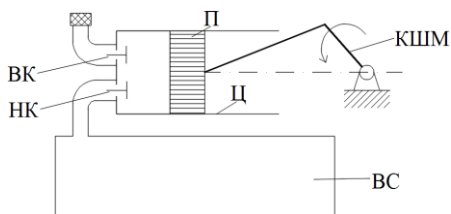


Рисунок 3.1 – Схема поршневого компрессора

Рассмотрим процессы, происходящие в поршневом компрессоре. Для упрощения компрессор будем считать идеальным (теоретическим), т. е. сжимаемый газ принят идеальным (отсутствуют потери давления в местных сопротивлениях и по длине трубопроводов). Кроме того, в реальном компрессоре обязателен зазор между крышкой цилиндра и днищем поршня, когда последний находится в ВМТ (верхней мертвой точке). При этом получается объем сжатого воздуха, который называется мертвым или вредным. У идеального компрессора вредный объем отсутствует.

Изобразим термодинамические процессы в идеальном компрессоре (рисунок 3.2).

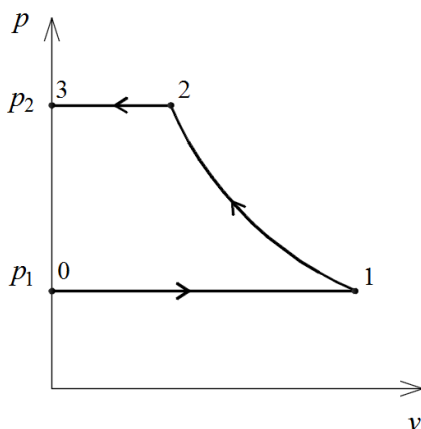


Рисунок 3.2 – Термодинамические процессы в идеальном поршневом компрессоре

При движении поршня вправо, к НМТ (нижней мертвой точке), открывается впускной клапан ВК и происходит заполнение цилиндра газом при давлении p_1 (линия 0–1 горизонтальная, т. к. газ идеален и нет затрат давления на преодоление сопротивлений во всасывающем трубопроводе, клапане ВК и цилиндра Ц).

В результате, когда поршень оказывается в НМТ, впускной клапан ВК закрывается, а нагнетательный клапан НК тоже закрыт, поскольку НК открывается при давлении нагнетания, которое определяется пружиной этого клапана.

Следовательно, этот термодинамический процесс 0–1 является изобарным ($p_1 = \text{const}$).

Затем поршень компрессора движется налево (уменьшение объема газа), происходит сжатие газа до давления p_2 (линия 1–2) при закрытых клапанах ВК и НК.

При достижении давления нагнетания p_2 открывается клапан НК (клапан ВК остается закрытым), и сжатый газ выталкивается через выпускной трубопровод в воздухохранилище ВС. Помним, что газ идеальный, а значит, линия 2–3 является изобарой ($p_2 = \text{const}$).

Рассмотрим процесс сжатия газа в поршневом компрессоре (рисунок 3.3).

В общем случае это политропный процесс 1–2*, но может быть изотермическим 1–2' при $T = \text{const}$ или адиабатным 1–2'' без теплообмена с окружающей средой (идеально теплоизолированный цилиндр компрессора, $q = 0$).

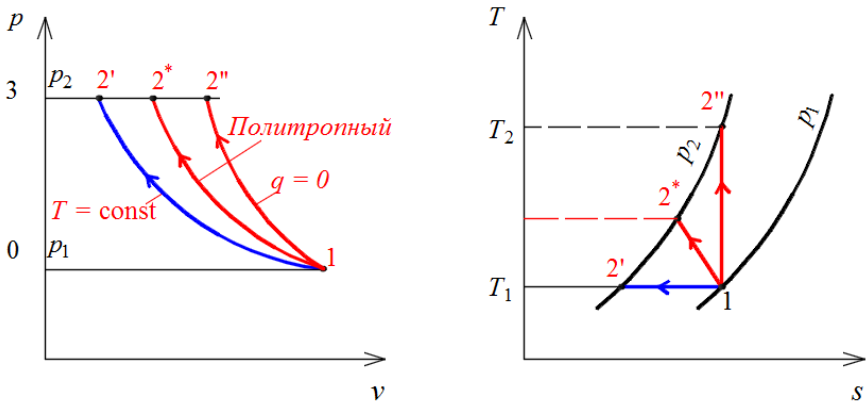


Рисунок 3.3 – Процессы сжатия в компрессоре в $p\nu$ - и Ts -диаграммах от p_1 давления до p_2 давления

Перечисленные термодинамические процессы сжатия изображены на рисунке 3.3 в $p\nu$ - и Ts -диаграммах:

- 1–2' – изотермическое сжатие газа, гиперболическая кривая – уравнение изотермы $p_1\nu_1 = p_2\nu_2 = \text{const}$, показатель политропы $n = 1$, $T_1 = \text{const}$;
- 1–2'' – адиабатное сжатие газа, $p_1\nu_1^k = p_2\nu_2^k = \text{const}$ уравнение адиабаты (для воздуха $k = 1,4$), показатель политропы $n = k$, $s_1 = s_2'' = \text{const}$ – изоэнтропный процесс;
- 1–2* – политропное сжатие газа, $p_1\nu_1^n = p_2\nu_2^n = \text{const}$ уравнение политропы, для охлаждаемого компрессора показатель политропы $1 < n < k$.

3.3 Теоретическая работа, затрачиваемая на компрессор

Никогда не бывает больших дел без больших трудностей.

Вольтер, поэт

Работу l_k , необходимую для привода компрессора, можно определить, как алгебраическую сумму работ отдельных процессов: всасывания $l_{\text{вс}}$, сжатия $l_{\text{сж}}$ и нагнетания $l_{\text{наг}}$. Причем расчет ведется на 1 кг газа, т. е. работа удельная.

$$l_k = l_{\text{вс}} + l_{\text{сж}} + l_{\text{наг}}. \quad (3.1)$$

Решая это уравнение, получим

$$l_k = \int_0^1 p dv + \int_1^2 p dv + \int_2^3 p dv = p_1 v_1 + \int_1^2 p dv - p_2 v_2 = p_1 v_1 + \int_1^2 d(pv) -$$

$$- \int_1^2 v dp - p_2 v_2 = p_1 v_1 + p_2 v_2 - p_1 v_1 - \int_1^2 v dp - p_2 v_2 = - \int_1^2 v dp = l_{T12};$$

$$l_k = l_{T12}. \quad (3.2)$$

В результате получаем затраченную удельную техническую работу на сжатие газа от p_1 до p_2 .

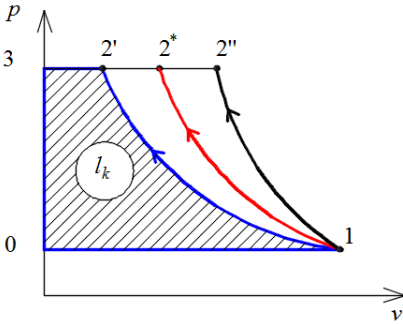


Рисунок 3.4 – Диаграмма идеального компрессора без вредного пространства

Графически эта работа определяется площадью криволинейной трапеции относительно оси p (рисунок 3.4). Очевидно, что эта работа будет наибольшей при адиабатном сжатии 1–2''. Работа l_k , затраченная на работу компрессора, или работа, поглощаемая компрессором, будет минимальной для сжатия газа от давления p_1 до давления p_2 в изотермическом процессе 1–2'. Для охлаждаемых компрессоров с политропным сжатием 1–2* при $1 < n < k$ работа на привод будет средней между изотермическим и адиабатным сжатием.

Аналитически работа процесса сжатия (абсолютная величина) выражается следующими формулами:

– при изотермическом сжатии затраты работы на 1 кг газа

$$l_{из} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = p_1 v_1 \ln \Pi_k = RT_1 \ln \Pi_k, \quad (3.3)$$

где $\Pi_k = p_2 / p_1$ – степень повышения давления (отношение абсолютных давлений после компрессора и начального);

– при адиабатном сжатии затраты работы на 1 кг газа

$$l_{ад} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left(\Pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\Pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (3.4)$$

где показатель адиабаты k может быть принят для двухатомных газов и воздуха, $k = 1,4$;

– при политропном сжатии затраты работы на 1 кг газа

$$l_n = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left(\Pi_k^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(\Pi_k^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right), \quad (3.5)$$

где для двухатомных газов и воздуха действительный политропный показатель $n = 1,2 \dots 1,3$.

Анализируя вышеприведенное, можно заключить, что минимальную техническую работу для сжатия газа от давления p_1 до p_2 требуется затратить в изотермическом процессе. Но при этом, в соответствии с первым законом термодинамики, от сжимаемого газа должна отводиться теплота, эквивалентная затрачиваемой работе. Следовательно, для уменьшения работы, поглощаемой компрессором, надо охлаждать сжимаемый газ и получить охлаждаемый политропный процесс. Показатель политропы сжатия для воздушного компрессора, что доказано на практике, $n = 1,2 \dots 1,3$.

Таким образом, охлаждение воздуха в поршневых компрессорах необходимо как для уменьшения потребляемой мощности, так и для обеспечения безопасной работы.

3.4 Вредное пространство в реальном поршневом компрессоре

Самое удивительное в нашем мире – это то, что он познаваем.

А. Эйнштейн, ученый

В действительном поршневом компрессоре всегда имеется вредное пространство. Рассмотрим теоретическую диаграмму компрессора с вредным объемом, который обозначим через V_0 (рисунок 3.5). Рабочий объем цилиндра компрессора при ходе поршня h и диаметре d цилиндра $V_h = h \pi d^2 / 4$.

Однако из-за наличия вредного объема V_0 оставшийся в нем воздух под давлением p_2 должен расширяться до давления p_1 и только тогда поступит свежая порция воздуха. В результате $V_{вс} < V_h$, следовательно, для лучшего использования рабочего объема цилиндра целесообразно выполнить пространство V_0 минимальным. Отношение $V_0 / V_h = \psi$ называют *относительным объемом вредного пространства*. Величина ψ обычно не превышает 0,05.

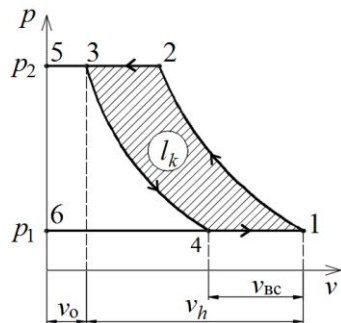


Рисунок 3.5 – Теоретическая диаграмма компрессора с вредным объемом

В диаграмме 1–2–3–4 (см. рисунок 3.5) имеются две политропы: сжатия и расширения.

От объема вредного пространства поршневого компрессора зависит степень повышения давления в компрессоре. Причем с повышением давления уменьшается количество воздуха, подаваемого в напорную магистраль, и увеличивается количество воздуха, остающегося во вредном объеме компрессора. В результате при большом давлении линия сжатия 1–2 и линия расширения 3–4 сливаются и подача воздуха в напорную магистраль прекращается.

Вычислим затрачиваемую работу в предположении равенства этих двух политроп (допущение равенства политроп сжатия и расширения близко к действительности [1]). Очевидно, площадь 1–2–3–4 = площадь 1–2–5–6 минус площадь 5–3–4–6.

Учитывая (3.5), получим, что работа, потребляемая компрессором, составляет:

$$\text{площадь } 1-2-5-6 \triangleq \frac{n}{n-1} RT_1 \left(\Pi_k^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) (V_h + V_o) \rho,$$

$$\text{площадь } 5-3-4-6 \triangleq \frac{n}{n-1} RT_4 \left(\Pi_k^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) (V_h + V_o - V_{\text{вс}}) \rho.$$

Здесь $T_4 = T_1$ (температура постоянна на всей линии всасывания).

Следовательно,

$$\text{площадь } 1-2-3-4 \triangleq \frac{n}{n-1} RT_1 \left(\Pi_k^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) V_{\text{вс}} \rho.$$

Полученное уравнение определяет величину удельной затрачиваемой в компрессоре работы при $V_{\text{вс}} = \text{idem}$, т. е. для удельной работы

$$l_k = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(\Pi_k^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right). \quad (3.6)$$

Сравнивая уравнение (3.6) с уравнением (3.5), можно заключить, что удельная работа, затрачиваемая на 1 кг всасываемого воздуха, при наличии вредного пространства не влияет на величину удельной работы, поглощаемой идеальным компрессором, когда $\psi = V_o / V_h = 0$.

Следовательно, вычисление удельной работы компрессора справедливо как по теоретической формуле (3.5), так и при наличии вредного пространства. Таким образом, наличие вредного пространства уменьшает только подачу (производительность) компрессора. Рассчитывая работу, необходимую для привода компрессора, влиянием мертвого пространства можно пренебречь, т. к. работа, затрачиваемая на сжатие газа в объеме мертвого пространства, в значительной мере возвращается в процессе расширения.

3.5 Индикаторная диаграмма реального поршневого компрессора

Приобретение любого познания всегда полезно для ума, ибо он сможет отвергнуть бесполезное и сохранить хорошее.

Л. да Винчи, ученый, художник

Изменение давления в цилиндре поршневого компрессора в процессе его работы можно проследить на индикаторной диаграмме (рисунок 3.6).

Реальный процесс в рабочем цилиндре компрессора позволит определить дополнительные затраты энергии на преодоление гидравлических сопротивлений и открытие клапанов (площадь фигуры 4–4'–1 – всасывающая линия, площадь 2–2'–3 – нагнетательная линия). Сравнение диаграммы действительного компрессора (см. рисунок 3.6) с диаграммой идеального компрессора (см. рисунок 3.4) позволяет заключить, что индикаторная диаграмма, снятая с работающего компрессора, больше теоретической за счет сопротивлений во всасывающем и нагнетательном трубопроводах. При вычислении действительной затраты мощности на компрессор, кроме того, следует учесть механические потери в компрессоре (в подшипниках и пр.).

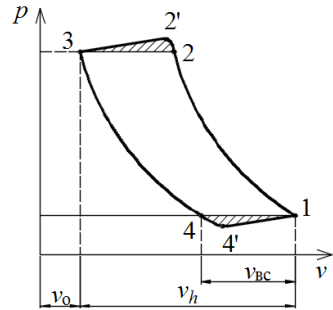


Рисунок 3.6 – Индикаторная диаграмма поршневого компрессора

3.6 Предел одноступенчатого сжатия в поршневом компрессоре

Во всем есть черта, за которую перейти опасно, ибо, раз переступив, воротиться назад невозможно.

Ф. М. Достоевский, писатель

При повышении степени сжатия $\Pi_k = p_2 / p_1$ в компрессоре количество всасываемого газа (воздуха), т. е. производительность его уменьшается (рисунок 3.7) и может в пределе стать равной нулю.

Степень повышения давления, при которой поршневой компрессор не всасывает свежей порции газа (воздуха) (прекращает подачу сжатого газа), называется *объемным пределом сжатия*.

В этом случае газ, находящийся во вредном пространстве, расширяясь, занимает весь объем цилиндра, и всасывание становится невозможным.

Второй причиной ограничения степени повышения давления является

повышение температуры воздуха при его сжатии. Дело в том, что для уменьшения сил трения трущиеся пары смазываются компрессорным маслом.

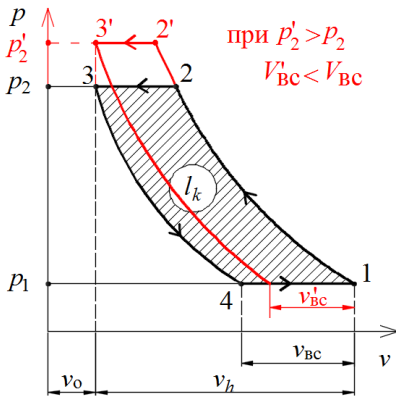


Рисунок 3.7 – Влияние в степени повышения давления в компрессоре на его производительность

и $T_2 \approx 420$ К степень повышения давления $\Pi_k \approx 5,8$ (показатель политропы сжатия принят $n = 1,25$). Практически для одноступенчатых поршневых компрессоров с водяным охлаждением используют $\Pi_k \leq 6$ [7], с воздушным охлаждением $\Pi_k \leq 4$. Если компрессор установлен на тепловозе, то он находится в дизельном помещении, где в жаркий период при номинальной работе дизеля температура всасываемого воздуха может достигать 340 К, тогда степень повышения давления в этом случае $\Pi_k = 3,3$.

Тормозная система магистрального тепловоза любой серии имеет главные резервуары сжатого воздуха, которые находятся под избыточным (манометрическим) давлением 0,75–0,9 МПа (абсолютное давление соответствует 0,85–1,0 МПа). При этом степень повышения давления должна составить $\Pi_k = 1,0 / 0,1 = 10$. Однако такую величину степени повышения давления в одноступенчатом компрессоре из-за возможного возгорания компрессорного смазочного масла получить не представляется возможным.

Чтобы обеспечить полное служебное и экстренное торможение подвижного состава, давление в тормозной магистрали должно составлять 0,49–0,51 МПа. Для ускорения процесса зарядки и отпуска тормозов давление в главном резервуаре, которое обеспечивает локомотивный компрессор, должно быть больше и составлять 0,85–1,0 МПа.

Таким образом, абсолютное давление в главных резервуарах тормозной системы должно быть в указанных пределах, и для безопасной и энергоэффективной работы применяется двухступенчатый локомотивный компрессор.

Температура самовоспламенения компрессорного масла 200–260 °С [7], а при температуре выше 160–180 °С ухудшается его смазывающие качества. Поэтому температура воздуха в конце сжатия не должна быть выше 160 °С.

При нормальной работе компрессора среднего давления температура сжатого воздуха не должна превышать 115–145 °С [2]. Температура сжатого газа при политропном процессе, как известно, определяется по формуле

$$T_2 = T_1 \Pi_k^{\frac{n-1}{n}}.$$

Следовательно, если компрессор находится в производственном помещении, то при $T_1 \approx 300$ К (в летних условиях)

3.7 Многоступенчатое сжатие

Очень немногие люди, и притом самые замечательные, способны просто и откровенно сказать: «не знаю».

Д. И. Писарев, писатель

Для обеспечения нужной степени повышения давления Π_k , превышающей предельно допустимую в одноступенчатом компрессоре, применяют многоступенчатые компрессоры. Многоступенчатый компрессор повышает давление газа от начального до конечного последовательным сжатием более чем в одной ступени. При переходе из одной ступени в другую газ охлаждается в промежуточных охладителях ОХ.

На рисунке 3.8 изображена принципиальная схема двухступенчатого компрессора.

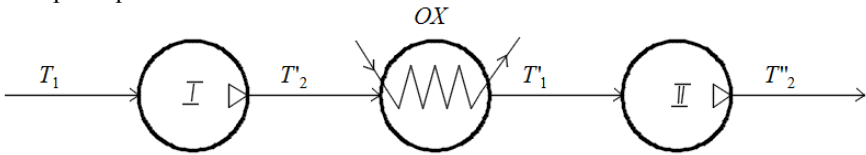


Рисунок 3.8 – Принципиальная схема двухступенчатого компрессора

При этом энергетически целесообразно, если отношение давлений во всех ступенях одинаково ($\Pi_k = \text{idem}$), $\Pi_k \approx 2,5 \dots 3,5$. Если число ступеней компрессора z и давление газа после последней ступени равно p_{z+1} , то степень повышения давления в каждой ступени определяется следующим образом:

$$\Pi_k = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2} = \dots = \frac{p_{z+1}}{p_z}. \quad (3.7)$$

Для изображенной схемы двухступенчатого компрессора теоретическая диаграмма представлена на рисунке 3.9. Анализ позволяет заключить, что применение двухступенчатого сжатия обеспечивает снижение затрат мощности на привод компрессора. Выигрыш поглощаемой двухступенчатым компрессором работы эквивалентен площади фигуры 2–1'–3–2* при сжатии от p_1 до p_3 . Температура газа после каждой ступени определяется по известной формуле политропного сжатия $T_2 = T_1 \Pi_k^{\frac{n-1}{n}}$, а температура после охлаждения между ступенями обычно на 8–10 °С выше температуры газа на входе в первую ступень.

Таким образом, **использование многоступенчатого сжатия позволяет получить необходимое давление, обуславливает меньшие затраты энер-**

гии на сжатие газа благодаря промежуточному охлаждению, так как рабочий процесс компрессора приближается к изотермическому.

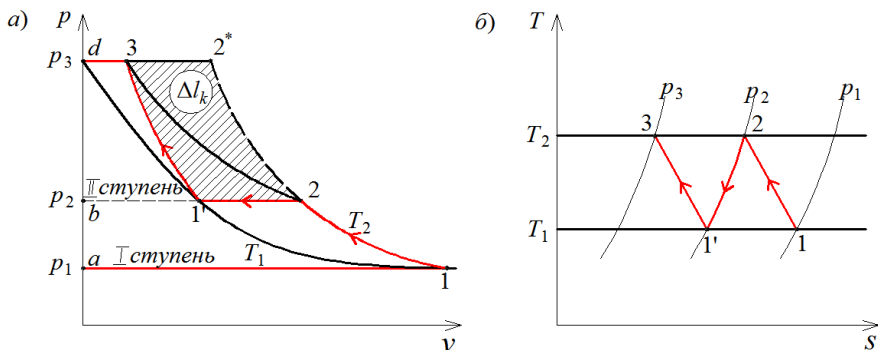


Рисунок 3.9 – Двухступенчатый поршневой компрессор

Однако увеличение ступеней сжатия и промежуточное охлаждение усложняет конструкцию, соответственно, повышает стоимость компрессора, а также возможность отказов.

Интересно знать!

Сегодня в мире в транспортном секторе происходят большие изменения, которые направлены на сокращение энергопотребления и существенное снижение экологической нагрузки на окружающую среду.

Согласно исследованиям [9] при осуществлении пассажирских и грузовых перевозок наиболее эффективным является железнодорожный транспорт. В настоящее время на железнодорожном транспорте широко используются пневматические тормоза, а значит и их основной элемент – компрессоры.

В перерасчете на пассажиро-километры в 2020 году пассажирский железнодорожный транспорт потребил энергии примерно в 3,5 раза меньше, чем легковые автомобили, к 2050 году железнодорожный транспорт будет потреблять энергии примерно на 30 % меньше в сравнении с легковыми автомобилями.

В перерасчете на тонно-километры грузовой железнодорожный транспорт в 2020 году потреблял почти в 8 раз меньше энергии, чем автотранспорт, к 2050 году перевозки грузов на железнодорожном транспорте станут еще выгоднее – почти в 10 раз.

Нынешнее время – время цифровизации во всех отраслях народного хозяйства. Железная дорога не является исключением, а наоборот, активно внедряет цифровые технологии. ИТ-специалисты работают над повышением эффективности управления парком подвижного состава, качеством планирования и уровня клиентского сервиса. При этом

необходимо учитывать эксплуатационную обстановку на железной дороге, дислокацию вагонов и локомотивов, дефицит и профицит парка подвижного состава, сроки ремонта и многое другое.

Аналитика не исключает, что многие государства начнут строить многоуровневые железные дороги для продвижения грузовых и пассажирских поездов. Все большую популярность будут приобретать высокоскоростные поезда (более 200 км/ч).

На высокоскоростных поездах для обеспечения безопасности должна быть установлена не только пневматическая, но и электродинамическая система торможения. Для движения высокоскоростных поездов потребуется подготовить инфраструктуру – уложить бесстыковой путь. Изменение аэродинамических характеристик поезда – еще одно необходимое требование для организации высокоскоростного движения.

Беспилотные поезда – тоже реальность. В каких-то случаях машинист контролирует только работу оборудования. Например, в метро Санкт-Петербурга используется компьютерная система, которая контролирует движение и торможение состава, а машинист следит за открыванием и закрыванием дверей и реагирует на внешние ситуации.

В мире активизировались компании, которые начали реализовывать давно забытые проекты из прошлого. Например, разрабатывается движение поездов в вакууме. Первый проект такого движения был предложен в России более ста лет назад, в 1911 году. По замыслу российского ученого Б. Вейнберга, внутри трубы, из которой откачан воздух, должна перемещаться капсула. Эта капсула приводилась в движение с помощью «электромагнитной пушки» и теоретически могла развивать скорость 800–1000 км/ч. Но воплощению идеи в то время помешала Первая мировая война. В 2013 году к этой идее обратился американец Илон Маск. Его Hyperloop может использоваться как для перевозки пассажиров, так и для доставки грузов. После тестовых запусков с пассажирами предполагается достигнуть скорости 1200 км/ч.

В настоящее время электропоезд на рельсовой железной дороге развил максимальную скорость 574,8 км/ч, на магнитной подушке достигнута скорость 603 км/ч.

Закрепим изученное!

1 В настоящее время широко используются на железнодорожном транспорте пневматические тормоза, а значит, и их основной элемент – компрессоры. Кроме того, компрессоры используются для получения сжатого воздуха и привода пневмоинструмента в производственных целях.

2 В поршневом компрессоре возможными термодинамическими процессами сжатия являются изотермическое ($n = 1$),

адиабатное ($n = k$, для воздуха $k = 1,4$) и политропное (для охлаждаемого воздушного компрессора $1 < n < 1,4$).

3 Теоретическая работа, затрачиваемая на компрессор, является наименьшей при изотермическом сжатии. Однако при этом от сжимаемого газа необходимо отводить теплоту, равную затрачиваемой работе. Поэтому для уменьшения работы, поглощаемой компрессором, надо охладить сжимаемый газ и, как показала практика, должно быть $n = 1,2 \dots 1,3$ (для воздуха).

4 При повышении степени сжатия $\Pi_k = p_2 / p_1$ в компрессоре производительность его уменьшается и в пределе может стать равной нулю, поскольку газ, находящейся во вредном пространстве (пространство между крышкой цилиндра и днищем поршня, когда он находится в ВМТ), расширяясь, занимает весь объем цилиндра, и всасывание становится невозможным.

Второй причиной ограничения степени повышения давления воздушного компрессора является повышение температуры воздуха при сжатии, которое не должно превышать температуру самовоспламенения компрессорного смазочного масла, равную 200–260 °С.

Для стационарных одноступенчатых компрессоров с водяным охлаждением практически используют $\Pi_k \leq 4$.

5 Для обеспечения нужной степени повышения давления, превышающей предельно допустимую в одноступенчатом компрессоре, применяют многоступенчатые компрессоры. При этом при переходе сжатого воздуха из одной ступени в другую газ охлаждается в промежуточных охладителях.

Целесообразная степень повышения давления в каждой ступени одинаковая ($\Pi_k = \text{idem}$) и соответствует $\Pi_k \approx 2,5 \dots 3,5$.

Кроме обеспечения необходимой степени повышения давления применение многоступенчатого сжатия обеспечивает снижение затрат мощности на привод компрессора.

Однако увеличение ступеней сжатия и промежуточное охлаждение усложняет конструкцию, а значит, повышает стоимость компрессора.

Задачи для самостоятельного решения

Ум без знания есть сидень.

Н. М. Карамзин, историк

1 Сравнить мощность, затраченную на привод теоретического компрессора, если сжатие атмосферного воздуха ($P_o = 750$ мм рт. ст., $t_0 = +20$ °С) осуществлять изотермически или политропно с показателем $n = 1,3$. Температура воздуха в цилиндре может повышаться до 170 °С, поскольку ограни-

чена смазочным маслом. Массовая производительность компрессора при этом составляет 0,011 кг/с.

2 В локомотивном двухступенчатом компрессоре КТ-7, осуществляющем сжатие по политропе $n = 1,3$ до давления по манометру 0,9 МПа, смазка производится компрессорным маслом, допускающим рабочую температуру 180 °С.

Определить максимально допустимую температуру на входе во вторую ступень компрессора, если всасываемый в компрессор воздух имеет температуру $t_0 = +30$ °С, а давление $P_0 = 750$ мм рт. ст.

3 В локомотивном двухступенчатом компрессоре КТ-7 давление на выходе составляет по манометру 0,9 МПа при сжатии по политропе $n = 1,25$.

Определить удельную работу второй ступени теоретического компрессора, если всасываемый в компрессор воздух при давлении 750 мм рт. ст. после сжатия в первой ступени охлаждается в холодильнике до температуры 109 °С.

4 В локомотивном двухступенчатом компрессоре КТ-7, осуществляющем сжатие по политропе $n = 1,25$ до давления по манометру 0,9 МПа, смазка производится компрессорным маслом, допускающим рабочую температуру 180 °С.

Определить максимально допустимую температуру на входе во вторую ступень компрессора, если всасываемый в компрессор воздух имеет температуру $t_0 = +50$ °С, а давление $P_0 = 750$ мм рт. ст.

5 В локомотивном двухступенчатом компрессоре КТ-7, осуществляющем сжатие по политропе $n = 1,3$ до давления по манометру 0,9 МПа, смазка производится компрессорным маслом. Температура воздуха после холодильника составляет +87 °С.

Определить температуру сжатого воздуха после второй ступени компрессора, если всасываемый в компрессор воздух имеет температуру $t_0 = +30$ °С, а давление $P_0 = 750$ мм рт. ст.

4 ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ

4.1 Прямые и обратные термодинамические циклы

Тот, кто ничего не знает,
ни в чем и не сомневается.
Р. Котгрейв, писатель

Термодинамическим циклом называется замкнутый круговой процесс, состоящий из совокупности нескольких термодинамических процессов, при осуществлении последнего из них рабочее тело возвращается в исходное состояние.

Циклы, необходимые для непрерывного получения механической работы (в тепловом двигателе) или непрерывного переноса теплоты от холодного тела к нагретому (в холодильной установке).

Циклы, у которых работа в процессе расширения больше работы в процессе сжатия, называются *прямыми циклами* (рисунок 4.1, а). Прямые циклы являются циклами тепловых двигателей и изображаются в $p\nu$ - и Ts -диаграммах круговыми процессами, протекающими в направлении часовой стрелки.

Циклы, у которых работа в процессе расширения меньше работы сжатия, называются *обратными циклами*. Эти циклы характерны для холодильных машин и теплонасосных установок (рисунок 4.1, б). Обратные циклы изображаются в $p\nu$ - и Ts -диаграммах круговыми процессами, протекающими в направлении против часовой стрелки.

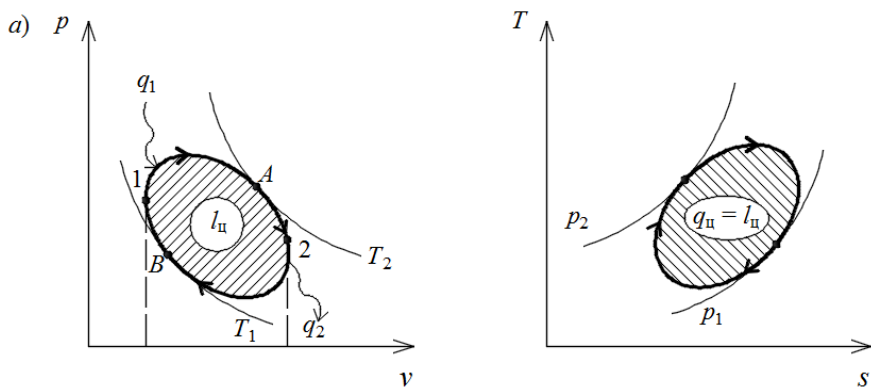


Рисунок 4.1 (начало) – Термодинамические циклы: а – прямые

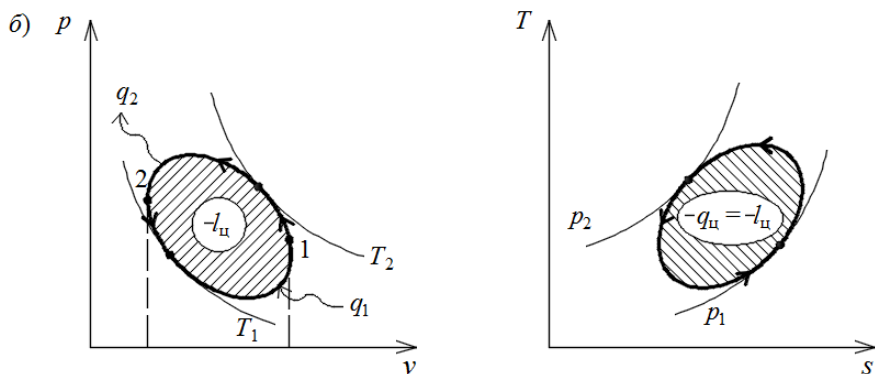


Рисунок 4.1 (окончание) – Термодинамические циклы: б – обратные

Степень совершенства прямых циклов оценивается термическим КПД, который представляет собой долю подведенной теплоты, преобразованной в механическую форму энергии:

$$\eta_t = \frac{l_{ц}}{q_1} = \frac{q_1 - |q_2|}{q_1} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1}, \quad (4.1)$$

где $l_{ц}$ – работа цикла, которая может быть определена по разности работ процессов расширения и сжатия; q_1 и q_2 – соответственно количество подведенной и отведенной теплоты.

В обратном цикле (см. рисунок 4.1, б) работа сжатия больше работы расширения. Это значит, что для осуществления такого цикла необходимо затратить внешнюю работу.

Для оценки совершенства холодильной машины применяется холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{q_1}{|l_{ц}|}. \quad (4.2)$$

Здесь величина $l_{ц}$ отрицательная, а q_1 – положительная, так как для холодильной установки полезным эффектом является теплота q_1 , отведенная от объектов охлаждения.

4.2 Цикл Карно тепловой машины

Когда невозможно уже работать напряженнее, начни работать умнее.

П. С. Таранов, психолог

Термический КПД цикла, оценивающий преобразование подведенной тепловой энергии в механическую, зависит от тех термодинамических про-

цессов, из которых он состоит. В 1824 году военный инженер Сади Карно (1796–1832 гг.) предложил цикл, обеспечивающий самый высокий термический КПД в заданном температурном интервале.

Карно сумел понять важный научный факт: чтобы паровая машина работала непрерывно (циклически), она должна не только поглощать теплоту в котле от сгорающего топлива, но и отдавать часть этой теплоты охлаждающей воде в конденсаторе.

Следует отметить, что в тот период господствовала теплородная теория теплоты, и, естественно, Карно при создании своего цикла опирался на теорию теплорода. При этом Карно исходил из опыта эксплуатации гидравлических машин (водяных мельниц во Франции) и использовал метод аналогий. Поток теплорода «падал» с высокой температуры T_1 («с высоты h_1 ») на более низкую температуру T_2 («на высоту h_2 ») и при этом производил работу. Такая аналогия была приемлемой, т. к. из нее следовал правильный вывод: тепловая машина может работать только при разности температур (как и водяная мельница – только при наличии разности высот воды).

Проведем некоторые обобщающие рассуждения с целью поиска такой схемы циклического процесса, при которой можно получить максимум полезной работы (энергии в механической форме). Следовательно, необходимо найти такую совокупность и последовательность простейших термодинамических процессов (изохорного, изобарного, изотермического или адиабатного), которая обеспечивала бы максимальный полезный эффект при работе тепловой машины, т. е. максимальный так называемый КПД цикла.

Выясним физический смысл понятия «КПД цикла». В ходе циклического процесса к рабочему телу подводится энергия в тепловой форме в количестве Q_1 . Вполне естественно, что на практике стремятся достичь такой эффективности работы тепловой машины, чтобы всю подводимую к рабочему телу энергию Q_1 преобразовать из тепловой энергии в механическую. Однако в ходе циклического (кругового) процесса часть подводимой энергии обязательно отводится в тепловой форме в количестве Q_2 от рабочего тела обратно в окружающую среду. Не вся подводимая тепловая энергия Q_1 преобразуется в полезную работу L , и **КПД цикла представляет собой долю подведенной теплоты, которая преобразовалась в механическую форму энергии:**

$$\text{КПД} = \frac{L}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}. \quad (4.3)$$

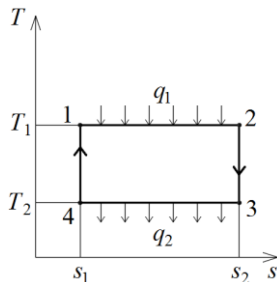
В своей работе С. Карно рассмотрел цикл такого теплового двигателя (названный впоследствии его именем), который обладает наивысшим КПД в заданных температурных границах и имеет особое значение для термодинамики тепловых машин.

Термодинамический цикл Карно состоит из двух пар процессов: изотермического и адиабатного. Действительно, изотермический процесс является самым выгодным процессом подвода теплоты, т. к. только **в изотермическом процессе вся теплота согласно первому закону (началу) термодинамики преобразуется в механическую работу. В последующем адиабатном процессе расширения теплота вообще не подводится, но работа производится за счет внутренней энергии рабочего тела (газа).**

Для идеального газа $du = c_v dT$, из уравнения первого закона термодинамики $dq = du + dl$, следовательно, при отсутствии подвода или отвода теплоты $dl = -du$, причем $dl = -c_v dT$, т. е. при адиабатном расширении температура газа падает, а при адиабатном сжатии возрастает.

В результате для температурных границ T_1 (температура подвода теплоты) и T_2 (температура отвода теплоты) цикл Карно в тепловой диаграмме выражается классическим прямоугольником (рисунок 4.2).

Рисунок 4.2 – Термодинамический цикл Карно для тепловой машины:
1–2 и 3–4 – изотермические процессы;
2–3 и 4–1 – адиабатные процессы



Для цикла Карно термический КПД

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2 (s_2 - s_1)}{T_1 (s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (4.4)$$

Как видно из выражения (4.4), значение η_t зависит только от значений T_1 и T_2 , причем **КПД идеального цикла Карно прямо пропорционален отношению разности температур нагревателя и холодильника к температуре нагревателя.**

Однако изотермический подвод теплоты в этом цикле не соответствует характеру процессов подвода теплоты при сгорании в двигателях. Кроме того, в обычных для тепловых двигателей температурных границах цикл Карно требует слишком значительного объема цилиндра на единицу работы и неприемлемо высоких давлений сжатия рабочего тела, что привело бы к большим потерям на охлаждение цилиндра, на трение поршня, утечки газов через неплотности цилиндропоршневой группы и пр. По указанным причинам в качестве идеальных циклов для тепловых машин в термодинамике принимаются другие циклы, менее совершенные, чем цикл Карно, но в большей степени соответствующие действительным процессам.

4.3 Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания

А математику ещё затем учить следует, что она ум в порядок приводит.

М. В. Ломоносов, ученый

Главным элементом железнодорожной инфраструктуры, определяющей ее эксплуатационные показатели, является локомотив. На Белорусской железной дороге большую часть локомотивного парка составляют тепловозы. Экономичность работы тепловоза определяется экономичностью его силовой установки.

На тепловозах эксплуатируются разнообразные дизели: 14Д40, 10Д100, Д49, М756, ПД1 (Россия), Д80 (Украина), фирм Cummins, CAT, GM, GE (США), MAN, MTU, Henschel (ФРГ), Nedemora (Швеция), SEMT Pielstick (Франция) и др. Рассмотрим принципиальные особенности поршневых двигателей внутреннего сгорания [18].

Двигатель внутреннего сгорания представляет собой такую тепловую машину, в которой подвод теплоты к рабочему телу осуществляется за счет сжигания топлива внутри самого двигателя. Рабочим телом в таких двигателях является на первом этапе воздух или смесь воздуха с легко воспламеняющимся топливом, а на втором этапе – продукты сгорания этого жидкого или газообразного топлива (газ, бензин, керосин, дизельное топливо, мазут и др.). Причем в двигателях давления рабочего тела не слишком высоки, а температуры его намного превышают критические, что позволяет с хорошим приближением рассматривать рабочее тело как идеальный газ и существенно упрощает термодинамический анализ цикла.

Двигатели внутреннего сгорания обладают двумя существенными преимуществами по сравнению с другими типами тепловых двигателей. Во-первых, благодаря тому, что у двигателя внутреннего сгорания горячий источник теплоты находится «внутри» самого двигателя, отпадает необходимость в больших теплообменных поверхностях, через которые осуществляется подвод теплоты от горячего источника к рабочему телу. Это приводит к большей компактности двигателей внутреннего сгорания, например, по сравнению с паросиловыми установками. Второе преимущество двигателей внутреннего сгорания состоит в следующем. В тех тепловых двигателях, в которых подвод теплоты к рабочему телу осуществляется от внешнего горячего источника, верхний предел температуры рабочего тела в цикле ограничивается температурой, допустимой для конструкционных материалов (так, повышение температуры водяного пара в паротурбинных установках лимитируется свойствами сталей, из которых изготавливаются элементы парового котла и паровой турбины; с ростом температуры, как известно, снижается предел прочности материала). В двигателях же внутреннего сгорания предельное значение непрерывно меняющейся температуры

рабочего тела, получающего теплоту не через стенки двигателя, а за счет тепловыделений в объеме самого рабочего тела, может существенно превосходить этот предел. При этом надо иметь в виду, что стенки цилиндра и головки блока цилиндров имеют принудительное охлаждение, что позволяет расширить температурные границы цикла и тем самым увеличить его термический КПД.

Двигатели внутреннего сгорания (поршневого типа) широко используются в технике (в автомашинах, тракторах, тепловозах, речных и морских судах, самолетах старых типов и т. д.).

В настоящее время ведущими фирмами достигнуты удельные расходы топлива $g_e = 185 \dots 195$ г/(кВт·ч). Улучшение энергоэффективности достигается, в основном, за счет форсирования двигателя по рабочему процессу. Однако при этом требуется решение сложного комплекса научно-технических задач. Одновременное снижение расхода топлива (повышение энергоэффективности) и улучшение эмиссии вредных веществ (улучшение экологических показателей) часто оказываются взаимоисключающими мероприятиями из-за роста максимальной температуры цикла.

Различают три основных вида циклов поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС): цикл с изохорным подводом теплоты; цикл с изобарным подводом теплоты; цикл со смешанным подводом теплоты.

В газотурбинных установках также внутри самого двигателя осуществляется подвод теплоты к рабочему телу за счет сгорания. Однако исторически аббревиатура для них другая – ГТУ.

Для изображения термодинамических циклов тепловых машин используют практически две диаграммы: p - v -диаграмма и T - s -диаграмма. В p - v -диаграмме работа тепловой машины пропорциональна площади фигуры, образованной термодинамическими процессами цикла. По p - v -диаграмме также определяется наибольшее давление в цикле тепловой машины. В T - s -диаграмме площадь фигуры, образованной термодинамическими процессами цикла тепловой машины, пропорциональна теплоте, преобразованной в работу. Максимальная температура рабочего тела в термодинамическом цикле тепловой машины определяется по T - s -диаграмме.

Таким образом, имея изображение цикла теплового двигателя в p - v - и T - s -диаграммах, можно оценить наибольшие значения механических и термических напряжений в цикле. По p - v -диаграмме определяется среднее давление p , цикла теплового двигателя, которое позволяет вычислить теоретическую мощность двигателя по известным рабочему объему и частоте вращения вала отбора мощности. По T - s -диаграмме определяются средние значения подвода и отвода теплоты в цикле, что позволит легко вычислить термический КПД цикла тепловой машины. Следовательно, можно дать оценку эффективности преобразования теплоты в работу в рассматриваемом тепловом двигателе.

Цикл ДВС с изохорным подводом теплоты

Цикл ДВС (поршневого) с подводом теплоты при постоянном объеме является теоретическим циклом ДВС с внешним смесеобразованием. К ним относятся карбюраторные двигатели, работающие на бензине, спирте и дру-

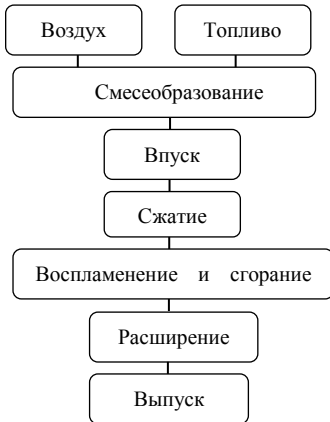


Рисунок 4.3 – Схема рабочего цикла ДВС с внешним смесеобразованием

горючую смесь. Смесь поступает в цилиндр (процесс впуска), после чего она подвергается сжатию. Во время впуска и сжатия смеси в цилиндре происходит доиспарение топлива и дополнительное перемешивание его паров с воздухом. Подготовленная горючая смесь воспламеняется в цилиндре обычно при помощи электрической искры. Вследствие быстрого сгорания смеси в цилиндре повышаются температура и давление, под действием которого происходит перемещение поршня, объем горючих газов при этом увеличивается. В процессе расширения газы совершают полезную работу. После расширения происходит удаление из цилиндра продуктов сгорания (выпуск), и рабочий цикл повторяется.

Внешнее смесеобразование в ДВС может осуществляться с помощью карбюратора или посредством впрыска топлива во впускной трубопровод. Схема простейшего карбюратора изображена на рисунке 4.4.

гих топливах, газовые двигатели, а также двигатели с впрыскиванием топлива во впускной трубопровод, т. е. двигатели, в которых используется топливо, легко испаряющееся и хорошо перемешивающееся с воздухом в обычных условиях. ДВС, теоретическим (идеальным) циклом которых является цикл с изохорным подводом теплоты, работают по схеме рабочего цикла с внешним смесеобразованием (рисунок 4.3). При этом легко испаряющееся топливо и воздух в соотношениях, требуемых для полного сгорания (например, теоретически необходимое, или стехиометрическое, количество воздуха для полного сгорания 1 кг бензина составляет примерно 15 кг), перемешиваются вне цилиндра, топливо частично испаряется и с воздухом образует

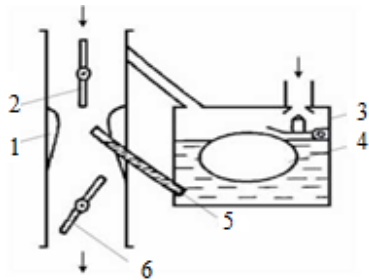


Рисунок 4.4 – Схема простейшего карбюратора:

- 1 – диффузор; 2 – воздушная заслонка;
- 3 – поплавковая камера; 4 – поплавок с запорной иглой; 5 – жиклер;
- 6 – дроссельная заслонка

Простейший карбюратор (рисунок 4.4) работает следующим образом. Засасываемый воздух, минуя воздушную заслонку 2, проходит через диффузор 1, в горловине которого возникает разрежение. Под действием этого разрежения топливо из поплавковой камеры 3 через жиклер 5 попадает в горловину диффузора 1, при истечении распыляется воздушным потоком и частично испаряется. Образующаяся смесь, минуя дроссельную заслонку 6, попадает во впускной трубопровод и далее в цилиндры двигателя. По пути топливо дополнительно испаряется и перемешивается с воздухом.

Карбюраторный двигатель, особенно автомобильный, работает на самых различных скоростных и нагрузочных режимах при частой их смене. Чтобы карбюратор мог надежно устанавливать требуемое соотношение между топливом и воздухом в горючей смеси при работе на любом режиме двигателя, он снабжается рядом систем и устройств. К ним относятся: главная дозирующая система с корректированием подачи топлива в целях обеспечения необходимого состава смеси при работе двигателя на всех основных эксплуатационных режимах; система холостого хода для обеспечения устойчивой работы двигателя при малой нагрузке и на режиме холостого хода; система для обогащения смеси при работе двигателя на режиме максимальной мощности и близких к нему режимах (для этой цели в карбюраторе устанавливается экономайзер); устройство для обеспечения хорошей приёмистости двигателя

(ускорительный насос для подачи дополнительного количества топлива в целях обогащения смеси при разгоне); устройство для обеспечения надежного пуска двигателя, антидетонные устройства, а также ряд других устройств и приспособлений, обеспечивающих стабильную и надежную работу двигателя в эксплуатации. Таким образом, современный карбюратор является сложным устройством. Двигатели с впрыском топлива во впускной трубопровод и искровым зажиганием появились в 1980-х годах как техническое решение, направленное на устранение органических недостатков карбюраторных двигателей – неравномерное распределение смеси по цилиндрам, наличие пленки топлива на стенках впускного трубопровода. В этих двигателях легкое топливо (обычно бензин) впрыскивается форсунками с электромагнитным управлением под давлением 0,6–1,0 МПа во впускной трубопровод (рисунок 4.5).

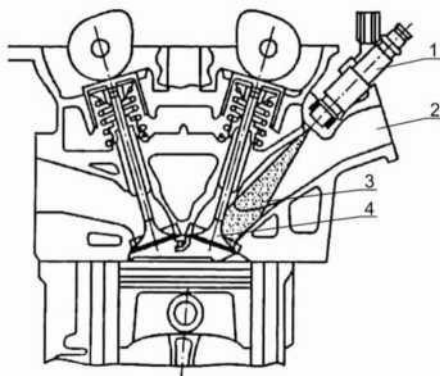


Рисунок 4.5 – Двигатель с распределенным впрыском бензина

(во впускной трубопровод):

- 1 – форсунка; 2 – впускной трубопровод;
- 3 – бензиновый факел; 4 – впускной клапан

Мощность таких двигателей так же, как и карбюраторных, регулируется при помощи дроссельных заслонок (количественный способ регулирования). Существуют системы с центральным впрыском топлива, в которых топливо впрыскивается одной форсункой, установленной вместо карбюратора, и с распределенным впрыском, в которых топливо впрыскивается во впускной канал каждого цилиндра в зону впускного клапана. Наибольшее распространение получили системы с распределенным впрыском, обеспечивающие возможность индивидуального дозирования впрыскиваемого топлива для каждого цилиндра в соответствии с режимом работы двигателя, условиями окружающей среды, состоянием двигателя, экологическими требованиями. Внедрение систем с впрыском топлива во впускной трубопровод позволило на 10–15% повысить экономичность и мощность бензиновых двигателей по сравнению с карбюраторными. Кроме того, такие системы в сочетании с современными системами нейтрализации выпускных газов удовлетворяли современным жестким требованиям по выбросу токсичных веществ двигателями. Системы с впрыском бензина значительно сложнее и дороже карбюраторных, так как в их состав входят форсунки, топливные насосы, измерители расхода воздуха и топлива, датчики частоты вращения вала двигателя, положения дроссельных заслонок, разрежения во впускном трубопроводе, температуры охлаждающей жидкости, температуры и давления воздуха, поступающего в двигатель, датчики, характеризующие состав выпускных газов в выпускной системе, а также электронная система управления, обрабатывающая информацию от датчиков и на этой основе вырабатывающая сигналы управления работой форсунок и системы зажигания. Несмотря на преимущества, обеспечиваемые возможностью более точного дозирования топлива, момента воспламенения топлива, с учетом конкретных условий работы двигателя, окружающей среды и экологических требований, двигатели с впрыскиванием топлива во впускной трубопровод унаследовали от карбюраторных двигателей органический недостаток – количественное регулирование мощности двигателей при помощи дроссельной заслонки. Дросселирование приводит к повышенным потерям на впуске, увеличенной работе насосных ходов и повышенным расходам топлива на режимах дросселирования. Кроме того, в таких двигателях происходит горение гомогенных смесей, что предъявляет повышенные требования к детонационным характеристикам топлива, и поэтому увеличение степени сжатия ограничивается.

Рассмотрим термодинамический цикл ДВС с изохорным подводом теплоты, или цикл Отто (названный по имени немецкого изобретателя Н. А. Отто, осуществившего этот цикл в 1876 году).

На рисунке 4.6 приведен цикл Отто, состоящий из термодинамических процессов: адиабаты сжатия 1–2, изохоры подвода теплоты 2–3, адиабаты расширения 3–4 и изохоры отвода теплоты 4–1. Следует заметить, что указанные теоретические процессы недалеки от реально происходящих процессов в ДВС.

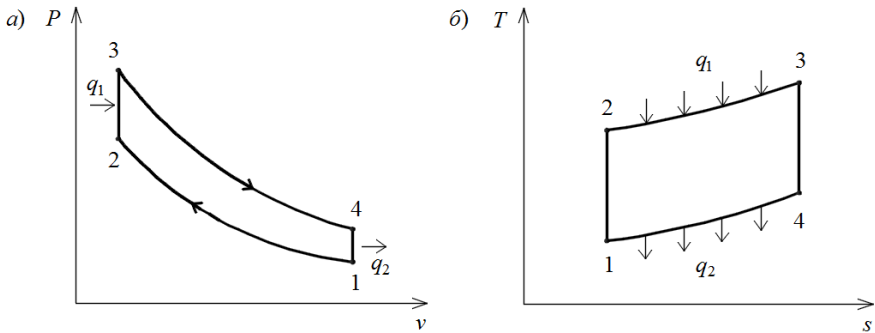


Рисунок 4.6 – Цикл ДВС с изохорным подводом теплоты:
a – p v -диаграмма; *б* – T s -диаграмма

Поскольку процессы сжатия (1–2) и расширения (3–4) в цикле происходят за весьма короткие промежутки времени, в течение которых не успевают произойти заметного теплообмена с окружающей средой, с хорошим приближением эти процессы можно считать адиабатными. Например, частота вращения коленчатого вала карбюраторного двигателя М-21 при номинальной мощности $n = 4000$ об/мин ≈ 67 об/с. Следовательно, один оборот коленвала, т. е. два хода поршня (один ход – от НМТ до ВМТ, второй ход – от ВМТ до НМТ) происходят в этом ДВС примерно за $1/67$ с $\approx 0,015$ с. Тогда один ход поршня (это соответствует процессу сжатия горючей смеси в реальном двигателе или процессу расширения газов, т. е. рабочему ходу поршня) осуществляется за половину этого времени, а именно за $0,0075$ с. Понятно, что это очень короткое время, и теплообменом между рабочим телом (горючей смесью при сжатии или горячими газами, образовавшимися при сгорании, при расширении) и охлаждающей средой можно пренебречь.

Процесс сгорания горючей смеси с достаточной степенью точности можно считать изохорным, так как быстрое сгорание подготовленной горючей смеси (например, пары бензина и воздуха находятся в одной газообразной фазе, а значит, может протекать химическая реакция окисления углеводородного топлива, т. е. горение) происходит в реальном двигателе в районе ВМТ. В это мгновение поршень неподвижен, следовательно, можно считать, что сгорание происходит при $v = \text{const}$.

Для термодинамического анализа циклов ДВС в качестве рабочего тела принимают идеальный газ, количество которого в любой момент остается постоянным, а все процессы обратимыми.

Оценим эффективность преобразования тепловой энергии (в реальном двигателе выделяется при сгорании углеводородного топлива) в механическую энергию в цикле ДВС с изохорным подводом теплоты (см. рисунок 4.6).

Термический КПД цикла определяется по формуле

$$\eta_r = 1 - \frac{|q_2|}{q_1}. \quad (4.5)$$

В рассматриваемом цикле в изохорном процессе 2–3 подводится теплота

$$q_1 = c_v (T_3 - T_2). \quad (4.6)$$

Отводимая в изохорном процессе 4–1 теплота

$$q_2 = c_v (T_1 - T_4). \quad (4.7)$$

или

$$|q_2| = c_v (T_4 - T_1). \quad (4.8)$$

Следовательно, термический КПД цикла составит

$$\eta_r = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_v (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}. \quad (4.9)$$

Используя показатели циклов ε и λ , выразим все температуры, входящие в уравнение (4.9), через начальную температуру T_1 .

В процессе адиабатного сжатия 1–2 максимальная температура определяется по формуле

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}, \quad (4.10)$$

где v_1 – полный объем цилиндра;

v_2 – объем камеры сжатия.

Учитывая, что степень сжатия $\varepsilon = v_1 / v_2$, получим

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}. \quad (4.11)$$

В изохорном процессе 2–3 получим наибольшую температуру в цикле:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2},$$

а учитывая, что степень повышения давления при сгорании, $\lambda = p_3 / p_2$, получим

$$T_3 = T_1 \lambda \varepsilon^{k-1}. \quad (4.12)$$

При нахождении температуры T_4 в конце процесса адиабатного расширения 3–4 учтем, что $v_4 = v_1$ и $v_3 = v_2$, поэтому

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}},$$

следовательно,

$$T_4 = \frac{T_3}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (4.13)$$

Подставляя выраженные через T_1 значения температур T_2 , T_3 и T_4 соответственно в формулу (4.9), окончательно получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (4.14)$$

Формула (4.14) показывает, что термический КПД цикла ДВС с изохорным подводом теплоты зависит в основном лишь от степени сжатия ε , увеличиваясь с ней. Степень же повышения давления λ на η_t не влияет; следовательно, КПД не зависит от нагрузки двигателя.

Степень сжатия ε выбирается в зависимости от состава горючей смеси (т. е. смеси топлива с воздухом). Очевидно, что выгоднее та смесь, которая при прочих равных условиях допускает более высокую степень сжатия. При переходе через допустимое значение степени сжатия возможны преждевременные или слишком резкие вспышки, т. е. неуправляемое сгорание, или детонация.

Дополнительный анализ формулы (4.14) показывает, что термический КПД цикла зависит также от значения показателя адиабаты k . Как известно, для двухатомных газов $k = 1,4$, а для трех- и многоатомных газов $k = 1,33$. Следовательно, для атмосферного воздуха (смесь, главным образом, двухатомных газов: азота N_2 и кислорода O_2) $k = 1,4$, а для паров бензина (смесь многоатомных газов) $k = 1,33$. Поэтому для увеличения значения k в бензиновых двигателях следует применять обедненные топливовоздушные смеси, т. е. характеризуемые большим количеством воздуха и малым количеством топлива. Следовательно, обедненные смеси имеют такой избыток воздуха, что горючая смесь может содержать массу воздуха в 25–30 раз больше, чем масса паров бензина. В результате значение k возрастает, что приводит к увеличению термического КПД.

Однако при некоторых значениях коэффициента избытка воздуха α в горючей смеси создается такой избыток воздуха, что основная часть энергии от источника воспламенения рассеивается, расходуется на подогрев избыточного количества воздуха, и скорость распространения фронта пламени в этих случаях падает до нуля. При повышении температуры и давления предел воспламеняемости увеличивается. Так, академику Е. А. Чудакову удалось произвести надежное воспламенение смеси бензина с воздухом при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 2,0$.

Относительно простое решение задачи значительного расширения пределов эффективного использования бедных смесей в бензиновых двигателях дает форкамерно-факельное зажигание. Принцип форкамерно-факельного

зажигания заключается в том, что воспламенение рабочей смеси в цилиндре осуществляется не искрой свечи, а факелом пламени, образующемся при сгорании небольшого количества обогащенной смеси в особой форкамере, соединенной с основной камерой сгорания несколькими каналами. Объем форкамеры составляет всего лишь 2–3 % от объема основной камеры сгорания. В форкамере расположены свечи зажигания и небольшой дополнительный впускной клапан, открывающийся одновременно с основным впускным клапаном общим приводом.

Через дополнительную впускную систему в форкамеру подается обогащенная смесь, обеспечивающая наиболее благоприятные условия воспламенения и развития начального очага горения. После воспламенения смеси в форкамере быстро возрастает давление, и после очень небольшого периода задержки обедненная смесь воспламеняется практически одновременно в целом ряде точек на периферии факела. Такое энергичное воспламенение смеси, дополнительно турбулизированном факелом, приводит к тому, что в цилиндре оказываются способными гореть с достаточно высокими скоростями сильно обедненные смеси.

Интересно знать!

Первыми более или менее работоспособными ДВС считаются двигатели, работавшие на светильном газе (газ, который использовался в фонарях наружного освещения), которые создал Жан-Этьен Ленуар во Франции. Он получил патент в 1860 году. В его двухтактном двигателе, аналогичном по конструкции паровой машине (использовалось двойное действие поршня и золотниковое газораспределение), газ и воздух смешивались непосредственно в цилиндре (наполнение занимало примерно половину хода поршня), и зажигание смеси обеспечивалось электрической искрой от постоянного источника.

Маленькие двигатели Ленуара (их мощность составляла около 0,5–1 кВт) сразу завоевали большую популярность в Европе, в первую очередь, во Франции и Германии. Их строили даже в Англии. Они облегчали мелким предпринимателям возможность «машинизировать» свои кустарные ремесленные производства, так как устраняли необходимость дорогостоящих котельных. В 1863 г. Ленуар попытался установить свой двигатель на некоторое подобие повозки и даже проехал на ней около 20 км в окрестностях Парижа. В эксплуатации сразу же выявились два существенных недостатка этого двигателя: очень сильный шум, сопровождающий его работу, и такой большой расход газа, что эксплуатация двигателя обходилась иногда в три-четыре раза дороже использования паровой машины. КПД двигателя оценивался на уровне 3 %.

Хотя двигатели Ленуара, естественно, как всякая новинка, были не очень надежны, но именно Ленуару принадлежит заслуга распространения газовых двигателей внутреннего сгорания как стационарных тепловых дви-

гателей, не требующих громоздкой котельной установки, и привлечения к ДВС внимания специалистов в разных странах.

Этим двигателем заинтересовался, можно сказать увлекся, молодой немецкий изобретатель-самоучка, продавец бакалейной лавки из Кельна Николаус Аугуст Отто (1832–1891). Не имея никакого профессионального образования, он тем не менее долго и настойчиво пытался найти возможности повышения эффективности двигателей Ленуара. Маленький мотор Отто был показан на Всемирной Парижской выставке и получил золотую медаль, несмотря на то, что в экспозиции выставки было представлено еще не менее полутора десятков газовых двигателей разных изобретателей. Но моторчик Отто работал экономичнее всех других. Отто со своими партнерами организовал производство двигателей. Успеху фирмы способствовало приглашение двух талантливых немецких инженеров. Их имена известны и сегодня – это были Готтлиб Даймлер и Вильгельм Майбах. До сих пор в Германии существуют фирмы и автомобильные заводы, ими организованные.

Но еще раньше первых успехов Отто, в 1862 г. француз Альфонс Бо де Роша получил патент на разработанный четырехтактный цикл для осуществления процесса, предложенного Карно:

- первый такт – впуск горючей смеси в цилиндр;
- второй такт – сжатие горючей смеси, в течение которого растут температура и давление смеси в цилиндре;
- третий такт – рабочий ход вследствие горения топлива, вызванного искрой в конце такта сжатия, и расширения продуктов сгорания, которые своим давлением перемещают поршень, совершающий полезную работу;
- четвертый такт – выпуск отработанных газов в атмосферу.

Бо де Роша был теоретиком и никакого двигателя не построил, да и не пытался этого делать. Но его идеи после длительных трудов, несмотря на непонимание и даже противодействие своих партнеров, смог использовать Н. Отто. Он построил в 1876 г. действующий образец четырехтактного двигателя, также работавшего на газе. Двигатели Отто расходовали вдвое меньше газа, чем двигатели Ленуара, и поэтому получили широкое промышленное применение. Уже в следующем, 1878 г., началось производство таких моторов по патенту Отто в США. Реализация более экономичного четырехтактного цикла являлась выдающимся достижением техники. В принципе подобные двигатели (на жидком и газообразном топливе) и сегодня применяются на большинстве автомобилей.

Следующий шаг сделал Г. Даймлер. Расставшись с Отто, он продолжил работу над моторами самостоятельно и в 1883 г. построил четырехтактный двигатель внутреннего сгорания, в котором вместо светильного газа использовалось более компактное жидкое топливо, имеющее высокую объемную теплоту сгорания – бензин. Горючая смесь в виде паров бензина и воздуха образовывалась в специально разработанном им устройстве – кар-

бюраторе. Надо отметить, что за год-два до этого Даймлер посетил, а фактически объездил, всю Россию. Дело в том, что в России уже существовал завод по перегонке сырой нефти на керосин. Керосин использовался в основном для освещения. Бензин, который в процессе перегонки нефти получался как более легкая фракция, не использовался. Бензин пожаро- и взрывоопасен, и как осветительная жидкость не может использоваться. Бензин как побочный продукт перегонки нефти сжигался.

В результате в местах перегонки нефти полыхали факелы горящего бензина. Даймлер, увидев это, понял, что заменив в горючей смеси газ на пары бензина, получит малогабаритный, сравнительно мощный ДВС, так необходимый для автомобилей. Легкое нефтяное топливо – бензин было именно тем, что искал Даймлер: оно хорошо испаряется, быстро и полно сгорает, имеет высокую теплоту сгорания.

Вскоре, поставив карбюраторный бензиновый двигатель на повозку, Даймлер построил первый, уже по сути дела и принципиальному устройству, настоящий автомобиль.

Современники обычно лучше знают не теоретиков, а практиков. Может быть, поэтому теоретический цикл ДВС быстрого сгорания, разработанный теоретиком Бо де Роша и примененный практиком Отто в своих двигателях, и сегодня называют «циклом Отто», а имя его настоящего создателя (Бо де Роша) часто не упоминается даже в специальной литературе.

Цикл ДВС с изобарным подводом теплоты

Цикл ДВС (поршневого) с подводом теплоты при постоянном давлении является теоретическим циклом компрессорного ДВС. Эти двигатели называются компрессорными дизелями по имени Р. Дизеля, построившего первый работоспособный двигатель высокого сжатия с пневматическим впрыском топлива, в то время как современному дизелю пневматический впрыск не нужен.

В 1897 г. Р. Дизелем был построен стационарный одноцилиндровый двигатель ($S = 400$ мм, $D = 250$ мм) высокого сжатия, работающего на керосине, мощностью примерно 15 кВт. Расход топлива (керосина) составил около 325 г на 1 кВт·ч, показав экономию 40 % по сравнению с двигателями Отто.

ДВС, теоретическим (идеальным) циклом которых является цикл с изобарным подводом теплоты, работали по схеме рабочего цикла с внутренним смесеобразованием, когда топливо поступает в цилиндр двигателя и распыляется через отверстия форсунки сжатым воздухом (рисунок 4.7).

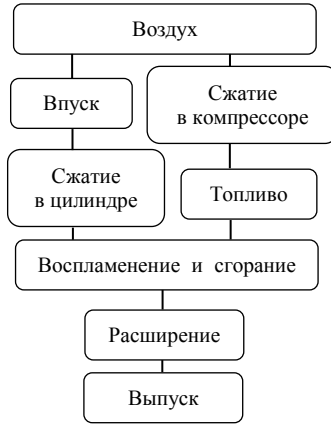


Рисунок 4.7 – Схема рабочего цикла ДВС с внутренним смесеобразованием и пневматическим впрыском топлива

Цикл ДВС с подводом теплоты при $p = \text{const}$ (цикл Дизеля) показан на рисунке 4.8.

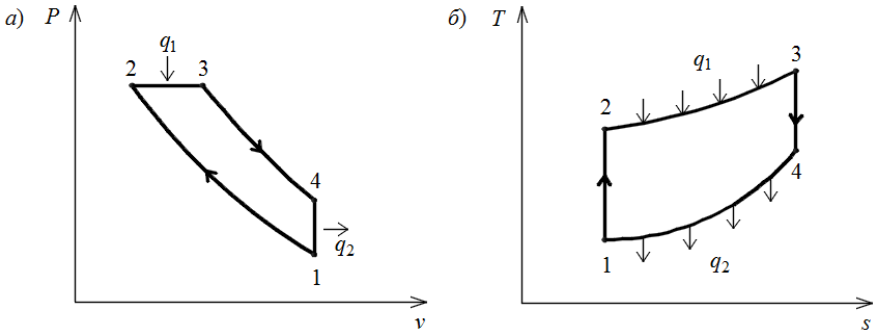


Рисунок 4.8 – Цикл ДВС с изобарным подводом теплоты:
 а – p - v -диаграмма; б – T - s -диаграмма

В этом цикле $\lambda = p_3 / p_2 = 1$. Процессы 1–2 и 3–4 – адиабатные, 2–3 – изобарный процесс подвода теплоты q_1 , 4–1 – изохорный процесс отвода теплоты q_2 .

Здесь кроме степени сжатия $\varepsilon = v_1 / v_2$ показателями являются: степень предварительного (перед основным) расширения

$$\rho = \frac{v_3}{v_2}. \quad (4.15)$$

и степень последующего (основного) расширения

$$\delta = \frac{v_1}{v_3}. \quad (4.16)$$

Следовательно, показатели цикла связаны соотношением

$$\varepsilon = \rho\delta. \quad (4.17)$$

Выразим температуры в характерных точках цикла через его показатели и начальную температуру T_1 . Температура воздуха в цилиндре ДВС в результате адиабатного сжатия определяется по формуле (4.11), как в цикле Отто, т. е. $T_2 = T_1\varepsilon^{k-1}$.

Температура газов при полном сгорании топлива в цилиндре ДВС

$$T_2 = T_1\varepsilon^{k-1}\rho. \quad (4.18)$$

Температура газов при полном расширении газов в цилиндре ДВС

$$T_4 = \frac{T_1}{\delta^{k-1}} = T_1\rho^k. \quad (4.19)$$

Учитывая полученные выражения для температур цикла в характерных точках, получим следующие уравнения для определения:

– подведенной по изобаре теплоты

$$q_1 = c_p T_1 \varepsilon^{k-1} (\rho - 1); \quad (4.20)$$

– отведенной по изохоре теплоты

$$|q_2| = c_v T_1 (\rho^{k-1} - 1). \quad (4.21)$$

Подставляя эти выражения, получим

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho^{k-1} - 1}{k(\rho - 1)}. \quad (4.22)$$

Из формул (4.20) и (4.21) следует, что тепловую нагрузку в цикле Дизеля отражает показатель ρ , который находится по формуле

$$\rho = 1 + \frac{q_1}{c_p T_1 \varepsilon^{k-1}}. \quad (4.23)$$

Таким образом, как и в случае цикла Отто [см. формулу (4.14)], η_t цикла Дизеля зависит от природы рабочего тела и степени сжатия, возрастая при повышении ε и показателя адиабаты k . Термический КПД цикла уменьшается [см. формулу (4.22)] при увеличении степени предварительного расширения ρ .

Традиционно компрессорными дизелями называются двигатели высоко-го сжатия, работающие на тяжелом топливе, распыляемом пневматически,

т. е. с помощью воздуха, сжатого в особом компрессоре, зажигание рабочей смеси в этих двигателях осуществляется по способу самовоспламенения за счет высокой температуры сжатия воздуха в цилиндре. Степень сжатия в компрессорных дизелях обычно $\varepsilon = 12 \dots 16$, причем большие степени сжатия применяются для меньших мощностей, и наоборот. Давление сжатия в цилиндре составляет около 3,0–3,4 МПа, а температура сжатия – примерно 500–700 °С. Давление распыливающего воздуха перед форсункой приблизительно вдвое превосходит давление сжатия в цилиндре, составляя 5–6 МПа (иногда 4,5–6,5 МПа).

Разработанный Р. Дизелем компрессорный ДВС задумывался им для использования твердого топлива, запасы которого были значительны в Германии, однако угольная пыль не нашла практического применения в этом двигателе. Это объясняется тем, что уголь полностью не сгорает и в результате остается зола. А зола для цилиндропоршневой группы является хорошим абразивом, в результате срок службы двигателя очень мал. Поэтому длительные (около 30 лет) испытания компрессорного дизеля не привели к желаемому Р. Дизелем использованию угольной пыли, а лишь к применению тяжелых жидких топлив.

Наличие компрессора (трехступенчатого) у этих дизелей приводит к конструктивным и эксплуатационным затруднениям, к снижению механического, а значит и эффективного, КПД. Использование угольной пыли из-за высокой абразивности образующихся шлаков после сгорания, что приводило к быстрому изнашиванию цилиндропоршневой группы, применение не нашло. Ввиду указанных причин компрессорные дизели в настоящее время не выпускаются.

Интересно знать!

Рудольф Дизель, еще будучи студентом, вынашивал идею использования угля, запасы которого были достаточно велики в Германии, в двигателе внутреннего сгорания. Дело в том, что главной особенностью ДВС, как энергетической установки, является совмещение в одном пространстве (цилиндре) функций теплового генератора и теплового двигателя. В поршневом ДВС в рабочем объеме цилиндра («внутри») осуществляется и горение топлива, и преобразование тепловой энергии продуктов горения в механическую работу. Из-за меньших потерь при отсутствии на промежуточных этапах преобразования энергии ДВС обладает более высокой энергетической экономичностью, чем двигатели внешнего сгорания, в которых горение топлива и преобразование тепловой энергии в механическую осуществляется в отдельных элементах машины. Естественно, что распыление угольной пыли может осуществляться при помощи сжатого воздуха. В 1896 г. были получены удовлетворительные результаты при испытаниях построенного Р. Дизелем двигателя, хотя патент им был полу-

чен в 1892 г. Столь длительное время (4 года) объясняется тем, что, приступив к разработке своего двигателя, Р. Дизель столкнулся с большими трудностями: обеспечение высокого давления сжатия – до 25 МПа, относительно малая мощность и весьма низкий механический КПД. В результате давление сжатия было снижено до 3,5 МПа; в качестве топлива использовался керосин, подача которого в цилиндр через форсунку осуществлялась при помощи сжатого воздуха, давление которого должно быть значительно больше давления в цилиндре в конце сжатия. Следовательно, для работы такого двигателя требовался отдельный агрегат – компрессор, который должен был обеспечить сжатие воздуха для этих целей. После длительных бесплодных усилий Р. Дизель пришел к заключению, что непосредственное впрыскивание топлива невозможно. Принцип подачи топлива, собственно, и был главным элементом в изобретении Р. Дизеля.

Цикл ДВС с изохорно-изобарным подводом теплоты

Цикл ДВС (поршневого) с подводом части теплоты при постоянном объеме, а оставшейся части теплоты при постоянном давлении, или, как часто

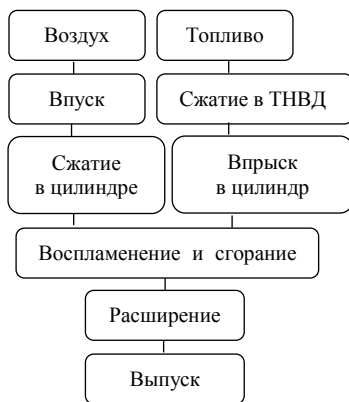


Рисунок 4.9 – Схема осуществления рабочего цикла бескомпрессорного дизеля

его называют, цикл ДВС со смешанным (изохорно-изобарным) подводом теплоты является теоретическим циклом бескомпрессорного дизеля. Этот цикл ДВС называют также по имени русского инженера Г. В. Тринклера, впервые предложившего этот цикл в 1904 году – цикл Тринклера. Схема осуществления рабочего цикла ДВС с внутренним смесеобразованием и гидравлическим впрыском топлива приведена на рисунке 4.9. Бескомпрессорные (современные) дизели работают по схеме осуществления рабочего цикла с внутренним смесеобразованием, когда жидкое топливо перед поступлением в цилиндр сжимается в топливном насосе высокого давления, затем поступает в форсунку и впрыскивается (распыляется) через отверстия форсунки в цилиндр. В цилиндре в этот момент находится горячий воздух, температура которого в результате сжатия движущимся поршнем составляет более 500 °С. Такая температура обеспечивает надежное самовоспламенение паров впрыснутого жидкого топлива (обычно дизельного или флотского мазута, причем более тяжелый нефтепродукт имеет более низкую температуру самовоспламенения). Здесь следует отметить, что сгорание (окисление) происходит, когда горючее и

воздух (углеводороды и окислитель – кислород) находятся в одной, т. е. газообразной, фазе, только при этом условии протекает химическая реакция окисления. Поэтому в реальном дизеле жидкое топливо обязательно впрыскивается до верхней мертвой точки – ВМТ (наиболее удаленное положение поршня от оси вала). Таким образом отводится время на испарение части впрыснутого жидкого топлива, чтобы самовоспламенение паров топлива произошло в районе ВМТ. Оставшаяся часть топлива испаряется уже в условиях горения первой части топлива, т. е. при более высокой температуре.

Цикл ДВС с подводом теплоты при $v = \text{const}$ и $p = \text{const}$ (цикл Тринклера) показан на рисунке 4.10:

1–2 – процесс адиабатного сжатия рабочего тела;

2–3' – изохорный процесс подвода теплоты q'_1 (части подводимой в цикле теплоты q_1) к рабочему телу;

3'–3 – изобарный процесс подвода теплоты q''_1 (оставшейся части подводимой в цикле теплоты q_1) к рабочему телу;

3–4 – процесс адиабатного расширения рабочего тела;

4–1 – процесс изохорного отвода теплоты q_2 .

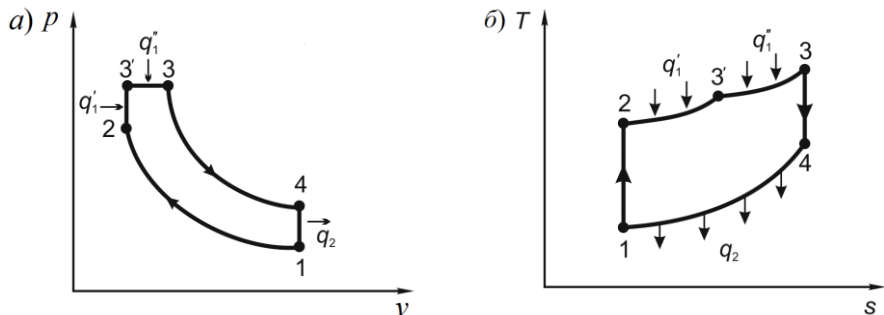


Рисунок 4.10 – Цикл ДВС со смешанным подводом теплоты:
а – рабочая диаграмма; б – тепловая диаграмма

В реальном дизеле осуществляется сжатие воздуха. Если точно, то при сжатии воздух содержит малое количество продуктов сгорания, которые остались в цилиндре дизеля после выпуска отработавших газов, т. е. малое количество остаточных газов (коэффициент остаточных газов γ находится в пределах 0,03–0,06), которое практически не оказывает существенного влияния на сжимаемое рабочее тело. Процесс сжатия в реальном дизеле близок к адиабатному процессу, т. к. теплообменом можно практически пренебречь ввиду кратковременности процесса сжатия. Например, тепловозный четырехтактный дизель Д49 имеет номинальную частоту коленчатого вала 1000 об/мин (16,67 об/с). Такт сжатия, следовательно, происходит за 0,03 с. Поэтому процесс сжатия можно считать адиабатным с показателем адиабаты $k = 1,4$.

Процесс изохорного подвода теплоты в реальном бескомпрессорном дизеле можно объяснить следующим. Впрыск топлива осуществляется до ВМТ, и последующее испарение его в горячем воздухе в цилиндре дизеля также. Это опережение впрыска жидкого топлива подбирается для конкретного дизеля так, чтобы топливная смесь начинала гореть в районе ВМТ. В результате, когда поршень находится в ВМТ, а в это мгновение он неподвижен, в рассматриваемом объеме (объеме камеры сжатия) резко повышается давление. Следовательно, этот процесс можно считать изохорным.

Процесс изобарного подвода теплоты в реальном дизеле также можно пояснить следующим образом. После ВМТ догорает оставшаяся часть топлива, т. к. ранее она не была подготовлена для процесса горения, и, естественно, при сгорании топлива повышается давление в цилиндре. Однако поршень движется от ВМТ к НМТ (нижней мертвой точке), объем увеличивается, что ведет к уменьшению давления рабочего тела. В результате суммарное давление в цилиндре некоторое время практически неизменно. Следовательно, этот процесс можно считать изобарным.

В реальном бескомпрессорном (современном) дизеле процессы адиабатного расширения продуктов сгорания (рабочего тела) и изохорного теплоотвода аналогичны ранее рассмотренным циклам бензинового ДВС и компрессорного дизеля.

Вычислим термический КПД цикла ДВС со смешанным подводом теплоты (по-прежнему считая, что в качестве рабочего тела используется воздух, причем при условии, что это идеальный газ с постоянной теплоемкостью).

В общем выражении для термического КПД любого цикла тепловой машины $\eta_i = 1 - |q_2| / q_1$ величина $|q_2|$ (теплота, отводимая по изохоре 4-1) по-прежнему определяется соотношением $|q_2| = c_v (T_4 - T_1)$, тогда как величина q_1 (теплота, подводимая в цикле ДВС) складывается из теплоты q_1' , подводимой в изохорном процессе 2-3', и теплоты q_1'' , подводимой в изобарном процессе 3'-3:

$$q_1 = q_1' + q_1'' \quad (4.24)$$

Очевидно, что

$$q_1' = c_v (T_3' - T_2); \quad (4.25)$$

$$q_1'' = c_p (T_3 - T_3'). \quad (4.26)$$

Отсюда для термического КПД цикла ДВС со смешанным подводом теплоты, выделяемым при сгорании топлива, получаем

$$\eta_i = 1 - \frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_v (T_3' - T_2) + c_p (T_3 - T_3')}. \quad (4.27)$$

Для изохоры 4–1 имеем из уравнения состояния газов (Клапейрона):

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{P_4}{P_1}. \quad (4.28)$$

Уравнения для адиабат 1–2 и 3–4 можно записать в виде

$$P_1 v_1^k = P_2 v_2^k; P_4 v_4^k = P_3 v_3^k.$$

Почленно деля эти уравнения и учитывая, что $v_1 = v_4$, получаем

$$\frac{P_4}{P_1} = \frac{P_3}{P_2} \left(\frac{v_3}{v_2} \right)^k. \quad (4.29)$$

Поскольку $p_3 = p_{3'}$ (изобара 3'–3), а $v_2 = v_{3'}$ (изохора 2–3'), это соотношение можно преобразовать к виду

$$\frac{P_4}{P_1} = \lambda \rho^k, \quad (4.30)$$

где λ – степень повышения давления в изохорном процессе сгорания, $\lambda = p_{3'}/p_2$; ρ – степень предварительного расширения в изобарном процессе сгорания, $\rho = v_3/v_{3'}$.

С учетом этого соотношения получаем из уравнения (4.29)

$$\frac{T_4}{T_1} = \lambda \rho^k. \quad (4.31)$$

Для изохоры 2–3' имеем

$$\frac{T_{3'}}{T_2} = \frac{P_{3'}}{P_2} = \lambda, \quad (4.32)$$

а для изобары 3'–3

$$\frac{v_3}{v_{3'}} = \frac{T_3}{T_{3'}} = \rho. \quad (4.33)$$

Наконец, для адиабатного сжатия 1–2 известно, что $T_1/T_2 = 1/\varepsilon^{k-1}$. С учетом вышеприведенных зависимостей после преобразований для цикла ДВС со смешанным подводом теплоты (цикла Тринклера) получим:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)}. \quad (4.34)$$

При $\rho = 1$ (это соответствует отсутствию изобарного процесса) уравнение (4.34) превращается в уравнение (4.14) для термического КПД цикла Отто, а при $\lambda = 1$ (отсутствие изохорного процесса) уравнение (4.32) превращается в уравнение (4.22) для η_t цикла Дизеля.

Исследование циклов ДВС. Наибольшую убедительность и наглядность дает сравнение и исследование циклов с помощью рабочей и тепловой диаграмм.

Сравнение значений термического КПД для цикла Тринклера (теоретического цикла современного дизеля) со значениями η_t цикла Отто (теоретического цикла бензинового ДВС) корректно проводить при одинаковых наибольших механических и термических напряжениях деталей цилиндропоршневой группы двигателей (цикл Дизеля, являющийся теоретическим циклом компрессорного дизеля, который в настоящее время не строится, не рассматривается). Это позволяет осуществить сравнение термодинамической эффективности при примерно одинаковом моторесурсе бензинового и дизельного двигателей (при одинаковой частоте вращения и тактности).

На рисунке 4.11 приведено изображение циклов Отто и Тринклера в $p\nu$ - (а) и Ts -диаграммах (б).

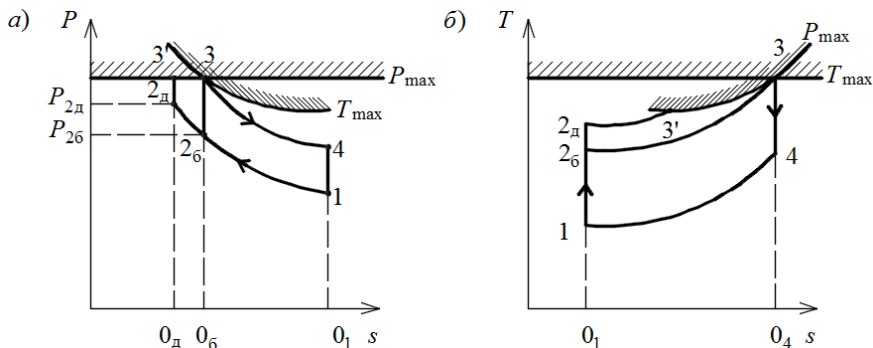


Рисунок 4.11 – Циклы ДВС с изохорным и смешанным подводом теплоты при одинаковых предельных значениях давления и температуры:
а – $p\nu$ -диаграмма; б – Ts -диаграмма

Здесь приведены изобара p_{\max} и изотерма T_{\max} , которые ограничивают максимальные значения давления и температуры рабочего тела в термодинамическом цикле ДВС. Отведенная теплота в обоих циклах одинакова, т. е. $q_2 = \text{idem}$ и эквивалентна площади (см. рисунок 4.11, б) $0_1-1-4-0_4$.

Подведенная теплота в циклах различна:

- в теоретическом цикле бензинового двигателя $q_{1б}$ выражается площадью $0_1-2_б-3-0_4$;

- в теоретическом цикле дизельного двигателя $q_{1д}$ выражается площадью $0_1-2_д-3'-3-0_4$.

Заметим, что точке $2_д$ (окончание сжатия воздуха в дизеле) соответствует большее давление, чем точке $2_б$ (окончание сжатия смеси в бензиновом двигателе), т. е. $p_{2д} > p_{2б}$. Действительно, степень сжатия в дизеле $\epsilon_д$ всегда больше степени сжатия в бензиновом двигателе $\epsilon_б$, т. е. $\epsilon_д > \epsilon_б$, что обуслов-

лено необходимостью обеспечения надежного самовоспламенения дизельного топлива в горячем воздухе в цилиндре ДВС.

Из диаграмм видно, что подведенная теплота $q_{1д}$ также в теоретическом цикле дизельного ДВС больше, чем $q_{1б}$ в теоретическом цикле бензинового ДВС, поскольку площадь $0_1-2_д-3'-3-0_4$ больше площади $0_1-2_б-3-0_4$. Следовательно, $q_{1д} > q_{1б}$.

В результате эффективность преобразования подведенной теплоты (в реальном двигателе – это теплота, выделившаяся при сгорании топлива) в цикле, которая оценивается термическим КПД, составит:

– для бензинового двигателя – $\eta_{тб} = 1 - I q_2 / q_{1б}$;

– для дизельного двигателя – $\eta_{тд} = 1 - I q_2 / q_{1д}$.

Следовательно, при принятых условиях сравнения эффективность работы дизеля выше эффективности работы бензинового ДВС, т. е. $\eta_{тд} > \eta_{тб}$.

Интересно знать!

Известно, что фашистская Германия начала и закончила Вторую мировую войну с бензиновыми танками. Хотя в тяжелой военной технике предпочтение отдается дизельным двигателям. Они обладают низким расходом топлива и более высоким крутящим моментом на низких оборотах. Но в Германии, родине Рудольфа Дизеля, который создал ДВС с воспламенением от сжатия, танки были оснащены карбюраторными ДВС с принудительным воспламенением горючей смеси. Кроме «прожорливости» бензиновые моторы, применяемые на немецких танках, оставляют горючие пары в моторно-трансмиссионном отделении и создают повышенную пожароопасность. Это подвергает дополнительному риску экипажи бензиновых танков. Почему так произошло?

Прежде всего, были политические причины. В результате поражения в Первой мировой войне согласно Версальскому соглашению в Германии существенно упал экономический и технологический уровень. Карбюраторный ДВС был проще и дешевле. Придя к власти, Гитлер вознамерился вернуть и даже значительно превзойти былую мировую значимость Германии. В нарушение положений Версальского мира об ограничении возможности немецкой армии (запрещено строительство новых кораблей, самолетов и бронетехники) и с молчаливого согласия стран-победителей с марта 1935 г. началось строительство бронетехники. К началу Второй мировой войны (Польская кампания – сентябрь 1939 г.) в Германии было создано более 3200 танков. Все они были оснащены бензиновыми моторами фирмы Maybach – основного производителя танковых двигателей, которая обладала абсолютной монополией.

Считалось, что разработка дизельных агрегатов для танков потребует времени. Топливную «прожорливость» карбюраторных ДВС в управлении закупок Германии (Heereswaffenamt) сочли не большой проблемой. Сле-

дует также отметить, что при ограниченных возможностях основным потребителем дизельного топлива был подводный флот Германии, разросшийся почти до 1200 кораблей, – главная сила против Англии и США. Поэтому дополнительное производство еще одного дизельного ДВС иного назначения и создание еще одной логистической линии считалось делом слишком затратным. В военной доктрине фашистской Германии главенствовал «блицкриг».

В Советском Союзе был создан **Танк Т-34**, оснащенный **дизельным двигателем В-2**, который был признан лучшим танком Второй мировой войны. Уникальность Т-34 заключалась в высоком уровне защищенности, наличии мощной пушки, высоких характеристиках подвижности и маневренности, проходимости, а также в простоте обслуживания, эксплуатации и высокой технологичности.

Приведем выдержку из отчета об испытаниях Т-34 на Абердинском полигоне в США в мае 1942 года. «Есть основания считать, что танк Т-34 обладает более высокими эксплуатационными скоростями, меньшим сопротивлением качению и лучшей проходимостью, чем американский танк М-4». Английский журналист-историк Дуглас Орджил писал: «Т-34 заслуживает быть отмеченным золотой надписью на рабочих столах советских конструкторов – за успешное решение основной проблемы максимального соответствия эффективности вооружения и мобильности танка. Танк Т-34 был создан людьми, которые сумели увидеть поле боя середины XX века лучше, чем сумел это сделать кто-либо на западе».

Применение дизельных двигателей в СССР было осуществлено и в авиации. Об этом свидетельствует следующий факт. Ровно через месяц после нападения Германии на Советский Союз, 22 июня 1941 года, фашистские бомбардировщики совершили первый налет на Москву. 9 августа 1941 года по приказу ставки Верховного Командования СССР начались регулярные бомбардировки вражеской столицы – Берлина. 11 новых тяжелых бомбардировщиков ТБ-7, оборудованных дизельными моторами, с аэродрома в Пушкине под Ленинградом поднялись в небо, чтобы бомбить Берлин. Здесь надо заметить, что бомбардировщиков, оснащенных дизельными двигателями, не было ни в одной воздушной армии мира.

Закрепим изученное!

1 Цикл поршневого ДВС с изохорным подводом теплоты является теоретическим циклом ДВС с внешним смесеобразованием (бензиновые и газовые). Это так называемый цикл Отто.

Цикл состоит из адиабатного процесса сжатия, изохорного подвода теплоты, адиабатного расширения и изохорного отвода теплоты.

Наибольшая температура цикла ДВС с изохорным подводом теплоты определяется по формуле $T_3 = T_1 \lambda \varepsilon^{k-1}$, где T_1 – начальная температура, ε – степень сжатия, λ – степень повышения давления при сгорании топлива.

Эффективность преобразования теплоты, полученной при сгорании топлива в ДВС, определяется формулой $\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$,

где максимальное значение ε зависит от октанового числа топлива, причем чем выше октановое число (бензин, естественно, дороже), тем больше значение ε .

2 Цикл поршневого ДВС с изобарным подводом теплоты является теоретическим циклом компрессорного дизеля. Это и есть цикл Дизеля.

В настоящее время тепловозные дизели, работающие по данному циклу, не строятся.

3 Цикл поршневого ДВС со смешанным (изохорно-изобарным) подводом теплоты. Этот цикл называется циклом Тринклера.

Цикл состоит из адиабатного процесса сжатия воздуха, изохорного подвода части теплоты, выделившейся при самовоспламенении впрыснутого через форсунку топлива, изобарного догорания оставшейся части впрыснутого топлива, адиабатного расширения продуктов сгорания и изохорного отвода теплоты от рабочего тела.

Максимальная температура цикла определяется по формуле $T_3 = \rho \lambda \varepsilon^{k-1}$.

Эффективность цикла Тринклера, теоретического цикла современного (бескомпрессорного) дизеля определяется по формуле $\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k \lambda (\rho - 1)}$.

4 Причинами всё более широкого применения дизелей являются:

- большая экономичность дизелей (КПД достигает 53 % для среднеоборотных двигателей) в сравнении с бензиновыми двигателями (примерно на 10–20 % лучше, а по сравнению с карбюраторными ДВС на 30 % лучше);
- токсичность выпускных газов дизелей меньше в сравнении с бензиновыми ДВС.

5 Дизели нового поколения имеют следующие особенности:

- высокий регулируемый наддув;

- системы впрыска с электронным управлением форсунками;
- регулируемый впускной воздушный трубопровод;
- управление фазами газораспределения;
- система рециркуляции выпускных газов;
- система электронного управления топливоподачей, воздухообеспечением и нейтрализацией выпускных газов.

6 Бензиновые ДВС (их конструкция проще дизелей, а значит дешевле, лучше пуск и приемистость, бензин нужно тоже использовать в больших масштабах) нового поколения имеют следующие особенности:

- электронные системы впрыска бензина во впускной трубопровод или непосредственно в цилиндр ДВС;
- увеличение степени сжатия до 10,5–12,0;
- применение управляемых фаз газораспределения;
- расширение пределов эффективного обеднения горючей смеси.

7 В перспективных ДВС необходимо учитывать применение других, нетрадиционных топлив:

- синтетический газ из угля и горючих сланцев;
- биогаз, спирты (этанол, метанол), эфиры, растительные масла.

4.4 Циклы газотурбинных двигателей

Нужно много учиться, чтобы немного знать.
Ш. Л. де Монтескье, философ

Общие сведения

Одним из основных недостатков, присущих поршневым двигателям внутреннего сгорания, является неравномерность работы двигателя во времени – в течение цикла температуры и давления в цилиндре резко меняются. Для преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное применяется кривошипно-шатунный механизм (КШМ). Следовательно, средняя скорость рабочего тела относительно двигателя невелика. Кроме того, практически адиабатное расширение рабочего тела (продуктов сгорания) происходит до давления выше атмосферного (обязательно должно быть превышение давления внутри цилиндра над атмосферным для преодоления гидравлического сопротивления выпускной системы), в результате происходит неполное расширение газов, следовательно, получает-

ся меньшая полезная работа. Все эти обстоятельства не позволяют при создании поршневых ДВС создать большую мощность в одном агрегате.

От этих недостатков свободна газотурбинная установка (ГТУ), или газотурбинный двигатель (ГТД). В ГТУ осуществляются те же процессы, что и в ДВС, но при этом наблюдается существенное различие: если в поршневом ДВС эти процессы происходят последовательно, один за другим, в одном и том же элементе двигателя – цилиндре, то в ГТУ эти процессы происходят одновременно в различных элементах этой установки. В результате в ГТУ нет такой неравномерности условий работы элементов теплового двигателя, как в поршневом ДВС. В ГТУ средняя скорость рабочего тела в 50–100 раз выше, чем в поршневых ДВС. Всё это позволяет сосредоточить в малогабаритных ГТУ большие мощности. В настоящее время мощность ГТУ составляет до 400 МВт. Термический КПД ГТУ, которая также относится к двигателям внутреннего сгорания, высок. Эти важные преимущества делают ГТУ весьма перспективным двигателем.

Однако термический КПД ГТУ ниже, чем термический КПД поршневых ДВС. Это объясняется в основном тем, что из-за недостаточной жаропрочности современных конструкционных материалов турбина может надежно работать в области температур, меньших области температур в ДВС поршневого типа. В поршневых ДВС температура рабочего тела меняется во времени и, следовательно, тепловой режим работы поршня, стенок цилиндра и других узлов является не очень напряженным, тогда как в ГТУ многие конструкционные элементы работают в условиях постоянного воздействия высоких температур. Это обстоятельство приводит к снижению термического КПД установки.

В настоящее время ГТД широко применяются в авиации, на колесных и гусеничных машинах, во флоте, тепловых электростанциях и других стационарных установках.

Принцип действия газотурбинных установок. В газотурбинных установках в отличие от поршневых ДВС полезная работа производится за счет кинетической энергии движущегося с большой скоростью газа. Рабочим телом в этих установках служат продукты сгорания, образующиеся при сжигании топлива в специальных камерах под давлением. Поток большой скорости создается в результате истечения газа из сопел турбины. Протекая затем по криволинейным каналам, образуемым насаженными на ротор лопатками, газ приводит во вращение ротор турбины, а через него – генератор или какой-либо другой объект внешней работы.

Так как генератор может иметь общий с турбиной вал, отпадает необходимость в передаточном механизме.

Топливо в газотурбинных установках может сгорать как при постоянном давлении, так и при постоянном объеме. В последнем случае газотурбинная установка из-за наличия системы распределения является значительно более

сложной, а турбина вследствие дополнительных потерь в клапанах имеет меньший относительный внутренний КПД. Поэтому на практике наибольшее распространение получили газотурбинные установки, работающие по циклу с подводом теплоты при $p = \text{const}$, несмотря на то, что принципиально циклы ГТУ с подводом теплоты при $V = \text{const}$ являются более выгодными.

Газотурбинные установки могут работать как по открытой, так и по замкнутой схеме.

В газотурбинной установке, работающей по открытой (незамкнутой) схеме, компрессор сжимает воздух, а продукты сгорания после турбины выбрасываются в атмосферу. В этом случае продукты сгорания непосредственно контактируют с рабочими лопатками турбины, вследствие чего они преждевременно изнашиваются.

Поэтому в газотурбинных установках, работающих по открытой схеме, применяются только такие топлива, которые содержат минимальное количество взвешенных твердых частиц – золы, окислов серы и т. д., т. е. в основном жидкое и газообразное топливо.

Применение твердого топлива или низкосортного жидкого топлива возможно только при замкнутой схеме газотурбинной установки, в которой в качестве рабочего тела используется чистый воздух или другой газ, нагреваемый и охлаждаемый на соответствующих участках цикла в поверхностных теплообменниках.

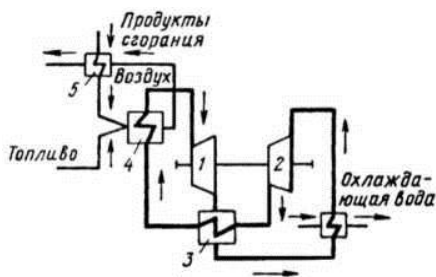


Рисунок 4.12 – Газотурбинная установка, работающая по замкнутой схеме:

- 1 – турбина, 2 – компрессор,
- 3 – регенератор, 4 – нагреватель,
- 5 – подогреватель

Газотурбинная установка, работающая по замкнутой схеме, представлена на рисунке 4.12. Рабочий газ, например воздух, нагревается в нагревателе горячими продуктами сгорания, образующимися при сжигании топлива в специальной топке.

Замкнутая схема кроме возможности использования твердого топлива имеет и другие преимущества. Так, в этой схеме низшее давление не обязательно должно быть равно атмосферному, но может быть значительно больше его.

Поэтому при тех же степенях увеличения давления можно применять более высокие давления, что приводит к уменьшению объема газа, а следовательно, и габаритов установки. Кроме воздуха в этих условиях можно использовать в качестве рабочих тел и более тяжелые газы. Преимуществом замкнутой схемы является также лучшее регулирование установки при работе ее на переменном режиме. В газотурбинных установках с замкнутой

схемой рабочим телом могут быть и низкокипящие вещества, например, углекислота. В этом случае понижается работа сжатия, а вместо компрессора можно использовать насос.

Недостатком газотурбинной установки, работающей по замкнутой схеме, является наличие сравнительно громоздкого газового котла, а также большие габариты теплообменников. На транспорте такие ГТУ не применяются, а применяются ГТУ, работающие по открытой схеме.

Цикл ГТУ с изобарным подводом теплоты

Принципиальная схема газотурбинной установки со сгоранием при постоянном давлении представлена на рисунке 4.13.

На общем валу находятся газовая турбина 9, компрессор 1, топливный насос 3 и потребитель энергии 8 (на рисунке он изображен как электрогенератор; конечно, это может быть и любой другой потребитель энергии: гребной винт, ведущее колесо и т. п.). Компрессор засасывает атмосферный воздух, сжимает его до некоторого давления и направляет в камеру сгорания 4. Туда же из бака 2 топливным насосом подается топливо, которое может быть как жидким, так и газообразным; в последнем случае вместо насоса применяется газовый компрессор. Сгорание топлива происходит в камере сгорания при $p = \text{const}$. Продукты сгорания, расширившись в соплах 5 газовой турбины, попадают на лопатки 6 турбины, производят там работу за счет своей кинетической энергии и затем выбрасываются в атмосферу через выпускной патрубок 7. Давление отработавших газов несколько превышает атмосферное (поскольку отработавшим газам нужно преодолеть сопротивление выходного патрубка).

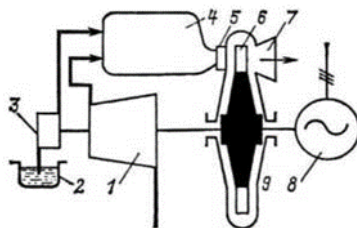


Рисунок 4.13 – Принципиальная схема газотурбинной установки со сгоранием при постоянном давлении

Идеализированный цикл рассматриваемой газотурбинной установки изображен в $p\nu$ -диаграмме на рисунке 4.14.

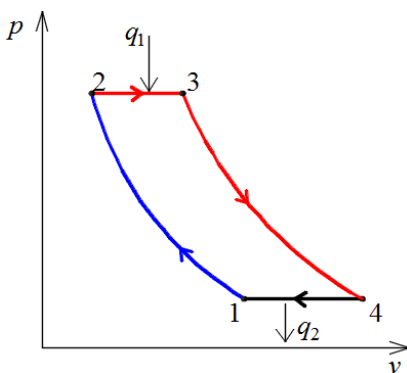


Рисунок 4.14 – $p\nu$ -диаграмма идеализированного цикла газотурбинной установки с изобарным подводом теплоты

Идеализированный цикл рассматриваемой газотурбинной установки изображен в $p\nu$ -диаграмме на рисунке 4.14.

Идеализированный цикл рассматриваемой газотурбинной установки изображен в $p\nu$ -диаграмме на рисунке 4.14.

Принцип построения этого идеализированного цикла такой же, как использованный ранее для поршневых двигателей: замкнутый, т. е. количество рабочего тела в цикле сохраняется постоянным; выход отработавших газов в атмосферу заменяется изобарным процессом с отводом теплоты к холодному источнику; считается, что теплота q_1 подводится к рабочему телу извне, через стенки корпуса установки, а рабочим телом турбины является газ неизменного состава, например, чистый воздух.

В pV -диаграмме на рисунке 4.14 процесс 1–2 представляет собой сжатие воздуха в компрессоре (сжатие в компрессоре может быть адиабатным, изотермическим или политропным). По изобаре 2–3 к рабочему телу подводится теплота (этот процесс соответствует сгоранию топлива в проточной камере сгорания). Далее рабочее тело (в действительном цикле – это смесь продуктов сгорания и воздуха) адиабатно расширяется в сопловом аппарате турбины и отдает работу турбинному колесу (3–4). Изобарный процесс 4–1 соответствует выходу отработавших газов из турбины.

Определим термический КПД цикла газотурбинной установки со сгоранием при $p = \text{const}$, иногда называемого циклом Брайтона. Как и раньше, считаем рабочее тело идеальным газом с постоянной теплоемкостью.

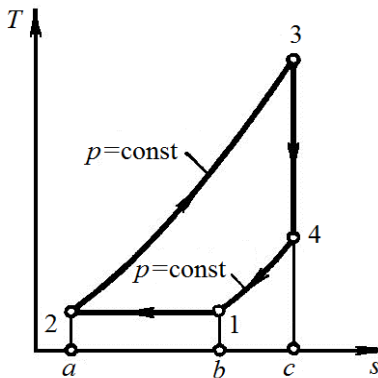


Рисунок 4.15 – Ts -диаграмма идеализированного цикла газотурбинной установки с подводом теплоты при $p = \text{const}$

В этом случае теплота от рабочего тела к холодному источнику будет отводиться и в изобарном процессе 4–1 (площадь $b-1-4-c-b$ на рисунке 4.15), и в изотермическом процессе сжатия 1–2 (площадь $a-2-1-b-a$); при этом количество теплоты, отводимой в изобарном процессе 4–1,

$$\left| q_2' \right| = c_p (T_4 - T_1), \quad (4.35)$$

а количество теплоты, отводимой в изотермическом процессе 1–2, –

$$|q_2''| = RT_1 \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right). \quad (4.36)$$

Таким образом, сумма отведенного тепла

$$|q_2| = c_p (T_4 - T_1) + RT_1 \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right). \quad (4.37)$$

Количество теплоты, подводимой к рабочему телу в изобарном процессе 2–3,

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2). \quad (4.38)$$

Подставляя эти значения q_1 и q_2 в общее соотношение $\eta_t = 1 - q_2 / q_1$, получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1) + RT_1 \ln (p_2 / p_1)}{c_p (T_3 - T_2)}. \quad (4.39)$$

Разделив числитель и знаменатель правой части этого уровня на $c_p T_1$ и учтя, что $T_1 = T_2$ и что для идеального газа $R / c_p = (c_p - c_v) / c_p = (k-1) / k$, получим

$$\eta_t = 1 - \frac{\left(\frac{T_4}{T_2} - 1 \right) + \frac{k-1}{k} \ln \frac{p_2}{p_1}}{T_3 / T_2 - 1}. \quad (4.40)$$

В дальнейшем мы будем использовать обозначение для степени предварительного расширения $\rho = v_3 / v_2$. Отношение давления в конце процесса сжатия к давлению в начале процесса обозначим как

$$\Pi_k = \frac{p_2}{p_1}, \quad (4.41)$$

эту величину называют степенью повышения давления в процессе сжатия. Очевидно, что в изобарном процессе 2–3 $T_3 / T_2 = v_3 / v_2 = \rho$, а в адиабатном процессе 3–4 $T_4 / T_3 = (p_4 / p_3)^{(k-1)/k}$, или (поскольку $p_3 = p_2$ и $p_4 = p_1$)

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{(k-1)/k} = \frac{1}{\Pi_k^{(k-1)/k}}.$$

Учитывая также, что $\frac{T_4}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} \frac{T_3}{T_2}$, после преобразований получаем выражение для термического КПД газотурбинной установки со сгоранием при $p = \text{const}$ (изотермическое сжатие воздуха):

$$\eta_t = 1 - \frac{\Pi_k^{(k-1)/k} \left[\frac{k-1}{k} \ln \Pi_k - 1 \right] + \rho}{\Pi_k^{(k-1)/k} (\rho - 1)}. \quad (4.42)$$

Рассмотрим цикл газотурбинной установки со сгоранием при $p = \text{const}$ для адиабатного сжатия воздуха в компрессоре. Такой цикл в Ts -диаграмме изображен на рисунке 4.16.

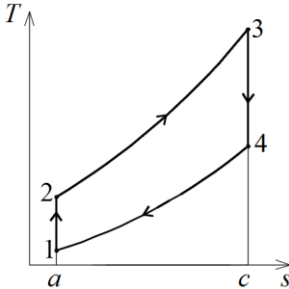


Рисунок 4.16 – Ts -диаграмма цикла газотурбинной установки со сгоранием при $p = \text{const}$ для адиабатного сжатия воздуха

В данном случае

$$\begin{cases} q_1 = c_p (T_3 - T_2), \\ q_2 = c_p (T_4 - T_1). \end{cases} \quad (4.43)$$

Отсюда следует, что термический КПД этого цикла определяется выражением

$$\eta_t = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} \quad (4.44)$$

или

$$\eta_t = 1 - \frac{T_4 / T_1 - 1}{T_3 / T_2 - 1} \frac{T_1}{T_2}. \quad (4.45)$$

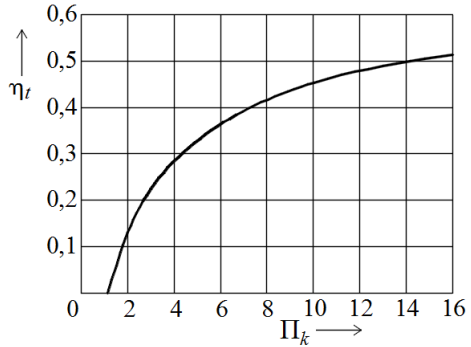
Отношения температур в уравнении (4.45) легко выражаются через ρ и Π_k . В самом деле, для адиабатного процесса 1–2 $T_1 / T_2 = (p_1 / p_2)^{(k-1)/k}$. Вместе с тем из того, что $p_3 = p_2$ и $p_4 = p_1$, следует $T_4 / T_3 = (p_1 / p_2)^{(k-1)/k}$.

Таким образом, для рассматриваемого цикла $T_2 / T_1 = T_3 / T_4$ и $\eta_t = 1 - T_1 / T_2$ или

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\Pi_k^{(k-1)/k}}. \quad (4.46)$$

Зависимость η_t этого цикла от Π_k (при $k = 1,40$) изображена на рисунке 4.17.

Рисунок 4.17 – Зависимость η_t цикла газотурбинной установки со сгоранием при $p = \text{const}$ для адиабатного сжатия воздуха в компрессоре от Π_k (при $k = 1,40$)



Сравнение эффективности циклов газотурбинной установки со сгоранием при $p = \text{const}$ для изотермического и адиабатного сжатия, проводимое при условии равенства в обоих циклах подводимых теплот q_1 , максимальных давлений p_3 и максимальных температур T_3 цикла (поскольку в обоих случаях начальное давление цикла p_1 равно атмосферному, то условие равенства значений p_3 соответствует условию равенства значений Π_k), показывает, что термический КПД цикла с адиабатным сжатием превышает КПД цикла с изотермическим сжатием $\eta_t^{\text{ад}} > \eta_t^{\text{изотерм}}$. Данное неравенство находится

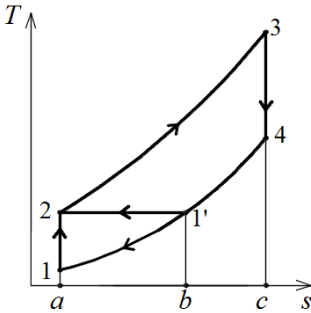


Рисунок 4.18 – Ts -диаграмма совмещенных циклов газотурбинной установки при $p = \text{const}$ с изотермическим и адиабатным сжатиями воздуха в компрессоре

в кажущемся противоречии с тем, что в компрессоре при одинаковой степени повышения давления Π_k , как известно, изотермическое сжатие более выгодно, чем адиабатное. Однако этот вывод очевиден из рассмотрения Ts -диаграммы, на которой совмещены анализируемые циклы (рисунок 4.18). В соответствии с принятыми нами условиями сравнения давление в процессе подвода теплоты и давление в процессе выхлопа (4–1'–1) одинаковы в обоих циклах; для этих циклов одинаковы также значения q_1 и T_3 . Из Ts -диаграммы видно, что работа цикла с адиабатным сжатием (площадь 1–2–3–4–1) больше, чем работа цикла с изотермическим сжатием (площадь 2–3–4–1'–2).

Понятно, что термический КПД газотурбинной установки со сгоранием $p = \text{const}$ для случая, когда сжатие воздуха осуществляется по политропе с показателем $1 < n < k$, будет иметь значение, промежуточное между $\eta_t^{\text{ад}}$ и $\eta_t^{\text{изотерм}}$.

Цикл ГТУ с изохорным подводом теплоты

Схема газотурбинной установки со сгоранием топлива при постоянном объеме изображена на рисунке 4.19.

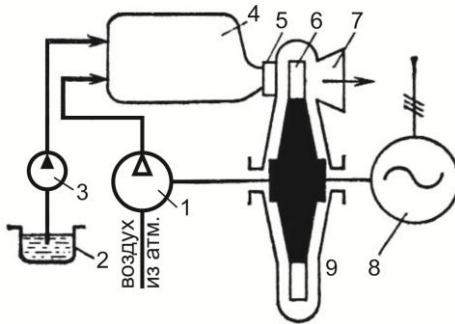


Рисунок 4.19 – Схема газотурбинной установки с изохорным подводом теплоты к рабочему телу

Она отличается от предыдущей газотурбинной установки со сгоранием топлива при постоянном давлении устройством камеры сгорания 7. Эта камера не проточная, а снабжена тремя управляемыми клапанами: воздушным 4, топливным 5 и сопловым (газовым) 8, который предназначен для подачи продуктов сгорания на лопатки 10 турбины 1.

Турбокомпрессор 2 служит для сжатия атмосферного воздуха и подачи сжатого воздуха через воздушный клапан 4 в камеру сгорания 7.

Топливный насос 3 подает в камеру сгорания 7 топливо в распыленном состоянии (при распыливании, т. е. дроблении капель топлива, в тысячи раз увеличивается их поверхность, а значит, в тысячи раз быстрее они испаряются). Воспламенение полученной горючей смеси осуществляется с помощью электрической искры между электродами свечи (запального устройства) 6. Процесс воспламенения происходит при закрытых клапанах 4, 5, 8, установленных в камере сгорания 7, т. е. в замкнутом объеме камеры ($v = \text{const}$). Топливо впрыскивается в камеру сгорания периодически в момент открытия. Образовавшиеся продукты сгорания имеют высокую температуру и находятся под большим давлением. Тогда открывается сопловый (газовый) клапан 8 и обладающие большой энергией продукты сгорания направляются сопловым аппаратом 9 на лопатки 10 турбины 1. С помощью турбины 1 энергия газов превращается в механическую энергию, потребляемую электрогенератором 12 (может быть другой потребитель, например, авиационный винт, колеса транспортного средства и т. п.). Отработавшие газы через выхлопное устройство 12 покидают газотурбинную установку.

Таким образом, рассмотренная газотурбинная установка работает в импульсном (периодическом) режиме и поэтому иногда ее называют газотурбинным двигателем с импульсной камерой сгорания.

Здесь следует заметить, что в ранее рассмотренном газотурбинном двигателе со сгоранием при $p = \text{const}$ также есть запальное устройство, но оно используется только при пуске газотурбинного двигателя. После запуска запальное устройство в работе газотурбинного двигателя не участвует. Рас-

пыльное топливо и сжатый воздух непрерывно поступают в камеру сгорания, в которой постоянно происходит горение топлива. Поэтому газотурбинный двигатель со сгоранием при $p = \text{const}$ называют еще газотурбинным двигателем с проточной камерой сгорания.

Термодинамический цикл газотурбинной установки с подводом теплоты при постоянном объеме в $p\nu$ - и Ts -координатах показан на рисунке 4.20.

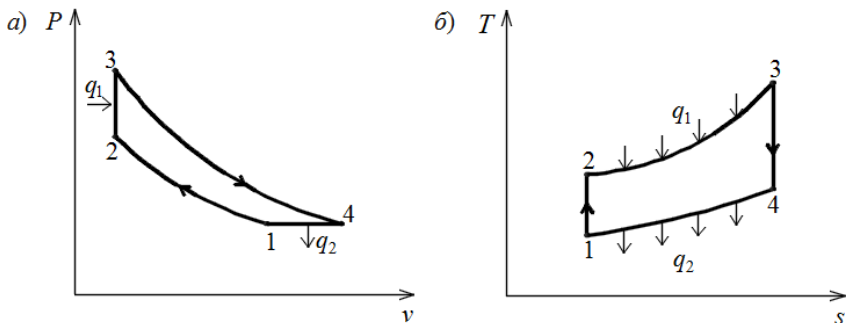


Рисунок 4.20 – Цикл газотурбинного двигателя с изохорным подводом теплоты в $p\nu$ - (а) и Ts -диаграммах (б)

Количество теплоты, подводимой в этом цикле к рабочему телу, в изохорном процессе 2–3 $q_1 = c_v (T_3 - T_2)$.

Количество (по модулю) отводимой теплоты в изобарном процессе 4–1 $|q_2| = c_p (T_4 - T_1)$.

Тогда термический КПД составит

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_v (T_3 - T_2)}. \quad (4.47)$$

Выразим температуры в характерных точках цикла через начальную температуру T_1 , учитывая, что процессы 1–2 и 3–4 адиабатные:

$$T_2 = T_1 \Pi_k^{(k-1)/k}, \quad T_3 = T_1 \lambda_k^{(k-1)/k}, \quad T_4 = T_1 \lambda^{1/k}.$$

Здесь $\lambda = p_3 / p_2$ – степень изохорного повышения давления при подводе теплоты.

Подставляя выражения этих температур в уравнение (4.47) и учитывая, что $c_p = k c_v$, получим формулу термического КПД для газотурбинного двигателя с подводом теплоты при $\nu = \text{const}$:

$$\eta_t = 1 - \frac{k(\lambda^{1/k} - 1)}{\Pi_k^{(k-1)/k} (\lambda - 1)}. \quad (4.48)$$

Таким образом, термический КПД цикла газотурбинной установки со сгоранием топлива при $\nu = \text{const}$ зависит как от степени повышения давления Π_k в турбокомпрессоре, так и от количества подводимой в цикле теплоты q_1 , которому соответствует определенное значение величины λ .

В изохорном процессе подвода теплоты

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_3}{T_1 \Pi_k^{(k-1)/k}} = \frac{\Theta}{\Pi_k^{(k-1)/k}}, \quad (4.49)$$

где $\Theta = T_3 / T_1$ – степень повышения температуры воздуха в камере сгорания T_3 относительно начальной температуры T_1 .

Подставив полученное выражение λ в уравнение (4.48), получим зависимость η_t от Π_k и Θ :

$$\eta_t = 1 - \frac{k \left[\Theta^{1/k} - \Pi_k^{(k-1)/k^2} \right]}{\Pi_k^{(k-1)/k^2} \left(\Theta - \Pi_k^{(k-1)/k} \right)}. \quad (4.50)$$

Сравнение значений термического КПД для газотурбинного двигателя с подводом теплоты при $\nu = \text{const}$ с ранее рассмотренным газотурбинным двигателем с подводом теплоты при $p = \text{const}$ показывает, что $\eta_{tv} > \eta_{tp}$ в реально возможном диапазоне Π_k и при всех практически реализуемых максимальных температурах цикла T_3 цикл газотурбинного двигателя с периодическим сгоранием топлива при $\nu = \text{const}$ (с импульсной камерой сгорания) более экономичен.

Однако для осуществления цикла газотурбинного двигателя с подводом теплоты при $\nu = \text{const}$ необходима установка в камере сгорания впускных и выпускных клапанов, что в значительной степени усложняет конструкцию двигателя и, следовательно, снижает надежность (увеличивается количество возможных отказов) его работы. Кроме того, значительные гидравлические сопротивления клапанов существенно снижают термодинамические преимущества в действительном цикле. Из-за переменности во времени параметров газа, поступающего в турбину (топливо подается в камеру сгорания определенными порциями, как в ДВС), эффективный КПД газотурбинного двигателя со сгоранием при $\nu = \text{const}$ уменьшается, т. е. снижается экономичность работы газотурбинного двигателя. Всё это может привести к отрицательному эффекту. Поэтому газотурбинная установка с импульсной камерой сгорания не получила практического применения. В основном все выполненные конструкции газотурбинного двигателя работают по циклу со сгоранием топлива при $p = \text{const}$, т. е. используется газотурбинный двигатель с проточной камерой сгорания.

Интересно знать!

Большая мощность при малых габаритах и высокая экономичность ГТД с импульсной камерой сгорания были использованы гитлеровской Германией при создании крылатых ракет «Фау-1» (оружие возмездия Vergeltungswaffe-1). Скорость 800 км/ч, заряд – 1000 кг аммотола, стоимость производства – 60 тыс. марок, но бесплатный труд заключенных концлагеря уменьшил стоимость изготовления до 3,5 тыс. марок. Первая «Фау-1» упала на Лондон 13 июня 1944 г. Однако применяемые ГТД с изохорным подводом теплоты наряду с преимуществами, позволяющими увеличить дальность и заряд «Фау-1», имели существенный недостаток – низкую надежность. Около 20 % отказывали при запуске, около 20 % падали в море, т. к. двигатели отказывали. Точность попадания «Фау-1» составляла ± 6 км, поэтому эффективный огонь можно было вести лишь по такой большой цели, как Лондон.

Что касается Красной Армии, то для оборонительных, а впоследствии наступательных, действий успешно использовались боевые машины полевой реактивной артиллерии БМ-13 (боевая машина, 132 мм снаряды), которые называли «катюшами» – сначала фронтовики, а потом и весь народ. Нацистское командование потратило много сил и средств, чтобы найти и захватить советские реактивные установки. В 1942 году фашисты все же смогли заполучить несколько не взорванных «катюш», но на машинах стояли лишь направляющие рельсы, а главный секрет ракетных установок состоял в рецепте ракетного топлива и взрывчатых веществ. Этот секрет немцам разгадать так и не удалось.

Регенеративные циклы газотурбинных установок

Одним из способов повышения термического КПД циклов ГТУ является, как было показано ранее, **регенерация теплоты**. В ГТУ продукты сгорания топлива, поступающие из турбины во внешнюю среду, имеют обычно более высокую температуру, чем воздух на входе в камеру сгорания после сжатия его в компрессоре. Поэтому теплоту выпускных газов можно использовать для подогрева сжатого в компрессоре воздуха, чем достигается уменьшение количества теплоты, подводимого к рабочему телу за счет сгорания топлива. Отношение количества теплоты, фактически использованного при регенерации, ко всему количеству теплоты выпускных газов называется степенью регенерации. Очевидно, что предельно возможной степени регенерации соответствуют равенства $T_5 = T_2$ и $T_4 = T_6$ (Ts -диаграмма на рисунке 4.21).

Рассмотрим цикл с изобарным подводом теплоты и предельной степенью регенерации (см. рисунок 4.21, *a*). Он состоит из следующих термодинамических процессов: в компрессоре воздух сжимается адиабатно (процесс 1–2), после чего поступает в теплообменник, где подогревается выпускными газами при постоянном давлении (изобара 2–6). Подогрев ра-

бочего тела продолжается при постоянном давлении за счет теплоты q_1 , выделившейся при сгорании топлива (изобара 6–3). Затем газ расширяется адиабатно в газовой турбине (процесс 3–4), попадает в теплообменник и отдает теплоту воздуху при постоянном давлении (процесс 4–5). Дальнейшее изобарное охлаждение 5–1 происходит вне установки при передаче теплоты окружающей среде. В рассматриваемом цикле $T_2 = T_5$ и $T_4 = T_6$, поэтому $T_4 - T_5 = T_6 - T_2$. Количество теплоты, подведенное при регенерации к рабочему телу в камере сгорания, $q_1 = c_p (T_3 - T_6)$, а количество теплоты, отданное окружающей среде, $|q_2| = c_p (T_5 - T_1)$, поэтому термический КПД цикла с предельной степенью регенерации

$$\eta_t^{\text{per}} = 1 - \frac{T_5 - T_1}{T_3 - T_6}. \quad (4.51)$$

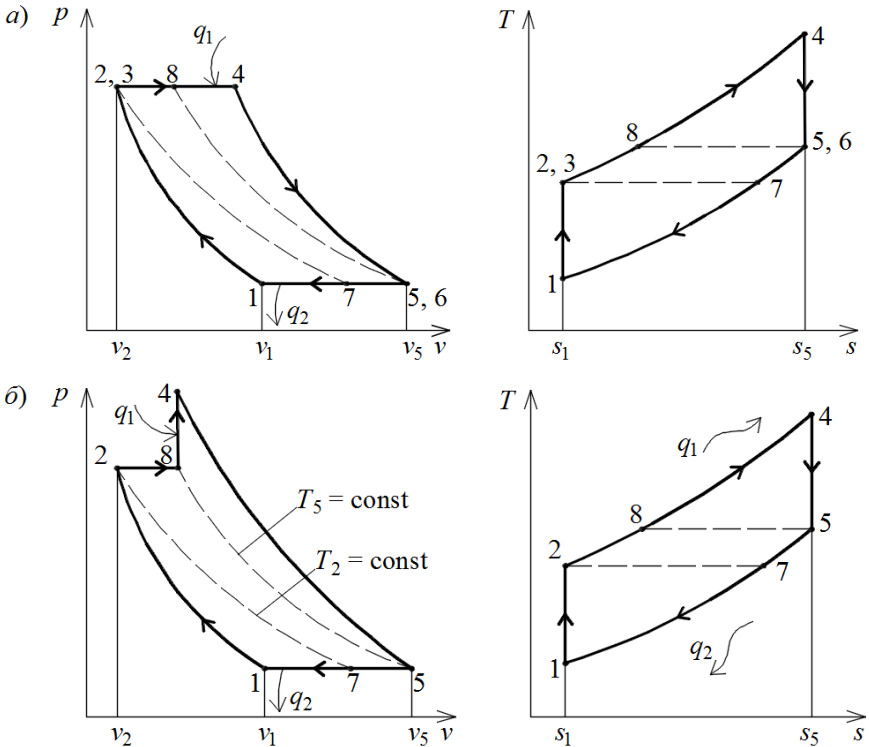


Рисунок 4.21 (начало) – Диаграммы циклов ГТУ при различных способах повышения термического КПД:
 а, б – регенерация в цикле с подводом теплоты соответственно при $p = \text{const}$ и $v = \text{const}$

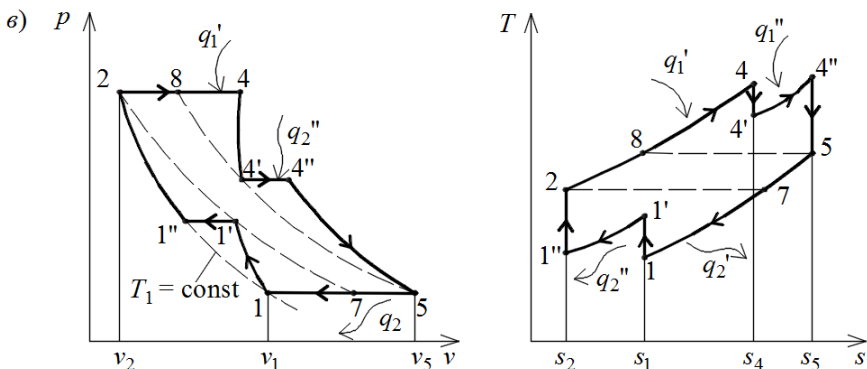


Рисунок 4.21 (окончание) – Диаграммы циклов ГТУ при различных способах повышения термического КПД:

6 – промежуточные нагрев и охлаждение рабочего тела

После преобразования получим

$$\eta_t^{\text{per}} = 1 - \frac{T_1}{T_6}. \quad (4.52)$$

В соответствующем цикле без регенерации $\eta_t = 1 - 1/\epsilon^{k-1} = 1 - T_1 / T_2$. Последнее выражения показывает, что $\eta_t^{\text{per}} > \eta_t$, т. е. регенерация теплоты повышает термический КПД цикла.

В газотурбинных установках, имеющих цикл с изохорным подводом теплоты, регенерация также возможна (см. рисунок 4.21, б). Процесс регенерации теплоты в таком цикле осуществляется по изобарному процессу, что связано со стремлением не усложнять конструкцию теплообменника.

На рисунке 4.21, в изображен цикл ГТУс промежуточным охлаждением (процесс 1'–1'') сжатого воздуха и промежуточным подводом теплоты (процесс 4'–4''), что увеличивает термический КПД газотурбинной установки при изобарном подводе теплоты.

Термический КПД цикла ГТУ можно повысить, если часть работы, затрачиваемой на компрессор, уменьшить, введя ступенчатое сжатие воздуха с промежуточным охлаждением (рисунок 4.22). Еще большее повышение термического КПД может быть достигнуто введением, наряду с промежуточным охлаждением воздуха, промежуточного подвода теплоты к рабочему телу в процессе его расширения. Значительный экономический эффект дает совместное действие промежуточного охлаждения рабочего тела в процессе его сжатия, ступенчатого подвода теплоты к нему и регенерации теплоты в цикле.

На рисунке 4.22 изображен соответствующий термодинамический цикл.

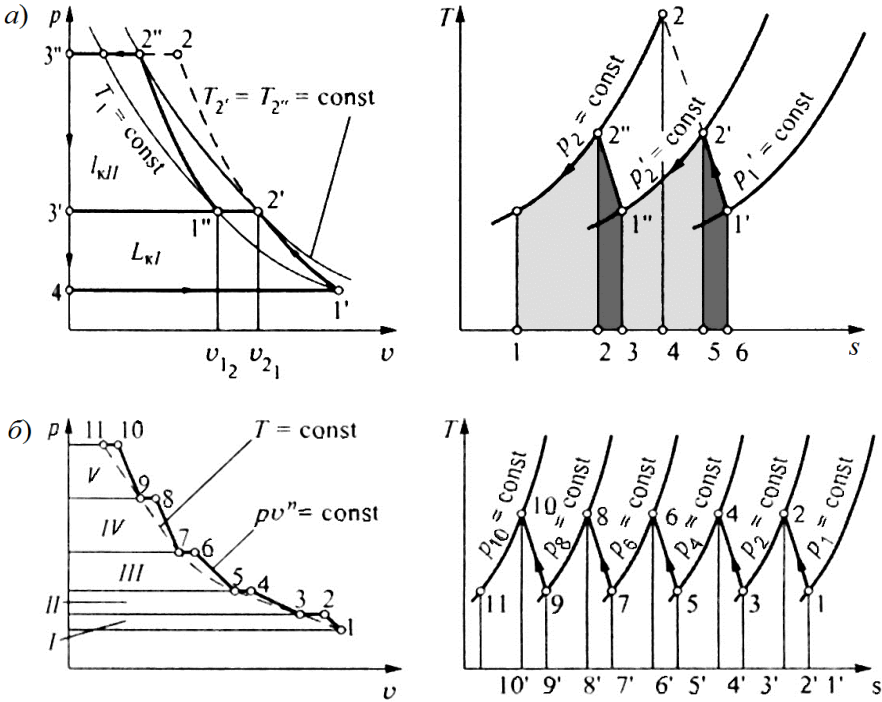


Рисунок 4.22 – p - v - и T - s -диаграммы процесса сжатия в многоступенчатом компрессоре: a – двухступенчатом; b – пятиступенчатом

Воздух, всасываемый из атмосферы, сжимается адиабатно (процесс 1–1') в первой ступени компрессора и подается в теплообменник, где охлаждается при постоянном давлении (процесс 1'–1'') до первоначальной температуры. После теплообменника сжатие воздуха продолжается (адиабата 1''–2) во второй ступени компрессора. Сжатый воздух подогревается выпускными газами в теплообменнике (изобара 2–8) и поступает в первую камеру сгорания, где сгорает первая порция топлива (изобарный процесс 8–4 подвода теплоты в количестве q_1').

Рабочее тело с параметрами состояния в точке 4 подается в первую ступень газовой турбины, где происходит адиабатный процесс расширения 4–4'. Отработавшее в первой ступени рабочее тело поступает во вторую камеру сгорания, где происходит сгорание второй порции топлива (изобарный процесс 4'–4'' подвода теплоты в количестве q_1''). Во второй ступени газовой турбины рабочее тело расширяется (адиабата 4''–5), после чего поступает в теплообменник, где отдает теплоту проходящему по змеевику воздуху (изобара 5–7). Затем рабочее тело выпускается в атмосферу (изобара 7–1).

Чем больше промежуточных ступеней подогрева и охлаждения, тем выше термический КПД цикла. Но применение большого числа камер сгорания и холодильников значительно усложняет конструкцию ГТУ, повышая ее стоимость, и увеличивает потери от необратимости процессов. Поэтому выбор числа ступеней подогрева и охлаждения проводится с учетом не только экономических, но и конструктивных факторов.

4.5 Термодинамические циклы комбинированных двигателей внутреннего сгорания

Великая цель образования – не знания, а действия.

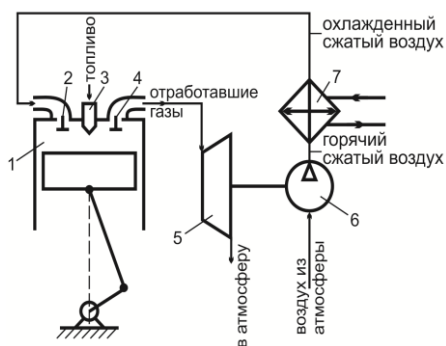
Г. Спенсер, философ

Сравнивая термодинамические циклы поршневого ДВС и ГТД, следует отметить, что в циклах поршневых ДВС отвод теплоты от рабочего тела изохорный (при $v = \text{const}$), в циклах ГТУ – изобарный (при $p = \text{const}$). В циклах ГТУ наблюдается продолженное расширение, т. к. рабочее тело расширяется до атмосферного давления. Следовательно, получается дополнительная полезная работа в цикле теплового двигателя. Поэтому желательно создать такой тепловой двигатель, который является комбинацией поршневого ДВС и ГТД.

Одним из направлений повышения экономичности поршневых ДВС является создание комбинированных двигателей, представляющих собой комплекс взаимодействующих поршневого ДВС, газовой турбины и компрессора. Наиболее распространенными являются схемы комплексных ДВС, в которых поршневой двигатель имеет газовую (а не механическую) связь с турбиной и компрессором. При этом турбина и компрессор могут быть жестко соединены между собой. Схема комбинированного ДВС приведена на рисунке 4.23.

Рисунок 4.23 – Схема комбинированного ДВС с промежуточным охлаждением:

- 1 – цилиндропоршневая часть ДВС;
- 2 – впускной клапан ДВС;
- 3 – форсунка ДВС; 4 – выпускной клапан ДВС;
- 5 – газовая турбина;
- 6 – турбокомпрессор;
- 7 – охладитель воздуха



В термодинамических циклах комбинированных ДВС подвод теплоты к рабочему телу от горячего источника принимают, как и в циклах поршневых

ДВС, в соответствии со способом воспламенения топлива: либо при $v = \text{const}$, либо при $v = \text{const}$ и $p = \text{const}$. Давление в выпускном патрубке за рабочим колесом турбины комбинированного двигателя незначительно превышает атмосферное, а амплитуда пульсаций давления невелика, поэтому процесс отвода теплоты от рабочего тела к холодному источнику можно принять изобарным.

Комбинированные ДВС по условиям работы разделяют на двигатели с импульсной турбиной и с турбиной постоянного давления. Комбинированные двигатели с импульсной турбиной выполняют с выпускным трубопроводом небольших размеров, чтобы амплитуда давления газа на входе в турбину получалась наибольшей и скорость газа в проточной части турбины изменялась в широких пределах. В результате уменьшаются до минимума потери работоспособности при перетекании газа из цилиндра ДВС в турбину. В двигателях с турбиной постоянного давления амплитуды давления перед турбиной невелики, так как в ДВС применяется выпускной коллектор большого сечения.

Цикл комбинированного ДВС с постоянным давлением перед турбиной (рисунок 4.24). Рассматриваемый цикл представляет собой совокупность циклов 1–2–3'–3–4 – цикла ДВС со смешанным подводом теплоты и 1'–1–4''–4'–1' – цикла ГТУ с изобарным подводом теплоты. В цикле количество теплоты, отводимое от рабочего тела в поршневом ДВС (процесс 4–1), при $v = \text{const}$ подводится к рабочему телу газовой турбиной при $p = \text{const}$ (процесс 1–4'').

Адиабатное расширение рабочего тела продолжается на лопатках турбины (процесс 4''–4'), затем изобарный отвод теплоты q_2 (процесс 4'–1') и адиабатное сжатие рабочего тела в турбокомпрессоре (процесс 1'–1).

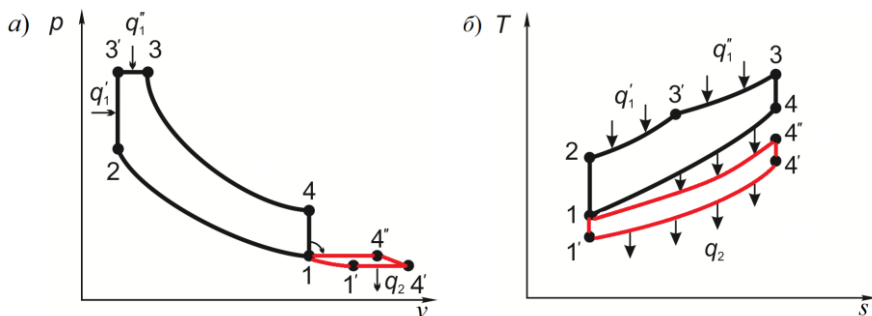


Рисунок 4.24 – Термодинамический цикл комбинированного ДВС с турбиной постоянного давления в p - v - (а) и T - s -диаграммах (б)

Термический КПД цикла комбинированного ДВС с импульсной турбиной, использующей кинетическую энергию отработавших в цилиндре газов, больше, чем КПД цикла комбинированного двигателя с турбиной постоянного давления. Конструкция же комбинированного ДВС, использующего турбину при постоянном давлении, проще.

Закрепим изученное!

1 Цикл ГТУ с изобарным подводом теплоты, иногда именуемый циклом Брайтона, состоит из адиабаты сжатия воздуха в турбокомпрессоре, изобарного горения топлива в проточной камере сгорания, адиабатного расширения газов в межлопаточных каналах турбины и изобарного процесса, соответствующего выпуску отработавших газов в атмосферу, т. е. в ту же среду, откуда осуществляется поступление воздуха в турбокомпрессор.

Следовательно, в ГТУ осуществляются те же процессы, что и для поршневых ДВС. Но в ГТУ средняя скорость рабочего тела в 50–100 раз выше, чем в поршневом ДВС, связанном с необходимостью использования кривошипно-шатунного механизма. Большие скорости рабочего тела позволяют получить больше мощности в ГТУ. Однако эффективность преобразования теплоты, выделившейся при сгорании топлива, из-за недостаточной жаропрочности современных конструкционных материалов несколько ниже по сравнению с поршневыми ДВС.

В настоящее время ГТУ широко применяют в авиации, на колесных и гусеничных машинах, во флоте, тепловых электростанциях и других стационарных установках.

2 Цикл ГТУ с изохорным подводом теплоты иногда называют циклом Гемфри. Термодинамический цикл состоит из тех же элементов, что и вышерассмотренная ГТУ. Существенное отличие состоит в том, что камера сгорания не проточная, а снабжена тремя управляемыми клапанами: воздушным, топливным и газовым (сопловым).

Сравнение циклов ГТУ с изобарным и изохорным подводом теплоты указывает на более высокую эффективность преобразования теплоты в работу в цикле с импульсной камерой сгорания. Однако ненадежность работы клапанной камеры сгорания и повышенная сложность ГТУ с подводом теплоты при постоянном объеме значительно уменьшает их распространение.

3 Первый локомотив с ГТУ был создан в СССР в 1964 году, однако, их сравнительно низкий КПД и недостаточная эксплуатационная надежность привели к тому, что в настоящее время газотурбовозы не эксплуатируются.

В то же время все современные тепловозные ДВС имеют газотурбинный надув, при осуществлении которого газы из цилиндров дизеля поступают в газовую турбину, которая вращает компрессор для надува ДВС. Надув способствует повышению единичной мощности двигателя и его экономичности.

Задачи для самостоятельного решения

Ум без знания есть сидень.

Н. М. Карамзин, историк

1 Тепловая машина работает по циклу Карно со степенью сжатия $\varepsilon = 12$. Рабочим телом является воздух, начальные параметры которого $t_1 = +20^\circ\text{C}$, $P_1 = 750$ мм рт. ст.

Определить максимальные давление и температуру воздуха в цикле и эффективность (КПД) цикла Карно.

2 Определить максимальное значение температуры и изменение удельной внутренней энергии при подводе теплоты безнаддувного ДВС в случае, когда топливо не подается. Степень сжатия которого $\varepsilon = 10$, параметры всасываемого воздуха: 750 мм рт. ст. и температура $+20^\circ\text{C}$. Сжатие считать адиабатным.

Какое значение плотности воздуха при всасывании? Изобразить цикл ДВС с изохорным подводом теплоты в Ts -диаграмме.

3 Теоретическим циклом бескомпрессорного (современного) дизельного ДВС М756 является термодинамический цикл со смешанным (изохорно-изобарным) подводом теплоты, выделившейся при сгорании горючей смеси, состоящей из воздуха и дизельного топлива. Причем количество воздуха примерно в 35 раз больше топлива. У дизеля 10Д100 тепловоза 2ТЭ10У давление наддувочного воздуха составляет 0,07 кПа, температура 60°C , степень сжатия $\varepsilon = 12,5$, степени повышения давления и предварительного расширения соответственно составляют $\lambda = 1,68$ и $\rho = 1,3$.

Определить максимальные значения давления газов и температуры в цилиндре дизеля М756 на данном режиме работы. Рабочим телом считать воздух.

4 В теоретическом цикле дизеля Д49 тепловоза ТЭП 70 давление воздуха по манометру составляет 187 кПа, температура 60°C , степени сжатия, повышения давления при подводе теплоты и предварительного расширения соответственно равны $\varepsilon = 12,5$, $\lambda = 1,6$ и $\rho = 1,3$.

Определить давление и температуру газов при открытии выпускных органов и эффективность теоретического цикла ДВС на данном режиме работы. Рабочим телом считать воздух.

5 В теоретическом цикле дизеля МАН Д2876 дизель-поезда ДП-1 фирмы «Песо» давление наддувочного воздуха по манометру 0,1 МПа, температура 50°C , степени сжатия, повышения давления при подводе теплоты и предварительного расширения соответственно равны $\varepsilon = 15$, $\lambda = 1,4$ и $\rho = 1,25$.

Определить максимальные значения давления газов и температуры их в цилиндре дизеля и эффективность цикла ДВС. Рабочим телом считать воздух.

6 Маневровый тепловой ТМЭ-3 оборудован двигателем CAT C15, имеющим давление наддува на данном режиме работы 0,2 МПа и температуру наддувочного воздуха 60 °С. Дизель характеризуется следующими параметрами: $\varepsilon = 16$, $\lambda = 1,3$ и $\rho = 1,2$.

Определить максимальные значения давления и температуры газов в цикле. Рабочим телом считать воздух.

7 Теоретическим циклом бензинового (или газового) двигателя, который установлен на микроавтобусе «Форд», предназначенный для доставки локомотивных бригад, является термодинамический цикл ДВС с изохорным подводом теплоты. Степень сжатия рабочего тела $\varepsilon = 10$, рабочим телом считать воздух. Степень повышения давления при сгорании (подводе теплоты) принять 1,8, параметры всасываемого воздуха: $t_1 = +20$ °С, $P_1 = 750$ мм рт. ст.

Определить максимальную температуру цикла, изменение энтальпии рабочего тела в процессе подвода теплоты, эффективность термодинамического цикла.

5 ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

Честно говоря... просвещая своих читателей, вы сами узнаете много нового.

Дж. Б. С. Холдейн, писатель

Искусственный холод применяют во многих отраслях народного хозяйства. В машиностроении его используют для низкотемпературной закалки металлов, в строительстве – для замораживания грунта и охлаждения бетона, в химической промышленности – для производства аммиака, удобрений и ряда синтетических материалов.

В современных условиях холодильные машины широко используются на железнодорожном подвижном составе. Это, прежде всего, рефрижераторный подвижной состав и изотермические контейнеры, используемые в железнодорожном сообщении. Вагоны-рестораны оборудованы шкафами-холодильниками, холодильными установками систем кондиционирования воздуха, охладители питьевой воды в новых пассажирских вагонах. Все перечисленные технические объекты имеют холодильные установки, которые работают по одному и тому же принципу и очень схожи между собой конструктивно.

Холодильные машины – это машины для охлаждения разнообразной продукции ниже температуры окружающей среды и для длительного поддержания этой температуры. Большое распространение получил железнодорожный холодильный транспорт. Железнодорожный хладотранспорт – одно из ведущих звеньев непрерывной холодильной цепи, охватывающей все звенья производства, хранения, транспортировки и реализации пищевых продуктов.

Основной элемент современного железнодорожного хладотранспорта – рефрижераторный подвижной состав – имеет общую или индивидуально для каждого вагона энергетическую установку и источник получения искусственного холода – холодильную машину.

В настоящее время используется рефрижераторный подвижной состав, который состоит из 5-вагонных секций и автономных вагонов, имеющих общую индивидуально для каждого вагона энергетическую обстановку и источник получения искусственного холода – холодильную машину. Всё большее применение находят изотермические контейнеры, охлаждаемые навесными или встроенными холодильными агрегатами. Характерная особенность таких контейнеров состоит в том, что они унифицированы и холодоснабжение их в основном осуществляется от машинной холодильной установки с хладоновыми компрессорами.

5.1 Основы получения низких температур

Чтобы дойти до цели, нужно прежде всего идти.

О. де Бальзак, писатель

Всякое нагретое тело можно охладить естественным путем до температуры окружающей его среды: наружного воздуха, воды, почвы. Охладить тело ниже температуры окружающей среды можно только искусственным путем. В качестве охлаждающих используют тела, с помощью которых совершаются физические процессы, протекающие при низких температурах со значительным поглощением теплоты. Таким процессами являются процессы изменения агрегатного состояния тела, процессы расширения с совершением внешней работы, процесс дросселирования, вихревой эффект, термоэлектрические процессы [11].

Охлаждение при изменении агрегатного состояния

Охлаждение при изменении агрегатного состояния протекает без изменения температуры охлаждающего тела, так как поглощаемая телом теплота расходуется на преодоление сил сцепления между молекулами. Непрерывное охлаждение возможно или при бесконечно большом запасе охлаждающего тела, или при использовании одного и того же количества охлаждающего тела, если после получения холодильного эффекта его вернуть в первоначальное состояние. Для поддержания постоянной низкой температуры рабочего тела в холодильной машине используют процесс кипения жидких тел. Причем для получения низкой температуры кипения жидкого охлаждающего тела поддерживают в закрытом аппарате низкое давление.

Если этот закрытый аппарат с охлаждающей жидкостью, находящейся в насыщенном состоянии, поместить в охлаждаемую среду, температура которой несколько выше температуры кипения охлаждающей жидкости, то эта охлаждающая жидкость закипит, а теплота, необходимая для обеспечения кипения, будет отниматься от охлаждаемой среды. Для поддержания постоянного низкого давления в аппарате и соответственно низкой температуры кипения охлаждающей жидкости образующиеся пары следует непрерывно отводить.

Охлаждение путем расширения охлаждающего тела

При расширении сжатого газа (воздуха) и совершении им внешней работы за счет внутренней энергии температура этого газа понижается.

Наибольшего понижения температуры охлаждения воздуха можно достигнуть при адиабатном расширении.

Охлаждение за счет дросселирования

Известно, что при дросселировании (сужении проходного сечения) большинство газов и паров охлаждаются (исключением являются водород и гелий). Этот эффект получил название положительного эффекта Джоуля – Томсона.

При дросселировании энтальпия газа или пара не изменяется, поэтому процесс дросселирования является изоэнтальпным.

Рассмотрим физическую сущность протекания реального газа через местное сопротивление. В отличие от идеального газа в реальном газе имеются силы притяжения между молекулами и при расширении его внутренняя потенциальная энергия возрастает. Это и является причиной возможного изменения температуры реального газа при дросселировании.

Допустим, что $p_1 v_1 = p_2 v_2$ и, следовательно, $u_2 = u_1$. Так как при протекании через местное сопротивление давление уменьшается, $p_2 < p_1$, а значит $v_2 > v_1$, при дросселировании внутренняя потенциальная энергия возрастает, а внутренняя кинетическая энергия уменьшается. Следовательно, при принятых условиях температура газа после дросселирования будет уменьшаться.

Конечная температура жидкостей при дросселировании может быть такой же, как при адиабатном расширении. Температура жидкости значительно понижается в результате частичного парообразования. Следует подчеркнуть, что при дросселировании жидкости наблюдается большее парообразование, чем при адиабатном расширении. Это вызвано тем, что работа сил трения превращается в теплоту и передается дросселируемой жидкости.

Охлаждение за счет вихревого эффекта

Вихревой эффект происходит в результате преобразования энергии сжатого воздуха в трубе специальной конструкции, называемой вихревой (рисунок 5.1).

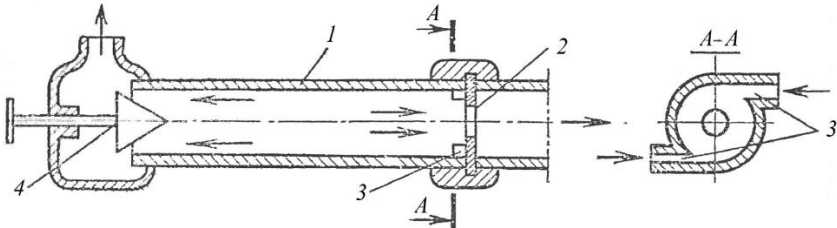


Рисунок 5.1 – Схема вихревой трубы

Воздух, сжатый и охлажденный до температуры окружающей среды, вводится в трубу 1 через сопло 3 по касательной и внутренней поверхности трубы. В трубе воздух совершает вращательное вихревое движение по отношению к оси трубы и перемещается от сопла 3 к концу трубы, где расположен вентиль 4.

Вначале угловая скорость вращения воздуха во внутренних слоях потока гораздо больше, чем в периферийных. По мере движения к вентилю 4 скорость вращения во внутренних слоях уменьшается, а кинетическая энергия передается периферийным (наружным) слоям. При этом наружные слои воздуха оказываются более нагретыми за счет кинетической энергии, переданной внутренними слоями вихревого потока. В результате внешние, более теплые слои воздуха выходят из трубы 1 через вентиль 4 с температурой более высокой, чем температура поступающего в трубу воздуха, а внутренние – противотоком проходят по центральной части трубы и выходят через диафрагму 2 холодными. Воздух с низкой температурой используют для охлаждения, а с высокой – для нагревания.

Охлаждение с использованием термоэлектрических процессов

Из курса физики известен эффект Пельтье. Сущность этого способа охлаждения заключается в следующем. Если по цепи из двух разных проводников или полупроводников пропускать постоянный электрический ток, то в местах спаев возникают разные температуры. На одном из спаев температура понижается и оказывается ниже температуры окружающей среды. Его можно использовать как охладитель. На другом горячем спае тепло будет выделяться и переходить в горячую среду. Значительная разность между температурами на спаях достигается при использовании пар, составленных из разнородных полупроводников.

В применяемых термоэлементах разность между температурами теплого и холодного спаев может достигать 60 °С. Однако применение такого способа охлаждения ограничено высокой стоимостью и большим расходом электроэнергии.

5.2 Цикл Карно холодильной машины

Ум заключается не только в знании, но
и в умении прилагать знание на деле.

Аристотель, ученый

Назначение холодильной машины состоит в получении температур ниже температуры окружающей среды. Достичь этого можно только искусственным путем. Следовательно, для получения низкой температуры в условиях положительной температуры окружающей среды необходима специальная тепловая машина, называемая холодильной машиной.

Согласно второму закону термодинамики *перенос теплоты от тела с более низкой температурой к телу с более высокой температурой можно осуществить, если затратить для этого внешнюю механическую работу*.

Для осуществления подобного теплопереноса необходимо организовать обратный цикл. В обратных циклах (они осуществляются против хода часовой стрелки) суммарная работа расширения оказывается меньше суммарной работы сжатия. Иными словами, по обратным циклам работают различные потребители энергии. Идеальным циклом холодильной машины является обратный цикл Карно (рисунок 5.2).

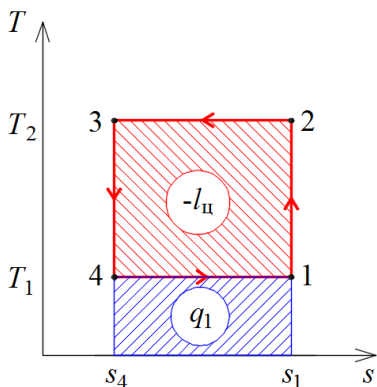


Рисунок 5.2 – Обратный цикл Карно

В этом цикле теплота q_1 передается от тела с низкой температурой T_1 к телу с высокой температурой T_2 за счет затраченной работы цикла $l_{ц}$ [10].

Холодильный коэффициент цикла Карно в соответствии с формулой (4.2)

$$\varepsilon = \frac{T_1}{T_2 - T_1}. \quad (5.1)$$

Анализ формулы показывает, что эффективность холодильного цикла Карно не зависит от свойств рабочего тела, а обусловлена только температурами охлаждаемой и охлаждающей сред. Причем ε тем больше, чем выше температура охлаждаемой среды T_1 и ниже температура охлаждающей среды T_2 . Высокий холодильный коэффициент свидетельствует об экономичности работы холодильной машины.

Обратный цикл Карно характеризует минимальную работу, необходимую для осуществления холодильного цикла в заданном интервале температур охлаждаемой и охлаждающей сред.

Обратный цикл Карно характеризует минимальную работу, необходимую для осуществления холодильного цикла в заданном интервале температур охлаждаемой и охлаждающей сред.

Практическое осуществление холодильной установки, работающей по циклу Карно, затруднительно. Осуществить термодинамические процессы, близкие к изотермическим, возможно только при очень медленном их протекании или в случаях конденсации и испарения холодильного агента.

Эффективность любой реальной холодильной машины определяется, как известно, значением холодильного коэффициента. Эта величина является долей теплоты, которая отводится от охлаждаемых тел q_0 (в холодильной технике q_0 принято называть *удельной холодопроизводительностью*) в работе, затраченной на осуществление холодильного (обратного) цикла $l_{ц}$.

Следовательно, формулу (4.2) можно записать как $\varepsilon = q_0 / l_{ц}$. Здесь в соответствии с принятым условием о знаках величины q_0 и $l_{ц}$ отрицатель-

ные, поэтому для определения величины ε математически знаки учитывать нет необходимости.

Реальные холодильные машины подразделяют на два основных типа: *компрессорные* и *абсорбционные*.

5.3 Цикл паровой компрессорной холодильной установки

Приобретение любого познания всегда полезно для ума, ибо он сможет отвергнуть бесполезное и сохранить хорошее. Ведь ни одну вещь нельзя ни любить, ни ненавидеть, если сначала ее не знать.

Л. да Винчи, ученый, художник

Наибольшее распространение получили холодильные установки, в которых рабочим телом (хладагентом) являются парообразные вещества с низкой температурой кипения. Международным стандартом предусмотрено краткое обозначение всех хладагентов. Оно состоит из символа R , взятого от английского слова *refrigerant* (хладагент), и определяющей цифры.

На рисунке 5.3 представлена принципиальная схема пароконпрессорной холодильной машины. В современных пароконпрессорных холодильных машинах [11] в качестве агентов (рабочего тела) используют фторгалогенные производные таких углеводородов, как метан, этан, пропан, бутан, а также аммиак. Эти хладагенты при атмосферном давлении и температуре окружающей среды находятся в парообразном состоянии. Для сжижения пара необходимо подвергнуть его сжатию и охлаждению в компрессорно-конденсаторном агрегате холодильной системы. Испаряющийся хладагент поглощает такое количество тепла, которое равно энергии, необходимой для его превращения жидкости в пар (теплота парообразования равна теплоте конденсации). Следовательно, для уменьшения габаритов компрессора, конденсатора и испарителя используют хладагенты с высокой скрытой теплотой парообразования.

Компрессор K засасывает из испарителя I сухой пар хладагента (влажный пар содержит в себе капельки жидкости, а жидкость несжимаема, что может привести к поломке компрессора) и повышает давление хладагента.

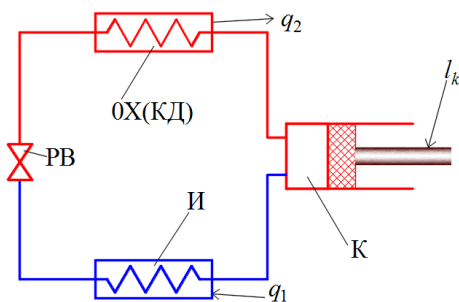


Рисунок 5.3 – Схема пароконпрессорной холодильной установки

Сжатый пар хладагента подается в охладитель ОХ, где охлаждается окружающей средой, в результате чего он конденсируется (поэтому охладитель ОХ называют *конденсатором* КД). Затем жидкий хладагент в регулирующем вентиле РВ дросселируется, и температура хладагента снижается.

Из курса физики известно, что при дросселировании (сужении проходного сечения) большинство газов и паров охлаждаются (исключением являются водород и гелий). Этот эффект получил название положительного эффекта Джоуля – Томсона. При дросселировании энтальпия газа или пара не изменяется, поэтому процесс дросселирования является изоэнтальпным.

Рассмотрим физическую сущность протекания реального газа через местное сопротивление. В отличие от идеального газа в реальном газе имеются силы притяжения между молекулами и при расширении его внутренняя потенциальная энергия возрастает. Это и является причиной возможного изменения температуры реального газа при дросселировании.

Допустим, что $p_1 v_1 = p_2 v_2$ и, следовательно, $u_2 = u_1$. При протекании через местное сопротивление давление уменьшается, $p_2 < p_1$, а значит, $v_2 > v_1$, поэтому при дросселировании внутренняя потенциальная энергия возрастает, а внутренняя кинетическая энергия при этом уменьшается. Следовательно, при принятых условиях температура газа после дросселирования будет уменьшаться.

После дросселя РВ влажный пар хладагента, имеющий низкую температуру, поступает в холодильную камеру И, где он испаряется (поэтому эта камера называется *испарителем*) за счет теплоты, которая отдается телами, помещенными в холодильник, и поступающей из окружающей среды. Затем круговой процесс повторяется. Рассмотренные физические процессы можно изобразить в Ts -диаграмме (рисунок 5.4).

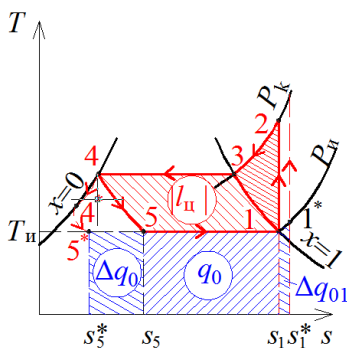


Рисунок 5.4 – Цикл парокomppressorной холодильной машины

Термодинамический процесс 1–2 – адиабатное сжатие пара хладагента; 2–3 – изобарный процесс охлаждения пара хладагента до состояния сухого насыщенного (пограничная линия пара $x = 1$); 3–4 – изобарно-изотермический процесс конденсации пара хладагента до жидкого состояния (пограничная линия пара $x = 0$); 4–5 – процесс дросселирования хладагента до состояния влажного пара; 5–1 – изобарно-изотермический процесс подсушивания пара хладагента до состояния сухого насыщенного (пограничная линия пара $x = 1$).

Здесь $T_{и}$ – температура испарителя, причем $T_{и}$ меньше температуры окружающей среды T_0 .

Удельная холодопроизводительность холодильной машины, т. е. количество теплоты, поглощаемой 1 кг хладагента в испарителе (см. рисунок 5.3), определяется по уравнению

$$q_0 = h_1 - h_5, \quad (5.2)$$

где h_1 и h_5 – значения энтальпии в точках 1 и 5, которые определяются по таблице насыщенных паров хладагента; причем энтальпия в точке 5 равна энтальпии в точке 4, поскольку процесс 4–5 – изоэнтальпный процесс дросселирования.

Следовательно, получаем

$$q_0 = r(x_1 - x_4), \quad (5.3)$$

где r – удельная теплота парообразования хладагента, которая определяется по таблице насыщенных паров хладагента по температуре испарителя, значения степеней сухости хладагента после испарителя и после редукционного вентиля x_1 и x_4 определяются аналитически следующим образом:

$$s_1 = s'_1 + (s''_1 + s'_1)x_1, \quad (5.4)$$

где s_1 – значение энтальпии хладагента в точке 1; s'_1 и s''_1 – значения энтальпии хладагента жидкого (сконденсированного) и сухого насыщенного пара соответственно определяются по таблице при температуре в испарителе.

Учитывая, что в теоретическом компрессоре сжатие считается адиабатным, т. е. процесс 1–2 – изоэнтропный, можно записать

$$s_1 = s_2. \quad (5.5)$$

По таблице насыщенного пара хладагента по температуре в испарителе находим s'_1 и s''_1 .

Если сжатие в компрессоре не выходит за область пара хладагента, т. е. точка 2 лежит на пограничной кривой пара, то $s_2 = s''_2$, где s''_2 определяется по таблице насыщенного пара при температуре окружающей среды (температуре конденсата).

В результате степень сухости пара хладагента на входе в компрессор

$$x_1 = \frac{s''_2 - s'_1}{s''_1 - s'_1}. \quad (5.6)$$

Степень сухости хладагента при входе в испаритель принимается от 5 до 15 %, т. е. $x_4 = 0,05 \dots 0,15$.

Тепловая нагрузка конденсатора, т. е. количество теплоты, отводимой с охлаждающей средой, определяется по уравнению

$$q = h_2 - h_4, \quad (5.7)$$

где h_2 и h_4 – значения энтальпии хладагента соответственно на входе в конденсатор (в конце сжатия в компрессоре) и на выходе из конденсатора (перед дросселированием) определяется по таблице паров хладагента.

Удельная теоретическая мощность компрессора холодильной установки (удельная работа, затраченная в цикле) составляет

$$l_k = q - q_0. \quad (5.8)$$

Холодильный коэффициент паровой компрессорной холодильной установки определяется по формуле

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_k}. \quad (5.9)$$

Приведенный теоретический цикл современной паровой компрессорной холодильной машины отличается от цикла Карно.

Первое отклонение обусловлено заменой расширительного цилиндра, позволяющего получить при большой теплоизоляции и медленном расширении адиабатный процесс 3–4 (рисунок 5.2), регулирующим вентилем РВ (рисунок 5.3). Такая замена с целью получения низкой температуры объясняется тем, что в цикле паровой холодильной машины работа расширения составляет небольшую часть работы цикла, а изготовление расширительного цилиндра практически связано с большим трудностями. Регулирующий вентиль прост по устройству и позволяет легко регулировать подачу жидкого холодильного агента в испаритель И. В результате замены вместо адиабатического расширения 3–4 (рисунок 5.2) протекает необратимый процесс дросселирования (рисунок 5.4).

При этом теряется полезная работа расширения и, следовательно, увеличивается работа $|l_{ц}|$, необходимая для холодильного цикла, а также уменьшается q_1 – холодопроизводительность 1 кг хладагента, кДж/кг. В результате холодильный коэффициент $\varepsilon = q_1 / |l_{ц}|$ уменьшается, существенно упрощается конструкция холодильной установки.

Вторым отклонением современной паровой компрессорной холодильной машины от цикла Карно является введение переохлаждения жидкого хладагента перед регулирующим вентилем, т. е. охлаждение его температуры ниже температуры конденсации.

На рисунке 5.4 переохлаждение изображено линией 4–4*, в результате чего увеличивается удельная холодопроизводительность q_1 на величину Δq_1 . Переохлаждение жидкости можно получить включением дополнительного теплообменного аппарата ТО, в котором жидкость хладагента перед регулирующим вентилем РВ переохлаждается холодным паром, поступающим из испарителя И (рисунок 5.5).

Пар, поступающий из испарителя И, проходя через теплообменник ТО, может не только подсушиваться, но и значительно перегреваться (рисунок 5.4, линия 1–1' выше пограничной кривой пара $x = 1$) за счет теплоты, воспринимаемой от жидкого хладагента, поступающего из охладителя ОХ (конденсатора КД) к регулирующему вентилю. Третьим отклонением цикла паровой холодильной машины от цикла Карно является засасывание компрессором К (рисунок 5.5) сухого или перегретого пара хладагента, что создает сухой ход компрессора. Практически сухой ход можно обеспечить включением в схему теплообменника ТО. При всасывании сухого, а тем более перегретого хладагента подогрев от стенок цилиндра невелик, так как величина коэффициента теплоотдачи к сухому или перегретому пару сравнительно мала и расширение этого пара незначительно. Следова-

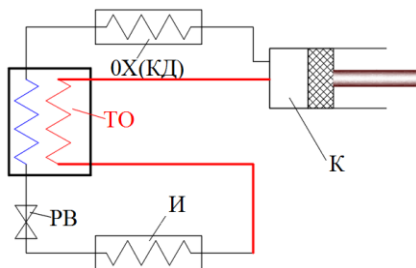


Рисунок 5.5 – Схема включения теплообменника ТО для переохлаждения хладагента и обеспечения сухого хода компрессора

тельно, при сухом ходе компрессора снижения холодопроизводительности практически не будет. Если допустить влажный ход компрессора, то на теплых стенках цилиндра компрессора оседают капельки жидкости, которые подгреваются от стенок и быстро испаряются.

В результате значительно увеличивается удельный объем всасываемого пара, что приводит к увеличению затраченной работы на компрессор и соответствующему снижению холодопроизводительности установки.

Кроме того, при сухом ходе компрессора исключена возможность аварии от гидравлического удара в цилиндре, которая может возникнуть при влажном ходе, если в цилиндр компрессора попадает большое количество жидкости, которая, как известно, не сжимается.

Сухой или даже несколько перегретый пар позволяет уменьшить теплообмен между стенками цилиндра и улучшить условия смазки цилиндропоршневой группы. Таким образом, сухой ход в действительных условиях более благоприятен для работы компрессора.

Прежде основными хладагентами, используемыми для заполнения контуров холодильных установок, были фреоны. Однако в настоящее время от фреонов практически повсеместно отказались в связи с тем, что, как полагают многие экологи, входящий в их состав фтор ответственен за уменьшение толщины атмосферного озонового слоя, экранирующего Землю от опасного для живых существ космического излучения. В результате в холодильных машинах используются новые хладагенты (например, R404a, R407c, R410a, не обладающие озоноразрушающим действием).

5.4 Цикл абсорбционной холодильной установки

Что такое знание? Ни что иное,
как записанный опыт.

Т. Карлейль, ученый

Анализируя работу компрессорных холодильных установок, отмечаем, что наиболее сложным агрегатом в них в конструктивном отношении и в обслуживании является поршневой компрессор и его силовой привод. Следовательно, возникает необходимость создания холодильной установки без механического компрессора и без его силового привода. В результате создана холодильная установка, в которой для сжатия паров хладагента используется не механический, а термохимический компрессор, на работу которого требуется затрата не механической работы, а теплоты. Это абсорбционная холодильная установка [10].

Абсорбционные холодильные машины представляют собой систему, в которой и обратный, и прямой циклы совмещены и осуществляются в одном агрегате. Циклы этих машин в отличие от цикла компрессорной холодильной машины сопровождаются затратой теплоты при сравнительно высокой температуре. Эта затрата энергии в форме теплоты, как и затраты энергии в форме механической работы в компрессорных машинах, необходима для осуществления обратного цикла.

В качестве рабочего тела в абсорбционных холодильных машинах используют бинарные растворы, т. е. *растворы, состоящие из двух компонентов: холодильного агента и поглотителя (абсорбента)*.

Абсорбенты должны хорошо поглощать хладагент, но не вступать с ним в химическую реакцию. Температура кипения абсорбента должна быть значительно выше температуры кипения хладагента при одинаковом давлении. Бинарные растворы в отличие от однородных жидкостей, для которых каждому значению давления соответствует определенная температура кипения (и конденсация), кипят с переменной температурой. Причем она зависит от массовой концентрации рабочих веществ. Растворы, более концентрированные по хладагенту, кипят при более низких температурах. Концентрация хладагента в кипящем растворе уменьшается, т. к. хладагент имеет более низкую температуру кипения. С понижением концентрации температура кипения раствора при постоянном давлении повышается. Процессы абсорбции (поглощения) хладагента сопровождаются выделением теплоты. Эту теплоту надо отводить, чтобы процессы абсорбции не затормаживались, т. к. они протекают активнее при пониженных температурах.

На рисунке 5.6 приведена схема абсорбционной холодильной машины. В эту схему входят конденсатор КД, регулирующий вентиль РВ1, испаритель И, абсорбент АБ, насос Н, кипятильник (генератор) КП, теплообменник ТО и дроссель слабого раствора, регулирующий вентиль РВ2.

Работа осуществляется следующим образом: в кипятильнике (генераторе) КП за счет подвода теплоты $q_{кп}$ извне происходит выпаривание из раствора легкокипящего хладагента. Образовавшиеся пары хладагента поступают в конденсатор КД, где конденсируясь, отдают в окружающую среду теплоту q_2 . Холодильный агент из конденсатора КД через дроссельный вентиль РВ1 направляется в испаритель И, где за счет отвода теплоты q_1 от охлаждаемых тел происходит кипение хладагента. Образовавшиеся в испарителе пары поступают в абсорбер АБ, где поглощаются абсорбентом, поступающим из кипятильника (генератора) КП через теплообменник ТО и дроссельный вентиль РВ2.

При поглощении пара холодильного агента абсорбентом выделяется теплота q_0 , которая отводится в окружающую среду. Охлажденный бинарный раствор подается в кипятильник (генератор) КП насосом Н через теплообменник ТО.

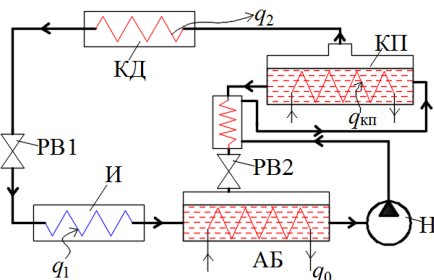


Рисунок 5.6 – Схема абсорбционной холодильной машины

Таким образом, в схеме абсорбционной холодильной машины (рисунок 5.6) кипятильник (генератор) КП служит нагнетательной стороной механического компрессора К (рисунок 5.3), вытесняя из раствора пары холодильного агента, а абсорбер АБ играет роль всасывающей стороны компрессора, поглощая пары хладагента при поступлении их из испарителя И.

Для привода насоса Н используется внешний источник энергии. При этом работа, затраченная на насос Н в схеме абсорбционной холодильной машины, значительно меньше работы на привод газового компрессора в схеме паровой компрессорной холодильной машины.

Для получения холода основным преимуществом абсорбционных холодильных машин по сравнению с компрессионными является замена дорогостоящей механической энергии более дешевой теплотой невысокого температурного уровня.

5.5 Цикл теплового насоса

Несчастны те люди, которым все ясно.

Л. Пастер, ученый

Идея теплового насоса высказана полтора века назад британским физиком Уильямом Томсоном (более известен как лорд Кельвин). Придуманное устройство Кельвин назвал «умножителем тепла».

Тепловой насос – это «холодильник наоборот». Функция холодильника сводится к охлаждению тел, и его «сердцем» является теплоизолированная камера, откуда теплота отбирается кипящим в испарителе И (см. рисунки 5.3 и 5.6) хладагентом и через охладитель-конденсатор ОХ (КД) отводится («выбрасывается») в помещение (задняя стенка бытового холодильника довольно теплая на ощупь) [2].

В тепловом насосе главным становится конденсатор КД (см. рисунки 5.3 и 5.6), с которого теплота q_2 «снимается» и используется для обогрева (полезно применяется), а второстепенная морозильная камера (испаритель И) используется для утилизации геотермальной теплоты, тепла окружающей среды, сточных и оборотных вод и т. п.

На сегодняшний день используются парокомпрессорные и абсорбционные тепловые насосы (последние более распространены и менее затратны по реализации).

Тепловые насосы работают по таким же циклам, что и холодильные установки, но предназначены, как указано выше, для других целей – повышения температурного потенциала теплоты и ее последующего использования.

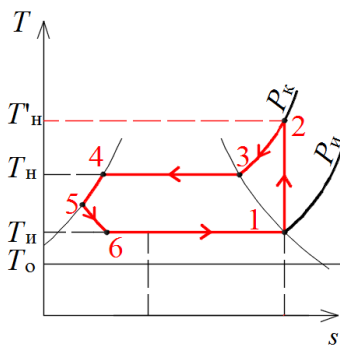


Рисунок 5.7 – Цикл парокомпрессорного теплового насоса

На рисунке 5.7 приведен термодинамический цикл парокомпрессорного теплового насоса.

Здесь T_0 – температура окружающей среды. Теплота $|q_2| = q_1 + |l_u|$ передается потребителю при повышенной температуре T'_n , соответствующей давлению в компрессоре P_k . Теплота q_1 воспринимается от бросовых источников теплоты при температуре T_1 . Эффективность теплового насоса определяется соотношением между вырабатываемой тепловой энергией и потребляемой энергией и оценивается **коэффициентом трансформации теплоты** (или **коэффициентом преобразования теплоты**, иногда называют **отопительным коэффициентом**):

$$\varphi = \frac{|q_2|}{|l_u|}. \quad (5.10)$$

Если учесть, что $|q_2| = q_1 + |l_u|$, то получим следующую формулу:

$$\varphi = \frac{q_1}{|l_u|} + 1 = \varepsilon + 1. \quad (5.11)$$

Из этого выражения видно, что ϕ всегда больше единицы.

В иностранной литературе коэффициент ϕ обозначают «**cop**», что является аббревиатурой английского выражения «**coefficient of performance**» – коэффициент совершенства.

Понятие «тепловой насос» укрепилось в технической литературе, т. к. это устройство для повышения температуры рабочего тела, а принятое ранее понятие «гидравлический насос» также служит для определения повышения, но давления рабочей жидкости.

Для реальных тепловых насосов коэффициент трансформации теплоты находится в пределах $\phi = 3 \dots 5$. Это означает, что при затрате 1 кВт механической энергии (работы) можно получить 3–5 кВт теплоты невысокого температурного потенциала T_2 , используя еще более низкопотенциальную теплоту с температурой T_1 .

Применяют теплонасосные установки, которые используют теплоту вентиляционного воздуха, тепло поверхностных слоев земли, тепло водоемов и водотоков, подземных вод, сточных вод и других бросовых источников теплоты.

Тепловые насосы являются чрезвычайно энергоэффективными техническими установками и находят применение во многих сферах народного хозяйства, в том числе на железнодорожном транспорте.

5.6 Кондиционирование воздуха

Лучший призыв – личный пример.
Э. Че Гевара, революционер

Одинаковость циклов холодильных и тепловых насосов позволяет в зависимости от требуемых целей и температур использовать одни и те же установки как в режиме отопления, так и в режиме кондиционирования на подвижном составе железнодорожного транспорта.

Кондиционирование воздуха – это создание и автоматическое поддержание в помещении определенных параметров (кондиций) воздуха, благоприятных для самочувствия людей (или ведения технологических процессов производства).

В пассажирских вагонах устанавливаются установки кондиционирования воздуха, которые служат для охлаждения, вентиляции и отопления. Установка кондиционирования воздуха, например, УКВ-31, работоспособна при скоростях движения вагонов от 0 до 220 км/ч и температурах наружного воздуха от +45 до +15 °С в режиме охлаждения и от +15 до –50 °С при работе в режимах вентиляции и отопления. В качестве холодильного агента пароконденсаторной холодильной машины используется хладом R134a – озонобезопасное, нетоксичное, пожаробезопасное химическое соединение, химическая формула CH_2FCF_3 [11].

Установка кондиционирования состоит из парокомпрессионной холодильной машины с воздухоохладителем, электрических и водяных воздухонагревателей и вентиляционного оборудования.

Общий вид установки УКВ-31 представлен на рисунке 5.8.

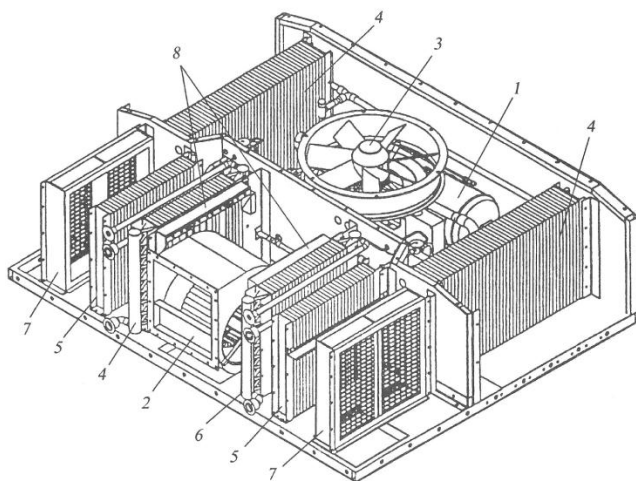


Рисунок 5.8 – Компоновочная схема установки:

- 1 – компрессор; 2 – центробежный вентилятор; 3 – осевой вентилятор;
- 4 – конденсатор; 5 – воздухоохладители; 6 – водяные воздухонагреватели;
- 7 – фильтрующие ячейки; 8 – электрические воздухонагреватели

Установка размещается в подкрышном пространстве рабочего тамбура железнодорожного вагона. В процессе эксплуатации установка может работать в следующих режимах:

- охлаждение воздуха внутри вагона;
- вентиляция внутреннего пространства вагона;
- подогрев воздуха внутри вагона (отопление).

Интересно знать!

В 70-х годах прошлого века были обнаружены «озоновые дыры».

Озон, находящийся в верхних слоях атмосферы, защищает нас от жесткого ультрафиолетового излучения Солнца. Если бы озоновый слой исчез или истончился хотя бы на треть, вместо приятного загара и витамина Д мы получили бы от Солнца рак кожи, слепоту и разрушение иммунной системы. К счастью, вовремя были обнаружены «виновники» начавшегося разрушения озонового слоя – фреоны.

Фреоны – это химические соединения, имеющие в своем составе углерод, связанный с атомами фтора, хлора и водорода в различных соотношениях. Фреоны являются веществами, которые характеризуются

низкой температурой кипения, и это способствовало их активному использованию в качестве хладагентов для холодильных машин и в тепловых насосах. В наших квартирах и вообще на уровне земли фреоны безопасны, но, поднимаясь в верхние слои атмосферы, причиняют ей огромный вред.

На высоте примерно 20 км жесткое ультрафиолетовое излучение Солнца «выбивает» из молекул фреонов атомы хлора. Эти освобожденные атомы вместе с химически активными «останками» фреонов вступают в реакцию с озоном, превращая его в обычный кислород. Таким образом, наша планета теряет свой защитный, необходимый для жизни озоновый слой.

Исследователи вовремя это установили и заменили фреоны новыми, безопасными, не разрушающими озоновый слой соединениями.

Закрепим изученное!

1 В холодильных машинах необходимо организовать обратный термодинамический цикл (осуществляются против хода часовой стрелки), который является потребителем энергии. Идеальным циклом холодильной машины является обратный цикл Карно. Эффективность любой холодильной машины определяется величиной холодильного коэффициента $\epsilon = q_0 / l_{\text{ц}}$, где q_0 – удельная холодопроизводительность; $l_{\text{ц}}$ – затраченная работа на осуществление холодильного цикла.

2 Паровая компрессорная холодильная установка является наиболее распространенной. Хладагентом являются паробразные вещества с низкой температурой кипения. Компрессор холодильной машины засасывает из испарителя сухой пар хладагента и повышает давление и температуру в нем. Затем этот горячий пар хладагента подается в охладитель (конденсатор), где он охлаждается окружающей средой и конденсируется. Затем жидкий хладагент дросселируется в регулирующем вентиле, и температура при дросселировании еще больше снижается. После дросселя влажный пар хладагента, имеющий низкую температуру, поступает в холодильную камеру (теплообменник-испаритель), где он испаряется за счет теплоты, которая отдается телами, помещенными в холодильник, и поступает из окружающей среды.

3 Вышеуказанные процессы при изображении в Ts -диаграмме представляют собой соответствующие линии термодинамических процессов. При этом обязательно на Ts -диаграмму наносятся пограничные кривые хладагента.

Левая пограничная кривая – кривая жидкого хладагента (степень сухости $x = 0$), правая кривая – кривая пара хладагента (степень сухости $x = 1$). Холодильный цикл состоит из термодинамических процессов, протекающих последовательно против хода часовой стрелки. Сначала адиабатное сжатие пара хладагента, которое изображается вертикальной прямой (изоэнтропа). Затем изобарное охлаждение пара хладагента. Эта линия состоит из двух частей: нисходящая кривая изобара в области перегретого пара хладагента до состояния сухого насыщенного пара. Прямая изобара – изотерма, параллельная оси энтропии, в области влажного пара, лежащей между пограничными кривыми пара, т. е. от $x = 1$ до $x = 0$. После полной конденсации влажного пара хладагента изображается кривой линией процесс дросселирования, при котором жидкий хладагент частично испаряется, оставаясь паром большой влажности. Замыкает холодильный цикл изобарно-изотермический процесс подсушивания пара хладагента до состояния сухого насыщенного (пограничная кривая пара $x = 1$).

4 Абсорбционная холодильная машина не имеет такого сложного агрегата, как механический компрессор. Это холодильная установка, в которой для сжатия паров хладагента используется термохимический компрессор, на работу которого используется затрата теплоты.

В качестве рабочего тела используют бинарные растворы, состоящие из хладагента и поглотителя (абсорбента). Причем температура кипения абсорбента значительно выше температуры кипения хладагента при одинаковом давлении. Растворы, более концентрированные по хладагенту, кипят при более низких температурах. С понижением концентрации температура кипения раствора повышается.

Работа абсорбционной холодильной машины осуществляется следующим образом. В кипятильнике за счет подвода теплоты извне происходит выпаривание хладагента. Пары хладагента поступают в конденсатор, где конденсируются, отдавая теплоту окружающей среде. Затем сконденсированный хладагент проходит через дроссель, охлаждается и направляется в морозильную камеру (испаритель), где забирает теплоту охлаждаемых тел. Образовавшиеся пары хладагента поглощаются абсорбентом, бинарный раствор нагревается. Выделившаяся теплота отводится в окружающую среду. Таким образом прямое назначение холодильной машины – охлаждение помещенных в нее тел – выполнено.

Что касается циркуляции хладагента, то она происходит следующим образом. Бинарный раствор после поглощения

пара хладагента, нагретого в испарителе, и соответствующего охлаждения в абсорбере подается насосом в кипятильник. В кипятильнике за счет тепловой энергии вытесняются пары хладагента, которые направляются в конденсатор, а обедненный бинарный раствор направляется в абсорбер, чтобы поглотить в нем пары хладагента. Эта цепь элементов служит нагнетательной стороной хладагента в холодильной установке.

5 Тепловые насосы работают по обратным термодинамическим циклам, но предназначены они для повышения температурного потенциала теплоты с целью последующего его использования.

Тепловой насос – это «холодильник наоборот». В тепловом насосе главным становится конденсатор (в холодильнике главным является испаритель (морозильная камера)).

Эффективность теплового насоса определяется величиной коэффициента трансформации теплоты (коэффициента преобразования теплоты или отопительного коэффициента).

$$\varphi = q_2 / l_u = \varepsilon + 1,$$

где q_2 – полезно используемая (отведенная от конденсатора) теплота.

Применяют тепловые насосы, где можно использовать «бросовую» теплоту: теплоту вентиляционного воздуха, тепло поверхностных слоев земли, тепло водоемов и водостоков, подземных вод, сточных вод и др.

Задачи для самостоятельного решения

Ум без знания есть сидень.

Н. М. Карамзин, историк

1 Компрессор холодильной машины, использующий аммиак в качестве хладагента, имеет теоретическую мощность 40 кВт. Из компрессора сухой насыщенный пар аммиака при температуре +25 °С направляется в конденсатор, после которого в дроссельном вентиле расширяется. Температура испарения аммиака в холодильной камере (испарителе) составляет –10 °С.

Определить холодопроизводительность установки. Использовать таблицу насыщенных паров аммиака.

2 В аммиачной холодильной машине влажный пар аммиака при температуре –5 °С и степени сухости $x = 0,95$ изоэнтропно сжимается до тех пор, пока не становится сухим насыщенным. После этого пар хладагента поступает в конденсатор, где превращается в жидкость, а затем переохлаждается до температуры +10 °С. После дросселирования пар подсушивается, отбирая

в испарителе от охлаждаемых объектов теплоту, а затем снова поступает в компрессор. Холодопроизводительность установки равна $Q_0 = 800$ МДж/ч.

Определить холодильный коэффициент данной установки и сравнить его с холодильным коэффициентом цикла Карно для того же интервала температур.

3 Холодильная машина, использующая в качестве хладагента углекислоту, всасывает сухой пар хладагента и сжимает его по адиабате. Температура испарения углекислоты составляет -10 °С, а температура конденсации $+20$ °С. После конденсации жидкая углекислота расширяется в редукционном вентиле.

Определить тепловую нагрузку конденсатора, если холодопроизводительность кислотной установки равна 419 МДж/ч.

Представить холодильный цикл установки в Ts -диаграмме.

4 Для отопления административного здания локомотивного депо можно применить теплонасосную установку, использующую теплоту сточных вод.

Мощность, потребляемая компрессором ТНУ, составляет 15 кВт, теплота, подаваемая в отопительную систему здания, должна быть 243 МДж/ч.

Определить количество теплоты, воспринимаемое ТНУ от сточных вод, и коэффициент преобразования теплоты (отопительный коэффициент, или «**cop**»).

Представить принципиальную схему ТНУ для отопления административного здания.

6 ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

6.1 Основные понятия и элементы теплопередачи

Успех – это успеть.

М. Цветаева, поэт

Сегодня в обстановке жесткого режима экономии энергопотребления в стране совершенно недостаточно произвести выбор наиболее подходящего для конкретных условий функционирования источника энергии. Необходимо правильно (экономически целесообразно и грамотно) полученную энергию использовать. Возникает необходимость изучения процессов, связанных с переносом теплоты, их свойств, а также их распределения в отдельном теплотехническом оборудовании. Роль процессов переноса теплоты с развитием техники и ростом мощности тепловых машин и устройств значительно возросла.

В процессе теплового воздействия одного тела на другое теплота в соответствии со вторым законом термодинамики самопроизвольно переходит от тела с более высокой температурой к телу с более низкой температурой. При отсутствии разности температур процесс теплопереноса прекращается и наступает тепловое равновесие тел.

Зная закономерности, которым подчиняются различные виды теплообмена, можно произвести расчет теплообменного аппарата (водомаляного теплообменника дизеля, воздухоподогревателя, радиаторных секций охлаждения, топливоподогревателя, конденсатора и др.); выполнить тепловой расчет электрических машин, силовых трансформаторов, изолированных электропроводов, нагревательных установок для слива мазута из цистерн, многослойных теплоизоляционных стенок вагонов и др. Для выполнения многих работ по достижению необходимого теплового эффекта нужны прочные знания по теплопередаче.

При изучении процессов теплопередачи (теплообмена) следует установить следующие понятия и обозначения:

1 Температурное поле – совокупность значений температуры для всех точек пространства в данный момент времени. Если температура меняется во времени, поле называется *нестационарным (неустановившимся)*, а если не меняется – *стационарным (установившимся)*. В данном пособии главным образом рассматривается стационарное поле. Наиболее простое температурное поле – одномерное стационарное, которое описывается следующим уравнением $t = f(x)$.

2 **Градиент температуры** – предел отношения изменения температуры Δt к расстоянию между изотермическими поверхностями по нормали Δn , вычисляется в К/м, обозначается символом $\text{grad } t$:

$$\text{grad } t = \partial t / \partial n. \quad (6.1)$$

Температурный градиент является вектором, направленным к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры.

3 **Количество передаваемой теплоты за период времени τ** обозначается Q_τ , Дж.

4 **Тепловой поток** – количество теплоты, переносимое через какую-либо изотермическую поверхность F в единицу времени, $Q = dQ_\tau / d\tau$, Вт.

5 **Плотность теплового потока** – тепловой поток, отнесенный к единице площади изотермической поверхности, $q = dQ / dF$, Вт/м².

В реальных условиях теплообмен является сложным процессом. Для облегчения его изучения и упрощения получаемых зависимостей вводится понятие трех элементарных видов теплообмена: *теплопроводности (кондукции)*, *конвекции* и *теплового излучения*. Существует понятие *простого* и *сложного теплообмена*. В случае простого теплообмена нагревание (охлаждение) происходит только теплопроводностью или только конвекцией либо только тепловым излучением, а в случае сложного – несколькими способами, к примеру, конвекцией и одновременно с ней излучением.

6.2 Основной закон теплопроводности

Мудр не тот, кто знает много, а тот,
чьи знания полезны.
Эсхил, древнегреческий поэт, драматург

Теплопроводность (кондукция) – это процесс распространения теплоты внутри тела путем взаимного соприкосновения частиц. При этом кинетическая энергия более нагретых молекул передается более холодным. Следовательно, *теплопроводность – это теплопередача на микроуровне*.

Как показывает опыт, величина теплового потока, переданного путем теплопроводности, зависит от физических свойств тела и от температурных условий.

В 1804 году французский ученый Био высказал гипотезу, согласно которой количество теплоты, проходящее через любую изотермическую поверхность твердого тела (неподвижного газа или жидкости) в направлении другой изотермической поверхности, должно быть прямо пропорционально времени, площади изотермической поверхности, разности температур и обратно пропорционально расстоянию между этими изотермическими поверхностями.

Изучая процесс теплопроводности в твердых телах, французский математик Фурье экспериментально установил зависимость, которая носит его имя и обобщает гипотезу Био.

По закону Фурье

$$Q_t = -\lambda dF \text{grad } t d\tau. \quad (6.2)$$

Но учитывая понятия процессов теплопередачи, изложенные в подразделе 6.1, получим

$$q = -\lambda \text{grad } t, \quad (6.3)$$

где λ – коэффициент теплопроводности вещества, Вт/(м·К). Значение коэффициента λ берется из справочных таблиц. Знак минус «–» в формуле (6.3) указывает на то, что напряжение теплового потока противоположно вектору градиента температуры.

Обобщая имеющиеся данные по значениям λ , можно заключить следующее. Величина λ несколько изменяется с изменением температуры тела. Причем для металлов (кроме чистого алюминия) значение λ несколько убывает, т. е. холодный металл проводит теплоту лучше, чем нагретый. Теплопроводность металлов λ составляет 2,3–420 Вт/(м·К). Самым теплопроводным металлом является серебро ($\lambda \approx 420$ Вт/(м·К)), затем идут чистая медь ($\lambda \approx 390$ Вт/(м·К)), золото ($\lambda \approx 310$ Вт/(м·К)) и алюминий ($\lambda \approx 210$ Вт/(м·К)).

Для большинства капельных жидкостей теплопроводность в пределах 0,09–0,7 Вт/(м·К) и с повышением температуры уменьшается. Вода является исключением: с ростом температуры от 0 до 150 °С теплопроводность возрастает, а при дальнейшем увеличении температуры уменьшается.

Для газов с увеличением температуры теплопроводность возрастает и колеблется от 0,006 до 0,6 Вт/(м·К).

Если рассмотреть теплопроводность воды в трех агрегатных состояниях, то получим следующие результаты. Вода в жидком состоянии при нормальном атмосферном давлении 750 мм рт. ст. в диапазоне температур от 0 °С до 100 °С характеризуется $\lambda = 0,56 \dots 0,68$ Вт/(м·К). Насыщенный водяной пар при том же давлении имеет $\lambda = 0,0237$ Вт/(м·К), что примерно в 25 раз меньше теплопроводности воды. Водяной лед характеризуется $\lambda = 2,2$ Вт/(м·К), т. е. почти в 3,7 раз возрастает теплопроводность воды при замерзании. Но если рассмотреть снег по теплопроводности, а снег состоит из льдинок, которые отделены друг от друга воздухом, то теплопроводность свежевыпавшего, неуплотненного снега по сравнению со льдом снижается в 22 раза, а именно $\lambda = 0,1$ Вт/(м·К). Следовательно, неуплотненный снег может служить хорошим теплоизолятором.

Если рассмотреть теплопроводность дерева и древесных опилок, то величина λ в среднем составляет 0,25...0,30 Вт/(м·К) и 0,07 Вт/(м·К) для разных пород дерева, т. е. опилки также могут служить теплоизолятором.

Здесь снижение теплопроводности объясняется наличием воздуха, для которого $\lambda = 0,026 \text{ Вт/(м·К)}$ (сухой воздух при $P = 0,1 \text{ МПа}$ и $t = +20 \text{ °С}$).

Коэффициент теплопроводности строительных и теплоизоляционных материалов находится в пределах $0,02\text{--}3,0 \text{ Вт/(м·К)}$. Для строительных материалов существенное значение имеет пористость и влажность. Понятно, что с увеличением пористости их λ уменьшается, т. к. поры заполняются воздухом. Однако с увеличением температуры их теплопроводность возрастает. Это объясняется тем, что большинство изоляционных материалов не представляет монолитной массы, а являются пористыми телами. Воздушные прослойки уменьшают теплопроводность, но лучистый теплообмен, происходящий в этих прослойках, в итоге увеличивает суммарный теплоперенос при повышении температуры пористого тела.

На теплопроводность изоляционных и строительных материалов большое влияние оказывает влажность. Для влажного материала теплопроводность выше, чем для сухого материала и воды, взятых в отдельности. Например, для сухого строительного кирпича $\lambda = 0,3 \text{ Вт/(м·К)}$, для воды $\lambda = 0,6 \text{ Вт/(м·К)}$ (при $t = +20 \text{ °С}$), а для влажного кирпича $\lambda = 1,05 \text{ Вт/(м·К)}$. Объясняется это тем, что адсорбированная в кирпичных порах вода отличается по физическим свойствам от свободной воды.

Применяемые для тепловой изоляции материалы с низким значением коэффициента теплопроводности ($\lambda < 0,25 \text{ Вт/(м·К)}$) называют *теплоизоляционными*.

Самыми эффективными теплоизоляционными материалами являются газонаполненные полимеры: пенополистирол ($\lambda = 0,017\text{--}0,035 \text{ Вт/(м·К)}$) и пенополиуретан ($\lambda = 0,038\text{--}0,041 \text{ Вт/(м·К)}$).

6.3 Дифференциальное уравнение теплопроводности

Много из математики не остается в памяти, но когда поймешь ее, тогда легко при случае вспомнить забытое.

И. Л. Лобачевский, ученый

Возьмем изотропное тело, характеризуемое постоянными значениями плотности ρ , теплоемкости c и теплопроводности λ , и рассмотрим в нем процесс распространения теплоты путем теплопроводности.

Воспользуемся классическим методом, используемым в высшей математике. Выделим в рассматриваемом теле элементарный параллелепипед с ребрами dx , dy , dz , ориентируя его в прямоугольных координатах (рисунок 6.1). Составим уравнение теплового баланса для этого параллелепипеда. Дифференциальное уравнение теплопроводности представляет собой математическое выражение первого закона термодинамики для тел, взаимодействие которых с окружающей средой происходит без совершения работы.

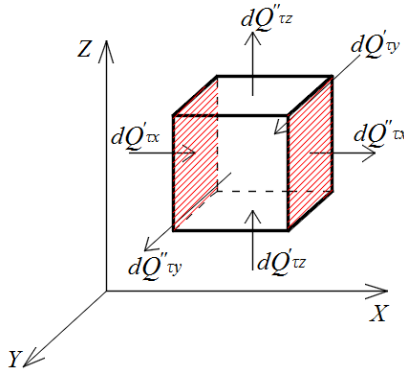


Рисунок 6.1 – Элементарный параллелепипед

В соответствии с уравнением (6.2) определим элементарное количество теплоты dQ_{tx} , поступающее в направлении оси X через грань с площадью $dydz$ (на рисунке 6.1 левая грань) за время $d\tau$ в параллелепипеде:

$$dQ'_{tx} = -\lambda dydz \frac{\partial t}{\partial x} d\lambda. \quad (6.4)$$

Здесь $\text{grad } t = \frac{\partial t}{\partial x}$ определен в соответствии с формулой (6.1).

Количество теплоты, выходящее из элементарного параллелепипеда за то же время $d\tau$ через правую грань $dydz$, которая имеет температуру $t + \frac{\partial t}{\partial x} dx$, в соответствии с уравнением (6.2)

$$dQ''_{tx} = -\lambda dydz \frac{\partial}{\partial x} \left(t + \frac{\partial t}{\partial x} dx \right) d\tau. \quad (6.5)$$

Следовательно, результирующее количество теплоты, которое аккумулировалось (осталось) в элементарном параллелепипеде в направлении оси X ,

$$dQ_{tx} = dQ'_{tx} - dQ''_{tx} = \lambda dx dydz \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} d\tau. \quad (6.6)$$

Здесь $dx dydz = dV$ – объем элементарного параллелепипеда, тогда уравнение (6.6) будет иметь вид

$$dQ_{tx} = \lambda dV \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} d\tau. \quad (6.7)$$

Аналогично определим количество теплоты, аккумулированное элементарным параллелепипедом при теплопередаче путем теплопроводности в направлении осей Y и Z :

$$dQ_{\tau y} = \lambda dV \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} d\tau; \quad (6.8)$$

$$dQ_{\tau z} = \lambda dV \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} d\tau. \quad (6.9)$$

Следовательно, общее количество теплоты, полученное элементарным параллелепипедом за время $d\tau$,

$$dQ_{\tau} = dQ_{\tau x} + dQ_{\tau y} + dQ_{\tau z} = \lambda dV \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) d\tau. \quad (6.10)$$

Выражение в скобках в уравнении (6.10), как известно из высшей математики, называется *оператором Лапласа*, т. е.

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = \nabla^2 t. \quad (6.11)$$

Таким образом, количество теплоты, полученное элементарным параллелепипедом за время $d\tau$, определяется уравнением

$$dQ_{\tau} = \lambda dV \nabla^2 t d\tau. \quad (6.12)$$

С другой стороны, определим величину dQ_{τ} , используя закон сохранения энергии.

Теплота, полученная элементарным параллелепипедом за время $d\tau$, по закону сохранения энергии

$$dQ_{\tau} = \rho dV c \left(t + \frac{\partial t}{\partial \tau} d\tau - t \right), \quad (6.13)$$

где $\frac{\partial t}{\partial \tau} d\tau$ – изменение температуры элементарного параллелепипеда объемом dV и плотностью ρ (следовательно, масса его $dm = \rho dV$) за время $d\tau$.

Приравняв (6.13) и (6.12), после сокращения получим

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c\rho} \nabla^2 t.$$

В итоге получим следующее дифференциальное уравнение:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 t, \quad (6.14)$$

где $a = \frac{\lambda}{c\rho}$ – теплофизический параметр вещества, называемый *температуропроводностью*; характеризует скорость изменения температуры в теле, является мерой его теплоинерционных свойств.

Уравнение (6.14) называется *дифференциальным уравнением теплопроводности*. Это уравнение устанавливает связь между временными и пространственными изменениями температуры тела.

В случае стационарного режима $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$ уравнение теплопроводности (6.14) упрощается и имеет вид

$$\nabla^2 t = 0. \quad (6.15)$$

При решении задач теплопроводности, когда распространение теплоты происходит в плоских поверхностях, оператор Лапласа удобно записывать в декартовой системе (6.11), но при распространении теплоты теплопроводностью в трубах, валах и других цилиндрических тел, следует использовать цилиндрическую систему координат, в которой заменяются переменные $x = r \cos \varphi$ и $y = r \sin \varphi$.

В цилиндрической системе координат оператор Лапласа имеет вид

$$\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}. \quad (6.16)$$

Когда рассматривается одномерное стационарное поле, т. е. когда перенос теплоты происходит в направлении только одной из осей (например, оси x), дифференциальное уравнение теплопроводности значительно упрощается:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = 0. \quad (6.17)$$

Отсюда следует, что характер стационарного температурного поля в твердом теле не зависит от теплопроводности материала (в формуле (6.17) отсутствует λ материала).

При условии одномерности теплового потока задачи по теплопроводности при постоянстве теплофизических величин нагреваемого или охлаждаемого тела имеют точные аналитические решения.

Полученное дифференциальное уравнение теплопроводности (6.14) описывает в общем виде множество явлений теплопроводности. Для того чтобы из обширного класса явлений распространения теплоты в твердом теле, описываемых уравнением (6.14), выделить данное (единичное) явление, необходимо это уравнение дополнить полным математическим описанием частных особенностей рассматриваемого процесса, называемых *условиями однозначности*.

6.4 Теплопроводность плоской стенки

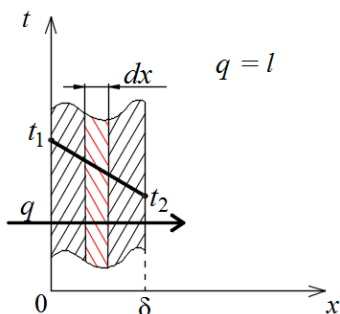
Природа подобна женщине, которая любит наряжаться и которая, показывая из-под своих нарядов то одну часть тела, то другую, подает своим настойчивым поклонникам некоторую надежду узнать ее когда-нибудь всю.

Д. Дидро, философ

Стенки кузова локомотивов, вагонов, зданий производственных цехов и административных корпусов являются плоскими и теплопроводность их сравнительно легко рассчитывается.

Однородная стенка

Рассмотрим однородную стенку толщиной δ (рисунок 6.2), материал которой имеет постоянный коэффициент теплопроводности λ . На наружных поверхностях стенки поддерживаются постоянные температуры t_1 и t_2 , причем температура стенки изменяется только по толщине и не изменяется по ее высоте и ширине.



Следовательно, температурное одномерное стационарное поле определяется формулой (6.17), причем температура в каждой стенке зависит только от расстояния x , поэтому получим следующее дифференциальное уравнение:

Рисунок 6.2 – График изменения температуры в однородной плоской стенке

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = 0. \quad (6.18)$$

Решим полученное уравнение.

$dt / dx = A$, причем $dt / dx = \text{grad } t$.

Тогда $t = Ax + B$.

Найдем величины A и B из начальных условий:

при $x = 0$ $t = t_1 = B$, при $x = \delta$ $t = t_2 = A\delta + t_1$, тогда $A = \frac{t_2 - t_1}{\delta}$, а распределение

температуры в стенке определяется уравнением $t = t_1 - \frac{t_2 - t_1}{\delta} x$, т. е. уравнением прямой.

Следовательно, изменение температуры по толщине стенки подчиняется прямолинейному закону.

Но уравнение Фурье (6.3) для рассматриваемого случая имеет вид

$$q = -\lambda \text{grad } t = -\lambda \frac{dt}{dx}, \quad (6.19)$$

а ранее было определено, что $A = \text{grad } t = \frac{t_2 - t_1}{\delta}$, следовательно,

$$q = \lambda(t_1 - t_2) / \delta. \quad (6.20)$$

Обозначим $\delta / \lambda = R_\lambda$ и назовем термическим сопротивлением теплопроводности, а $t_1 - t_2 = \Delta t$ – температурным напором. Тогда получим

$$q = \frac{\Delta t}{R_\lambda}. \quad (6.21)$$

Сравнивая полученную формулу (6.21) с законом Ома, видим их похожесть. Действительно, перенос теплоты и электричества есть перенос энергии. Удельный тепловой поток пропорционален температурному градиенту, а удельный поток электричества пропорционален градиенту электрического потенциала.

В рассматриваемом случае коэффициент λ был принят постоянной величиной. В действительности же, вследствие своей зависимости от температуры, коэффициент теплопроводности является переменной величиной. Если это обстоятельство учесть, то получим более сложные расчетные формулы.

Многослойная стенка

Стенки, состоящие из нескольких разнородных слоев, называются многослойными. Например, стенка кузова пассажирского вагона многослойная и состоит из стальной наружной обшивки, теплоизолятора (например, пенополистирола), клееной фанеры и декоративного пластика. Стены зданий, в которых на основном бетонном или кирпичном слое с одной стороны имеется внутренняя штукатурка, с другой – внешняя облицовка, имеющая тепловую изоляцию.

Пусть стенка состоит из трех разнородных, но плотно прилегающих друг к другу слоев (рисунок 6.3).

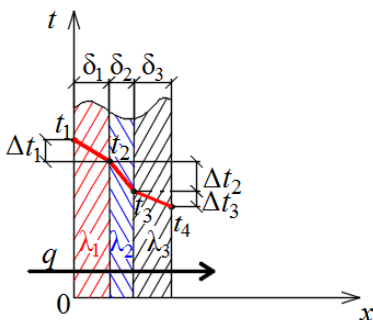


Рисунок 6.3 – График изменения температуры в трехслойной плоской стенке

Уравнение (6.21) применить к каждому слою:

$$q_1 = \Delta t_1 / R_{\lambda 1}, \quad q_2 = \Delta t_2 / R_{\lambda 2}, \quad q_3 = \Delta t_3 / R_{\lambda 3}.$$

Поскольку тепловой поток для всех слоев одинаков $q_1 = q_2 = q_3 = q$, то, следовательно, полный температурный напор для всех слоев стенки

$$\Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 = t_1 - t_4. \quad (6.22)$$

Общее термическое сопротивление трехслойной плоской стенки

$$R_\lambda = R_{\lambda 1} + R_{\lambda 2} + R_{\lambda 3} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} = \sum_1^3 \frac{\delta_i}{\lambda_i}. \quad (6.23)$$

В результате тепловой поток для многослойной плоской стенки определяется формулой

$$q = (t_1 - t_n) / \sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} \quad (6.24)$$

где n – число слоев;

t_n – температура n -го слоя;

λ_i – теплопроводность i -го слоя.

Общее количество теплоты, проходящей через многослойную стенку с поверхностью F за время τ , при температурном напоре $\Delta t = t_1 - t_n$,

$$Q_\tau = qF\tau = \Delta tF\tau / \sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}. \quad (6.25)$$

6.5 Теплопроводность цилиндрической стенки

Если высыпать содержимое кошелька себе в голову, его у вас уже никто не отнимет.

Б. Франклин, государственный деятель

Наряду с плоскими стенками в инженерной практике приходится сталкиваться с выполнением расчета теплопроводности цилиндрических стенок. Это, например, воздушные и подземные трубопроводы горячей воды и пара, цилиндрические втулки ДВС, изоляция электропроводки и др.

Однородная цилиндрическая стенка

Распределение температуры в однородной плоской стенке осуществляется по прямой линии. Рассмотрим закон изменения температуры по толщине цилиндрической стенки. Определим также поверхностную плотность.

Найдем распределение температуры по толщине цилиндрической стенки и поверхностную плотность теплового потока для однородной цилиндрической стенки (рисунок 6.4).

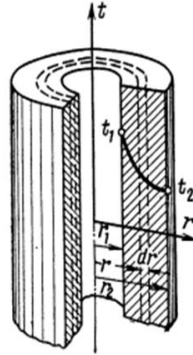


Рисунок 6.4 – Однородная цилиндрическая стенка

Воспользуемся выражением оператора Лапласа в цилиндрических координатах (6.16). В результате имеем

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \alpha \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right). \quad (6.26)$$

Будем считать, что в связи с равномерным подводом и отводом теплоты температура на внутренней поверхности в любом месте равна t_1 , а на наружной поверхности – t_2 . При этих упрощениях $\partial t / \partial z = 0$, а ввиду симметрии температурного поля относительно любого диаметра $\partial t / \partial \varphi = 0$.

Таким образом, при условии $\partial t / \partial \tau = 0$ (температурное поле стационарное) получим следующее дифференциальное уравнение:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} = 0. \quad (6.27)$$

Обозначим $dt / dr = u$, но в свою очередь $\text{grad } t = dt / dr$. Подставляя переменную u в дифференциальное уравнение (6.27), получим

$$\frac{du}{dr} + \frac{u}{r} = 0. \quad (6.28)$$

После разделения переменных $\frac{du}{u} + \frac{dr}{r} = 0$ и решения получим

$$\ln u + \ln r = \text{const}, \text{ или } \ln(ur) = \text{const}.$$

Следовательно, подлогарифмическое выражение также постоянно:

$$ur = \text{const}.$$

Обозначив эту постоянную величину через $A = \text{const}$, получим $u = A/r$, но ранее приняли $u = dt / dr = \text{grad } t$. Тогда можно заключить, что для цилиндрической стенки температурный градиент является величиной переменной, возрастающей с уменьшением радиуса r . Следовательно, на внутренней поверхности температурный градиент больше, чем на наружной.

Получим дифференциальное уравнение

$$A / r = dt / dr. \quad (6.29)$$

Решив (6.29), получим следующую зависимость температуры цилиндрической стенки:

$$t = A \ln r + B, \quad (6.30)$$

где A и B – постоянные интегрирования.

Определим постоянные A и B исходя из начальных условий. Эти условия являются граничными условиями первого рода, т. е. в данном случае распределение температуры по толщине стенки в любой момент времени неизменно.

$$A = (t_2 - t_1) / \ln (r_2 / r_1),$$

$$B = t_1 + (t_1 - t_2) \ln r_1 / \ln (r_2 / r_1).$$

Тогда уравнение температурного слоя примет вид

$$t = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \ln \frac{r}{r_1}. \quad (6.31)$$

Температура изменяется не линейно, как в плоской стенке, а по логарифмическому закону. Температурный градиент

$$\text{grad } t = \frac{dt}{dr} = \frac{t_2 - t_1}{r \ln \frac{r_2}{r_1}} = \frac{z(t_1 - t_2)}{d \ln \frac{d_2}{d_1}}, \quad (6.32)$$

где d – рассматриваемый (текущий) диаметр поверхности, поскольку $d = 2r$.

Плотность теплового потока, проходящего через цилиндрическую поверхность,

$$q = 2\lambda (t_1 - t_2) / \left(d \ln \frac{d_2}{d_1} \right). \quad (6.33)$$

Для цилиндрической стенки удобно использовать линейную плотность теплового потока q_l , т. е. тепловой поток, проходящий через участок цилиндрической поверхности длиной l

$$q_l = \frac{Q}{l} = \frac{qF}{l}. \quad (6.34)$$

Следовательно, для однородной однослойной цилиндрической поверхности линейная плотность теплового потока

$$q_l = 2\pi\lambda \frac{t_1 - t_2}{\ln(d_2 / d_1)}. \quad (6.35)$$

Из формулы (6.35) следует, что тепловой поток, проходящий сквозь участок цилиндрической поверхности длиной 1 м, зависит от соотношения наружного d_2 и внутреннего d_1 диаметров, а не от толщины стенки.

Многослойная цилиндрическая стенка

Рассмотрим распространение теплоты теплопроводностью в трехслойной цилиндрической стенке (рисунок 6.5).

Установление распределения температуры в многослойной цилиндрической стенке и определение линейной плотности теплового потока, проходящего через неё, имеет большое практическое значение. На практике многослойные цилиндрические стенки часто встречаются после длительной эксплуатации «чистых» цилиндрических стенок из-за образования накипи на поверхности, что значительно снижает теплопередачу, соответственно, увеличивает затраты энергии, например, в приборах отопления, что снижает эффект энергосбережения. Известны температуры внутренней t_1 и внешней t_4 поверхностей трехслойной цилиндрической стенки, имеющей внутренний d_1 и наружный d_4 диаметры. Промежуточные диаметры отдельных слоев – d_2 и d_3 , теплопроводности слоев – $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$. При стационарном тепловом режиме через все слои проходит одно и то же количество теплоты. Следовательно, справедлива следующая система уравнений:

$$\begin{cases} q_l = 2\pi\lambda_1 (t_1 - t_2) / \ln(d_2 / d_1); \\ q_l = 2\pi\lambda_2 (t_2 - t_3) / \ln(d_3 / d_2); \\ q_l = 2\pi\lambda_3 (t_3 - t_4) / \ln(d_4 / d_3). \end{cases}$$

Решая эти уравнения относительно разностей температур, а затем, почленно складывая, получим

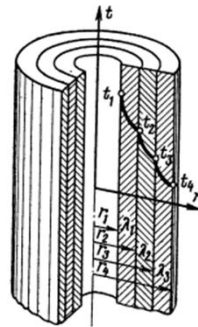


Рисунок 6.5 – Трехслойная цилиндрическая стенка

$$t_1 - t_2 = \frac{q_l}{2\pi} \left(\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3} \right). \quad (6.36)$$

Расчетное выражение для определения линейной плотности теплового потока для трехслойной цилиндрической стенки имеет вид

$$q_l = 2\pi(t_1 - t_4) / \left(\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3} \right). \quad (6.37)$$

Обобщим уравнение (6.37) на n -слойную стенку цилиндрической трубы и получим

$$q_l = 2\pi(t_1 - t_{n+1}) / \sum_1^n \left(\frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} \right), \quad (6.38)$$

где i – порядковый номер слоя.

Для многослойной цилиндрической стенки температурная кривая характеризуется ломаной линией. Температура на поверхности каждого слоя определяется формулой

$$t_{n+1} = t_1 - (q_l / 2\pi) \sum_1^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}. \quad (6.39)$$

Величина теплового потока через n -слойную цилиндрическую стенку определяется формулой

$$Q = 2\pi l (t_1 - t_{n+1}) / \sum_1^n \left(\frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} \right).$$

Заметим, что $d_2 / d_1 < 2$, т. е. толщина стенки (слоя) по сравнению с диаметром мала или, если d_2 / d_1 близко к единице, влиянием кривизны стенки можно пренебречь.

Практически часто к расчету теплопроводности через цилиндрическую стенку приближенно применяют формулы для плоской стенки. В частности, цилиндрическую втулку ДВС с внутренним слоем сажи, образующейся при сгорании топлива, и с наружным слоем накипи, образующейся при охлаждении плохо очищенной водой цилиндрической гильзы, можно упрощенно рассматривать как трехслойную плоскую стенку.

За рамками нашего курса остались вопросы стационарной теплопроводности в стержнях (ребрах) постоянного и переменного сечений, а также вопросы нестационарной теплопроводности.

Интересно знать!

Северные олени не замерзают даже в большой мороз. Это объясняется тем, что ворсинки их меховой шкуры представляют собой трубочки, заполненные воздухом.

При сильном морозе птицы сидят нахохлившись, распушив перья, тем самым создают толстую воздушную прослойку тепла, изолируя свое тело от воздействия холода. В сильный мороз птицы чаще замерзают на лету, поскольку перья прижимаются к телу птицы, воздушная прослойка тоньше и теплоизоляция хуже. Кроме того, движение воздуха усиливает охлаждение, поскольку скорость ветра равноценна по теплоотдаче значительному понижению температуры воздуха.

Гололедица опасна для растений. Поскольку снег представляет собой льдинки, разделенные воздушными прослойками, он является хорошим теплоизолятором. Но при гололедице почва и произрастающие на ней растения подвержены низким температурам, поскольку нет снежной «шубы».

Пробковый слой на стволах деревьев по причине своих теплоизолирующих свойств предохраняет капиллярную систему растения от замерзания, а поскольку вода при замерзании увеличивается в объеме, то и от возможных разрывов стволов.

Закрепим изученное!

1 При изучении теплопередачи (теплообмена) приняты следующие понятия и обозначения:

- в данном пособии рассматривается только стационарное температурное поле, когда температура не меняется во времени;
- тепловой поток обозначается Q и представляет количество, переносимое через какую-либо изотермическую поверхность в единицу времени, Вт;
- плотность теплового потока $q = dQ / dF$, т. е. равна тепловому потоку, отнесенному к площади поверхности, Вт/м².

2 Теплопроводность (кондукция) – это вид теплообмена внутри тела путем взаимного соприкосновения частиц.

По закону Фурье $q = -\lambda \text{grad } t$, где λ – коэффициент теплопроводности, значение которого берется из справочных таблиц для данного вещества и при нужной температуре. Температурный градиент $\text{grad } t$ является вектором, направленным в сторону возрастания температуры, а вектор плотности теплового потока направлен в сторону уменьшения температуры, поскольку теплота передается от более нагретого слоя к менее нагретому. Следовательно, в уравнении Фурье присутствует знак минус.

3 Самыми теплопроводными материалами являются металлы и при увеличении температуры их теплопроводность убывает. Теплопроводность металлов $\lambda = 2,3 \dots 420$ Вт/(м·К).

Для капельных жидкостей значительно меньше и составляет 0,09–0,7 Вт/(м·К) и с повышением температуры уменьшается. Вода является исключением: с ростом температуры от 0 до 150 °С теплопроводность возрастает, а при дальнейшем увеличении температуры уменьшается.

Для газов теплопроводность в основном меньше ($\lambda = 0,006 \dots 0,6$ Вт/(м·К)) и с увеличением температуры возрастает.

Коэффициент теплопроводности строительных и теплоизоляционных материалов λ находится в пределах 0,02–3,0 Вт/(м·К). На теплопроводность строительных и изоляционных материалов существенное влияние оказывают пористость и влажность: воздушные прослойки уменьшают теплопроводность, влажность строительных материалов ухудшает их теплоизоляционные качества.

4 Теплопроводность плоской стенки сравнительно легко рассчитывается по формуле, похожей на известный закон Ома.

Для однородной плоской стенки $q = \Delta t / R_\lambda$ – термическое сопротивление теплопроводности.

Для многослойной плоской стенки

$$q = \Delta t / \sum_1^n (\delta_i / \lambda_i),$$

где Δt – температурный напор между наружной и внутренней поверхностями;

δ_i и λ_i – соответственно толщина и теплопроводность i -го слоя;
 n – число слоев.

5 Величина теплового потока через n -слойную цилиндрическую стенку определяется по формуле

$$Q = 2\pi l (t_1 - t_{n+1}) / \sum_1^n \left(\frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} \right),$$

где l – длина цилиндрической поверхности;

t_1, t_n – соответственно температура внутренней и наружной поверхностей;

i – порядковый номер слоя.

Практически часто при расчете теплопроводности через цилиндрическую стенку приближенно применяют формулу для плоской стенки, т. е. влиянием кривизны стенки пренебрегают.

Задачи для самостоятельного решения

1 Плоская стенка выполнена из строительного кирпича с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 0,3 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Толщина стенки $\delta = 500 \text{ мм}$. На одной стороне стенки температура $-20 \text{ }^\circ\text{C}$, на другой $+20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Найти плотность теплового потока через стенку и температуру в середине стенки.

2 В теплообменнике горячий и холодный теплоносители разделены плоской латунной стенкой ($\delta = 2 \text{ мм}$, $\lambda = 100 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$), перепад температур в которой $5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Вычислить плотность теплового потока через стенку. Определить толщину стальной ($\lambda = 50 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$) и медной ($\lambda = 370 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$) стенок, чтобы при том же перепаде температур плотность теплового потока осталась неизменной.

3 Определить необходимую мощность радиаторов отопления аудитории, если наружная стена длиной 8 м и высотой $4,5 \text{ м}$ выполнена в два слоя: кладка из красного кирпича ($\lambda = 1,0 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, толщина $0,5 \text{ м}$), и минеральная плита ($\lambda = 0,09 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, толщина $0,05 \text{ м}$).

Какова глубина промерзания стены? Температуры поверхностей соответственно составляют: внутренней стены $+18 \text{ }^\circ\text{C}$, наружной стены $-15 \text{ }^\circ\text{C}$ (окна условно отсутствуют).

4 В пассажирском вагоне при температуре атмосферного воздуха $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ поддерживается температура салона $+20 \text{ }^\circ\text{C}$. Стенка кузова пассажирского вагона многослойная и состоит из наружной стальной обшивки ($\lambda_1 = 55 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, $\delta_1 = 2 \text{ мм}$) теплоизолятора из пенополистирола ($\lambda_2 = 0,04 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, $\delta_2 = 40 \text{ мм}$), клееной фанеры ($\lambda_3 = 0,14 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, $\delta_3 = 1 \text{ мм}$) и декоративного пластика ($\lambda_4 = 0,16 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, $\delta_4 = 1 \text{ мм}$).

Определить плотность теплового потока через боковую стенку пассажирского вагона, если температура стенки вагона с внутренней и наружной сторон соответственно равна $+20 \text{ }^\circ\text{C}$ и $-17 \text{ }^\circ\text{C}$.

7 КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН

7.1 Общие понятия и определения

Все знают и все понимают
только дураки и шарлатаны.
А. П. Чехов, писатель

Конвекцией теплоты называют процесс переноса теплоты при перемещении макрочастиц газа или жидкости в пространстве из области с одной температурой в область с другой температурой. Таким образом, конвекция всегда связана с движением. В то же время, конвективный перенос теплоты всегда в той или иной мере сопровождается переносом теплоты за счет теплопроводности, которая обусловлена движением микрочастиц вещества.

Конвективный теплообмен между потоком газа или жидкости и поверхностью твердого тела (или другой жидкостью, газом) называют теплоотдачей.

Для практических расчетов теплоотдачи используют закон Ньютона – Рихмана:

$$Q = \alpha F (t - t_c), \quad (7.1)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);

F – площадь поверхности теплообмена, м²;

t – температура теплоносителя, т. е. температура жидкости или газа, °С;

t_c – температура поверхности стенки тела, °С.

В формуле (7.1) теплота передается от жидкости к стенке, т. е. $t > t_c$. При $t < t_c$ жидкость воспринимает теплоту от более нагретой стенки. Разность температур жидкости и тела часто называют *температурным напором* и обозначают Δt . Для плотности теплового потока при теплоотдаче можно записать

$$q = \alpha \Delta t. \quad (7.2)$$

Коэффициент теплоотдачи α в отличие от теплопроводности λ не является величиной, характеризующей материал, которую можно определить по теплотехническим таблицам, а зависит от большого числа различных факторов, в том числе от причины движения жидкости (свободная или вынужденная конвекция), формы и размеров тела, режима течения жидкости (ламинарный, переходный или турбулентный) и ее теплофизических свойств, скорости и направления потока, наличия фазовых переходов. В общем слу-

чае коэффициент теплоотдачи λ описывается следующей функциональной зависимостью:

$$\alpha = f(t, t_c, \rho, \mu, \lambda, c_p, w, \Phi, X, l),$$

где ρ – плотность теплоносителя;

μ – динамическая вязкость;

w – скорость теплоносителя;

Φ – форма тела;

X – характер движения теплоносителя;

l – геометрические размеры.

Различают два рода движения жидкости: свободное и вынужденное.

Свободным (естественным) называют движение жидкости, возникающее под действием разности плотностей неравномерно нагретых масс жидкости.

Вынужденным называют движение жидкости, возникающее под действием внешней силы (насоса, вентилятора, ветра, мешалки, любого побудителя).

Режим движения жидкости как при свободном, так и при вынужденном движении может быть спокойным, упорядоченным или вихревым, неупорядоченным.

7.2 Режимы движения теплоносителя

Право на уважение имеет лишь тот, кто уважает других людей.

В. А. Сухомлинский, педагог

Режим движения жидкости определяется в значительной степени скоростью движения. При малых скоростях движения возможен так называемый ламинарный режим движения жидкости.

При **ламинарном движении** жидкости отдельные слои жидкости, несмотря на различные скорости, не перемешиваются, а скользят друг по другу, течение струйное (рисунок 7.1, а).

При увеличении скорости отдельные слои жидкости при движении приобретают волнообразную форму, что соответствует *переходному* режиму течения (см. рисунок 7.1, б). При дальнейшем увеличении скорости отдельные слои жидкости начинают перемешиваться, движение жидкости становится волнистым неупорядоченным, вихревым. Этот режим движения жидкости называется *турбулентным* (см. рисунок 7.1, в).

Следует учитывать, что при турбулентности потока у стенок русла, в так называемом пограничном слое, движение жидкости ламинарное.

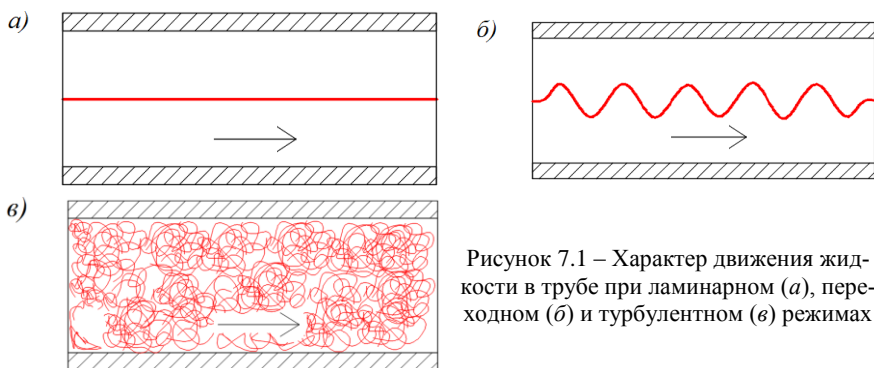


Рисунок 7.1 – Характер движения жидкости в трубе при ламинарном (а), переходном (б) и турбулентном (в) режимах

Переход движения жидкости из одного режима в другой определяется числом Рейнольдса

$$Re = \frac{wd}{\nu}, \quad (7.3)$$

где w – линейная скорость движения, м/с;

d – диаметр канала, м;

ν – коэффициент кинематической вязкости жидкости, м²/с.

Здесь следует отметить, что число (критерий) Рейнольдса является безразмерным.

При определении числа Рейнольдса принимается средняя скорость по сечению канала. Если канал не круглого сечения, то принимается так называемый эквивалентный диаметр канала, определяемый по формуле

$$d_{\text{эк}} = 4f / \Pi. \quad (7.4)$$

где f – площадь нормального сечения канала;

Π – смоченный периметр сечения канала.

Для круглой трубы $f = \pi d^2 / 4$ и $\Pi = \pi d$, тогда $d_{\text{эк}} = 4 \frac{\pi d^2}{4} / \pi d = d$.

Переход ламинарного режима движения в турбулентный не определяется каким-либо одним значением числа Рейнольдса. Состояние перехода зависит от многих параметров, определяющих физические свойства жидкости, а также от геометрических размеров канала.

Установлено, например, что при $Re < 1900 \dots 2000$ движение в гладких круглых трубах будет ламинарным [14], при $Re > 12000 \dots 13000$ – турбулентным. Но и в гладких круглых трубах при плавном входе жидкости в трубу и устранении возможных возмущений потока ламинарный режим течения возможен при $Re = 40000$, а иногда и при $Re = 50000$. При расчетах теплообмена в трубах принимают ламинарный режим при $Re < 2200$ и тур-

булентный режим при $Re > 10000$. Зона изменения числа Re от устойчивого ламинарного режима до устойчивого турбулентного режима называется *переходной зоной*.

Температура потока у стенки канала значительно отличается от средней температуры потока. Это можно объяснить, рассматривая структуру турбулентного потока. При любом виде турбулентности в тонком пристенном слое из-за наличия вязкого трения течение жидкости затормаживается и скорость падает до нуля. Этот слой принято называть *пограничным (вязким) подслоем*. При движении потока жидкости вдоль поверхности теплообмена на ней из-за действия сил вязкости образуется слой заторможенной жидкости, в котором скорость движения изменяется от нуля (непосредственно на поверхности) до скорости невозмущенного потока (вдали от поверхности). Для процессов теплоотдачи режим движения теплоносителя (рабочей жидкости) имеет очень большое значение, т. к. им определяется механизм переноса теплоты.

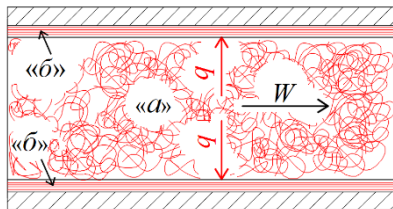


Рисунок 7.2 – Структура турбулентного потока в трубе при скорости W : вихревое ядро (a) и вязкий подслой (b)

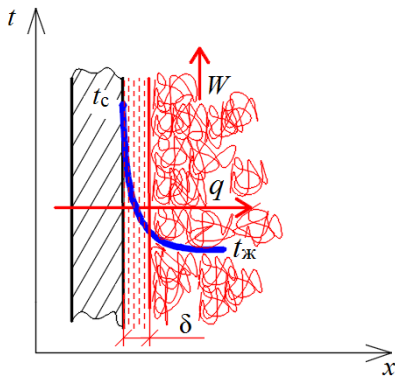


Рисунок 7.3 – Характер изменения температуры при нагревании жидкости стенкой

При ламинарном режиме перенос теплоты в направлении нормали к стенке русла (например, цилиндрической трубы) в основном осуществляется путем теплопроводности.

При турбулентном режиме такой способ переноса сохраняется лишь в вязком подслое « b » (пограничном подслое у стенок русла) (рисунок 7.2), а внутри турбулентного ядра « a » перенос теплоты осуществляется путем интенсивного перемешивания частиц жидкости. В этих условиях для газов и обычных жидкостей интенсивность теплоотдачи в основном определяется термическим сопротивлением пристенного

слоя, которое, по сравнению с термическим сопротивлением ядра потока, оказывается определяющим. В этом легко убедиться, если проследить за изменением температуры жидкости в направлении нормали к стенке (рисунок 7.3). Наибольшее изменение температуры происходит в пределах тонкого слоя (на рисунке 7.3 толщина его обозначена δ) у поверхности, через кото-

рый теплота передается путем теплопроводности. Следовательно, при теплоотдаче большое термическое сопротивление объясняется тем, что в пограничном (ламинарном) слое теплообмен осуществляется теплопроводностью. А теплопроводность жидкостей или газов (теплоносителей) очень мала. Поясним это на примере.

При свободном конвективном теплообмене при движении воздуха коэффициент теплоотдачи $\alpha = 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Определим толщину плоской стенки, которая имеет то же термическое сопротивление при одинаковой плотности теплового потока.

При конвективном теплообмене (теплоотдаче)

$$q = \alpha \Delta t = \Delta t / R_\alpha,$$

где R_α – термическое сопротивление при свободной воздушной конвекции, $R_\alpha = 1 / \alpha$.

При передаче теплоты этой же стальной плоской стенки путем теплопроводности

$$q = \Delta t / R_\lambda,$$

где R_λ – термическое сопротивление теплопроводности, $R_\lambda = \delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}}$; для стали $\lambda \approx 50 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Но $q = \text{idem}$, поэтому получим $\delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}} = \frac{1}{\alpha}$; $\delta_{\text{ст}} = \lambda_{\text{ст}} / \alpha$, но коэффициент теплоотдачи $\alpha = 20 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Значит, $\delta_{\text{ст}} = 2,5 \text{ м}$, т. е. стальная пластина толщиной 2,5 м оказывает такое же термическое сопротивление тепловому потоку, как и при теплоотдаче при свободном воздушном конвективном теплообмене. Здесь следует отметить, что теплоотдача характеризуется большим термическим сопротивлением. При этом чем меньше толщина теплового пограничного слоя, тем более интенсивно протекает теплоотдача. В каждом конкретном случае коэффициент теплоотдачи рассчитывается с помощью так называемых критериальных уравнений (уравнений подобия), которые получают по результатам физических экспериментов или по результатам математического моделирования данного процесса.

7.3 Дифференциальные уравнения конвективного теплообмена

Математика – это язык, на котором написана книга природы.

Г. Галилей, ученый

Явление конвективного теплообмена является сложным явлением, в котором определяющие величины меняются во времени и в пространстве, и установить зависимость между переменными, характеризующими это явление

ние, очень трудно. В таких случаях, применяя общие законы физики, ограничиваются установлением связи между переменными, которая охватывает небольшой промежуток времени и элементарный объем пространства.

Полученная таким образом зависимость является общим дифференциальным уравнением рассматриваемого процесса. Такие дифференциальные уравнения могут быть составлены для процесса конвективного теплообмена, т. е. процесса теплоотдачи.

Поскольку теплоотдача определяется не только тепловыми, но и гидродинамическими явлениями, то она описывается системой, в которую входят дифференциальные уравнения:

- теплообмена;
- теплопроводности;
- движения;
- сплошности.

Для определения количества теплоты Q , переданного от жидкости к стенке или, наоборот, от стенки к жидкости, используется ранее приведенное уравнение Ньютона – Рихмана (7.1). Условия теплообмена характеризуются коэффициентом теплоотдачи α . Поэтому

$$dQ = \alpha \Delta t dF. \quad (7.5)$$

С другой стороны, теплота передается через ламинарный пограничный слой жидкости путем теплопроводности, т. е. согласно закону Фурье имеем

$$dQ = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} dF. \quad (7.6)$$

Приравнявая (7.5) и (7.6), получим выражение для определения коэффициента теплоотдачи от тела к жидкости или от жидкости к телу (направление передачи теплоты определяется по второму закону термодинамики) в потоке теплоносителя

$$\alpha = -\frac{\lambda}{\Delta t} \frac{\partial t}{\partial n}. \quad (7.7)$$

Выражение (7.7) принято называть **дифференциальным уравнением теплообмена**. Оно описывает процесс теплоотдачи на границах нагреваемого (охлаждаемого) тела.

Дифференциальное уравнение теплопроводности (энергии) описывает температурное поле в движущейся жидкости. Пренебрегая выделяющейся за счет трения теплотой, и полагая, что жидкость несжимаема, однородна и в ней отсутствуют внутренние источники теплоты, получаем

$$\frac{dt}{d\tau} = a \nabla^2 t. \quad (7.8)$$

Здесь $dt/d\tau$ – полное изменение температуры элемента движущейся жидкости, которое является следствием двух явлений: изменения во времени и изменения вследствие перемещения элемента из одной точки пространства в другую.

Но на основании понятия о полной производной функции многих переменных $t = f(\tau, x, y, z)$ можно записать

$$\frac{dt}{d\tau} = \frac{\partial t}{\partial \tau} + \frac{\partial t}{\partial x} \frac{dx}{d\tau} + \frac{\partial t}{\partial y} \frac{dy}{d\tau} + \frac{\partial t}{\partial z} \frac{dz}{d\tau}. \quad (7.9)$$

где $\frac{dx}{d\tau} = w_x$, $\frac{dy}{d\tau} = w_y$, $\frac{dz}{d\tau} = w_z$.

Поэтому в развернутом виде можно представить:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right). \quad (7.10)$$

Здесь $\partial t / \partial \tau$ – локальное изменение температуры; $w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z}$ –

конвективное изменение температуры.

Выражение (7.8) и есть **дифференциальное уравнение теплопроводности в движущихся жидкостях (энергии) Фурье – Кирхгофа**. Оно устанавливает связь между временными и пространственными изменениями температуры в любой точке движущейся среды. Дифференциальное уравнение (7.8) в развернутой форме (с учетом дифференциального уравнения (7.10)) для потока жидкого или газообразного носителя показывает, что температурное поле в потоке существенным образом зависит от поля скоростей.

В общем случае из гидродинамики известно, что для трехмерного движения жидкости поле скоростей описывается тремя уравнениями, каждое соответственно в проекциях на оси x , y , z (уравнения Навье – Стокса), которые имеют вид

$$\begin{cases} \frac{dw_x}{d\tau} = g_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \nabla^2 w_x; \\ \frac{dw_y}{d\tau} = g_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \nabla^2 w_y; \\ \frac{dw_z}{d\tau} = g_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \nabla^2 w_z. \end{cases} \quad (7.11)$$

Здесь изменения проекций скорости w_x, w_y, w_z состоят из изменений во времени и изменений вследствие перемещения жидкости, т. е. $t = f(\tau, x, y, z)$, а $x = \varphi_1(\tau)$, $y = \varphi_2(\tau)$, $z = \varphi_3(\tau)$.

Система уравнений (7.11) является **дифференциальным уравнением движения**.

Эта система уравнений справедлива как для ламинарного, так и для турбулентного движения. При свободном движении сила давления $\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial p}{\partial z} = 0$, а вместо одиночной силы тяжести будет использована

единичная подъемная сила, определяемая разностью плотностей нагретых и холодных жидкостей [14].

В уравнении движения есть величина давления p , изменение которой зависит от положения в движущейся жидкости. Следовательно, новое неизвестное привело к незамкнутости системы всех приведенных уравнений, т. к. число неизвестных стало больше числа уравнений. Присоединим еще одно – **уравнение сплошности (неразрывности) потока**

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} = 0. \quad (7.12)$$

Для несжимаемых жидкостей (капельных) $\rho = \text{const}$. В этом случае уравнение (7.12) примет вид

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} = 0. \quad (7.13)$$

Система дифференциальных уравнений (7.7), (7.10)–(7.12) дает математическое описание механизма конвективного теплообмена и имеет бесчисленное множество решений.

Чтобы выделить из этого класса явлений данное конкретное явление, необходимо дополнить систему уравнений математическим описанием всех частных особенностей этого явления – условиями однозначности.

Условия однозначности, или краевые условия, состоят:

- из *геометрических условий*, характеризующих форму и размеры поверхности тела, омываемые теплоносителем;
- из *физических условий*, характеризующих физические свойства среды и тела, которые входят в дифференциальные уравнения, описывающие данный процесс конвективного теплообмена;
- из *граничных условий*, характеризующих условия протекания теплообменного процесса на границах тела;
- из *временных условий*, которыми формулируются особенности протекания теплообменного процесса.

Например, рассматривается случай теплоотдачи при движении в трубе. В этом случае могут быть заданы такие условия однозначности:

- труба круглая, гладкая, диаметр трубы d и длина ее l ;
- теплоносителем является вода, имеющая следующие физические параметры λ , c , ν , ρ . Указано, что зависимостью этих параметров от температуры можно пренебречь;
- температура стенки t_c , скорость теплоносителя w .

Для стационарных процессов временные условия однозначности отпадают. В данном пособии рассматривается только стационарный режим.

Однако вышеприведенная система дифференциальных уравнений, состоящая из шести уравнений, дополненная условиями однозначности, как правило, не интегрируема без существенных упрощений, а решения, полученные после таких упрощений, в весьма малой степени могут быть использованы для расчета теплообмена в технических задачах. Поэтому основным способом решения конвективного теплообмена является эксперимент.

7.4 Основы теории подобия

Рано или поздно всякая правильная математическая идея находит применение в том или ином деле.

А. Н. Крылов, ученый

Исследования, связанные с распределением тепловой энергии, базируются на трех методах исследования физических явлений:

- метод инструментального эксперимента;
- метод аналитической физики;
- метод подобия.

Метод инструментального эксперимента позволяет получить точный результат, служит основой достоверности, но пригоден только для данного объекта и не обладает общностью результатов.

Метод аналитической физики дает лишь приближенные результаты, которые не обладают нужной достоверностью.

Метод подобия – универсальный инструмент изучения и анализа процессов теплообмена, объединяющий методы экспериментально-инструментальной и математической физики. Этот метод исключает отрицательные стороны первых двух, однако пользоваться им нужно очень грамотно и осторожно.

Многочисленность факторов, влияющих на величину коэффициента теплоотдачи, и ограниченные возможности аналитического метода не позволяют теоретическим путем обосновать выбор числовых значений α для тех или иных случаев. Поэтому исключительное значение получило экспериментальное изучение конвективного теплообмена. Этот метод, как указа-

но выше, дает достоверный результат только для данного объекта. Но объектов бесчисленное множество, следовательно, нужен метод, который позволит результаты, полученные из единичных опытов, путем математической обработки применить для максимально возможного числа аналогичных явлений. Распространение опытных результатов закономерно только на подобные явления.

Учение о подобных явлениях составляет предмет **теории подобия**.

Теория теплового подобия позволяет решить следующие вопросы:

- какие величины подлежат измерению при опытном изучении теплообмена;
- каким путем следует обрабатывать результаты экспериментов для получения общих формул;
- какова область явлений, на которые могут быть распространены полученные зависимости.

Впервые учение о подобии получило свое развитие в геометрии.

Геометрическое подобие есть первая обязательная предпосылка подобия любых сложных физических явлений, т. к. сопоставление этих явлений должно производиться в сходственных точках пространства.

Помимо геометрического подобия должно быть подобие также ряда других величин, характеризующих рассматриваемое физическое явление в целом.

В числе этих условий есть подобие времени (сопоставление должно производиться в сходственные моменты времени). Возможно подобие распределения температур, скоростей, сил и прочее. Обычно говорят «подобие температурных полей», если речь идет о подобном распределении температур в сходственных точках, аналогично – «подобие полей скорости» и т. д. Следовательно, однородные величины сопоставляются между собой в сходственных точках пространства и в сходственные моменты времени.

В общем случае для подобных явлений должно быть подобие всех величин, характеризующих явление. Чем сложнее физическое явление, тем большим числом величин оно характеризуется.

Сопоставление физических явлений следует производить при помощи комплексов, которые называются *критериями подобия*, или *инвариантами*. Критерии подобия зависят от целого ряда разнородных физических величин и являются безразмерными числами. *Безразмерность – основное свойство критериев подобия*. Критерии подобия не могут выбираться произвольно. Если явления подобны, то физические величины, определяющие течение процесса, связаны между собой определенными уравнениями, отражающими законы природы. Такими уравнениями для конвективного теплообмена являются приведенные в предыдущем подразделе дифференциальные уравнения теплообмена (7.7), теплопроводности (7.10), движения (7.9) и сплошности (7.12). Используя эти уравнения, можно получить безразмерные комплексы, составленные из величин, характеризующих это явление.

Теория подобия является теорией эксперимента. Теория подобия позволяет, не интегрируя дифференциальные уравнения, сделать на их основе ряд важных выводов, необходимых для научной обработки экспериментальных исследований.

В теории подобия физических величин есть три теоремы.

Первая теорема подобия: *у подобных явлений одноименные критерии (числа) одинаковы.*

Критерии подобия всегда имеют определенный физический смысл. Их обычно обозначают начальными буквами фамилий ученых, работавших в соответствующих областях науки.

Число (критерий) Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{wl}{\nu}, \quad (7.14)$$

где w – скорость жидкости или газа;

l – характерный размер;

ν – коэффициент кинематической вязкости жидкости.

Характеризует гидродинамический режим. Входящие в число Re силы вязкого трения инерциальные силы оказывают противоположное действие. Если преобладают силы вязкого трения, то они оказывают тормозящие воздействие на движение жидкости (течение ламинарное); если преобладают инерционные силы, возникают местные пульсации скорости, приводящие к пульсациям температуры, давления и других параметров процесса (течение турбулентное).

Для подобных явлений конвективного теплообмена при вынужденном движении теплоносителя $\text{Re} = \text{idem}$.

Число (критерий) Грасгофа:

$$\text{Gr} = \beta \frac{gl^3}{\nu} \Delta t, \quad (7.15)$$

где β – коэффициент объемного расширения жидкости или газа, для газа $\beta = 1/T$; g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Характеризует взаимодействие сил молекулярного трения и подъемной силы, обусловленной разностью плотностей в отдельных точках потока, при свободном движении жидкости или газа.

Для подобных процессов теплообмена при свободной конвекции $\text{Gr} = \text{idem}$.

Число (критерий) Прандтля:

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a}, \quad (7.16)$$

где a – коэффициент теплопроводности, $a = \lambda / (c\rho)$.

Для подобных процессов конвективного теплообмена при вынужденном движении теплоносителя или при свободной конвекции $Pr = idem$.

Число (критерий) Нуссельта:

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}, \quad (7.17)$$

где α – коэффициент теплоотдачи теплоносителя.

Характеризует соотношение между конвективным переносом теплоты от жидкости (газа) к поверхности тела и переносом теплоты теплопроводностью через слои жидкости (газа).

Для подобных процессов конвективного теплообмена при вынужденном движении теплоносителя или при свободной конвекции $Nu = idem$.

Критерии, в которых содержатся величины, входящие в условия однозначности, называются *определяющими критериями (числами)*. Из приведенных к определяющим критериям относятся числа (критерии) Рейнольдса **Re**, Грасгофа **Gr** и Прандтля **Pr**.

Критерии, в которых содержатся искомые величины, называются *определяемыми критериями*. Например, число (критерий) Нуссельта **Nu** является определяемым критерием, поскольку этот критерий содержит искомую величину коэффициента теплоотдачи a .

Вторая теорема теории подобия утверждает, что если физическое явление описывается системой дифференциальных уравнений, то всегда существует возможность представления их в виде уравнений подобия, или интеграла дифференциального уравнения (системы уравнений), и может быть представлена как функция чисел (критериев) подобия дифференциального уравнения.

Следовательно, решение сложного дифференциального уравнения может быть представлено как функция критериев подобия этого дифференциального уравнения.

Из этой теоремы следует, что если результаты эксперимента обработать и представить в виде чисел (критериев) подобия, то зависимость между ними будет представлять уравнение подобия, или критериальное уравнение.

Третья теорема теории подобия формулирует условия, достаточные для суждения о том, подобны ли явления. Для выделения из данного класса явлений конкретного единичного явления необходимо знать условия однозначности. Однако аналитическое решение системы дифференциальных уравнений при заданных условиях однозначности, как указывалось, часто невыполнимо. Поэтому связь между переменными величинами при теплообмене устанавливают опытным путем (например, зависимость коэффициента теплоотдачи от скорости течения воздуха в круглой трубе заданных размеров).

Явление, изученное опытным путем, рассматривается как единичное, частное явление. Очевидно, что существует большое число явлений, подоб-

ных этому. Требование подобия условий однозначности является необходимым условием для подобия сопоставляемых явлений.

Однако только одного подобия условий однозначности недостаточно для суждения о подобии сравниваемых явлений. Необходимо выполнить дополнительное требование для подобия явлений – чтобы критерии подобия, сопоставленные из условий однозначности, были равны.

Третья теорема подобия доказывает необходимость и достаточность изложенных требований о подобии явлений, и формулируется следующим образом: *подобны те явления, условия однозначности которых подобны, и критерии подобия, сопоставленные из условий однозначности, равны.*

В заключение следует отметить, что экспериментальное исследование какого-либо явления с целью его наибольшего обобщения должно быть построено на основе тех положений, которые вытекают из теорем теории подобия.

Согласно первой теореме в опытах нужно измерять все те величины, которые содержатся в критериях подобия изучаемого явления.

Согласно второй теореме результаты опытов необходимо обрабатывать в критериях подобия и устанавливать зависимость между ними в виде критериальных уравнений подобия.

Согласно третьей теореме возможно обобщение полученных критериальных зависимостей на все явления, подобные исследованному.

7.5 Конвективный теплообмен при вынужденном движении теплоносителей

Кто не любит хлопот, должен
научиться просто и убого жить.

Г. Скворода, философ

На практике встречается большое число разнообразных задач, в которых теплообмен происходит в условиях вынужденного движения теплоносителей, которое обеспечивается насосом, вентилятором, мешалкой и др. При тепловом расчете необходимо учитывать геометрическую форму тела, кинематическую картину и режим течения теплоносителя. Различными могут быть сами теплоносители – жидкости и газы. Однако для большого разнообразия случаев вынужденного конвективного теплообмена условия подобия имеют единообразный, универсальный вид, определяемый теорией подобия.

Теплообмен при обтекании пластины

При продольном обтекании пластины различными теплоносителями в результате обобщения многочисленных опытных данных по теплоотдаче были получены нижеследующие критериальные уравнения [14].

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

$$Nu = 0,67 Re_l^{0,5} Pr^{0,33}, \quad (7.18)$$

где l – характерный линейный размер, который принимается равным длине пластины по направлению потока.

Следовательно, здесь число Рейнольдса

$$Re = \frac{wl}{\nu},$$

где w – скорость теплоносителя, которую измеряют опытным путем;

ν – коэффициент кинематической вязкости теплоносителя, который определяется по таблице физических свойств теплоносителя в зависимости от его температуры.

Число Прандтля Pr определяется по той же таблице. В уравнении (7.18) в правую его часть входят определяющие критерии (числа) Рейнольдса Re и Прандтля Pr , вычислив которые, можно определить критерий (число) Нуссельта Nu .

Определив число Нуссельта, легко установить искомый коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{l}, \quad (7.19)$$

где λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, который определяется по таблице его физических свойств в зависимости от температуры.

Для турбулентного пограничного слоя ($Re > 5 \cdot 10^5$) при обтекании пластины воздухом среднее значение теплоотдачи можно вычислить из выражения

$$Nu = 0,037 Re_l^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (7.20)$$

где Pr_c – число Прандтля определяется по таблице физических свойств теплоносителя при температуре, равной температуре пластины.

Уравнение (7.20) приведено в литературном источнике [14], в источнике [24] приведено следующее критериальное уравнение:

$$Nu = 0,037 Re^{0,8} Pr^{0,4}, \quad (7.21)$$

а в источнике [25] – $Nu = 0,037 Re^{4/5} Pr^{1/3}$.

Вычисленные значения коэффициента теплоотдачи, исходя из приведенных критериальных уравнений, имеют расхождение около 3 %, что вполне допустимо для инженерных расчетов. Используя определенное критериаль-

ное уравнение, необходимо указывать источник, откуда взято уравнение. Причем величина критерия определяется целым числом без десятых и других дробных долей. Например, на основе выбранного критериального уравнения принять величину $Nu \approx 26611$, а на рассчитанную величину $Nu \approx 26611,314$.

Для капельных жидкостей при турбулентном режиме течения критериальное уравнение имеет вид [14]:

$$Nu = 0,76 Re_i^{0,5} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_e} \right)^{0,25} \quad (7.22)$$

Примером охлаждения стенки может служить теплоотдача кузова пассажирского вагона при его движении. Потерянная и рассеянная в окружающую среду теплота должна быть восполнена отопительной системой пассажирского вагона, чтобы поддерживать комфортную температуру (+22 °С) в салонах для пассажиров.

Теплоотдача при течении теплоносителей в трубах

При движении теплоносителей в трубах или каналах коэффициент теплоотдачи определяется в зависимости от режима течения: ламинарного, турбулентного и переходного. Например, водовоздушных радиаторных секций как с внутренней (водяной) стороны, так и с наружной (воздушной) стороны, или водомасляных теплообменников как с внутренней (водяной) стороны, так и с внешней (масляной) стороны.

При ламинарном (вязкостном) течении ($Re < 2300$) для расчета теплоотдачи может быть рекомендовано следующее критериальное уравнение [5]:

$$Nu = 1,03 (Pe d / l)^{1/3} (\mu_c / \mu)^{-0,14} \epsilon_l, \quad (7.23)$$

где Pe – критерий (число Пекле) – выражает соотношение между интенсивностью переноса теплоты конвекцией и интенсивностью переноса теплоты теплопроводностью,

$$Pe = Re Pr. \quad (7.24)$$

Для труб и каналов с длиной меньше $50 d$ (где d – внутренний диаметр) усредненное по длине трубы значение коэффициента теплоотдачи будет большим.

Для таких относительно коротких труб вводится поправочный множитель ϵ_l , значения которого приведены в таблице 7.1 в зависимости от отношения l / d (где d – внутренний диаметр).

Таблица 7.1 – Значения поправочного коэффициента при ламинарном течении теплоносителя

l / d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
---------	---	---	---	----	----	----	----	----	----

ε_l	1,90	1,70	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,00
-----------------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

Формула (7.23) не является универсальной для всех случаев ламинарного течения. В одних случаях влияния свободной конвекции незначительно, а в других – существенно (например, при течении в вертикальных трубах). Если же теплоносителем являются газы, то при теплообмене необходимо учитывать переменность их свойств. Поэтому при инженерных расчетах теплообменных устройств рекомендуется обращаться к специальной литературе, например, [14, 25].

При развитом турбулентном режиме благодаря весьма интенсивному переносу теплоты конвективными токами температура турбулентного потока остается практически постоянной и влияние естественной конвекции отсутствует. Для развитого турбулентного течения теплоносителя внутри гладких труб ($Re > 10^4$) целесообразно использовать следующее критериальное уравнение для определения среднего коэффициента теплоотдачи [12]:

$$Nu = 0,021 Re_d^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon_l. \quad (7.25)$$

В уравнении (7.25) в качестве определяющего геометрического размера принят внутренний диаметр трубы, т. е. $Re = \frac{wd}{\nu}$, $Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}$, а значения величин кинематической вязкости ν и числа Прандтля принимаются по таблицам при соответствующей температуре теплоносителя.

Для коротких трубопроводов вводится поправочный множитель ε_l по формуле

$$\varepsilon_l = 1 + 2d/l. \quad (7.26)$$

Приведенное критериальное уравнение (7.25), в котором множитель $(Pr / Pr_c)^{0,25}$, справедливо для случая охлаждения жидкости. При нагревании жидкости этот множитель меньше и принимается равным $(Pr / Pr_c)^{0,06}$ [5].

В некоторых случаях значения коэффициента теплоотдачи, полученные при движении потока теплоносителя в прямых гладких трубах, не являются требуемыми, поскольку нужна более высокая теплоотдача.

Для интенсификации теплоотдачи в каналах применяют ряд способов: закрутка потока; искусственные турбулизаторы потока; наложение колебаний давления и расхода; механические вибрации; разрушение или отсос пограничного слоя и т. д.

Рассмотрим теплоотдачу при переходном режиме. Переход течения потока теплоносителя в трубе от ламинарного режима к турбулентному зависит от целого ряда факторов: числа Рейнольдса; длины трубы; направления и величины теплового потока; условий входа (плавный вход, острые кромки, степень возмущения потока на входе); механических вибраций.

Экспериментально установлено, что ламинарный режим сохраняется в гладкой трубе при $Re < 2200$, а при $Re > 10^4$ – происходит развитый турбулентный режим. В диапазоне значений числа Рейнольдса $Re = 2200 \dots 10000$ в круглой гладкой трубе наблюдается переход ламинарного режима течения в турбулентный.

Для переходного режима характерна перемежаемость течения, представляющая собой чередование участков с ламинарной структурой и турбулентной. Причиной перемежаемости течений жидкости является потеря устойчивости, т. е. возникновение, развитие и объединение очагов возмущений внутри ламинарного потока жидкости.

В области чисел Рейнольдса, близких к верхней границе переходного режима (для круглой гладкой трубы $Re_{к2} \approx 10000$), возникающие турбулентные структуры быстро развиваются и занимают почти все проходное сечение трубы. Возникшие турбулентные области смыкаются в единую турбулентную структуру после достижения $Re_{к2}$.

Интенсивность теплоотдачи в переходной области выше, чем при ламинарном режиме течения теплоносителя, но ниже, чем при турбулентном режиме.

Режим течения и соответствующее ему распределение скоростей по поперечному сечению потока наступает не сразу после входа потока в трубу.

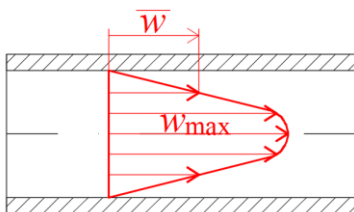


Рисунок 7.4 – Эпюра скоростей при ламинарном течении в круглой трубе

Для установившегося ламинарного течения ($Re < Re_{к1} = 2200$) максимальная скорость в круглой трубе w_{max} устанавливается по оси потока. Величина средней скорости потока при ламинарном течении $\bar{w} = 0,5w_{max}$. При развитом режиме течения потока ($Re > Re_{к2}$ равно 10000) устанавливается иной характер распределения скоростей по сечению трубопровода (рисунок 7.5). В пределах вязкого подслоя 1 кривая изменения скорости жидкого теплоносителя идет круто, а в средней ча-

Имеется начальный участок, называемый *участком гидродинамической стабилизации*. В пределах этого участка эпюры скорости w перестраиваются и в конце участка гидродинамической стабилизации принимают вид, характерный для данного режима течения – ламинарного или турбулентного.

При ламинарном режиме течения жидкости в круглой трубе устанавливается параболический закон распределения скоростей (рисунок 7.4).

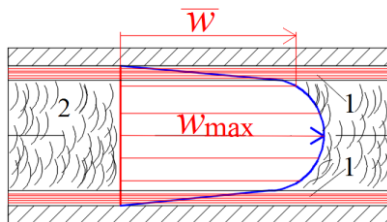


Рисунок 7.5 – Эпюра скоростей

сти, в турбулентном ядре, изменение скорости небольшое.

при турбулентном течении в круглой трубе

Причем отношение \bar{w}/w_{\max} для любого развитого турбулентного течения примерно одинаково: $\bar{w}/w_{\max} = 0,8$. При нагреве или охлаждении жидкости в канале одновременно с гидродинамической стабилизацией происходит тепловая стабилизация потока. На участке тепловой стабилизации развивается тепловой пограничный слой. Практически всё изменение температуры сосредотачивается в этом пограничном слое. Отличительной особенностью тепловой стабилизации является установление неизменной величины коэффициента теплоотдачи по длине трубы.

Длина участка тепловой стабилизации при входе в горизонтальную круглую трубу при турбулентном режиме может быть определена по формуле $l_T = (10 \dots 15)d$. Приведенные критериальные уравнения справедливы при условии стабилизированного течения теплоносителя.

При движении потока в змеевиках под действием центробежных сил происходит деформация профиля скоростей в сечении канала и возникает вторичная циркуляция (микровихри), увеличивающая степень турбулизации ядра потока, что способствует интенсификации теплопереноса. Коэффициент теплоотдачи в змеевиках по сравнению с прямыми гладкими трубами может быть больше на 30–40 %. Однако гидравлическое сопротивление змеевиков при этом также возрастает.

Теплоотдача при поперечном обтекании труб

Ряд теплообменных аппаратов, используемых на подвижном составе железнодорожного транспорта, содержит поперечно-обтекаемые круглые или эллиптические цилиндры. Например, радиаторные воздушные секции тепловозов, теплообменники наддувочного воздуха, водомасляные теплообменники, калориферы и др.

1 Одиночные трубы.

Процесс теплоотдачи при поперечном обтекании труб имеет ряд особенностей, связанных с гидродинамическим течением жидкости вблизи поверхности трубы.

Опыт показывает, что плавный, безотрывный характер обтекания трубы имеет место только при очень малых скоростях ламинарного течения ($Re < 5$). На рисунке 7.6, а представлена картина такого обтекания цилиндра.

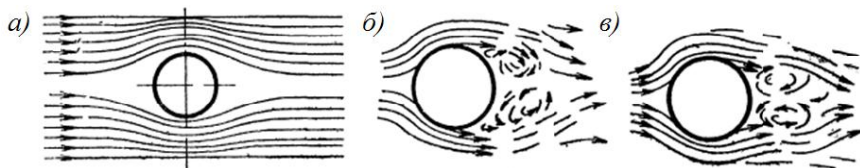


Рисунок 7.6 – Обтекание одиночного цилиндра:
a – безотрывное; *б* – отрыв ламинарного пограничного слоя;
в – отрыв турбулентного пограничного слоя

При увеличении числа Рейнольдса поперечно-обтекаемый цилиндр является неудобнообтекаемым телом (см. рисунок 7.6, *б* и *в*). Пограничный слой, образующийся на фронтальной половине цилиндра, в его кормовой части отрывается от поверхности цилиндра, и образуются два симметричных вихря, которые периодически отрываются и уносятся потоком жидкости.

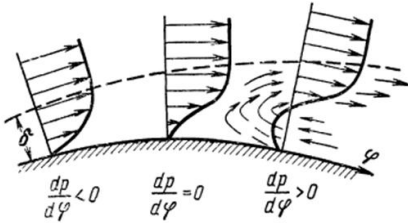


Рисунок 7.7 – Распределение скоростей у поверхности цилиндра и образование возвратного течения

Увеличение давления вдоль потока приводит к торможению жидкости и возникновению возвратного движения. Возвратное течение оттесняет пограничный слой от поверхности цилиндра, и образуется вихрь (рисунок 7.7). В связи со сложным характером изменения коэффициента теплоотдачи по периметру цилиндрического тела в технических расчетах используют среднее по периметру значение a

для угла атаки $\psi = 90^\circ$ (угла между направлением потока и осью цилиндра) по следующим формулам [5]:

– при $Re = 5 \dots 10^3$

$$Nu = 0,5 Re^{0,5} Pr^{0,38} (Pr / Pr_c)^{0,25}; \quad (7.27)$$

– при $Re = 1 \cdot 10^3 \dots 2 \cdot 10^5$

$$Nu = 0,25 Re^{0,6} Pr^{0,38} (Pr / Pr_c)^{0,25}. \quad (7.28)$$

За определяющий линейный размер в уравнениях (7.27) и (7.28) принимают наружный диаметр труб.

При уменьшении угла атаки ψ интенсивность теплоотдачи уменьшается. Для ориентировочных оценок при $\psi = 30 \dots 90^\circ$ можно использовать зависимость

$$\alpha_\psi = \alpha_{\psi=90} (1 - 0,54 \cos^2 \psi). \quad (7.29)$$

2 Пучки труб.

Обтекание пучка труб имеет еще более сложную картину, чем обтекание одиночной трубы (цилиндра). В этом случае влияние на число Нуссельта Nu оказывает схема расположения труб в пучке, поперечный шаг S_1 , продольный шаг S_2 и число рядов труб z_p (рисунок 7.8). Характеристиками пучка считают относительный шаг $\sigma_1 = S_1 / d$ и относительный продольный шаг $\sigma_2 = S_2 / d$.

При течении потока теплоносителя в межтрубном пространстве возможен ламинарный, смешанный и турбулентный режимы. Наиболее изучен смешанный режим теплоотдачи, который наблюдается при $Re = 10^3 \dots 10^5$.

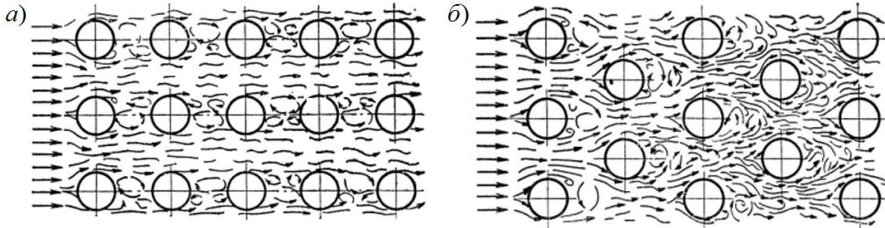


Рисунок 7.8 – Картина движения жидкости в коридорных (а) и шахматных (б) пучках из круглых труб

Проанализировав теплоотдачу для всех труб как коридорного, так и шахматного пучков при смешанном режиме течения, можно сделать следующие выводы.

Во всех рядах шахматного пучка и в первом ряду коридорного пучка изменение локального коэффициента теплоотдачи по окружности трубы подчинено той же закономерности, что и для одиночной трубы.

Средний по периметру коэффициент теплоотдачи второго и особенно третьего рядов больше коэффициента теплоотдачи первого ряда в связи с большей степенью турбулентности потока. После третьего ряда режим движения потока практически стабилизируется. Коэффициент теплоотдачи в пучках труб зависит от размеров поперечного и продольного шагов. Экспериментальные данные обобщены в нижеследующих критериальных уравнений для определения коэффициента теплоотдачи в третьем и последующих глубинных рядах пучков [5].

Шахматные пучки:

– при $Re < 10^3$

$$Nu = 0,6 Re^{0,5} Pr^{0,6} c_t; \quad (7.30)$$

– при $Re = 10^3 \dots 2 \cdot 10^5$ и $s_1 / s_2 < 2$

$$Nu = 0,35 (s_1 / s_2)^{0,2} Re^{0,6} Pr^{0,36} c_t; \quad (7.31)$$

– при $Re = 10^3 \dots 2 \cdot 10^5$ и $s_1 / s_2 \geq 2$

$$Nu = 0,4 Re^{0,6} Pr^{0,36} c_t; \quad (7.32)$$

Коридорные пучки:

– при $Re < 10^3$

$$Nu = 0,52 Re^{0,5} Pr^{0,36} c_t; \quad (7.33)$$

– при $Re = 10^3 \dots 2 \cdot 10^5$

$$\text{Nu} = 0,27\text{Re}^{0,63}\text{Pr}^{0,36}c_t; \quad (7.34)$$

– при $\text{Re} > 2 \cdot 10^5$

$$\text{Nu} = 0,02\text{Re}^{0,84}\text{Pr}^{0,36}c_t. \quad (7.35)$$

В уравнениях (7.30)–(7.38) определяющий геометрический размер – наружный диаметр труб, температурный фактор $c_t = (\text{Pr} / \text{Pr}_c)^{0,25}$, для газов $c_t = 1$.

Скорость теплоносителя определяют в сжатом сечении пучка (самом узком сечении ряда).

Коэффициент теплоотдачи труб первого ряда принимают равным 0,6 от найденного α для третьего ряда шахматных пучков по формулам (7.30)–(7.32), коридорных пучков – по формулам (7.33)–(7.35).

Для труб второго ряда при шахматном расположении поправочный коэффициент равен 0,7, а для коридорных пучков принимается равным 0,9 от соответствующих значений α , вычисленных по формулам (7.30)–(7.33).

Средний коэффициент теплоотдачи для всего пучка, состоящего из z_p рядов, определяют по формуле усреднения

$$\alpha_{\text{пуч}} \frac{\alpha_1 F_1 + \alpha_2 F_2 + \dots + \alpha_z F_z}{F_1 + F_2 + \dots + F_z}, \quad (7.36)$$

где $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_z$ – коэффициенты теплоотдачи соответственно 1, 2 и z -го рядов труб;

F_1, F_2, \dots, F_z – площади наружных поверхностей соответственно 1, 2 и z -го рядов труб.

Гладкотрубные пучки, применяемые в локомотивных теплообменных аппаратах, удобны в эксплуатации, потому что их легко очищать от загрязняющих отложений, и имеют низкое гидравлическое сопротивление.

Для реализации максимального теплосъема в заданных габаритных размерах рекомендуется применять противоточное или противоточно-перекрестное течение жидкостей.

3 Оребренные трубы.

Существенным недостатком гладкотрубных теплообменников является сравнительно небольшая величина коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве. Это влечет за собой увеличение габаритных размеров теплообменников и их массы, что имеет значение для подвижного состава железнодорожного транспорта.

Компактные теплообменные аппараты можно сконструировать из пучков, скомпонованных из оребренных труб. Теплообмен при поперечном омывании пучка ребристых труб зависит от компоновки труб в пучке (коридорная или шахматная), формы и высоты ребра и шага между ними. Детальное рассмотрение теплоотдачи пучков труб с коллективным, проволочным или пластинчатым оребрением, штыревыми ребрами круглого и

эллиптического сечений, плавниковыми и полизональными ребрами, гофрированным ленточным оребрением приведено в специальной литературе.

7.6 Естественный конвективный теплообмен

Если хочешь, чтобы у тебя было мало времени – ничего не делай.

А. П. Чехов, писатель

У нагретых или холодных свободно расположенных твердых поверхностей возникают конвективные токи газообразной или капельной жидкости, которые приводят к изменению теплообмена между поверхностями и жидкостью. Конвективное движение среды обусловлено действием закона Архимеда. Если поверхность нагрета, то находящийся вблизи воздух от нее нагревается и движется вверх, вытесняемый окружающим холодным воздухом. Как и при вынужденном конвективном теплообмене, при естественном конвективном теплообмене между поверхностью твердого тела и газообразным или капельным теплоносителем образуется пограничный слой.

Аналогичная картина наблюдается у охлаждаемой поверхности, при этом свободный конвективный поток движется вниз.

Теплообмен при свободной конвекции в неограниченном пространстве

При свободном движении теплоносителя в пограничном слое температура теплоносителя изменяется от температуры вертикальной сетки t_c до температуры t , а скорость – от нуля у стенки до максимального значения на некотором удалении, затем уменьшается и на большом удалении от стенки снова равна нулю (рисунок 7.9). В развитии свободного движения форма тела играет не главную роль, а лишь второстепенную. Описанная картина движения теплоносителя при естественной конвекции типична для вертикальной конвекции (или вдоль вертикальной трубы), для горизонтальных труб и тел овальной формы. Около нагретых горизонтальных плоских стенок

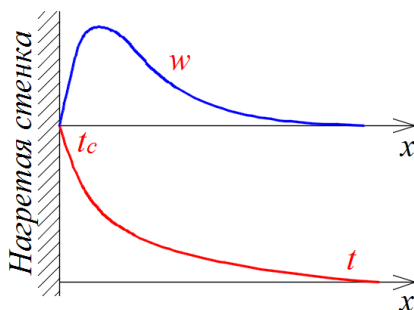


Рисунок 7.9 – Изменение температуры и скорости теплоносителя при свободной конвекции нагретой вертикальной стенки

движение теплоносителя имеет иной характер и в значительной степени зависит от положения плиты и ее размеров.

1 Теплоотдача вертикальных плоских поверхностей при свободной конвекции.

Закономерность средней теплоотдачи для вертикальных поверхностей (пластины, трубы) можно представить в виде следующих критериальных уравнений [12]:

при $10^3 < Ra < 10^9$, $Ra = GrPr$ – число (критерий) Рэлея (ламинарный режим)

$$Nu_h = 0,76Ra^{0,25} (Pr / Pr_c)^{0,25}; \quad (7.37)$$

при $Ra > 10^9$ (турбулентный режим)

$$Nu_h = 0,15Ra^{0,33} (Pr / Pr_c)^{0,25}. \quad (7.38)$$

Для газов $Pr = const$, поэтому $Pr / Pr_c = 1$, следовательно, последний сомножитель в уравнениях (7.37) и (7.38) отсутствует.

В качестве определяющего размера принята высота стенки (вертикальной трубы) h , а определяющей температуры – температура окружающей среды t .

2 Теплоотдача горизонтальной пластины.

Теплоотдача от горизонтальной пластины (плиты) с обращенной вверх нагретой поверхностью можно использовать критериальные зависимости для вертикальной поверхности (7.37) и (7.38) [5]. При этом полученное по этим уравнениям значение коэффициента теплоотдачи следует увеличить на 30 %. В качестве определяющего линейного размера принимается длина меньшей стороны плиты.

Теплоотдача от горизонтальной плиты с обращенной вниз нагретой поверхностью может рассчитываться также по критериальным уравнениям (7.37) и (7.38), но значение коэффициента теплоотдачи следует уменьшить на 30 % [5]. Для более точного вычисления коэффициента теплоотдачи горизонтальной пластины (плиты) можно воспользоваться критериальными уравнениями, полученными при обработке экспериментальных данных и приведенными в [14].

3 Теплоотдача горизонтально расположенного цилиндра.

Анализируя результаты наблюдений свободной конвекции у горизонтального цилиндра, можно заметить: чем больше диаметр цилиндра, тем вероятнее разрушение ламинарного течения. У труб малого диаметра разрушение ламинарного течения происходит вдали от поверхности цилиндра.

В связи со сложным, зависимым от значения числа Ra характером изменения коэффициента по периметру цилиндрического тела в технических расчетах используют среднее по периметру значение $\bar{\alpha}$.

Расчет коэффициента теплоотдачи может производиться по следующим критериальным уравнениям:

при $Ra_d = 10^{-3} \dots 10^3$

$$Nu_d = 1,18Ra_d^{0,25} (Pr / Pr_c)^{0,25}; \quad (7.39)$$

при $Ra_d = 10^3 \dots 10^8$

$$Nu_d = 0,5Ra_d^{0,25} (Pr / Pr_c)^{0,25}. \quad (7.40)$$

В формулах (7.39) и (7.40) в качестве определяющего размера используется диаметр цилиндра (труба), а в качестве определяющей температуры (при выборе теплофизических характеристик омывающей жидкости) – температура теплоносителя вне пограничного слоя.

Теплообмен при свободной конвекции в ограниченном пространстве

При теплообмене в ограниченном пространстве явления нагревания и охлаждения жидкости протекают вблизи друг от друга и разделить их не представляется возможным. Этот процесс сложнее по сравнению с теплообменом в пограничном пространстве. Теплоотдача в ограниченном пространстве зависит от формы и геометрических размеров, от рода жидкости и температурного напора.

В вертикальных каналах и щелях циркуляция жидкости зависит от их толщины и может протекать по-разному, а значит, и теплообмен различен.

В горизонтальных щелях процесс определяется взаимным расположением нагретых и холодных поверхностей расстоянием между ними.

В шаровых и горизонтальных цилиндрических прослойках в зависимости от их толщины циркуляция протекает различно. Этот процесс теплоотдачи при свободной конвекции в ограниченном пространстве рассматривается в специальной литературе. Упрощенно его можно рассчитать по [12].

7.7 Теплообмен при кипении жидкости

Не ошибается тот, кто ничего не делает.

У. Черчилль, государственный деятель

Локомотивные и вагонные депо могут иметь паровые котлоагрегаты, следовательно, инженеру депо необходимо иметь определенные знания, связанные с процессом теплоотдачи при кипении жидкости.

Остановимся на некоторых особенностях процесса, поясняющих механизм теплоотдачи при кипении жидкости. На границе раздела фаз устанавливается некоторая разница температур. Для воды при атмосферных условиях $\Delta t = 0,4 \dots 0,8$ °С.

Установлено, что пузырьки пара образуются только на поверхности нагрева, где перегрев жидкости достигает наибольшего значения, и зарождаются они только в отдельных точках обогреваемой поверхности, называемых центрами парообразования. Центрами парообразования являются пу-

зырьки газа, адсорбированные поверхностью, неровности самой поверхности и т. п. Чем больше действующих центров парообразования, тем интенсивнее процесс парообразования.

Опытом также установлено, что чем меньше радиус зарождающегося пузырька пара, т. е. чем больше перегрев жидкости, тем больше число действующих центров парообразования и тем интенсивнее протекает процесс парообразования.

Размер образовавшегося на поверхности нагрева пузырька пара в момент отрыва его зависит от смачивающей способности жидкости. Пузырьки пара возникают именно в тех углублениях и впадинах микроповерхности, где местные условия смачивания ухудшены, что вызывается неоднородностью материала поверхности, инородными включениями, загрязнением поверхности адсорбционными пленками масел и жиров, механическими напряжениями и т. д. Тепловой поток при увеличении температурного напора растет не беспредельно. Максимального значения тепловой поток достигает при некотором значении Δt , а затем при дальнейшем повышении Δt тепловой поток уменьшается. *Режим кипения от начала до момента достижения максимального теплового потока называется пузырьковым режимом кипения.*

При больших значениях Δt наступает переходный режим кипения. Пузырьки на поверхности нагрева и вблизи нее сливаются между собой и образуют большие паровые полости, из-за чего доступ жидкости к поверхности нагрева затрудняется. Передача теплоты к пару происходит значительно менее интенсивно. При некотором температурном напоре вся поверхность нагрева обволакивается сплошной пленкой пара, оттесняющей жидкость от поверхности нагрева. Наступает *пленочный режим кипения*. При атмосферном давлении для воды момент начала пленочного кипения характеризуется температурным напором $\Delta t \approx 150$ °С, т. е. температура поверхности нагрева составляет примерно 250 °С.

Знание значения критического теплового потока при кипении жидкости имеет большое практическое применение при расчетах теплообменников с кипящей жидкостью (кипяильники, паровые котлы). В таких теплообменниках всегда должен быть обеспечен пузырьковый режим кипения.

Если поверхность не смачивается жидкостью, то получается почти сплошная паровая пленка, отделяющая жидкость от поверхности нагрева, и получается явление, аналогичное переходу от пузырькового к пленочному режиму кипения при больших значениях температурного напора. Естественно, в этом случае интенсивность процесса парообразования невелика.

При развитом пузырьковом кипении можно использовать следующее критериальное уравнение [5]:

$$\text{Nu} = c \text{Re}^n \text{Pr}^{1/3}. \quad (7.41)$$

Здесь значения постоянных величин c и n принимаются следующими: $c = 0,06625$ и $n = 0,5$ при $Re < 0,01$; $c = 0,125$ и $n = 0,65$ при $Re \geq 0,01$.

Физические параметры, входящие в числа подобия, определяются при температуре насыщения кипящей жидкости по известным формулам $Re = w_{\text{кип}} l' / \nu_{\text{ж}}$, $Pr_{\text{ж}} = \nu_{\text{ж}} / a_{\text{ж}}$.

В число Рейнольдса входит приведенная скорость кипения, м/с,

$$w_{\text{кип}} = q / (r\rho''), \quad (7.42)$$

где q – поверхностная плотность теплового потока, Вт/м²;

r – удельная теплота парообразования, Дж/кг;

ρ'' – плотность насыщенного пара, кг/м³.

К недостаткам зависимости (7.41) относится необходимость иметь данные о теплофизических свойствах жидкости и пара рабочего давления, которые неизвестны для многих веществ. В связи с этим на практике широко используются зависимости, позволяющие определить коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкости. Например, для воды в диапазоне давлений 0,1–4,0 МПа можно использовать формулу

$$\alpha = 4,4q^{0,7} p^{0,15} = 0,6\Delta t^{2,33} p^{0,5}. \quad (7.43)$$

7.8 Теплообмен при конденсации пара

Чем ярче свет за спиной,
тем светлее впереди.

О. Хайям, поэт

Различают два вида конденсации пара: капельную и пленочную. При *капельной* конденсации образующийся конденсат осаждается на охлаждающей поверхности в виде капелек. При *пленочной* конденсации образующийся конденсат осаждается на охлаждающей поверхности в виде сплошной пленки. При капельной конденсации в промежутках между каплями конденсата поверхности охлаждения находятся почти в непосредственном соприкосновении с конденсирующимся паром. При пленочной конденсации между поверхностью охлаждения и паром имеется пленка конденсата, которая создает значительное термическое сопротивление и приводит к уменьшению коэффициента теплоотдачи в 15–20 раз по сравнению с капельной конденсацией. При конденсации пара смачивающей жидкости на чистой поверхности всегда получается сплошная пленка. Опытным путем установлено, что теплообменных аппаратах, работающих на водяном паре, преобладает пленочная конденсация.

Наиболее распространенной для расчета теплоотдачи при конденсации является формула [5]:

$$\alpha = c \left[\lambda^3 \rho^2 g r / (\mu \Delta t) \right]^{0,25}. \quad (7.44)$$

Физические параметры λ , ρ и μ определяют при температуре $t = 0,5(t_n + t_c)$, удельную теплоту парообразования r принимают при температуре насыщающих паров t_n , а температурный напор $\Delta t = t_n - t_c$. Для вертикальной трубы (или стенки) коэффициент $c = 1,13$, а определяющим линейным размером l является высота трубы. Для горизонтальной трубы коэффициент $c = 0,72$, и за определяющий линейный размер принимается внешний диаметр трубы.

Закрепим изученное!

1 *Теплоотдача* – это конвективный теплообмен между потоком газа и жидкости и поверхностью твердого тела (или другой жидкостью, газом).

Для практических расчетов используют уравнение

$$Q = \alpha F (t - t_c),$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);

F – площадь поверхности теплообмена, м²;

t и t_c – температура соответственно жидкости или газа и поверхности, °С.

Для плотности теплового потока $q = \alpha \Delta t$, где Δt – температурный напор, °С, $\Delta t = t - t_c$ при $t > t_c$, поскольку теплота передается от жидкости к стенке, и при $t < t_c$ жидкость воспринимает теплоту от более нагретой стенки, $\Delta t = t_c - t$.

2 Принципиально различают два различных режима движения жидкости: ламинарный и турбулентный. При ламинарном движении течение спокойное, струйное, слои жидкости не перемешиваются. При турбулентном движении течение неупорядоченное, вихревое, слои жидкости перемешиваются.

Переход движения жидкости из одного режима в другой определяется числом Рейнольдса

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

где w – линейная скорость, м/с;

d – диаметр круглого канала, м;

ν – коэффициент кинематической вязкости жидкости, м²/с.

Если канал не круглого сечения, то принимается так называемый эквивалентный диаметр канала, $d_{\text{эк}} = 4f / \Pi$, где f – площадь нормального сечения канала; Π – смоченный периметр сечения канала.

Для процессов теплоотдачи режим движения теплоносителя (рабочей жидкости) имеет очень большое значение.

При расчетах теплообмена в трубах принимают ламинарный режим при $Re < 2200$ и турбулентный режим при $Re > 10000$.

Зона изменения числа Re от устойчивого ламинарного режима до устойчивого турбулентного режима называется *переходной зоной*.

При ламинарном режиме перенос теплоты в направлении нормали к стенке (например, цилиндрической трубы) в основном осуществляется путем теплопроводности. При турбулентном режиме такой способ переноса сохраняется лишь в вязком подслое на стенках канала, а внутри турбулентного ядра перенос теплоты осуществляется путем интенсивного перемешивания частиц жидкости.

Следовательно, для жидкостей и газов интенсивность теплоотдачи в основном определяется термическим сопротивлением пристенного слоя, которое, по сравнению с термическим сопротивлением ядра потока, является определяющим. В результате большое термическое сопротивление при теплоотдаче объясняется тем, что в пограничном (ламинарном) слое теплообмен осуществляется теплопроводностью, которая для жидкостей и газов (теплоносителей) очень мала.

3 Конвективный теплообмен является сложным явлением, исследования которого могут базироваться на трех методах:

- инструментального эксперимента;
- аналитической физики;
- подобия.

Последний метод – метод подобия – является универсальным инструментом изучения и анализа процессов теплообмена, объединяет методы экспериментально-инструментальной и математической физики. В основу этого метода положена теория подобия, которая является теорией эксперимента. Теория подобия позволяет, не интегрируя сложные дифференциальные уравнения, описывающие явления конвективного теплообмена, сделать на их основе ряд важных выводов, необходимых для научной обработки экспериментальных исследований. В общем случае для подобных явлений должно быть подобие всех величин, характеризующих явление. Сопоставление фи-

зических явлений следует производить при помощи критериев подобия, которые являются безразмерными величинами, не могут выбираться произвольно, а только в соответствии с уравнениями, отражающими данное явление теплоотдачи.

4 В настоящее время определение коэффициента теплоотдачи α осуществляется не на самих сложных и громоздких образцах тепловых устройств, а на их упрощенных моделях, более удобных для экспериментирования. Результаты опытов, проведенных на моделях, обобщают, используя теорию подобия.

Теория подобия позволяет выяснить, когда можно перенести результаты экспериментов, полученные на конкретной установке, на другие аналогичные установки. «Масштабы» подобия объединяются в безразмерные комплексы, называемые числами или критериями подобия.

Наиболее важными и часто употребляемыми при исследовании теплоотдачи являются **критерии подобия**:

– *критерий Нуссельта* $Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$, который характеризует теплообмен между жидкостью (газом) и поверхностью твердого тела. Здесь l – характерный геометрический размер;

– *критерий Рейнольдса* $Re = \frac{wl}{\nu}$, характеризующий соотношение сил инерции и вязкостных сил в жидкости (газе);

– *критерий Грасгофа* $Gr = \beta \frac{gl^3}{\nu} \Delta t$, характеризующий соотношение подъемных сил, которые возникают в жидкости (газе) вследствие разности плотностей и вязкостных сил. Здесь β – температурный коэффициент объемного расширения (для газов $\beta = 1 / T$), K^{-1} ; Δt – температурный напор;

– *критерий Прандтля* $Pg = \frac{\nu}{a}$, который характеризует физические свойства жидкости (газа). Здесь a – коэффициент температуропроводности. Число Pg приводится в таблицах физических свойств жидкостей (газов).

Критерии подобия Re , Gr , Pg составлены только из величин, входящих в условия однозначности, которые выделяют рассматриваемый процесс из бесчисленного множества процессов теплообмена.

Условия однозначности состоят из геометрических условий, характеризующих форму и размеры тела; физических

условий, характеризующих физические свойства среды и тела; граничных условий, характеризующих особенности протекания процесса на границах тела. Для стационарных процессов, рассматриваемых в данном пособии, временные условия однозначности отпадают. Критерии подобия Re , Gr , Pr называются определяющими критериями подобия.

При решении теплотехнических задач искомой величиной является коэффициент теплоотдачи α , который входит в состав критерия Нуссельта Nu , называемый определяемым критерием подобия.

Связь между определяемым и определяющими критериями подобия устанавливаются экспериментально в виде зависимостей, которые называются *критериальными уравнениями*.

5 Вынужденная конвекция происходит в случае, если движение теплоносителя (газа или жидкости) создается внешним побудителем. К таким побудителям можно отнести насосы, вентиляторы, мешалки, дымовые трубы и др. Определяющими критериями подобия при вынужденной конвекции являются числа Рейнольдса Re и Прандтля Pr . Определяемым критерием является критерий Нуссельта Nu . Следовательно, общий вид критериального уравнения при вынужденной конвекции $Nu = f(Re, Pr)$.

Конкретный вид критериального уравнения при теплоотдаче (например, при обтекании пластины, течения жидкости (газа) в трубах, поперечном обтекании труб, обтекании пучков труб и др.) приводится в данной главе и в специальной теплотехнической литературе (гораздо шире охватываются возможные случаи вынужденной теплоотдачи). Вычислив значение критерия Nu по выбранному критериальному уравнению, определяется коэффициент теплоотдачи α , который используется для практических расчетов.

6 *Свободной (естественной) конвекцией называется процесс теплообмена, когда движение теплоносителя обусловлено разностью плотностей холодной и горячей газообразной или капельной жидкостью.*

Если поверхность нагрета, то воздух (или другой теплоноситель) нагревается и движется вверх, вытесняемый снизу более холодным. Определяющими критериями подобия при свободной (естественной) конвекции являются числа Грасгофа Gr и Прандтля Pr . Определяемым критерием является критерий

Нуссельта Nu . Следовательно, общий вид критериального уравнения при ободной конвекции $Nu = f(Gr, Pr)$.

Конкретный вид критериального уравнения при свободной (естественной) конвекции приводится в данной главе для случаев теплоотдачи вертикальных поверхностей (пластины, трубы), горизонтальной пластины, горизонтально расположенного цилиндра. Для случаев теплообмена при свободной конвекции гораздо большего числа объектов, встречающихся в технике, соответствующие критериальные уравнения приводятся в специальной теплотехнической литературе.

Задачи для самостоятельного решения

Ум без знания есть сидень.

Н. М. Карамзин, историк

1 Для полного слива мазута из цистерны необходим разогрев. Определить потери теплоты боковой поверхностью цистерны при температуре окружающего воздуха $t_o = -10$ °С. При этом диаметр котла цистерны $d = 3$ м, длина 10,8 м, температура цистерны $t_{ц} = 70$ °С.

Указание: использовать критериальные уравнения.

2 Пассажирский вагон находится на стоянке. Высота стенки кузова 4,0 м, длина 24,0 м. Определить теплоту, рассеиваемую боковыми стенками вагона при температуре окружающего воздуха $t_o = -20$ °С, если средняя температура наружной поверхности кузова $t_{сн} = 2$ °С.

Указание: использовать критериальные уравнения. Стенку вагона считать вертикальной.

3 Тепловозы серии 2ТЭ10У для охлаждения масла дизеля имеют водомасляный теплообменник, в котором масло охлаждается водой второго контура, имеющей температуру в среднем $t_b = 50$ °С. Вода движется со скоростью $w_b = 2$ м/с внутри трубок, внутренней диаметр которых $d_b = 8$ мм, а стенки трубок имеют среднюю температуру $t_c = 60$ °С. Определить коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к воде теплообменника.

Указание: использовать критериальные уравнения.

4 Двухсекционный тепловоз серии 2ТЭ10 движется со скоростью 90 км/ч при температуре окружающей среды $t_o = -10$ °С. Высота стенки кузова 3,0 м, длина одной секции $\approx 16,0$ м. Определить тепловые потери боковой поверхности тепловоза (одной секции) в единицу времени, если температура наружной стенки кузова тепловоза $t_k = 0$ °С.

Указание: использовать критериальные уравнения.

5 Пассажирский вагон движется со скоростью 72 км/ч. Высота стенки кузова 3,0 м, длина 24,0 м. Определить тепловые потери вагона через боковые стенки при температуре окружающего воздуха $t_0 = -10$ °С, если средняя температура наружной поверхности кузова $t_{\text{сн}} = 0$ °С.

Указание: использовать критериальные уравнения. Стенку вагона считать вертикальной.

6 Изотермический вагон, предназначенный для перевозки скоропортящихся грузов, движется со скоростью $w = 80$ км/ч при температуре наружного воздуха $t_0 = +25$ °С. Определить теплоотдачу от наружного воздуха к боковой поверхности вагона, если длина стенки вагона 17,0 м, высота 4,5 м, а температура наружной поверхности кузова $t_{\text{сн}} = +5$ °С.

Указание: использовать критериальные уравнения.

7 «Голый» алюминевый провод диаметром 5 мм проходит на открытом воздухе, температура которого +20 °С. Удельное активное электрическое сопротивление провода $\rho = 3 \cdot 10^{-8}$ Ом·м.

Определить температуру провода при прохождении электрического тока 90 А.

8 Определить температуру воздуха $t_{\text{в3}}^{\text{в3х}}$ на выходе из калорифера перекрестного тока на основании следующих данных: внутри трубок течет вода, скорость течения $w = 0,3$ м/с, диаметр трубок $d_{\text{в}} = 20$ мм, количество их 15 шт., температура воды на входе $t_{\text{в}}^{\text{вх}} = 85$ °С, на выходе $t_{\text{в}}^{\text{в3х}} = 80$ °С; между трубками движется воздух, расход которого $G_{\text{в3}} = 0,5$ кг/с, температура на входе в калорифер $t_{\text{в3}}^{\text{вх}} = -105$ °С. Толщиной стенки трубок пренебречь.

8 ТЕПЛОБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ

8.1 Общие сведения

Трудность решения в какой-то мере входит в само понятие задачи: там, где нет трудности, нет и задачи.

Д. Поля, ученый

Тепловым излучением называется процесс распространения в пространстве внутренней энергии излучающего тела с помощью электромагнитных волн, которые распространяются со скоростью света. При поглощении электромагнитных волн другими телами переносимая энергия вновь превращается во внутреннюю энергию поглощающих тел. К тепловому излучению относится инфракрасное излучение с длиной волны $\lambda = 0,8 \dots 800$ мкм.

Всякое тело, если температура его отлична от абсолютного нуля, способно посылать в окружающее пространство излучение. Поэтому любое тело излучает на окружающие его тела лучи и в свою очередь находится под воздействием излучения этих тел.

Большинство жидких и твердых тел (кроме полированных металлов) излучают энергию во всём диапазоне длин волн. Чистые металлы и газы характеризуются выборочным, или селективным, излучением. У газов излучение зависит от толщины слоя и давления газа.

Поток лучистой энергии, отводимой с поверхности F во всем диапазоне длин волн спектра, называют *полным*, или *интегральным*, *лучистым потоком* Q , (Вт).

Интегральный лучистый поток, отнесенный к единице поверхности излучающего тела, называется *плотностью интегрального излучения*, Вт/м²:

$$E = dQ / dF. \quad (8.1)$$

Если излучение происходит в пределах некоторых (одного или нескольких) участков длин λ , то излучение называют *спектральным*, и плотность излучения обозначается E_λ .

Интегральное (в диапазоне длин волн $\lambda = 0 \dots \infty$) и спектральное излучения в малом интервале длин волн λ связаны соотношением

$$E = \int_0^{\infty} E_\lambda d\lambda.$$

Если на участвующее в теплообмене тело падает поток лучистой энергии Q , то часть этого потока Q_A поглощается телом, часть потока Q_R отражается и часть Q_D проходит сквозь тело.

В соответствии с законом сохранения энергии можно записать

$$Q = Q_A + Q_R + Q_D. \quad (8.2)$$

Тогда для плотности излучения

$$E = E_A + E_R + E_D.$$

Или в безразмерном виде

$$A + R + D = 1, \quad (8.3)$$

где A – коэффициент поглощения, $A = E_A / E$;

R – коэффициент отражения, $R = E_R / E$;

D – коэффициент прозрачности, $D = E_D / E$.

Численные значения коэффициентов A , R и D зависят от природы участвующего в теплообмене тела и состояния его поверхности. Тело, которое поглощает всю падающую на него лучистую энергию ($A = 1$, $R = D = 0$), называется *абсолютно черным телом*. Если тело отражает всю падающую на него энергию ($R = 1$, $A = D = 0$), то оно называется *абсолютно белым телом*. Если сквозь тело проходит вся падающая лучистая энергия ($D = 1$, $A = R = 0$), то оно называется *абсолютно прозрачным телом*. Суммарный процесс взаимного испускания, поглощения, отражения и пропускания энергии излучения в системах тел называется *лучистым теплообменом*. В природе не существуют абсолютно черные, белые и прозрачные тела. Наиболее близки к абсолютно черному телу бархат и сажа ($A \approx 0,98$), к абсолютно белому – полированные металлы ($R \approx 0,97$). Надо отметить, что некоторые тела обладают по отношению к лучам определенной длины одними свойствами, а к лучам другой длины – иными. Например, тело может быть прозрачным для инфракрасных лучей и непрозрачным для видимых (световых) лучей ($\lambda = 0,4 \dots 0,8$ мкм). Тела, у которых коэффициент поглощения $0 < A < 1$, а поглощательная способность не зависит от длины волны падающего излучения, называются *серыми телами*.

Большинство твердых тел можно считать серыми. *Степень черноты ε серого тела называют отношением плотности собственного излучения E к плотности собственного излучения абсолютно черного тела E_0 (индекс «0» у любой величины при рассмотрении теплового излучения указывает на то, что данная величина относится к абсолютно черному телу) при одной и той же температуре:*

$$\varepsilon = E / E_0. \quad (8.4)$$

Степень черноты относится к важнейшим радиационным характеристикам и определяет способность тел поглощать и испускать энергию излучения. Степень черноты зависит от природы тела, температуры, шероховатости поверхности, а для металлов – и от степени окисления поверхности. Приводится в таблицах в теплотехнической литературе.

Излучаемая серым телом энергия состоит из двух составляющих: собственного излучения E , зависящего от физической природы тела, состояния его поверхности и его температуры, и отраженной лучистой энергии. Сумму собственного и отраженного излучений называют *эффективным излучением*:

$$E_{\text{эф}} = E + RE_{\text{пад}} = E + (1 - A)E_{\text{пад}}. \quad (8.5)$$

Разность между лучистым потоком, полученным данным телом, и лучистым потоком, который оно отдает в окружающее пространство, называется *результатирующим излучением*:

$$E_{\text{рез}} = E - E_{\text{погл}} = E - AE_{\text{пад}} = E_{\text{эф}} - E_{\text{пад}}. \quad (8.6)$$

8.2 Основные законы теплового излучения

Истина раскрывается в тиши
тем, кто ее разыскивает.

Д. И. Менделеев, ученый

Теоретически на основе электромагнитной теории была установлена зависимость, которая носит название **закона Планка**, спектральной плотности потока излучения абсолютно черного тела от длины волны и температуры.

$$E_{0\lambda} = c_1 \lambda^{-5} / [\exp(c_2 / \lambda T) - 1], \quad (8.7)$$

где c_1 – первая константа излучения, Вт/м², $c_1 = 3,7418 \cdot 10^{-16}$;

c_2 – вторая константа излучения, м·К, $c_2 = 3,4318 \cdot 10^{-2}$;

λ – длина волны, м;

T – абсолютная температура, К.

Графическая интерпретация закона Планка представлена на рисунке 8.1.

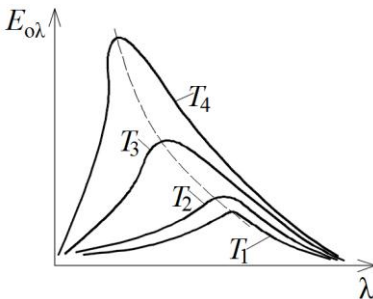


Рисунок 8.1 – Графическое представление закона Планка

Из рисунка 8.1 видно, что при $\lambda \rightarrow 0$ плотность потока излучения стремится к нулю. С увеличением λ растет плотность потока излучения абсолютно черного тела и при некотором значении λ достигает своего максимума, затем убывает и при $\lambda \rightarrow \infty$ снова стремится к нулю. С повышением абсолютной температуры интенсивность излучения значительно увеличивается.

Свойствами теплового излучения лучистая энергия обладает в диапазоне волны от 0,8 до 40 мкм. Поскольку закон

Планка получен для абсолютно черного тела, то для реальных тел он выражает максимально возможную интенсивность излучения.

Закон излучения Вина представляет один из предельных случаев закона Планка, соответствующий малой величине произведения λT .

$$E_{\omega\lambda} = c_1 \lambda^{-5} \left[\exp(c_2 / \lambda T) \right]^{-1}. \quad (8.8)$$

Для определения максимума в интенсивности теплового излучения используется **закон смещения Вина**, математическое выражение которого получено при нахождении производной функции по длине волны и приравненной к нулю. В результате получим

$$\lambda_{\max} T = 2,9 \cdot 10^{-3}, \text{ м}\cdot\text{К}. \quad (8.9)$$

В уравнении (8.9) λ_{\max} – длина волны, соответствующая максимальной интенсивности теплового излучения. Согласно закону Вина *максимальная величина спектральной интенсивности теплового излучения при повышении температуры тела смещается в сторону более коротких волн.*

Зависимость плотности потока интегрального излучения от абсолютной температуры устанавливается **законом Стефана – Больцмана**, который опытным путем был получен Стефаном (1879 г.) и обоснован теоретически Больцманом (1881 г.).

Для абсолютно черного тела

$$E_0 = \sigma_0 T^4, \quad (8.10)$$

где σ_0 – постоянная Стефана – Больцмана, Вт/(м²·К⁴), $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$.

Формулу (8.10) часто записывают в более удобной для расчета форме:

$$E_0 = c_0 (T / 100)^4, \quad (8.11)$$

где c_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м²·К⁴), $c_0 = 5,67$.

Закон Стефана – Больцмана формулируют так: *энергия излучения черного тела пропорциональна температуре в четвертой степени.* Опытами было показано, что этот закон может быть применен и к реальным телам в виде:

$$E = c (T/100)^4. \quad (8.12)$$

Для различных тел коэффициент излучения c различен. Его значение определяется природой тела, состоянием поверхности и температурой. Величина этого коэффициента c всегда меньше c_0 и может измениться в пределах от 0 до 5,67.

Сопоставляя плотность потока собственного излучения тела с плотностью потока излучения абсолютно черного тела при той температуре, получим степень черноты данного тела:

$$\frac{E}{E_0} = \frac{c}{c_0} = \varepsilon. \quad (8.13)$$

Значение степени черноты ϵ находится в пределах от 0 до 1 и для технически важных материалов приводится в специальной литературе (например, [14]). Зная значение ϵ , легко подсчитать поток собственного излучения, используя формулы (8.11) и (8.13):

$$E = \epsilon c_0 (T/100)^4. \quad (8.14)$$

Степень черноты ϵ характеризует полное, или интегральное излучение тела, охватывающее все длины волн.

По закону Кирхгофа отношение плотности излучения серого тела к его коэффициенту поглощения не зависит от природы тела и равно плотности излучения абсолютно черного тела при той же температуре. Математически это можно записать так:

$$E / A = E_0. \quad (8.15)$$

Возможны и другие формы записи закона Кирхгофа, например:

$$A_1 = \epsilon_1, A_2 = \epsilon_2, \dots, A = \epsilon. \quad (8.16)$$

В этой форме закон Кирхгофа показывает, что коэффициент поглощения численно равен степени черноты данного тела.

8.3 Излучение газов

Мы не потому действуем, что познаем,
а познаем, потому что предназначены
действовать.

И. Фихте, философ

Излучение газов существенно отличается от излучения твердых тел. Поглощение и излучение газов – селективное (выборочное). Газы поглощают и излучают лучистую энергию только в определенных, довольно узких интервалах длин волн $\Delta\lambda$ – так называемых полосах. В остальной части спектра газы не излучают и не поглощают лучистой энергии.

Двухатомные газы обладают ничтожно малой способностью поглощать лучистую энергию, а следовательно, и малой способностью ее излучать. Поэтому двухатомные газы обычно считают диатермичными. К ним относятся газы – кислород O_2 и азот N_2 , которые составляют по объему примерно 99 % атмосферы Земли.

В отличие от двухатомных газов многоатомные, в том числе и трехатомные, обладают значительной способностью излучать и поглощать лучистую энергию. Из трехатомных газов в области теплотехнических расчетов наибольший практический интерес представляют углекислый газ (CO_2), водяной пар (H_2O), которые образуются при сжигании традиционного углеводородного топлива (углей, нефтепродуктов и природного газа).

В отличие от твердых тел показатель поглощения газов (конечно, в области полос поглощения) мал. Поэтому для газообразных тел уже нельзя говорить о «поверхностном» поглощении, т. к. поглощение лучистой энергии происходит в конечном объеме газа. В этом смысле поглощение и излучение газов называются объемными.

Опытные исследования показали, что излучательность газов не следует закону Стефана – Больцмана. Однако для практических расчетов излучения газов пользуются законом Стефана – Больцмана, вводя соответствующую поправку в значение ε_r степени черноты газа:

$$E_r = \varepsilon_r (T/100)^4. \quad (8.17)$$

Особенности излучения и поглощения газов, компонентами которых являются CO_2 и H_2O (газообразные продукты сгорания углеводородного топлива), позволяют установить механизм так называемого «парникового эффекта», который оказывает существенное влияние на формирование и изменение климата Земли.

Большая часть солнечного излучения проходит сквозь атмосферу и нагревает поверхность Земли. В свою очередь Землей испускается тепловое излучение в холодное космическое пространство, и поверхность Земли охлаждается. Чтобы поверхность Земли находилась в тепловом равновесии, необходимо поддерживать тепловой баланс, при котором средняя температура на планете около $+14^\circ\text{C}$.

Однако часть излучения Земли поглощается многоатомными («парниковыми») газами атмосферы, которая вследствие этого играет роль «одеяла», удерживающего теплоту. При этом наибольшее влияние на глобальное потепление оказывают такие «парниковые» газы, как углекислый газ (55 %), фреоны и родственные им газы (25 %), метан (15 %) и др. [5].

8.4 Теплообмен излучением между телами

Если вы не думаете о будущем,
у вас его и не будет.

Д. Голсуорси, писатель

Рассмотрим непрозрачные тела, имеющие изотермические поверхности, у которых коэффициенты поглощения и степени черноты не зависят от температуры тела. Процессы лучистого теплообмена стационарны.

Излучение в системе тел с плоскопараллельными поверхностями

Температуры поверхностей T_1 и T_2 , причем $T_1 > T_2$, коэффициенты поглощения и степени черноты поверхностей соответственно $A_1 = \varepsilon_1$ и

$A_2 = \varepsilon_2$, плотности излучения E_1 и E_2 , площади поверхностей тел одинаковы ($F_1 = F_2$).

Явление лучистого теплообмена – это сложный процесс многократных затухающих поглощений и отражений. Часть излученной энергии, вновь возвращается на первоисточник, тормозя этим процесс теплообмена. Первая поверхность излучает E_1 , вторая поверхность из этого количества поглощает $E_1 A_2$ и обратно отражает $E_1(1-A_2)$. Из этого первая поглощает $E_1(1-A_2)A_1$ и отражает $E_1(1-A_2)(1-A_1)$ и т. д. Точно такие же рассуждения можно провести и по отношению к излучению второй поверхности: вторая поверхность излучает E_2 (на рисунке 8.2 изображено красными стрелками). Из этого количества первая поглощает $E_2 A_1$ и отражает $E_2(1-A_1)$ и т. д. Окончательно получим выражение для определения плотности результирующего теплового потока, учитывая, что для серых тел

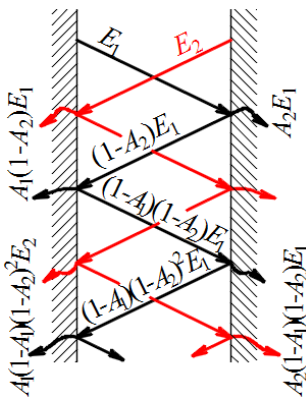


Рисунок 8.2 – Схема лучистого теплообмена между плоскопараллельными поверхностями

степень черноты равна поглощательной способности:

$$q = \varepsilon_n c_0 \left[(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4 \right], \quad (8.18)$$

где $\varepsilon_n = \frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1}$.

Здесь коэффициент ε_n называется *приведенной степенью черноты системы тел*, между которыми происходит процесс лучистого теплообмена. Результирующий тепловой поток излучением между пластинами, площадь которых одинакова и равна F ,

$$Q = qF = \varepsilon_n c_0 \left[(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4 \right] F. \quad (8.19)$$

Излучение между телом и его оболочкой

На практике часто одна теплообменная поверхность полностью охватывается другой. В отличие от теплообмена между близко расположенными поверхностями с равными площадями здесь лишь часть излучения поверхности F_1 попадает на F_2 (рисунок 8.3).

Остальная энергия воспринимается самой же поверхностью F_2 . Тепловой поток, передаваемый излучением от внутреннего тела к внешнему, можно также определить по формуле (8.19). Но при этом вместо площади F подставить площадь поверхности меньшего тела F_1 , а степень черноты системы определить по формуле

$$\varepsilon_n = 1 / [1 / \varepsilon_1 + F_1 / F_2 (1 / \varepsilon_2 - 1)]. \quad (8.20)$$

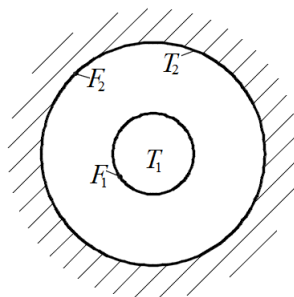


Рисунок 8.3 – Схема лучистого теплообмена в системе с оболочкой

Теплообмен излучением между телами, произвольно расположенными в пространстве

В случае теплообмена между произвольными телами каждое из них излучает на другое лишь часть энергии, излучаемой им по всем направлениям, остальная энергия рассеивается в пространстве или попадает на другие тела.

В этом случае в расчетную формулу (8.19) вводится поправочный коэффициент, называемый коэффициентом облученности тела $\varphi_{1,2}$ и учитывающий долю излучения первого тела, которая воспринимается вторым телом.

Таким образом, теплообмен между двумя произвольно расположенными телами может быть рассчитан по формуле

$$Q_{1,2} = \varphi_{1,2} \varepsilon_n c_0 F_1 [(T_1 / 100)^4 - (T_2 / 100)^4]. \quad (8.21)$$

Коэффициент облученности называют также *угловым коэффициентом излучения*. Это чисто геометрический фактор, зависящий только от формы, размеров тел и их взаимного расположения.

Для большинства частных случаев, имеющих место в технике, значения коэффициентов облученности или соответствующие формулы для их расчета приводятся в справочниках.

В приближенных расчетах лучистого теплообмена между двумя произвольно расположенными телами допустимо приведенную степень черноты рассчитывать по формуле

$$\varepsilon_n = \varepsilon_1 \varepsilon_2, \quad (8.22)$$

где ε_1 и ε_2 – степени черноты соответственно первого и второго тела.

При ϵ_1 и ϵ_2 больше 0,8 ошибка таких расчетов меняется от 0 до 20 % при изменении отношения F_1 / F_2 от единицы до нуля. Ошибка возрастает с уменьшением ϵ_1 или ϵ_2 .

8.5 Защита от теплового излучения (экраны)

Успех – это путь от неудачи к неудаче без потери энтузиазма.

У. Черчилль, государственный деятель

Для уменьшения результирующего лучистого потока при теплообмене излучением между телами применяют экраны.

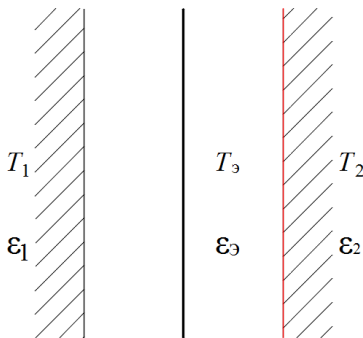


Рисунок 8.4 – Схема плоскостепенных тел с экраном

Рассмотрим случай, когда между двух плоскопараллельных поверхностей с температурами T_1 и T_2 , причем $T_1 > T_2$, установлен экран, имеющий ту же степень черноты, что и поверхности, другими словами $\epsilon_1 = \epsilon_2 = \epsilon_3$ (рисунок 8.4).

При отсутствии теплового экрана теплообмен излучением определится с помощью уравнения

$$q_{12} = \epsilon_n c_o \left[(T_1 / 100)^4 - (T_2 / 100)^4 \right], \quad (8.23)$$

а при установке экрана, учитывая, что потоки излучения передаются от первой поверхности к экрану и от экрана ко второй поверхности, по тому же уравнению (8.23) получим

$$q_{12} = \epsilon_n c_o \left[(T_1 / 100)^4 - (T_3 / 100)^4 \right] = \epsilon_n c_o \left[(T_3 / 100)^4 - (T_2 / 100)^4 \right].$$

Из последнего уравнения получим, что неизвестная температура экрана

$$(T_3 / 100)^4 = \frac{1}{2} \left[(T_1 / 100)^4 - (T_2 / 100)^4 \right],$$

а значит, для результирующего излучения при наличии экрана одинаковой степени черноты с излучающими поверхностями плотность потока

$$q_3 = \frac{1}{2} \epsilon_n c_o \left[(T_1 / 100)^4 - (T_2 / 100)^4 \right]. \quad (8.24)$$

Сравнивая плотность потока лучистого теплообмена при установке экрана между поверхностями с плотностью потока между ними без установки экрана, получим

$$q_3 = \frac{1}{2}q. \quad (8.25)$$

Таким образом, установка одного теплового экрана уменьшает тепловой поток излучения в 2 раза. Наличие двух экранов вызывает уменьшение теплового потока в 3 раза, наличие n экранов – уменьшение в $(n + 1)$ раз, причем степень черноты тепловых экранов такая же, как поверхностей.

Еще больший эффект снижения получается при установке тепловых экранов с малой степенью черноты ($\epsilon_3 < \epsilon$):

$$\frac{q_3}{q_{12}} = 1 / \left(1 + n \frac{2 - \epsilon_3}{2 - \epsilon} \frac{\epsilon}{\epsilon_3} \right). \quad (8.26)$$

Например, установка только одного теплового экрана со степенью черноты $\epsilon_3 = 0,02$ (полированная медь) между поверхностями с $\epsilon = 0,8$ снижает тепловой поток излучения, т. е. повышает защиту от теплового излучения примерно в 67 раз.

Закрепим изученное!

1 *Тепловым излучением* называется процесс распространения в пространстве внутренней энергии излучающего тела с помощью электромагнитных волн, которые распространяются со скоростью света.

Большинство жидких и твердых тел излучают энергию во всем диапазоне длин волн. Газы характеризуются выборочным, или селективным, излучением.

2 Большинство твердых тел считается серыми телами, т. е. телами, у которых поглощательная способность меньше единицы (это не черное тело) и не зависит от длины волны падающего излучения.

Степенью черноты ϵ называют отношение плотности собственного излучения серого тела к плотности излучения абсолютно черного тела при той же температуре.

Степень черноты тел относится к важнейшим радиационным характеристикам и приводится в таблицах в теплотехнической литературе.

3 *Основными законами* теплового излучения являются законы **Планка, Вина, Стефана – Больцмана и Кирхгофа**. Наиболее часто в практике используются для реальных тел закон Стефана – Больцмана $E = \epsilon c_0 (T / 100)^4$, где $c_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – постоянная

Стефана – Больцмана; и закон Кирхгофа $A = \epsilon$, где A – коэффициент поглощения серого тела.

4 Двухатомные газы считаются диатермичными. Атмосфера Земли на 99 % состоит из N_2 и O_2 .

Трех- и многоатомные газы не обладают этой способностью. Наибольший практический интерес составляют газообразные продукты сгорания углеводородного топлива CO_2 и H_2O .

5 На практике часто рассматриваются два случая теплообмена излучения между телами: два тела имеют плоскопараллельные поверхности и одна поверхность охватывается другой. В этих случаях для определения плотности результирующего теплового потока используется уравнение Стефана – Больцмана для серых тел, а также приведенная степень черноты ϵ_n системы для двух тел с плоскопараллельными поверхностями: $\epsilon_n = 1 / [1 / \epsilon_1 + 1 / \epsilon_2 - 1]$; для двух тел, когда одна теплообменная поверхность полностью охватывается другой, $\epsilon_n = 1 / [1 / \epsilon_1 + F_1 / F_2 (1 / \epsilon_2 - 1)]$. Здесь ϵ_1 и ϵ_2 – степени черноты поверхностей; F_1 и F_2 – площади поверхности тел, причем F_1 – площадь меньшего тела.

6 Для защиты от теплового излучения применяют экраны. Включение одного экрана (при $\epsilon_1 = \epsilon_2 = \epsilon_s$) вызывает уменьшение результирующего теплового потока в два раза. Еще больший эффект снижения получается, если применяются экраны с малой степенью черноты. Например, установка лишь одного экрана из никелированного неполированного железа с $\epsilon_s = 0,1$ между поверхностями с $\epsilon = 0,8$ дает снижение лучистого теплообмена примерно в 14 раз.

Задачи для самостоятельного решения

Ум без знания есть сидень.

Н. М. Карамзин, историк

1 *Пирометр* – это прибор для измерения высоких температур. Схема пирометра показана на рисунке 8.5. Нить электрической лампы пирометра нагревается до такой температуры, при которой ее яркость совпадает с яркостью данного тела. Степень черноты тела (внутренней стенки печи) при $\lambda = 0,65$ мкм $\epsilon_\lambda = 0,8$.

Чему равна температура внутренней поверхности печи, если по шкале пирометра, отградуированной по излучению абсолютно черного источника, $T = 1900 \text{ K}$?

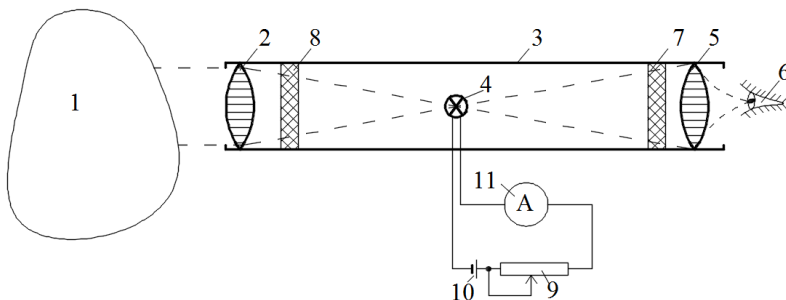


Рисунок 8.5 – Схема оптического пирометра:

1 – объект измерения; 2 – объектив; 3 – корпус прибора; 4 – пирометрическая лампа; 5 – окуляр; 6 – наблюдатель; 7 – красный светофильтр; 8 – поглощающее стекло; 9 – реостат; 10 – источник питания; 11 – измерительная шкала

2 В термосе ($d_1 = 80 \text{ мм}$, $d_2 = 90 \text{ мм}$, $l = 300 \text{ мм}$) находится вода с температурой $95 \text{ }^\circ\text{C}$. Степень черноты стенок термоса $\epsilon = 0,02$. Конвективный коэффициент теплоотдачи со сторон воды $\alpha_{\text{в}} = 300 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$, суммарный коэффициент теплоотдачи за счет конвекции и излучения со стороны воздуха $\alpha_{\text{з}} = 300 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$. Температура окружающего воздуха $t_0 = +20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Найти тепловые потери через боковую поверхность термоса.

3 Температура поверхности горизонтального паропровода $300 \text{ }^\circ\text{C}$, степень черноты 0,8, наружный диаметр 400 мм. Температура стен помещения $25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Найти тепловые потери за счет теплообмена излучением с единицы длины паропровода. Сопоставить с тепловыми потерями за счет свободной конвекции воздуха около паропровода. Температура воздуха $30 \text{ }^\circ\text{C}$.

4 Температура отработавших газов $T_{\text{ог}}$ в выхлопном коллекторе теплового дизеля 10Д100 измеряется при помощи термопары (рисунок 8.6).

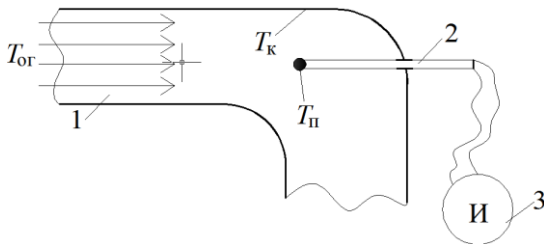


Рисунок 8.6 – Схема измерения температуры отработавших газов в выхлопном коллекторе дизеля:

1 – выхлопной коллектор; 2 – термопара; 3 – измерительный прибор

Показания соединенного с термопарой прибора $T_{\text{т}} = 300$ °С, температура внутренней поверхности выхлопного коллектора $T_{\text{к}} = 200$ °С. Из-за лучистого теплообмена между поверхностью горячего сая термопары и внутренней поверхности коллектора измерительный прибор показывает заниженную температуру газов. Требуется найти истинную температуру отработавших газов в выхлопном коллекторе. Принять степень черноты поверхности горячего сая термопары $\varepsilon_1 = 0,8$, а коэффициент теплоотдачи от газов к поверхности горячего сая термопары $\alpha = 40$ Вт/(м²·К).

5 Определить потерю теплоты путем излучения с поверхности стальной трубы диаметром $d = 70$ мм и длиной $l = 3$ м при температуре поверхности $t_1 = 227$ °С, если эта труба находится: а) в большом кирпичном помещении, температура стенок которого $t_2 = 27$ °С; б) в кирпичном канале, размеры которого 300×300 мм, при температуре стенок $t_2 = 27$ °С. При расчете принять для окисленно стали сепень черноты $\varepsilon_1 = 0,79$, а для кирпича красного $\varepsilon_2 = 0,93$.

9 ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

9.1 Сложный теплообмен

Гораздо труднее увидеть проблему, чем найти ее решение. Для первого требуется воображение, а для второго – только умение.

Д. Д. Бернал, ученый

Рассмотренные элементарные способы передачи теплоты – *теплопроводность, конвекция* и *тепловое излучение* в реальных условиях отдельно, изолированно, практически не встречаются.

Теплообмен между стенкой цилиндра ДВС и охлаждающей жидкостью происходит одновременно путем соприкосновения и излучения, и называется это явление *радиационно-конвективным теплообменом*. Явление радиационно-конвективного теплообмена наблюдается внутри цилиндра ДВС, где горячие газы – продукты сгорания – передают теплоту одновременно путем соприкосновения и излучения.

Теплообмен между двумя жидкостями или газообразными средами, разделенными твердой стенкой, или через поверхность раздела между ними называется **теплопередачей**. Перенос теплоты от теплоносителя к стенке и от стенки к теплоносителю может иметь характер только конвекции и радиационно-конвективного теплообмена. Перенос теплоты через стенку осуществляется теплопроводностью. Причем стенка может быть однородной или многослойной. Отсюда следует, что *теплопроводность, конвекция* и *тепловое излучение* являются лишь частными условиями общего процесса переноса теплоты. Расчетная формула при теплопередаче имеет вид

$$Q = k(t_1 - t_2)F. \quad (9.1)$$

Здесь k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К), значение которого определяет количество теплоты, переданное в единицу времени через единицу поверхности стенки от одной жидкости «1» к другой жидкости «2» при разности температур между ними в один градус; F – площадь поверхности, разделяющей жидкости, м².

Физическая сторона сложного процесса теплопередачи полностью определяется явлениями теплопроводности, конвекции и теплового излучения, а коэффициент теплопередачи является лишь количественной, чисто расчетной характеристикой процесса.

Для плотности теплового потока при теплопередаче получим

$$q = k(t_1 - t_2). \quad (9.2)$$

9.2 Теплопередача через плоскую стенку

...Надо миновать малую добычу. Ибо кто идёт к ней, тот с ней и прибудет.

Н. Рерих, художник

Рассмотрим передачу теплоты через однородную плоскую стенку при установившемся режиме в направлении к образующей поверхности. На рисунке 9.1 представлена схема теплопередачи.

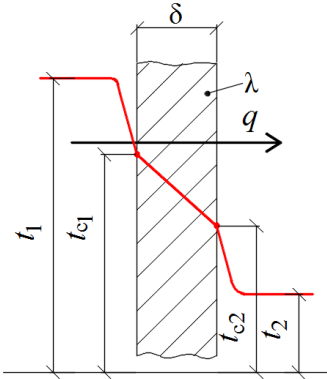


Рисунок 9.1 – Схема теплопередачи через однослойную плоскую стенку

к поверхности стенки, равна плотности теплового потока, прошедшего сквозь стенку теплопроводностью и равна плотности теплового потока от стенки t_{c2} к «холодной» жидкости температурой t_2 , передаваемого конвекцией с коэффициентом теплопередачи α_2 . Следовательно, получим

$$q = \lambda / \delta (t_{c1} - t_{c2}); \quad (9.4)$$

$$q = \alpha_2 (t_{c2} - t_2). \quad (9.5)$$

Решим записанные уравнения относительно температурных напоров и получим следующую систему:

$$\begin{cases} t_1 - t_{c1} = q \frac{1}{\alpha_1}; \\ t_{c1} - t_{c2} = q \frac{\delta}{\lambda}; \\ t_{c2} - t_2 = q \frac{1}{\alpha_2}. \end{cases} \quad (9.6)$$

Почленно сложив, получим значение температурного напора между «горячей» и «холодной» жидкостями:

$$t_1 - t_2 = q(1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2). \quad (9.7)$$

Отсюда плотность теплового потока при теплопередаче

$$q = (t_1 - t_2) / (1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2). \quad (9.8)$$

Сравнивая (9.8) и (8.28), приходим к выводу, что в этом случае коэффициент теплопередачи

$$k = 1 / (1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2). \quad (9.9)$$

Тогда формулу (9.8) можно записать в следующем виде:

$$q = k\Delta t, \quad (9.10)$$

где Δt – температурный напор между теплоносителями.

Величину, обратную коэффициенту теплопередачи, называют *полным термическим сопротивлением*, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$,

$$R = 1/k = 1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2. \quad (9.11)$$

Здесь каждое из слагаемых полного термического сопротивления теплопередаче является частным термическим сопротивлением, а именно:

- термическое сопротивление теплоотдачи от «горячей» жидкости к стенке $R_{\alpha_1} = 1/\alpha_1$;
- термическое сопротивление теплопроводности стенки $R_\lambda = \delta/\lambda$;
- термическое сопротивление теплоотдачи от стенки к «холодной» жидкости $R_{\alpha_2} = 1/\alpha_2$.

9.3 Теплопередача через многослойную плоскую стенку

Имеющие терпение способны создавать шелк
из листьев и мед из розовых лепестков.

А. Навои, поэт

Многослойные (n -слойные) плоские стенки, разделяющие две жидкости с различными температурами, встречаются довольно часто в технике. Например, это цилиндровая стальная гильза с образовавшимся налетом нагара с внутренней стороны, где происходит сгорание дизельного топлива, накипи со стороны охлаждения водой.

Для многослойной (n -слойной) плоской стенки, разделяющей две жидкости с различными температурами, аналогично выводу для однослойной стенки получим выражение для определения коэффициента теплопередачи:

$$k = 1 / \left[1/\alpha_1 + \sum_1^n (\delta_i/\lambda_i) + 1/\alpha_2 \right], \quad (9.12)$$

где $\sum_1^n (\delta_i / \lambda_i) = \delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2 + \dots + \delta_n / \lambda_n$ – суммарное термическое сопротивление теплопроводности n -слойной плоской стенки.

Общее термическое сопротивление температуры n -слойной стенки

$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_1^n (\delta_i / \lambda_i) + \frac{1}{\alpha_2}. \quad (9.13)$$

Для определения температуры каждого отдельного слоя необходимо учитывать, что рассматривается стационарный режим теплопередачи, а значит, плотность теплового потока q , проходящего через каждый слой, одинакова.

Температура на поверхности первого слоя со стороны теплопередающей среды

$$t_{c1} = t_1 - q(1 / \alpha_1). \quad (9.14)$$

Температура на границе между i -м и $(i + 1)$ -м слоями (i – порядковый номер слоя)

$$t_{c(i+1)} = t_1 - q(1 / \alpha_1 + \delta_1 / \lambda_1 + \dots + \delta_i / \lambda_i). \quad (9.15)$$

Температура на поверхности последнего слоя, соприкасающегося с тепловоспринимающей жидкостью,

$$t_{c(n+1)} = t_1 - q \left[1 / \alpha_1 + \sum_1^n (\delta_i / \lambda_i) \right], \quad (9.16)$$

или

$$t_{c(n+1)} = t_2 + q(1 / \alpha_2). \quad (9.17)$$

9.4 Теплопередача через цилиндрическую стенку

Истинное знание – знание причин.

Г. Галилей, ученый

Значение коэффициента теплопередачи через цилиндрическую стенку зависит от того, к какой поверхности цилиндрической стенки, внутренней или наружной, этот коэффициент отнесен.

Принимая, что внутри трубы движется горячая жидкость с температурой t_1 , омывая внутреннюю поверхность площадью F_1 , а наружную поверхность однослойной трубы площадью F_2 омывает холодная жидкость, имеющая температуру t_2 , значение линейной плотности теплового потока для однослойной цилиндрической стенки

$$q_l = \pi(t_1 - t_2) / \left[1 / (\alpha_1 d_1) + 1 / 2\lambda \ln d_2 / d_1 + 1 / (\alpha_2 / d_2) \right]. \quad (9.18)$$

Вывод формулы (9.18) аналогичен выводу формулы (9.8), при этом учитывается, что линейная плотность q_l теплового потока представляет собой тепловой поток, отнесенный к единице цилиндрической поверхности, т. е. $q_l = Q / l$. Следовательно, величина линейного коэффициента теплопередачи

$$k_l = 1 / \left[1 / (\alpha_1 d_1) + 1 / 2\lambda \ln d_2 / d_1 + 1 / (\alpha_2 d_2) \right]. \quad (9.19)$$

Тогда $q_l = k_l (t_1 - t_2) \pi$.

Величина, обратная линейному коэффициенту теплопередачи, $1 / k_l$ называется *линейным термическим сопротивлением теплопередачи* и обозначается R_l .

Величину линейного термического сопротивления однослойной цилиндрической стенки определяют по формуле

$$R_l = 1 / (\alpha_1 d_1) + 1 / 2\lambda \ln d_2 / d_1 + 1 / (\alpha_2 d_2). \quad (9.20)$$

Для многослойной цилиндрической стенки уравнение (9.18) можно записать как

$$k_l = 1 / \left[1 / (\alpha_1 d_1) + \sum_1^n (1 / 2\lambda) \ln(d_{i+1} / d_i) + 1 / (\alpha_2 d_{n+1}) \right]. \quad (9.21)$$

9.5 Теплопередача через ребристые цилиндрические поверхности

Если вы хотите иметь то, что никогда не имели, вам придется делать то, что никогда не делали.

Коко Шанель, модельер

Рассмотрим уравнения для определения коэффициента теплопередачи в случае применения оребренных труб. Оребрение труб выполняется для интенсификации теплопередачи, причем оребрение всегда выполняют со стороны той среды, которая характеризуется наименьшим коэффициентом теплоотдачи. Например, водовоздушная радиаторная секция охлаждения имеет оребрение только со стороны движения воздуха.

Отношение площади полной поверхности со стороны оребрения F_p к внутренней гладкой поверхности трубы, равной $F = \pi d_b l$ (d_b – внутренний диаметр; l – длина трубы), обозначим a_p , т. е. $a_p = F_p / F$. Тогда при отношении коэффициента теплопередачи к неоребренной внутренней поверхности трубы получим

$$k = 1 / \left[1 / \alpha_1 + \sum_1^n \delta_i / (\lambda_i F / F_{ci}) + 1 / \alpha_2 a_p \right], \quad (9.22)$$

где F_{ci} – площадь поверхности теплопередачи i -й стенки в случае многослойной конструкции.

Из уравнения (9.22) следует, что при неизменном значении площади внутренней поверхности коэффициент теплопередачи с ростом степени оребрения увеличивается.

9.6 Тепловая изоляция плоских и цилиндрических стенок

Quidquid discis, tibi discis.– Чему бы ты ни учился, ты учишься для себя.
Гай Петроний Арбитр

В настоящее время с целью повышения энергосбережения проводят мероприятия по снижению тепловых потерь в окружающую среду. Одним из них является *нанесение тепловой изоляции на нагретую поверхность*. Теплоизоляционные материалы изготавливают из органического и неорганического сырья.

Плоские стенки при наложении любого теплоизоляционного материала только снижают потери теплоты путем рассеяния в окружающую среду, поскольку термическое сопротивление теплопередачи только увеличивается. Что касается цилиндрических поверхностей (труб), то здесь нет однозначного ответа.

Исследуем влияние материала и толщины наружного диаметра изоляции на полное термическое сопротивление и тепловые потери изолированного трубопровода. Рассмотрим цилиндрическую трубу, внешний диаметр которой d_2 , покрытую по наружной стороне тепловой изоляцией, с внешним диаметром $d_{из}$. В этом случае линейное термическое сопротивление получившейся двухслойной цилиндрической изолированной стенки

$$R_{из} = 1/k_{из} = 1/\alpha_1 + d_1/2\lambda \ln d_2/d_1 + d_1/2\lambda_{из} \ln d_{из}/d_2 + d_1/(\alpha_2 d_{из}). \quad (9.23)$$

Получим, что линейное термическое сопротивление цилиндрической поверхности при наложении теплоизоляции увеличилось на

$$\Delta R_l = R_{из} - R_l = \frac{1}{2\lambda_{из}} \ln \frac{d_{из}}{d_2} - \frac{1}{\alpha_2} \left(\frac{1}{d_2} - \frac{1}{d_{из}} \right). \quad (9.24)$$

Анализируя полученное, можно заключить, что с увеличением диаметра $d_{из}$ увеличивается местное термическое сопротивление слоя изоляции на величину $1/(2\lambda_{из}) \ln d_{из}/d_2$, поскольку толщина изоляции возросла. Однако в связи с увеличением наружного диаметра, который при наложении теплоизоляции стал $d_2 + d_{из}$, теплоотдача возросла, что привело к уменьшению линейного термического сопротивления на величину $1/\alpha_2 (1/d_2 - 1/d_{из})$. Чтобы выяснить влияние наружного диаметра изоляции $d_{из}$ (а следовательно, и

толщину изоляции) на полное термическое сопротивление, возьмем первую производную по $d_{из}$ и приравняем ее к нулю:

$$\frac{\partial R_{из}}{\partial d_{из}} = \frac{d_1}{d_{из}} \left(\frac{1}{2\lambda_{из}} - \frac{1}{\alpha_2 d_{из}} \right) = \frac{d_1}{2\lambda_{из} d_{из}} - \frac{d_1}{\alpha_2 d_{из}^2} = 0. \quad (9.25)$$

Производная $\frac{\partial R_{из}}{\partial d_{из}}$ обращается в нуль при некотором значении $d_{из}$,

называемом *критическим диаметром изоляции* и обозначается $d_{кр}$, при котором термическое сопротивление цилиндрической проходит через экстремальное значение:

$$\frac{1}{2\lambda_{из}} = \frac{1}{\alpha_2 d_{кр}}, \quad (9.26)$$

откуда

$$d_{кр} = 2\lambda_{из} / \alpha_2. \quad (9.27)$$

Формула (9.27) показывает, что критический диаметр изоляции $d_{кр}$ не зависит ни от наружного, ни от внутреннего диаметра трубопровода, толщины тепловой изоляции $\delta_{из}$ и коэффициента теплоотдачи от теплоносителя к внутренней стенке трубы, а зависит только от теплопроводности изоляции $\lambda_{из}$ и коэффициента теплоотдачи от внешней поверхности изоляции к окружающей среде. Если $d_2 < d_{кр}$, то при наложении слоев изоляции ее толщина будет увеличиваться и тепловые потери будут расти, превышая тепловые потери неизолированного трубопровода. Такая ситуация будет наблюдаться до критического диаметра $d_{кр} = 2\lambda_{из} / \alpha_2$. При дальнейшем увеличении толщины изоляции, когда $d_{из} > d_{кр}$, тепловые потери будут уменьшаться.

Зависимость тепловых потерь показана на рисунке 9.2. Если $d_2 > d_{кр}$, то при любой толщине изоляции $d_{из}$ никогда не окажется равным $d_{кр}$ и всегда $d_{из} > d_{кр}$. В этом случае применение изоляции с данным значением $\lambda_{из}$ любой толщины обеспечит уменьшение тепловых потерь; причем чем больше толщина изоляции, тем меньше тепловые потери. При одинаковом значении коэффициента теплоотдачи критический диаметр трубы будет определяться качеством выбранного теплоизоляционного материала. Например, бетонная теплоизоляция ($\lambda = 1,28 \text{ Вт/(м·К)}$) будет эффективна только для труб при внешнем диаметре более 250 мм. Для асбестовой изоляции ($\lambda = 0,11 \text{ Вт/(м·К)}$) внешний диаметр трубы дол-

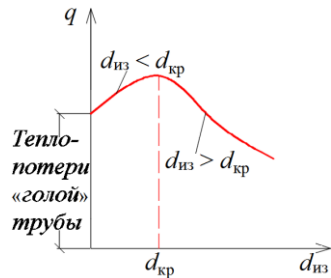


Рисунок 9.2 – Зависимость тепловых потерь с поверхности изолированного трубопровода от диаметра изоляции

жен быть более 22 мм. Изоляция этими материалами труб меньшего диаметра приводит к росту потерь теплоты.

В настоящее время самыми эффективными теплоизоляционными материалами являются газонаполненные полимеры: пенополистирол ($\lambda \approx 0,04$ Вт/(м·К)) и пенополиуретан ($\lambda \approx 0,03$ Вт/(м·К)). Использование полистирола толщиной 80 мм снижает теплопотери в теплопроводах на 75–80 %. Применение пенополиуретана при изготовлении предварительно изолированных труб (ПИ-труб) позволяет довести потери теплоты до 5 % транспортируемого тепла, а значит, сэкономить до 89 кг условного топлива в год с 1 погонного метра теплотрассы.

9.7 Интенсификация теплопередачи

Видеть легко, трудно предвидеть.

Б. Франклин, государственный деятель

Ранее было показано, что теплопередача является сложным теплообменом между горячим и холодным теплоносителями через разделяющую их твердую стенку. Рассмотрим теплопередачу через плоскую стенку. Для уменьшения полного термического сопротивления можно уменьшить любое его слагаемое. Возьмем, например, водовоздушную радиаторную секцию тепловоза 2ТЭЮУ и разберем процесс теплопередачи от горячей воды дизеля 10Д100 к воздуху, который осуществляется в охлаждающем устройстве тепловоза.

Внутри каждой трубки течет горячая вода, нагретая в водяных рубашках цилиндрических гильз дизеля. Трубки водяной радиаторной секции изготовлены из томпака Л96, имеют плоскоовальную форму с толщиной стенки 0,25 мм. Наружная поверхность трубки омывается атмосферным воздухом, подаваемым вентилятором.

Определим термическое сопротивление теплоотдаче от воды к стенке трубки, теплопроводности трубки и теплоотдаче от трубки к воздуху. Для упрощения рассмотрения будем считать этот процесс теплопередачи, как теплообмен через плоскую стенку. Термическое сопротивление теплоотдаче от воды к трубке $R_{\alpha_1} = 1/\alpha_1$ при $\alpha_1 \approx 4000$ Вт/(м²·К) $R_{\alpha_1} = 1/4000 = 25 \cdot 10^{-5}$ м²·К/Вт. Термическое сопротивление теплопроводности $R_\lambda = \delta / \lambda = 0,25 \cdot 10^{-3}/100 = 0,25 \cdot 10^{-5}$ м²·К/Вт, термическое сопротивление теплоотдаче от трубки к воздуху при $\alpha_2 = 40$ Вт/(м²·К) $R_{\alpha_2} = 1/40 = 2500 \cdot 10^{-5}$ м²·К/Вт.

Анализируя полученные значения термических сопротивлений при теплопередаче от горячей воды через стенку трубки к охлаждающему воздуху, приходим к выводу – наименьшее термическое сопротивление оказывает стенка трубки R_λ , оно в 100 раз меньше R_{α_1} и в 10000 раз меньше R_{α_2} .

Общее термическое сопротивление теплопередаче

$$R_k = R_{a1} + R_\lambda + R_{a2}. \quad (9.28)$$

Следовательно, $R_k = 2525,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, а коэффициент теплопередачи $k = 1/R_k = 39,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Оценим влияние каждого термического сопротивления на общее сопротивление теплопередаче.

Уменьшим термическое сопротивление теплоотдаче от воды к стенке радиаторной секции, например, в 5 раз и получим $R_{a1} = 5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$. В результате общее сопротивление теплопередаче стало равным $R'_k = 2505,4 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, коэффициент теплопередачи при таком изменении $k' = 39,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, т. е. изменение не принесло практических результатов, т. к. теплопередача улучшилась на 0,75 %.

Уменьшим термическое сопротивление теплоотдаче от стенки трубки к охлаждаемому воздуху тоже в 5 раз $R_{a2} = 500 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$. При этом, термическое сопротивление теплопередаче $R''_k = 525,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, а общий коэффициент теплопередачи $k'' = 190,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, т. е. изменение составит 380,5 %.

Следовательно, для интенсификации теплопередачи целесообразно реализовать мероприятия по уменьшению бóльшего термического сопротивления или увеличению меньшего коэффициента теплоотдачи. С этой целью применяют как пассивные, так и активные методы.

Пассивные методы интенсификации процессов теплообмена и повышения энергетической эффективности теплообменных устройств:

- оребрение на стороне теплоносителя с низким коэффициентом теплоотдачи;
- замена газового теплоносителя жидкостным;
- увеличение скорости потока теплоносителей;
- использование турбулизирующих вставок, завихрителей или шероховатых поверхностей теплообмена, уменьшающих толщину пограничного слоя либо разрушающих его.

Активные методы интенсификации теплообмена, применение дополнительной внешней энергии:

- использование вибрации или вращения теплоотдающей поверхности, что приводит к уменьшению толщины пограничного слоя;
- озвучивание потока до частот ультразвуку;
- использование электрического поля, под действием которого возникают силы, ускоряющие конвективное движение.

Сложными методами интенсификации теплообмена называются такие методы, когда одновременно используются не менее двух отдельных методов интенсификации конвективного теплообмена.

Сопоставляя рекомендуемые методы интенсификации процессов теплообмена с полученными результатами для водяной радиаторной секции, заключаем, что целесообразно использовать оребрение на стороне воздуха.

Закрепим изученное!

1 В реальных условиях передача теплоты осуществляется одновременно посредством двух (теплопроводностью и конвекцией) или трех (теплопроводностью, конвекцией и излучением) видов теплообмена. Совокупность этих видов теплообмена называется *сложным теплообменом*. Процесс сложного теплообмена от одной упругой (газов) или капельной жидкости к другой через разделяющую их однослойную или многослойную стенку называется *теплопередачей*.

2 Уравнение теплопередачи

$$Q = kF\Delta t,$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);

F – площадь теплопередачи, м²;

Δt – температурный напор между жидкостями, участвующими в передаче теплоты.

3 Для однослойной плоской стенки коэффициент теплопередачи $k=1/[1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2]$, где α_1 – коэффициент теплоотдачи от теплоотдающей среды к стенке, Вт/(м²·К); δ – толщина стенки, м; λ – теплопроводность материала стенки, Вт/(м·К); α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к тепловоспринимающей среде, Вт/(м²·К).

Для многослойной (n -слойной) стенки коэффициент теплопередачи $k=1/[1/\alpha_1 + \sum_1^n (\delta_i/\lambda_i) + 1/\alpha_2]$, где δ_i/λ_i – термические сопротивления соответственно 1, 2, i -го слоев, м²·К/Вт.

Величину, обратную коэффициенту теплопередачи, называют *полным термическим сопротивлением*, м²·К/Вт, $R_T = 1/k$.

4 Для цилиндрических стенок принято определять линейный коэффициент теплопередачи k_l и линейную плотность теплового потока q_l .

Для однородной цилиндрической стенки $q_l = k_l \Delta t \pi$, где $k_l = 1/[1/(\alpha_1 d_1) + 1/2\lambda \ln d_2/d_1 + 1/(\alpha_2 d_2)]$.

Линейное термическое сопротивление однородной цилиндрической стенки $R_l = 1/k_l$.

Для многослойной (n -слойной) цилиндрической стенки q_l определяется по той же формуле, что и для однородной, но

$$k_i = 1 / \left[1 / \alpha_1 d_1 + \sum_1^n (1 / 2\lambda) \ln d_{i+1} / d_i + 1 / \alpha_2 d_{n+1} \right].$$

5 Для ребристых цилиндрических поверхностей вычисляется коэффициент теплопередачи с учетом коэффициента оребрения $a_p = F_p / F$ по формуле

$$k = 1 / \left[1 / \alpha_1 + \sum_1^n (\delta_i / \lambda_i) F_{вн} / F_{сг} + 1 / (\alpha_2 a_p) \right].$$

Здесь коэффициент теплопередачи относится к неоребренной внутренней поверхности трубы. Коэффициент α_2 является коэффициентом теплоотдачи со стороны оребрения (наименьший из коэффициентов теплоотдачи), со стороны неоребренной поверхности – α_1 . Коэффициент a_p представляет собой отношение площади полной поверхности со стороны оребрения к площади неоребренной поверхности, омываемой другим теплоносителем.

6 Теплоизоляция плоских поверхностей не представляет трудности, и эффективность наложения зависит только от теплоизоляционного материала и толщины изоляционного слоя.

При теплоизоляции цилиндрических поверхностей (труб) необходимо соблюдать неравенство $d_{из} > d_{кр}$, где $d_{кр}$ – критический диаметр, $d_{кр} = 2\lambda_{из} / \lambda_2$; $d_{из}$ – диаметр изоляции; $\lambda_{из}$ – коэффициент изоляционного материала. В этом случае применение изоляции обеспечит уменьшение тепловых потерь. В противном случае ($d_2 < d_{кр}$) при наложении слоев изоляции тепловые потери будут расти, а затем уменьшаться. При $d_{кр} = 2\lambda_{из} / \alpha_2$ теплоизоляция эффекта не принесет, и при дальнейшем наложении слоев изоляции, когда $d_{из} > d_{кр}$, тепловые потери будут уменьшаться.

7 Для интенсификации теплопередачи целесообразно реализовать мероприятия по уменьшению большего термического сопротивления или увеличению меньшего коэффициента теплоотдачи. С этой целью в основном применяют следующие методы: оребрение на стороне теплоносителя с низким коэффициентом теплоотдачи; замена газового теплоносителя (если возможно) жидкостным теплоносителем; увеличение скорости теплоносителей; использование завихрителей, уменьшающих толщину пограничного слоя, но следует учесть, что затраты мощности на прокачку теплоносителей при этом возрастают.

Задачи для самостоятельного решения

Ум без знания есть сидень.

Н. М. Карамзин, историк

1 Производственное помещение имеет стены из строительного кирпича ($\lambda = 0,7 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$). Температура внутренней поверхности стены $+16 \text{ }^\circ\text{C}$, наружной $-7 \text{ }^\circ\text{C}$.

Определить толщину стены при температуре воздуха $t_o = -24 \text{ }^\circ\text{C}$ и его коэффициенте теплоотдачи $\alpha_n = 1,6 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

2 В пассажирском вагоне при температуре атмосферного воздуха $t_o = -20 \text{ }^\circ\text{C}$ поддерживается температура внутри $t_b = +20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Определить термосопротивление теплопроводности кузова вагона, если коэффициент теплопередачи стенки вагона $k = 0,85 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$, а температура стенки вагона с внутренней и наружной сторон соответственно равна $+16$ и $-17 \text{ }^\circ\text{C}$.

3 Стенка кузова пассажирского вагона многослойная и состоит из стальной наружной обшивки ($\delta_1 = 2 \text{ мм}$), теплоизолятора из пенополистирола ($\lambda = 0,04 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, $\delta_2 = 40 \text{ мм}$), клееной фанеры ($\delta_3 = 1 \text{ мм}$) и декоративного пластика ($\delta_4 = 1 \text{ мм}$).

Определить коэффициент теплоотдачи кузова пассажирского вагона в атмосферный воздух температурой $-8 \text{ }^\circ\text{C}$, если температура внутренней поверхности (декоративного пластика) $+19 \text{ }^\circ\text{C}$, температура наружной поверхности (стальной обшивки) $-6 \text{ }^\circ\text{C}$.

4 Тепловоз серии 2ТЭ10 движется с некоторой скоростью при температуре окружающей среды $t_o = -10 \text{ }^\circ\text{C}$. высота стенки кузова $3,0 \text{ м}$, длина секции тепловоза $\approx 16,0 \text{ м}$. Температура в дизельном помещении тепловоза $+35 \text{ }^\circ\text{C}$, окружающего воздуха $-10 \text{ }^\circ\text{C}$. Коэффициенты теплоотдачи от воздуха в тепловозе к кузову $\alpha_1 = 15 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$, от стенки кузова к окружающему воздуху $\alpha_2 = 30 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

Определить тепловые потери боковой поверхности кузова тепловоза. При расчете термосопротивлением стенки кузова пренебречь.

10 ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

10.1 Общие положения

Самое дорогое у человека – это жизнь. Она дается один раз, и прожить её надо так, чтобы не было мучительно больно за бесцельно прожитые годы.

Н. А. Островский, писатель

Теплообменными аппаратами (теплообменниками) называются устройства, предназначенные для передачи теплоты от среды с более высокой температурой (теплоотдающей) к среде с более низкой температурой (тепловоспринимающей).

Движущие среды, участвующие в процессе теплообмена, называются *теплоносителями*.

Необходимо учитывать при проектировании теплообменников, что интенсивность теплообмена, а следовательно, и теплообменная поверхность (габариты теплообменника) в значительной степени зависят от рода теплоносителя. Например, при одинаковых условиях и скоростях потока коэффициент теплоотдачи в потоке воды обычно на один-два порядка выше, чем в потоке воздуха.

Процессы теплоотдачи зависят также от состояния пограничного слоя, в котором большую роль играет значение вязкости. Коэффициент кинематической вязкости сильно изменяется с повышением или понижением температуры. Например, при понижении температуры от 80 до 20 °С коэффициент кинематической вязкости дизельного масла увеличивается в 31 раз, воды – в 2,7 раза, а для воздуха кинематическая вязкость уменьшается в 1,4 раза.

Теплообменные аппараты широко применяются на подвижном составе. На рефрижераторном подвижном составе холодильные установки имеют теплообменные аппараты, называемые по своему назначению – конденсаторы и испарители. Современные пассажирские вагоны оборудованы установками кондиционирования, в состав которых входит калорифер (режим отопления) и испаритель (режим охлаждения). На тяговом подвижном составе применяются теплообменные аппараты. Тепловозный дизель оснащен воздушно-радиаторными секциями охлаждения (теплообменники) горячей воды дизеля. На тепловозе установлен водомасляный теплообменник для охлаждения масла дизеля. Надувочный воздух дизеля имеет свой теплообменник, чтобы при номинальном и близком к нему режимах работы дизеля охлаждать надувочный воздух, а при режимах холостого хода и малых

нагрузках – подогревать. Подогрев топлива происходит в топливopодогpевателе (теплообменнике) горячей водой из системы охлаждения дизеля. Кроме того, водяная система дизеля позволяет обогpевать кабину машиниста за счет калорифера (теплообменника). В тормозном компрессоре после первой ступени сжатия воздух охлаждается в холодильнике радиаторного типа (теплообменнике).

Если же двигатель внутреннего сгорания установлен стационарно, то энергоэффективно его использовать как когенерационную установку. При этом извлекаются все преимущества теплофикации, т. е. увеличивается коэффициент использования топлива до 90 %, что, безусловно, выгодно. Использование когенерационных установок требует обязательного применения теплообменных аппаратов как для целей теплофикации, так и для технологических целей на предприятиях транспорта.

Теплообменные аппараты широко применяются в ремонтном производстве и зданиях локомотивных и вагонных депо.

Широко используются теплообменные аппараты при энергосбережении, которое направлено на сокращение потребления дорожного (углеводородного) топлива и загрязнение атмосферного воздуха.

Например, теплонасосная установка (ее часто называют «тепловой насос»), которая, как известно, внедряется в целях энергосбережения и потребляет 1 кВт·ч электроэнергии, а генерирует от 4 до 5 кВт·ч тепловой энергии, оборудована двумя рекуперативными теплообменниками (конденсатором и испарителем).

10.2 Классификация теплообменных аппаратов

Нет большей ненависти в мире,
чем ненависть невежд к знанию.
Г. Галилей, ученый

По принципу действия (способу передачи теплоты) теплообменные аппараты могут быть разделены на рекуперативные, регенеративные и смешительные (контактные).

В *рекуперативных теплообменниках (рекуператорах)* теплота переносится от одной среды (одного теплоносителя) к другой среде (другому теплоносителю) через разделяющую стенку. В *регенеративных теплообменниках (регенераторах)* одна и та же поверхность периодически омывается то горячей средой (горячим теплоносителем), то холодной средой (холодным теплоносителем). При этом горячий теплоноситель отдает часть своей теплоты омываемой поверхности, которая аккумулирует ее, а затем отдает эту теплоту холодному теплоносителю. В *смесительных теплообменниках* происходит непосредственное перемешивание горячего и холодного теплоно-

сителей. Принцип действия смесительных теплообменников наглядно иллюстрирует бытовой кран-смеситель холодной и горячей воды.

Теплообменники тепловозов, электровозов, рефрижераторных и пассажирских вагонов обычно рекуперативные. Эти теплообменники работают в основном в установившемся тепловом режиме.

По роду теплоносителя теплообменные аппараты различают *газовые, газожидкостные и жидкостные теплообменники*.

По типу поверхности выделяют *трубчатые теплообменные аппараты и теплообменники, теплопередающая поверхность которых выполнена из листового металла*. В трубчатых теплообменниках используются гладкие прямые и змеевиковые трубы, а также трубы с оребрением. Трубчатые теплообменники являются традиционными, наиболее часто применяемыми на железнодорожном транспорте. В последнее время всё более широкое применение стали находить пластинчатые теплообменники. Обычно такие теплообменники применяют для теплоносителей, коэффициенты теплоотдачи которых примерно одинаковы.

Все приведенные ниже теоретические положения справедливы для теплообменных аппаратов с любым типом теплообменной поверхности, поэтому ограничимся рассмотрением только трубчатых теплообменников как наиболее распространенных.

10.3 Основные положения теплового расчета

Математика – это ключ и дверь
ко всем наукам.

Г. Галилей, ученый

Тепловой расчет теплообменника основан на двух расчетных уравнениях:

– уравнение теплового баланса

$$Q_T = Q_X, \quad (10.1)$$

где Q_T , Q_X – количество теплоты, соответственно отданное горячим и принятое холодным теплоносителем;

– уравнение теплопередачи

$$Q = kF(t_T - t_X) = kF \overline{\Delta t}. \quad (10.2)$$

Здесь температуры t_T и t_X относятся соответственно к более нагретому (горячему) и нагреваемому (холодному) теплоносителем; F – площадь поверхности теплообменника; $\overline{\Delta t}$ – средний температурный напор в теплообменнике.

При составлении уравнения теплового баланса предполагается, что потерями теплоты от теплообменника в окружающую среду пренебрегают.

Поэтому можно считать, что $Q_T = Q_X = Q$, где Q – тепловая мощность теплообменника.

Тепловая мощность теплообменного аппарата

Величину теплоты, которой обмениваются теплоносители, можно определить по известным выражениям:

$$Q = G_{\Gamma} c_{\text{пр}} (t_{\Gamma}^{\text{BX}} - t_{\Gamma}^{\text{БЫХ}}) = G_{\text{X}} c_{\text{рх}} (t_{\text{X}}^{\text{БЫХ}} - t_{\text{X}}^{\text{BX}}), \quad (10.3)$$

где G_{Γ} , $c_{\text{пр}}$, G_{X} , $c_{\text{рх}}$ — соответственно секундные расходы (массовые) и средние изобарные теплоемкости горячего и холодного теплоносителей, участвующих в теплообмене через стенку;

t_{Γ}^{BX} , $t_{\Gamma}^{\text{БЫХ}}$, t_{X}^{BX} , $t_{\text{X}}^{\text{БЫХ}}$ — температуры соответственно горячего и холодного теплоносителей на входе и на выходе теплообменника.

Здесь стоит заметить, что какая-либо температура из этих четырех (t_{Γ}^{BX} , $t_{\Gamma}^{\text{БЫХ}}$, t_{X}^{BX} , $t_{\text{X}}^{\text{БЫХ}}$) может быть неизвестна, поэтому на основании уравнения (10.3) легко определяется неизвестная величина.

Рассмотрим изменение температур теплоносителей, которое происходит в теплообменнике.

Для простоты введем следующее обозначение:

$$W = G c_{\text{пр}}. \quad (10.4)$$

Величина W называется **водяным эквивалентом**, или расходной (полной) теплоемкостью теплоносителя.

Следовательно,

$$W_{\Gamma} = G_{\Gamma} c_{\text{пр}}; \quad (10.5)$$

$$W_{\text{X}} = G_{\text{X}} c_{\text{рх}}. \quad (10.6)$$

где W_{Γ} , W_{X} — соответственно водяные эквиваленты горячего и холодного теплоносителей (такое название сохраняется как для капельной, так и для газообразной жидкости).

Выполнив подстановку (10.5) и (10.6) в (10.3), получим уравнение теплового баланса в следующем виде:

$$W_{\Gamma} (t_{\Gamma}^{\text{BX}} - t_{\Gamma}^{\text{БЫХ}}) = W_{\text{X}} (t_{\text{X}}^{\text{БЫХ}} - t_{\text{X}}^{\text{BX}}). \quad (10.7)$$

Записывая (10.7), мы предполагаем, что теплота горячего теплоносителя (в интервале температур $t_{\Gamma}^{\text{BX}} - t_{\Gamma}^{\text{БЫХ}}$) полностью, без потерь, будет воспринята холодным теплоносителем.

В действительности горячий теплоноситель теряет теплоты больше, чем её воспринимает холодный, поскольку небольшая часть теплоты рассеивается в окружающую среду. Но этой величиной потерь при тепловом расчете пренебрегают.

Из уравнения (10.7) можно записать

$$\frac{t_{\Gamma}^{\text{ВХ}} - t_{\Gamma}^{\text{ВЫХ}}}{t_{\text{X}}^{\text{ВЫХ}} - t_{\text{X}}^{\text{ВХ}}} = \frac{W_{\text{X}}}{W_{\Gamma}}. \quad (10.8)$$

Обозначим Δt_{Γ} изменение температуры при охлаждении горячего теплоносителя в теплообменнике, $\Delta t_{\Gamma} = t_{\Gamma}^{\text{ВХ}} - t_{\Gamma}^{\text{ВЫХ}}$; Δt_{X} — изменение температуры при нагреве холодной рабочей жидкости, $\Delta t_{\text{X}} = t_{\text{X}}^{\text{ВХ}} - t_{\text{X}}^{\text{ВЫХ}}$. В результате получим следующие соотношение:

$$\frac{\Delta t_{\Gamma}}{\Delta t_{\text{X}}} = \frac{W_{\text{X}}}{W_{\Gamma}}. \quad (10.9)$$

Следовательно, отношение изменений температур теплоносителей обратно пропорционально отношению их водяных эквивалентов.

Характер изменения температуры рабочих жидкостей вдоль поверхности нагрева зависит от схемы их движения и соотношения величин W_{Γ} и W_{X} . Если в теплообменном аппарате горячий и холодный теплоносители протекают параллельно и в одном направлении, то такая схема движения называется **прямотоком**. Если теплоносители движутся параллельно, но в противоположном направлении, то такая схема называется **противотоком**. Если же теплоносители в теплообменнике движутся в перекрестном направлении, такая схема называется **перекрестным током**. Кроме этих простых схем движения теплоносителей в теплообменных аппаратах могут осуществляться более сложные схемы движения: одновременно прямоток и противоток, многократно перекрестный ток и т. д. Такие теплообменные аппараты называются аппаратами **со смешанным током** рабочих жидкостей.

Наиболее часто встречающиеся случаи представлены в литературных источниках по теплообменным аппаратам. Теплообменники со смешанным током рассматриваются как противоточные аппараты с поправкой, соответствующей схеме течения теплоносителей (см. приложение А). В зависимости от соотношения W_{Γ} и W_{X} , а также осуществления прямоточной или противоточной схемы движения теплоносителей получаются четыре характерные пары кривых изменения температуры вдоль поверхности нагрева (рисунок 10.1).

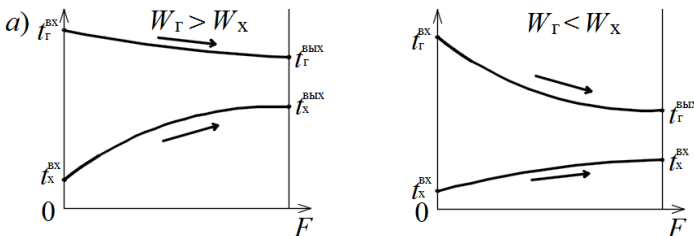


Рисунок 10.1 (начало) – Характер изменения температур теплоносителей:

а – при прямотоке

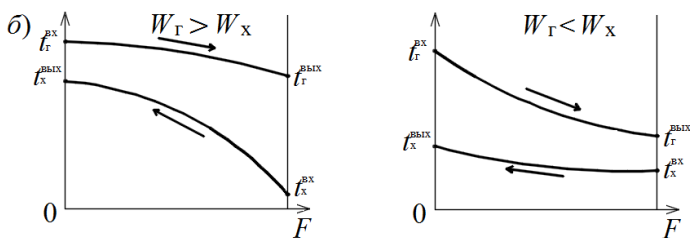


Рисунок 10.1 (окончание) – Характер изменения температур теплоносителей:
 δ – при противотоке

На рисунке 10.1 F – площадь поверхности нагрева; t_G^{BX} , $t_G^{ВЫХ}$, t_X^{BX} , $t_X^{ВЫХ}$ – температуры горячей и холодной рабочих жидкостей на входе и выходе теплообменного аппарата.

Рассмотрев рисунок 10.1, можно сделать следующие выводы.

Во-первых, большее изменение температуры Δt получается для той жидкости, у которой значение величины W меньше.

Во-вторых, при прямотоке конечная температура холодного теплоносителя $t_X^{ВЫХ}$ всегда ниже конечной температуры горячей жидкости $t_G^{ВЫХ}$.

При противотоке конечная температура холодной жидкости $t_X^{ВЫХ}$ может быть выше конечной температуры горячей жидкости $t_G^{ВЫХ}$.

В-третьих, при противотоке кривизна температурных линий теплоносителей направлена в одну сторону (при прямотоке кривизна температурных линий направлена навстречу друг другу). Причем при противотоке поддается тот теплоноситель, изменение температуры Δt которого меньше.

Коэффициент теплопередачи

Процесс переноса теплоты от нагретого теплоносителя к холодному через твердую стенку является сложным теплообменом. Этот процесс определяется совокупным действием элементарных явлений: теплового излучения, конвективного теплообмена и теплопроводности. Определим коэффициент теплопередачи через однородную цилиндрическую стенку, изготовленную из материала с коэффициентом теплопроводности λ , внутренним диаметром d_v , внешним d_n и длиной l .

При установившемся тепловом состоянии количество теплоты, переданное от горячей жидкости, температура которой t_g , к стенке, равно количеству теплоты, переданному через стенку, и количеству теплоты, отданному от стенки к холодной жидкости, температура которой t_x . Здесь горячая жидкость внутри цилиндрической трубки, а холодная жидкость – снаружи.

Значение линейной плотности теплового потока можно определить по известной формуле

$$q_l = \frac{\pi(t_r - t_x)}{\frac{1}{\alpha_r d_b} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_n}{d_b} + \frac{1}{\alpha_x d_n}}.$$

Линейный коэффициент теплопередачи (на 1 м длины трубы)

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_r d_b} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_n}{d_b} + \frac{1}{\alpha_x d_n}}.$$

При проведении тепловых расчетов трубчатых теплообменников можно использовать формулы для плоской стенки, которые упрощают расчеты. Дело в том, что если толщина стенки трубы по сравнению с диаметром мала или d_n / d_b близко к единице, влиянием кривизны стенки можно пренебречь. В этом случае уравнение (10.10) приобретает вид

$$k_b = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_b} + \frac{\delta_{тр}}{\lambda} \frac{d_b}{d_{ср}} + \frac{1}{\alpha_n} \frac{d_b}{d_n}} \quad (10.10)$$

или

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_{тр}}{\lambda} \frac{d_n}{d_{ср}} + \frac{1}{\alpha_b} \frac{d_n}{d_b}}, \quad (10.11)$$

где индексы «в», «н», «ср», «тр» обозначают соответственно внутреннюю, наружную и среднюю поверхности и толщину трубки.

При этом определяется значение плотности теплового потока $q = Q / F$. При проектировании вновь создаваемого теплообменного аппарата нужно предусматривать возможность загрязнения с учетом так называемого коэффициента загрязнения $\eta_{загр}$, величина которого применительна к вязким жидкостям, принимается $\eta_{загр} = 0,65 \dots 0,85$.

Расчетное значение коэффициента теплопередачи определяется по следующей зависимости:

$$k_{расч} = \eta_{загр} k. \quad (10.12)$$

Коэффициенты теплоотдачи при вынужденном течении жидкости в трубах

Как известно, применительно к характеру движения жидкости различают ламинарный (слоистый) и турбулентный (вихревой) режимы. Режимы течения жидкости устанавливают для того, чтобы можно было определить гидравлические потери давления и интенсивность конвективного теплообмена между поверхностью твердого тела и жидкой средой.

При ламинарном режиме течение имеет спокойный, струйчатый характер. В этом случае гидравлические потери давления пропорциональны скорости движения жидкости в первой степени. Теплообмен между поверхностью твердого тела и жидкостью, движущейся относительно этой поверхности в ламинарном режиме, слабо выражен, поскольку перенос теплоты осуществляется одновременным действием теплопроводности и конвекции, а как известно, теплопроводность жидкости мала.

При турбулентном режиме движение жидкости неупорядоченное, вихревое. В этом случае гидравлические потери давления гораздо больше чем при ламинарном течении, пропорциональны скорости движения жидкости в степени 1,75 или 2,0 вне зависимости от турбулизации потока жидкости. Теплообмен между поверхностью твердого тела и жидкостью определяется в основном конвекцией.

Режим течения жидкости определяется особым безразмерным комплексом wl/ν , состоящим из скорости движения жидкости w , кинематической вязкости жидкости ν и характерного размера l канала или обтекаемого тела. Этот комплекс обозначен известным символом $Re = wl/\nu$ и называется числом (безразмерным) Рейнольдса. Переход ламинарного режима в турбулентный происходит при критическом значении этого числа $Re_{кр}$.

Для процессов теплоотдачи режим движения рабочей жидкости имеет очень большое значение, поскольку им определяется механизм переноса теплоты. При ламинарном режиме перенос теплоты в направлении нормали к стенке в основном осуществляется путем интенсивного перемешивания частиц жидкости, следовательно, для газов и обычных жидкостей интенсивность теплоотдачи в основном определяется термическим сопротивлением пристенного подслоя, которое, по сравнению с термическим сопротивлением ядра, оказывается определяющим.

Вследствие ограниченности возможностей аналитического решения процессов теплоотдачи большое значение приобретает эксперимент. Однако при проведении эксперимента, которое само по себе является трудным делом, обычно всегда ставится также задача получить данные для расчета других процессов, родственных изученному.

Средством решения такой задачи является теория подобия, которая позволяет выяснить, когда можно перенести результаты экспериментов, полученные на конкретной установке, на другие аналогичные установки, т. е. установить условия подобия процессов.

Таким образом, при расчетах коэффициентов теплоотдачи в теплообменных аппаратах необходимо знать условия движения теплоносителей, род теплоносителей, их физические свойства и параметры сред, обменивающихся теплотой.

Соответственно характеру и особенностям движения теплоносителей и определяются коэффициенты теплоотдачи.

Численное значение коэффициентов теплоотдачи определяется из критериального уравнения, соответствующего рассматриваемому случаю конвективного теплообмена.

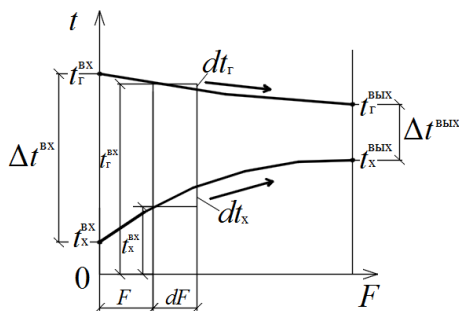
При решении теплотехнических задач искомой величиной является коэффициент теплоотдачи α , поэтому критериальные уравнения в качестве определяемого критерия содержат критерий Нуссельта: $Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$, следовательно, рассчитав по выбранному критериальному уравнению число Nu , определяют величину коэффициента α .

Средний температурный напор

В разделе 10.3 приводится уравнение теплопередачи (10.2), в котором указан средний температурный напор $\overline{\Delta t}$. В пункте 10.3.1 приведен криволинейный характер изменения теплоносителей в теплообменном аппарате, что указывает на некоторую сложность в определении температурного напора между горячим и холодным теплоносителями.

Рассмотрим простейший теплообменный аппарат, работающий по схеме прямотока (рисунок 10.2).

Рисунок 10.2 – Изменение температуры горячего и холодного теплоносителей по площади теплообмена в прямоточном теплообменнике



Произвольно выделим элементарную площадку dF и определим количество теплоты $Q_{г}$, потерянное горячим теплоносителем, и количество теплоты $Q_{х}$, полученное холодным теплоносителем,

$$dQ_{г} = W_{г} dt_{г}, \quad dQ_{х} = W_{х} dt_{х}. \quad (10.13)$$

Но то же количество теплоты, которым обменялись теплоносители через элемент поверхности dF , может быть определено с другой стороны:

$$dQ = k(t_r - t_x) dF. \quad (10.14)$$

Следовательно, указывая, что $t_r - t_x = \Delta t$, можно записать для теплоносителей

$$\begin{cases} W dt_r = -k dF \Delta t, \\ W_x dt_x = k dF \Delta t. \end{cases} \quad (10.15)$$

Вычтя из первого уравнения системы второе и преобразовав, получим следующее дифференциальное уравнение:

$$d\Delta t = -\left(\frac{1}{w_r} + \frac{1}{w_x}\right) k dF \Delta t. \quad (10.16)$$

Обозначив для облегчения написания $\left(\frac{1}{W_r} + \frac{1}{W_x}\right) = A$, получим для интервала от Δt^{BX} до Δt

$$\ln \Delta t \left| \frac{\Delta t}{\Delta t^{\text{BX}}} = -AkF \text{ или } \ln \frac{\Delta t}{\Delta t^{\text{BX}}} = -AkF. \quad (10.17)$$

Следовательно,

$$\frac{\Delta t}{\Delta t^{\text{BX}}} = e^{-AkF} \text{ и } \Delta t = \Delta t^{\text{BX}} e^{-AkF}. \quad (10.18)$$

В результате осреднения температурного напора по всей площади теплообмена аппарата средний температурный напор теплообменника

$$\overline{\Delta t} = \int_F \Delta t dF / F. \quad (10.19)$$

Подставив выражение (10.18) для Δt в формулу (10.19), получим для произвольно выбранной поверхности теплообмена F теплообменника

$$\overline{\Delta t} = \Delta t^{\text{BX}} - \Delta t / \ln \frac{\Delta t^{\text{BX}}}{\Delta t}. \quad (10.20)$$

Для всей поверхности теплообмена $F_{\text{п}}$ средний температурный напор для рассматриваемого теплообменника, когда $\Delta t = \Delta t^{\text{ВЫХ}}$,

$$\overline{\Delta t} = (\Delta t^{\text{BX}} - \Delta t^{\text{ВЫХ}}) / \ln \frac{\Delta t^{\text{BX}}}{\Delta t^{\text{ВЫХ}}}. \quad (10.21)$$

Здесь величина Δt^{BX} имеет большее значение, а $\Delta t^{\text{БЫХ}}$ – меньшее, и соответственно этому присвоим индексы «б» – большее, «м» – меньшее.

В результате получим

$$\overline{\Delta t} = (\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}) / \ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}, \quad (10.22)$$

где $\Delta t_{\text{б}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$ – соответственно больший (по величине) и меньший температурные напоры между теплоносителями независимо от начала или конца поверхности теплообмена.

В таком виде формула (10.22) применяется как для прямоточных, так и для противоточных теплообменников.

Для теплообменников с перекрестным и смешанным током теплоносителей задача об усреднении температурного напора отличается сложностью математических выкладок. Поэтому для наиболее часто встречающихся случаев результаты решения обычно представляются в виде дополнительных графиков, которые используются в следующем алгоритме решения:

– по формуле (10.22) определяется средний температурный напор как для чисто противоточного теплообменника $\overline{\Delta t}$;

– вычисляются вспомогательные величины P и R :

$$P = (t_{\text{х}}^{\text{БЫХ}} - t_{\text{х}}^{\text{BX}}) / (t_{\text{г}}^{\text{БЫХ}} - t_{\text{г}}^{\text{BX}}); \quad (10.23)$$

$$R = (t_{\text{г}}^{\text{BX}} - t_{\text{г}}^{\text{БЫХ}}) / (t_{\text{х}}^{\text{БЫХ}} - t_{\text{х}}^{\text{BX}}); \quad (10.24)$$

– при помощи вспомогательного графика, соответствующего схеме движения теплоносителей в теплообменном аппарате, приведенного в справочной теплотехнической литературе (например, [12]), находится поправка $\varepsilon_{\Delta t}$ (см. приложение А);

– средний температурный напор для заданной схемы движения теплоносителей определяется по формуле

$$\overline{\Delta t} = \varepsilon_{\Delta t} \overline{\Delta t}. \quad (10.25)$$

10.4 Гидродинамический расчет теплообменных аппаратов

Как бы машина хорошо ни работала, она может решать все требуемые от нее задачи, но она никогда не придумает ни одной.

А. Эйнштейн, ученый

В предыдущем подразделе определена необходимая тепловая мощность рекуперативного теплообмена, площадь его теплообменной поверхности. В данном подразделе определяется гидравлическое сопротивление теплообменного аппарата при включении его в гидравлическую сеть. Необходи-

мость данного расчета объясняется следующим. Часто теплообменные аппараты используются в целях энергосбережения, когда тепловая энергия одного теплоносителя, который выполняет свое технологическое назначение (например, охлаждающая вода дизельного двигателя), частично используется для нагрева другого теплоносителя (например, дизельного топлива перед подачей его в двигатель). Однако утилизация этой тепловой энергии вследствие установки теплообменника приводит к увеличению мощности прокачивающего насоса из-за возрастания гидравлического сопротивления сети. Следовательно, необходимо рассчитать величину потери двигателя при движении теплоносителей через теплообменный аппарат.

Гидравлический расчет проводится на основе знаний, полученных при изучении дисциплины «Гидравлика и гидравлические машины».

Напомним, что потери давления при движении жидкости существенно зависят от режима ее течения. Как известно, различают ламинарный и турбулентный режимы течения. Причем для каждого вида течения существует критическое число Рейнольдса $Re_{кр}$, которое определяет переход от ламинарного течения к турбулентному. При $Re < Re_{кр}$ течение происходит в ламинарном режиме, при $Re > Re_{кр}$ возможно возникновение турбулентности. Значение Re выше критического и до определенного предела относится к переходному (смешанному) режиму течения жидкости, когда турбулентное течение более вероятно, но ламинарное иногда тоже наблюдается (т. е. устойчивая турбулентность).

Критическому числу $Re_{кр}$ соответствует интервал 2300–10000.

Как известно, основным уравнением гидравлики, применяемым в гидравлических расчетах потока реальной жидкости при установившемся движении, является уравнение Д. Бернулли. Записанное для двух произвольных сечений 1–1 и 2–2 потока относительно произвольно выбранной горизонтальной плоскости сравнения уравнения Бернулли имеет вид

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha w_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha w_2^2}{2g} + h_{w1-2}, \quad (10.26)$$

где Z_1, Z_2 – геометрические высоты каких-либо точек, взятых соответственно в сечениях 1–1 и 2–2 (обычно это центры, тяжести сечений) относительно произвольно выбранной горизонтальной плоскости сравнения;

p_1, p_2 – давление в тех же точках, для которых определяются Z_1 и Z_2 ;

ρ – плотность жидкости (теплоносителя);

w_1, w_2 – средние скорости в рассматриваемых сечениях;

α – коэффициент кинетической энергии потока (коэффициент Кориолиса), учитывающий неравномерность распределения скоростей в живом сечении потока;

h_{w1-2} – потери напора.

Каждое слагаемое уравнения Бернулли (10.26) определяет соответствующую часть удельной энергии потока, т. е. отнесенной к единице веса жидкости: Z – удельную энергию положения; $\frac{p}{\rho g}$ – удельную энергию давления; $\frac{\alpha w^2}{2g}$ – удельную кинетическую энергию; h_{w1-2} – удельную механическую энергию, затраченную на преодоление сопротивлений движения.

Коэффициент α определяется отношением действительной кинетической энергии потока к кинетической энергии, выделенной по средней скорости. Если уравнение Бернулли применяется для ламинарного потока, коэффициент Кориолиса равен $\alpha = 2$, для турбулентного потока $\alpha = 1,05 \dots 1,10$.

При решении практических задач для установившегося движения несжимаемой (капельной) жидкости вместе с уравнением Бернулли применяется уравнение постоянства расхода (10.27), т. е. равенства расхода во всех сечениях установившегося потока:

$$V = w_1 \omega_1 = w_2 \omega_2 = \text{const}, \quad (10.27)$$

где V – объемный расход жидкости.

Последний член уравнения (10.26) h_{w1-2} учитывает все потери напора между расчетами сечения. Следует запомнить, что при составлении уравнения Бернулли давление p может быть абсолютным или избыточным для всех рассматриваемых сечений потока.

Входящая в уравнение Бернулли (10.26) величина h_{w1-2} представляет собой сумму всех потерь напора, имеющихя на рассматриваемом участке, который делится на два вида:

- потери напора по длине потока h_l , пропорциональны его длине;
- местные потери напора h_m , связанные с изменением конфигурации потока.

Полные потери напора h_{w1-2} , равные сумме всех потерь между сечениями 1–1 и 2–2:

$$h_{w1-2} = \sum h_l + h_m. \quad (10.28)$$

Гидравлические потери на трение по длине

При равномерном напорном движении в трубах потери на трение по длине h_l как при ламинарном, так и при турбулентном течении определяют для круглых труб по формуле Дарси – Вейсбаха

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g}, \quad (10.29)$$

а для труб любой другой формы сечения – по формуле

$$h_l = \lambda \frac{l}{d_3} \frac{w^2}{2g}. \quad (10.30)$$

Потери давления на трение по длине находят по следующей формуле:

$$\Delta p_l = \lambda \frac{l}{d_3} \rho \frac{w^2}{2g}. \quad (10.31)$$

В формулах (10.29)–(10.31): λ – коэффициент гидравлического трения, или коэффициент Дарси; l , d , w , d_3 и ρ – соответственно длина участка трубы или канала, диаметр трубы, средняя скорость течения, эквивалентный диаметр и плотность жидкости.

Коэффициент гидравлического трения учитывает влияние на потери напора ряда факторов, важнейшими из которых являются вязкость жидкости и состояние поверхности труб (канала).

При ламинарном режиме коэффициент Дарси для круглых труб определяется по формуле

$$\lambda = 64 / \text{Re}. \quad (10.32)$$

Формула (10.32) справедлива для стабилизированного ламинарного потока вдали от входа в трубопровод. Вследствие дополнительных сопротивлений, возникающих из-за искажений поперечного сечения трубы и охлаждения напряженных краев жидкости, в практических расчетах принимают

$$\lambda = 74 / \text{Re}. \quad (10.33)$$

Для труб любой формы сечения коэффициент Дарси находится по формуле

$$\lambda = A / \text{Re}, \quad (10.34)$$

где A – коэффициент, численное значение которого зависит от формы поперечного сечения трубы.

Ламинарный режим наблюдается при давлении жидкостей большой вязкости, таких как смазочные масла, мазут, нефть, при движении жидкостей в тонких трубах, в щелевых зазорах.

При увеличении скорости течения жидкости в ней самопроизвольно образуются многочисленные нелинейные волны. Их размер и амплитуда меняются хаотично в некотором интервале, возникает турбулентность.

Из формул (10.32)–(10.34) следует, что при ламинарном режиме потери давления зависят линейно от скорости течения. Действительно, после подстановки (10.34) в (10.31) получим

$$\Delta p_l = A l \mu (2d_3^2 g) w. \quad (10.35)$$

При турбулентном режиме движения вязкой жидкости вдоль от нее образуется слой, в пределах которого интенсивность действия сил вязкости велика и соизмерима с интенсивностью действия сил инерции и гидравлического давления. Влияние вязкости приводит к тому, что внутри рассматриваемого слоя скорость резко меняется от нуля (условие «прилипания») до значения скорости набегающего на тело невозмущенного потока. Эта область течения называется *пограничным ламинарным слоем*.

Введение понятия пограничного ламинарного слоя позволяет разделить весь поток на две области течения: пограничный ламинарный слой и вихревой поток (турбулентное ядро потока). Следует отметить, что толщина пограничного слоя может быть размеченной и существенно зависит от степени турбулентности потока и относительной шероховатости поверхности.

При $4000 < Re < 20d / \Delta_3$, где Δ_3 – эквивалентная шероховатость, наблюдается случай турбулентного режима течения в трубах, сопротивление которых не зависит от шероховатости поверхности. Это так называемый случай «гидравлический график труб». Здесь под эквивалентной шероховатостью понимают такую величину выступа равномерно-зернистой (искусственной) шероховатости, которая дает такие же потери напора, т. е. производит тот же эффект сопротивления, что и реальная шероховатость.

Коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси) для гидравлически гладких труб (зона гладкостенного сопротивления) можно определить по формуле (эмпирической) Блазиуса:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}. \quad (10.36)$$

В этом случае потери давления по длине русла зависят от скорости потока не линейно, а в степени 1,75 и не зависят от шероховатости поверхности, поскольку формула (10.31) принимает следующий вид:

$$\Delta p_l = 0,31664 l \mu (2d_3^2 g) w^{1,75}. \quad (10.37)$$

Это можно объяснить тем, что пограничный слой полностью покрывает шероховатость поверхности и не оказывает влияние на потери.

При турбулентном режиме течения в случае неравенства $20d / \Delta_3 < Re < 500d / \Delta_3$, можно использовать формулу А. Альтшуля

$$\lambda = 0,11 (68 / Re + \Delta_3 / d)^{0,25}. \quad (10.38)$$

Это зона трения, в которой на потери давления оказывают влияние и турбулентность потока жидкости, и относительная шероховатость поверхности русла – это так называемая зона смешанного сопротивления. Данную зону гидравлического трения можно объяснить тем, что пограничный слой не полностью, а частично покрывает выступы шероховатости поверхности, «уменьшая» её шероховатость. В результате на потери давления оказывают

воздействие как турбулентное ядро потока жидкости, так и относительная шероховатость, которая несколько сглажена (уменьшена) ламинарным подслоем.

При развитой турбулентности (больших значениях числа Рейнольдса) все выступы шероховатостей стенки практически полностью выходят из ламинарного подслоя. Это зона турбулентного движения, в которой коэффициент сопротивления зависит только от значения относительной шероховатости поверхности и не зависит от числа Рейнольдса. Шероховатость стенок канала является причиной образования верхней и дополнительной потерь энергии. В этой зоне потери давления пропорциональны квадрату скорости, и поэтому она называется зоной квадратичного сопротивления. В этой области $Re > 500d / \Delta_s$, и она также называется областью совершенно шероховатых труб.

Значение коэффициента Дарси в этой зоне может быть рассчитано по формуле Б. Шифринсона

$$\lambda = 0,11\Delta_s / d^{0,25}. \quad (10.39)$$

При определении коэффициента гидравлического трения (коэффициента Дарси) для труб некруглого сечения в случае турбулентного режима течения можно пользоваться формулами (10.36), (10.38) и (10.39), подставляя в них вместо диаметра d эквивалентный диаметр d_e .

Потери давления в местных и гидравлических сопротивлениях

Местными гидравлическими сопротивлениями называются технические устройства, устанавливаемые на трубопроводах, которые приводят к местным изменениям формы и размеров русла, т. е. вызывают деформацию потока. Примерами местных гидравлических сопротивлений могут быть задвижки, вентили, краны, повороты, сужения и расширения потока, фасонными частями, арматурой и т. п.

Потери давления на местных сопротивлениях обусловлены изменением поля скоростей, образованием вихревых зон. Эти потери являются необратимыми вследствие диссипации энергии (превращение в теплоту и рассеяния в окружающую среду).

Местные потери напора вычисляют по формуле Вейсбаха

$$h_m = \zeta_m w^2 / 2, \quad (10.40)$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления;

w – средняя скорость в сечении, как правило, расположенном ниже по течению за данным сопротивлением.

Значения коэффициентов местных сопротивлений определяются, как правило, опытным путем и зависят от конфигурации местного сопротивле-

ния, режима течения жидкости, подходящей к сопротивлению, расстояния между смежным сопротивлениями.

Для определения потерь давления формула (10.40) приобретает вид

$$\Delta p_m = \zeta_m \rho g w^2 / 2. \quad (10.41)$$

Исследования показывают, что коэффициенты местных сопротивлений зависят от числа Рейнольдса при малых числах Рейнольдса. При больших числах Рейнольдса ($Re > 2 \cdot 10^4$) коэффициенты местных сопротивлений не зависят от числа Re и являются постоянными для данного вида местного сопротивления. В справочниках приведены именно эти значения коэффициентов местных сопротивлений.

Выполненные гидравлические исследования показывают, что смежные местные сопротивления не оказывают влияния друг на друга, если они расположены на расстоянии друг от друга, превышающем длину влияния.

Длина влияния – это расстояние, на котором равномерный поток, деформированный местным сопротивлением, восстанавливает свои характеристики. Опытами установлено, что при больших числах Рейнольдса длина влияния $l = 30d$, поэтому смежные сопротивления, находящиеся друг от друга на расстоянии $l > 30d$, не влияют друг на друга.

Сопротивления, расположенные на расстояниях, существенно меньших длины влияния, рассматривают как единое сопротивление с единым коэффициентом сопротивления. Определяют эти коэффициенты эмпирически.

Рассмотрим примеры наиболее часто встречающихся местных сопротивлений в теплообменных аппаратах.

Изогнутые трубы. В изогнутых трубах движение жидкости имеет очень сложный характер. Под действием центробежных сил весь поток отжимается к внешней стенке и течет с повышенной скоростью, а в поперечном направлении образуется вторичная циркуляция. Несмотря на это, критическое значение Re получается выше, чем для прямых труб, и притом тем выше, чем круче изгиб ($d / D = 1/15 Re_{кр} = 8000$). Гидравлическое сопротивление изогнутых труб больше, чем прямых.

Повороты и колена. Повороты, отводы и колена могут быть самыми разнообразными, и данные для расчета их сопротивления отличаются в разных справочниках. Пользуясь этими данными, необходимо сначала выяснить, по какому сечению произведен расчет. В случае неодинаковости входного и выходного сечений это имеет большое значение.

Чем больше радиус закругления, тем меньше сопротивление. В тех случаях, когда плавный поворот невозможен, целесообразно делать прямое колено с направляющими лопатками. При помощи направляющих лопаток не только уменьшается гидравлическое сопротивление, но и обеспечивается омывание поверхности канала за поворотом.

Пучки труб. При продольном омывании пучков труб вдоль оси сопротивление подсчитывается по формуле для прямых каналов, причем в формулу подставляется эквивалентный гидравлический диаметр d_* .

При поперечном омывании пучков труб сопротивление в основном можно рассматривать как сумму местных сопротивлений сужения и расширения. Сопротивление же трения составляет незначительную долю. Однако в технических расчетах такого разделения не делают, а сразу определяют коэффициент сопротивления по следующим соотношениям:

– для шахматных пучков при $S_1 / d < S_2 / d$ (рисунок 10.3, *а*)

$$\zeta = (4 + 6,6m) \text{Re}_{\text{жк}}^{-0,28}; \quad (10.42)$$

– для шахматных пучков при $S_1 / d > S_2 / d$

$$\zeta = (5,4 + 3,4m) \text{Re}_{\text{жк}}^{-0,28}; \quad (10.43)$$

– для коридорных пучков (рисунок 10.3, *б*)

$$\zeta = (6 + 9m) S_1 / d^{-0,23} \text{Re}_{\text{жк}}^{-0,26}. \quad (10.44)$$

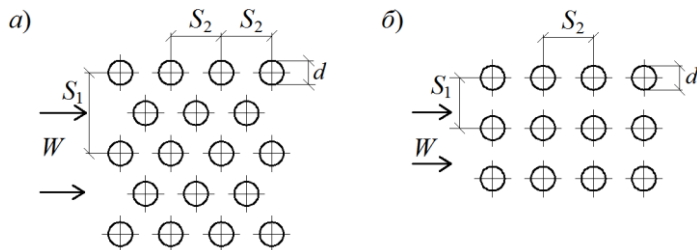


Рисунок 10.3 – Схема расположения труб в пучке:
а – шахматном; *б* – коридорном

Для кожухотрубных теплообменных аппаратов можно применять значения коэффициентов местных сопротивлений, представленные в таблице 10.1.

Таблица 10.1 – Коэффициенты местных сопротивлений трубчатых теплообменников

Местное сопротивление	Коэффициент
Входная или выходная камера (удар и поворот)	1,5
Поворот на 180°: внутри камеры при переходе из одного пучка трубок в другой	2,5
при переходе из одной секции в другую через колено	2,0
через перегородку в межтрубном пространстве	1,5
в U-образной трубке, отгибание перегородок, поддерживающих трубки	0,5

Вход в межтрубное пространство	1,5
Вход в трубное пространство и выход из него	1,0
Вентиль проходной $d = 50$ мм при полном открытии	4,6
Вентиль проходной $d = 400$ мм при полном открытии	7,6
Угольник 90°	1,0–2,0

Полное гидравлическое сопротивление теплообменного аппарата

Падение давления $\Delta p_{\text{тоа}}$, вызванное гидравлическим сопротивлением теплообменного аппарата, определяется формулой

$$p_{\text{тоа}} = \Delta p_1 + \sum \Delta p_m. \quad (10.45)$$

Но через теплообменный аппарат протекают два теплоносителя: горячий и холодный. При этом горячий теплоноситель охлаждается, а холодный – нагревается. Следовательно, различают падение давления, вызванное теплообменником, в магистрали холодного теплоносителя.

Для горячего теплоносителя

$$\Delta p_{\text{тоа}}^r = \Delta p_1^r + \sum \Delta p_m^r, \quad (10.46)$$

а для холодного

$$\Delta p_{\text{тоа}}^x = \Delta p_1^x + \sum \Delta p. \quad (10.47)$$

Расчет полного гидравлического сопротивления теплообменного аппарата со стороны как горячего, так и холодного теплоносителя необходим для определения мощности горячей рабочей жидкости и для перемещения холодной жидкости через теплообменник. Мощность на валу насоса (или вентилятора, если теплоноситель является газом), как известно, определяется по формуле

$$N_n = V \Delta p / \eta_n, \quad (10.48)$$

где V – объемный расход теплоносителя;

Δp – полное сопротивление магистрали горячей или холодной жидкости или газа;

η_n – КПД насоса или вентилятора.

Геометрические размеры теплообменного аппарата, полученные в результате расчета, корректируют в процессе налаживания его совместной работы с основным технологическим оборудованием (например, силовой установки), так как расчет не учитывает в явном виде влияния теплообменника на основные параметры технологического процесса.

10.5 Оценка энергетической эффективности теплообменника

То, что рыба гниет с головы –
оправдание хвоста.

Е. Евушенко, поэт

Актуальность рационального, бережливого, эффективного, а следовательно, экономного потребления и распределения энергии возрастает во всем мире. Указанное важно в связи с тем, что, во-первых, сегодня львиная доля электро- и тепловой энергии производится путем сжигания невозобновляемого углеводородного топлива, запасы которого истощаются. Особенно это важно для Беларуси в связи с недостаточными энергоресурсами. Неэффективное использование дорогих энергоресурсов приводит к негативным экономическим последствиям. Во-вторых, в последние годы обнажилась острая экологическая проблема: без принятия срочных мер, направленных на декарбонизацию экономик, изменение климата может стать необратимым. Беларусь как член Международного общества ратифицировала Парижское соглашение (2015 г.) по сдерживанию роста глобальной температуры.

В силу указанных выше причин генерирование, передача, трансформирование, потребление и утилизация энергии должны быть высокоэффективными. Однако Беларусь по энергоемкости ВВП (внутреннего валового продукта), а значит, и по энергоэффективности производства, значительно отстает от передовых стран.

Следовательно, необходимо широко использовать технологическое оборудование, которое повышает энергоэффективность производства. К такому оборудованию можно отнести теплообменные, причем высокоэффективные, аппараты.

Тепловая эффективность теплообменников оценивается отношением действительно передаваемой теплоты к теоретически возможной в противоточном теплообменнике с бесконечно большой площадью теплопередающей поверхности при нагревании или охлаждении теплоносителя с меньшей полной теплоемкостью (водяным эквивалентом) до начальной температуры другого теплоносителя:

$$\eta = \frac{W_x (t_x^{\text{БЫХ}} - t_x^{\text{БК}})}{W_{\min} (t_{\Gamma}^{\text{БК}} - t_x^{\text{БК}})} = \frac{W_{\Gamma} (t_{\Gamma}^{\text{БК}} - t_{\Gamma}^{\text{БЫХ}})}{W_{\min} (t_{\Gamma}^{\text{БК}} - t_x^{\text{БК}})}, \quad (10.49)$$

где η – тепловая эффективность ТОА;

W_{\min} – меньшая величина из W_x и W_{Γ} .

Для теплообменников-нагревателей характерно $W_{\min} = W_x$, и их тепловая эффективность оценивается степенью регенерации (нагревания) η_p – отношением действительного повышения температуры холодного теплоносителя к теоретически возможному:

$$\eta_p = \frac{t_x^{\text{ВЫХ}} - t_x^{\text{ВХ}}}{t_\Gamma^{\text{ВХ}} - t_x^{\text{ВХ}}} \quad (10.50)$$

В охладителях обычно $W_{\min} = W_\Gamma$, и их тепловая эффективность оценивается степенью охлаждения

$$\eta_{\text{охл}} = \frac{t_\Gamma^{\text{ВХ}} - t_\Gamma^{\text{ВЫХ}}}{t_\Gamma^{\text{ВХ}} - t_x^{\text{ВХ}}} \quad (10.51)$$

В результате тепловых и гидромеханических расчетов находят наимыгоднейшее соотношение между затратами на изготовление и расходами энергии на эксплуатацию теплообменного аппарата.

Закрепим изученное!

1 Теплообменные аппараты предназначены для передачи теплоты от среды с более высокой температурой (теплоотдающей) к среде с более низкой температурой (тепловоспринимающей).

На подвижном составе железнодорожного транспорта в основном применяются рекуперативные теплообменники – рекуператоры. В них теплота переносится от одной среды (одного теплоносителя) к другой среде (другому теплоносителю). Традиционными, наиболее часто применяемыми на железнодорожном транспорте, являются трубчатые теплообменники.

2 Тепловой расчет теплообменника основан на двух расчетных уравнениях:

– уравнение теплового баланса $Q_\Gamma = Q_x$, где количество теплоты, отданное горячим теплоносителем, равно количеству теплоты, воспринятому холодным теплоносителем;

– уравнение теплопередачи $Q = kF \overline{\Delta t}$.

3 Величина теплоты, которой обмениваются теплоносители, может быть определена по известным выражениям

$$Q = G_\Gamma c_{\text{пр}} (t_\Gamma^{\text{ВХ}} - t_\Gamma^{\text{ВЫХ}}) = G_x c_{\text{пр}} (t_x^{\text{ВЫХ}} - t_x^{\text{ВХ}}).$$

Причем $c_{\text{сп}} = W$ называется *водяным эквивалентом или расходной (полной) теплоемкостью теплоносителя*; $t_\Gamma^{\text{ВХ}} - t_\Gamma^{\text{ВЫХ}} = \Delta t_\Gamma$ и $R = t_x^{\text{ВЫХ}} - t_x^{\text{ВХ}} = \Delta t_x$ – температурные напоры соответственно горячего и холодного теплоносителей. В результате уравнение

теплого баланса принимает вид $W_r \Delta t_r = W_x \Delta t_x$, откуда $\Delta t_r / \Delta t_x = W_x / W_r$.

4 В теплообменниках могут быть разные схемы движения теплоносителей. *Прямоток* – горячий и холодный теплоносители протекают параллельно и в одном направлении. *Противоток* – теплоносители движутся параллельно, но в противоположном направлении. *Перекрестный ток* – теплоносители движутся в перекрестном направлении. *Смешанный ток* – теплоносители движутся по более сложным схемам.

Следует иметь в виду, что при прямотоке конечная температура холодного теплоносителя всегда ниже конечной температуры горячего теплоносителя, а при противотоке конечная температура холодного теплоносителя может быть выше конечной температуры горячей жидкости.

5 Коэффициент теплопередачи для трубчатых теплообменников с приемлемой точностью определяется по формулам для плоской стенки.

Входящие в формулу для определения коэффициента теплопередачи k численные значения коэффициентов теплоотдачи холодного и горячего теплоносителей определяются из критериальных уравнений, которые учитывают условия движения теплоносителей (вынужденная или свободная конвекция), род теплоносителей (жидкость или газ), физические свойства, режимы течения теплоносителей.

6 Температурный напор между теплоносителями в теплообменнике ввиду их криволинейного характера изменения определяется путем осреднения его по всей площади теплообмена аппарата $\Delta \bar{t} = \int_F \Delta t dF / F$. В результате для всей поверхности

теплообмена рассматриваемого теплообменника

$$\Delta \bar{t} = (\Delta t_\delta - \Delta t_m) / \ln \frac{\Delta t_\delta}{\Delta t_m}, \text{ где } \Delta t_\delta \text{ и } \Delta t_m \text{ – соответственно бóльший}$$

(по величине) и меньший температурные напоры между теплоносителями независимо от начала или конца поверхности теплообмена. В таком виде это выражение для определения $\Delta \bar{t}$ применяется как для прямоточных, так и для противоточных теплообменников.

Для теплообменников с перекрестным и смешанным током отличается сложностью выкладок, но для большинства случаев, встречающихся на практике, результаты решения представляются в виде вспомогательных графиков, которые используются

в следующем алгоритме решения: сначала определяется средний температурный напор как для чисто противоточного теплообменника $\Delta \bar{t}$, затем вычисляются вспомогательные величины $P = (t_x^{\text{ВЫХ}} - t_x^{\text{ВХ}}) / (t_r^{\text{ВХ}} - t_r^{\text{ВЫХ}})$ и $R = (t_r^{\text{ВХ}} - t_r^{\text{ВЫХ}}) / (t_x^{\text{ВЫХ}} - t_x^{\text{ВХ}})$ и при помощи вспомогательного графика, соответствующего схеме движения теплоносителей в теплообменнике, приведенного в справочной теплотехнической литературе, находится поправка $\epsilon_{\Delta t}$. Исходный температурный напор для заданной схемы движения теплоносителей в теплообменнике $\Delta \bar{t} = \epsilon_{\Delta t} \Delta \bar{t}$.

7 По найденным значениям Q , k и $\Delta \bar{t}$ определяется F – площадь поверхности теплопередачи. Полученную при расчете площадь F с учетом так называемого коэффициента загрязнения $\eta_{\text{загр}}$ ($\eta_{\text{загр}} = 0,65 \dots 0,85$) увеличивают линейные размеры теплопередающей поверхности. Таким образом проводятся тепловые расчеты теплообменных аппаратов.

8 Гидродинамический расчет проводят для определения затрат мощности на преодоление гидродинамического сопротивления.

9 В результате тепловых и гидромеханических расчетов находят наиболее выгодное соотношение между затратами на изготовление теплообменного аппарата, которые в основном зависят от площади поверхности теплообмена (габаритов теплообменника и материалов), расходами энергии на его обслуживание.

Задачи для самостоятельного решения

Ум без знания есть сидень.

Н. М. Карамзин, историк

1 Определить объемный расход масла через противоточный водомасляный теплообменник на основании следующих данных: объемный расход воды $V_v = 885$ л/мин, температура воды на входе в теплообменник $t_v^{\text{ВХ}} = 70$ °С, на выходе $t_v^{\text{ВЫХ}} = 75$ °С, теплоемкость воды $C_v = 4,19$ кДж/(кг·К). Температура масла на входе в теплообменник $t_m^{\text{ВХ}} = 82$ °С, на выходе $t_m^{\text{ВЫХ}} = 75$ °С. Принять теплоемкость масла $C_m = 2,2$ кДж/(кг·К), плотность масла $\rho_m = 855$ кг/м³.

2 Определить температуру воды на выходе из калорифера на основании следующих данных: внутри трубок течет вода, скорость течения $W_v = 1,0$ м/с, диаметр трубок $d_v = 20$ мм, их количество $n = 10$ шт., температура воды на вхо-

де $t_{\text{в}}^{\text{вх}} = 85 \text{ }^{\circ}\text{C}$; между трубками движется воздух, расход которого $G_{\text{вз}} = 0,5 \text{ кг/с}$, температура на входе в калорифер $t_{\text{вз}}^{\text{вх}} = -10 \text{ }^{\circ}\text{C}$, на выходе $t_{\text{в}}^{\text{вых}} = +40 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Толщиной стенки трубок пренебречь.

3 Определить объемный расход воды через противоточный водомасляный теплообменник, на основании следующих данных: объемный расход масла $V_{\text{м}} = 295 \text{ л/мин}$, плотность масла $\rho_{\text{м}} = 855 \text{ кг/м}^3$, температура масла на входе в теплообменник $t_{\text{м}}^{\text{вх}} = 82 \text{ }^{\circ}\text{C}$, на выходе $t_{\text{м}}^{\text{вых}} = 75 \text{ }^{\circ}\text{C}$, теплоемкость масла $C_{\text{м}} = 2,2 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$. Температура воды на входе в теплообменник $t_{\text{в}}^{\text{вх}} = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$, на выходе $t_{\text{в}}^{\text{вых}} = 75 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

4 В противоточном теплообменном аппарате дымовые газы ($G_{\text{г}} = 1,19 \text{ кг/с}$) охлаждаются от $t_{\text{г}}^{\text{вх}} = 220 \text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_{\text{г}}^{\text{вых}} = 170 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Отдаваемая дымовыми газами теплота расходуется на нагревание воды ($G_{\text{в}}^{\text{вх}} = 0,16 \text{ кг/с}$, $t_{\text{в}}^{\text{вх}} = +15 \text{ }^{\circ}\text{C}$).

Рассчитать температуру воды на выходе и определить площадь нагрева теплообменника при коэффициенте теплопередачи $k = 95 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

5 Определить площадь теплообмена калорифера на основании следующих данных: количество трубок 10 шт., скорость течения воды в них 1 м/с, диаметр трубок 20 мм, температура воды на входе в калорифер $85 \text{ }^{\circ}\text{C}$, воздух поступает из атмосферы с температурой $-10 \text{ }^{\circ}\text{C}$, нагревается в калорифере до температуры $40 \text{ }^{\circ}\text{C}$, расход воздуха $0,4 \text{ кг/с}$, движется между оребренными трубками. Коэффициент теплопередачи калорифера принять равным $60 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$. Поправку на перекрестный ток теплоносителей принять $\epsilon_r = 0,85$.

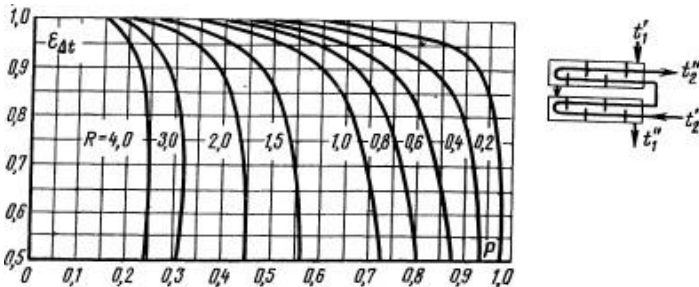
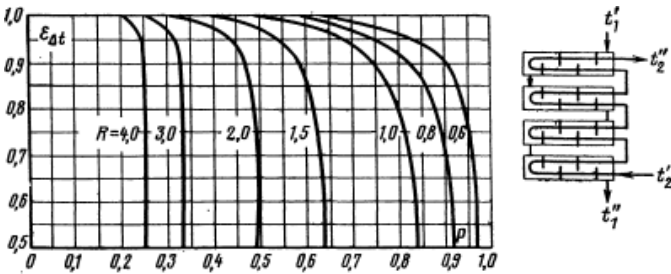
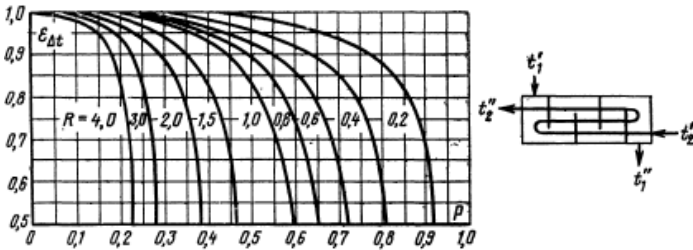
ПРИЛОЖЕНИЕ А
(справочное)

Графики вспомогательных величин

Чем дальше эксперимент от теории, тем ближе он к Нобелевской премии.

Ф. Жолио-Кюри, ученый

Графики вспомогательных величин P и R для нахождения поправки $\varepsilon_{\Delta t}$ для ТОА со смешанным током $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$.



ПРИЛОЖЕНИЕ Б
(справочное)

Справочные таблицы

Таблица Б.1 – Физические свойства воды на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
0	0,1013	99,9	4,212	55,1	1,789	13,67
20	0,1013	998,2	4,183	60,0	1,006	7,02
40	0,1013	992,2	4,174	63,5	0,659	4,31
60	0,1013	983,2	4,178	66,0	0,478	2,98
80	0,1013	971,8	4,195	67,6	0,366	2,21
100	0,1013	968,4	4,20	68,3	0,291	1,75
120	0,1985	943,1	4,250	68,7	0,252	1,47
140	0,3614	926,1	4,287	68,6	0,216	1,25
160	0,618	907,4	4,346	68,4	0,191	1,11
180	1,003	886,9	4,41	67,6	0,173	1,00
220	2,320	840,3	4,614	64,6	0,148	0,89
260	4,694	784,0	4,949	60,6	0,135	0,87
300	8,592	712,5	5,736	54,1	0,128	0,97
340	14,608	610,1	8,164	45,8	0,127	1,38

Таблица Б.2 – Некоторые характеристики моторных топлив

Показатель	Бензин		Топливо дизельное	
	А-76	АИ-93	Л	З
Относительная плотность при $t + 15 ^\circ\text{C}$	0,748	0,746	0,852	0,834
Средняя температура разгонки $t, ^\circ\text{C}$	112	106	278	256
Молярная масса $\mu_t, \text{г/кмоль}$	105	103	223	218
Газовая постоянная паров топлива $R, \text{Дж/(кг}\cdot\text{К)}$	79,2	80,7	37,3	38,1
Средний коэффициент сжимаемости при $p = 50 \text{ МПа}$ и $t = 20 ^\circ\text{C}, 10^9 \text{ м}^2/\text{Н}$	1,17		0,65	

Таблица Б.3 – Физические параметры дизельного масла в зависимости от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\nu\cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\alpha\cdot 10^4, \text{м}^2/\text{ч}$	Pr
5	900,5	1,787	0,1283	2600	3,02	–
10	897,6	1,806	0,1280	1520	3,14	19550
15	894,6	1,822	0,1276	960	3,280	13700
20	981,1	1,839	0,1273	620	3,41	8000
25	882,9	1,856	0,1269	405	3,56	5200
30	884,8	1,875	0,1266	280	3,69	3730
35	881,9	1,893	0,1263	190	3,81	2790
40	877,9	1,910	0,1259	135	3,94	1840
45	875,0	1,927	0,1256	110	4,07	1330
50	872,1	1,944	0,1252	76	4,2	1045
55	869,1	1,963	0,1249	57	4,34	820
60	865,2	1,981	0,1255	45	4,45	630
65	862,2	1,998	0,1242	36	4,56	520
70	859,8	2,015	0,1238	29	4,71	413
75	856,7	2,034	0,1235	24,5	4,81	353
80	853,4	2,053	0,1231	20	4,92	290
85	849,5	2,069	0,1228	16,8	5,05	245
90	846,6	2,086	0,1224	14,2	5,19	208
95	843,6	2,103	0,1221	12,4	5,3	184
100	840,7	2,122	0,1217	10,7	5,41	162

Таблица Б.4 – Физические свойства сухого воздуха в зависимости от атмосферного давления

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda\cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\nu\cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
-50	1,584	1,013	2,06	9,23	0,728
-20	1,395	1,009	2,28	12,79	0,716
0	1,293	1,005	2,44	13,28	0,707
20	1,205	1,005	2,59	15,06	0,703
40	1,128	1,005	2,76	16,96	0,699
60	1,060	1,005	2,90	18,97	0,696
80	1,000	1,009	3,05	21,09	0,692
100	0,946	1,009	3,21	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	25,45	0,686
140	0,854	0,013	3,48	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,77	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,87	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	40,61	0,67
300	0,615	1,047	4,61	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	55,46	0,676

Окончание таблицы Б.4

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
400	0,524	1,068	5,21	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,75	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	96,89	0,699
700	0,362	1,134	6,71	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	177,1	0,719

ПРИЛОЖЕНИЕ В
(справочное)

Павел Осипович Сухой – гордость города Гомеля

Хорошо работает не тот, кто хорошо
говорит, а тот, кто хорошо работает!
П. О. Сухой

Павел Осипович Сухой [27] – легендарный авиаконструктор, гигант мирового самолетостроения, лауреат многих престижных премий, дважды Герой Социалистического Труда, относится к числу тех замечательных людей, которыми по праву гордится наш город Гомель. Создатель многих боевых самолетов, он вошел в историю личностью, талантом, незаурядным характером. А всё это состоялось благодаря его исключительному трудолюбию и настойчивости, самоотверженности и преданности выбранному делу.

Павел Осипович Сухой родился летом 1895 года в селе Глубоком Виленской губернии. Ныне это районный центр Витебской области Беларуси. В 1900 году семья переехала в город Гомель. П. О. Сухой окончил с серебряной медалью мужскую гимназию в Гомеле. Здание гимназии сохранилось до сих пор. В настоящее время здесь размещается **Белорусский государственный университет транспорта**, на стене которого установлена мемориальная доска в честь П. О. Сухого.

Много лет спустя Павел Осипович отметит, что самым сильным впечатлением детских лет, определившим его судьбу, была непосредственная встреча с авиацией: он наблюдал за полетом Сергея Уточкина, гастролировавшего тогда по разным городам России. «Я шел с ребятами из гимназии, и вдруг над нашими головами пролетел аэроплан. Это было так неожиданно и удивительно, что дух захватывало. Не птица, а человек летит над нами!»

В тот же день, придя домой, Павел уединился на чердаке и принялся чинить модель самолета. Первая его модель не полетела. Тогда он начал копить знания – с упоением читал всё подряд об авиации и воздухоплавании. И самозабвенно мечтал, грезил о полетах...

Во время летних каникул 1911 года общество гомельских учителей решило организовать для хорошо успевающих гимназистов (среди которых был и П. Сухой) экскурсию в Туркестан. Поездка произвела на ребят неизгладимое впечатление. Бухара, Самарканд... всё здесь удивительно: и диковинная восточная архитектура, и природа, и обычаи. А фрукты! В жизни никогда они таких не ели! Эти фрукты и сыграли над Павлом злую шутку. Он заболел дизентерией, которая дала тяжелые осложнения, напоминавшие о себе всю его жизнь. Пришлось Павлу выработать «железный» режим питания. Он понимал, что без строгой диеты не сможет быть по-настоящему работоспо-

собным и в дальнейшем вел очень строгий образ жизни. Вот так, через преодоления в большом и малом, через обуздание своих желаний и покорение соблазнов П. О. Сухой продолжал движение навстречу своей мечте.

В августе 1914 года началась война. И в ней во весь голос заявил о себе новый род войск – военная авиация. Воздушный флот России насчитывал 250 самолетов. Большинство самолетов – устаревших конструкций и «иностранный происхождения», без достаточного обеспечения запасными частями. Только 20 % воздушного флота России составляли отечественные самолеты. В 1914 г. Павла Сухого на фронт не взяли – не достиг призывного возраста. Он хотел поступить в Московское техническое училище (ныне Московский государственный университет имени Н. Э. Баумана), но по причинам, связанным с документами, он не был принят. Несмотря на отказ, он всё же едет в Москву и поступает в Московский университет на математический факультет. Но все мысли Сухого обращены к Техническому училищу, и на следующий год он предпринимает новую попытку, на этот раз удачную. Теперь Павел слушает лекции своего любимого профессора Жуковского и занимается в его кружке воздухоплавания: строит планеры и модели самолетов. В кружке кроме него занимаются такие известные в будущем конструкторы, как Андрей Туполев, братья Архангельские, братья Погосские, Владимир Петляков, Борис Стечкин.

Всего год прозанимался Павел в кружке Жуковского. Сухого призвали на военную службу, и после окончания школы прапорщиков он ушел на фронт. Служил Павел Осипович в артиллерии. Именно здесь, на фронте, он осознал, какую огромную роль в сражениях играет военная авиация. Но он видел и слабости русской авиации. Сухой мечтал построить такой лайнер, который мог бы дать бой любому врагу. Желание посвятить свою жизнь самолетостроению стало главной целью жизни Сухого.

Военная карьера мало прельщала новоявленного артиллерийского офицера. После заключения Брестского мира прапорщик Павел Сухой без сожаления покинул свою часть и вернулся в родной Гомель, где ему предложили работу учителем математики в городе Лунинце (неподалеку от Бреста), и Павел уехал туда. Но вскоре вышло постановление Совета Народных Комиссаров о возвращении студентов в высшие учебные заведения, и Сухой вернулся в Москву продолжать учебу. Там он поселился в студенческом общежитии. Помещение было маленькое, а студентов, не имеющих «крыши над головой», было много. Некоторым приходилось спать прямо на полу, застелив его соломой.

Уже тогда, на заре своей юности, молодой человек выработал для себя железный, в буквальном смысле этого слова, режим дня: ранние подъемы, гимнастика, много движения во время прогулок и физкультуры, максималь-

ная нагрузка на учебных занятиях. Такая закалка организма давала ему силы двигаться вперед и не поддаваться недугам. Да и не было времени прислушиваться к себе – нагружал себя работой до предела: подрабатывал в конструкторском бюро, занимался проектированием дирижаблей и уже вынашивал мысли об учебе в Центральном аэрогидродинамическом институте (ЦАГИ) – сердце отечественной авиации.

В начале 1924 года, еще не окончив Техническое училище, Павел устраивается чертежником в Экспериментальный аэродинамический отдел ЦАГИ. В том же году он приступает к работе над дипломным проектом на тему «Одноместный истребитель с мотором 300 л. с». Павлу Сухому присваивается квалификация инженера-механика. Туполев А. Н. высоко оценил способности своего дипломника и пригласил его на работу в конструкторский отдел ЦАГИ.

Туполев поручил бригаде молодого инженера-конструктора Павла Осиповича Сухого создать первый цельнометаллический истребитель для серийного производства, который по своим данным превосходил бы лучшие зарубежные самолеты подобного типа. К 1927 году был построен новый самолет И-4, технически простой, но в то же время обладающий многими новшествами, среди которых была рама необычной конструкции, спроектированная лично Павлом Осиповичем. Первые полеты показали, что по максимальной скорости, потолку, скороподъемности И-4 опережает многие зарубежные истребители, а по маневренности равных ему нет. Затем бригада П. О. Сухого получила задание на проектирование нового одноместного истребителя И-14. В конструкцию самолета Павел Осипович предложил ввести сразу арсенал технических новшеств: убирающиеся в полете шасси, масляно-пневматическую амортизацию, тормозную систему колес, фонарь, закрывающий кабину летчика, гладкую обшивку фюзеляжа. Но вскоре новое большое задание: П. О. Сухому поручают принять участие в создании самолета РД – «рекорд дальности», само название которого говорит о многом – самолет нацеливался на первый мировой рекорд в истории молодой советской авиации. Работами руководил Сухой, но общее руководство осуществлял Туполев. Самолет И-4 (АНТ-25) был создан. Выбирался маршрут, которым лететь. Остановились на маршруте, проходящем через Северный полюс и Америку. В связи с этим был внесен ряд изменений: поставлен новый руль, винт, элероны; появилось устройство для отопления кабины выхлопными газами. Экипаж В. Чкалова, экипаж М. Громова совершили беспосадочный перелет через Северный полюс в США, пройдя более 10000 км. За создание самолета РД П. О. Сухой был награжден орденом «Знак Почета».

В сентябре 1939 года Сухой – главный конструктор и директор опытного завода. Только что организованному КБ предстояло перебазироваться в

Харьков на головной авиационный завод. Приближалась Великая Отечественная война. Перед её началом в стране налаживался выпуск истребителей новых конструкций. К июню 1941 года сотни самолетов Су-2 поступили на вооружение Красной Армии. И когда грянула война, это были основные боевые машины, на которых воевали отважные летчики (многих из них стали Героями Советского Союза).

Рассказывает Герой Советского Союза маршал авиации Иван Иванович Пстыго: «Мне поручили вести новую шестерку Су-2. Отбомбились, повернули к Котовску, и тут нас встретили «мессершмитты». Штурман Демешкин сбил одного. Остальные яростно набросились на нас. И начали нещадно «барабанить» по нашему Су. Самолет горит, но летит. «Мессеры» стреляют, самолет сильно побит, вести изрешеченную горящую машину трудно, но можно. Летим...» Всё это говорило о прекрасных характеристиках детища КБ Сухого. Также большим преимуществом Су-2 был мотор воздушного охлаждения. Это дало возможность в суровую зиму 1941/42 года летать в самые лютые морозы, которые доходили до -30°C .

В 1946 году появляется первый реактивный истребитель Су-9. Сухой ввел в него много новшеств. Летно-технические характеристики для такого тяжелого истребителя были просто потрясающими: скорость – до 900 км/ч, продолжительность полета – 1 ч 44 мин, дальность – более 1100 км, потолок – 12750 м.

В 1953 году начиналась «холодная война». Отстать в соревновании с США СССР не имел права, тем более к тому времени у американцев вышли на летные испытания истребители F-100, F-101, F-102. Была начата разработка нового самолета.

Врагом авиации в то время был помпаж (тряска самолета, вызванная несогласованностью в работе двигателя и воздухозаборника), но его удалось избежать после того, как на воздухозаборник был поставлен подвижный конус, разработанный в КБ П. О. Сухого. И вот весной 1956 года самолет конструкторского бюро Сухого преодолел скорость, превышающую две скорости звука, т. е. 2 М – два числа Маха. Павел Осипович Сухой стал **ГЕНЕРАЛЬНЫМ КОНСТРУКТОРОМ** авиатехники. КБ Сухого разрабатывало новые модели самолетов-перехватчиков, которые могли бы очень высоко летать. Такие самолеты были разработаны и имели (как и все самолеты Сухого) ряд нововведений. Например, треугольную форму крыла, радиолокационные прицелы.

Павла Осиповича Сухого можно по праву назвать величайшим конструктором XX века. Он автор более 50 оригинальных конструкций самолетов, из которых 30 построены и испытаны. Его конструкторскому бюро принадлежит 4 мировых рекорда: высоты (1959, 1962) и скорости полета по

замкнутому маршруту (1960, 1962), ему лично – огромное количество новых изобретений и нововведений в авиации. Их перечисление заняло бы не одну страницу.

За свою жизнь, трудовую деятельность П. О. Сухой был награжден тремя орденами Ленина, четырьмя другими орденами, а также медалями, последняя из которых – медаль № 1 имени А. Н. Туполева – была присуждена ему посмертно за выдающиеся достижения в области авиационной науки и техники. В городе Гомеле, на проспекте В. И. Ленина, П. О. Сухому установлен мемориальный бюст, также его именем назван Гомельский государственный технический университет.

Идеи П. О. Сухого живут в его самолетах, именно ему мы обязаны тем, что самолеты Су и в настоящее время являются одними из лучших в мире.

ПРИЛОЖЕНИЕ Г
(справочное)

Альфред Нобель – основатель самой почетной в мире премии

Ключом во всякой науке является
вопросительный знак.

О. де Бальзак

К числу самых авторитетных научных наград во всём мире относится премия Альфреда Нобеля [28] – основателя громадной промышленной империи, доктора философии, академика.

Альфред Бернхард Нобель родился в 1833 году. В этот год дом и имущество Нобелей сгорели дотла, и это было знамением. Жизнь Альфреда шла при багровой подсветке всепожирающего пламени, под аккомпанемент взрывов. Семья Нобелей поселилась в 1837 году в России, жила в собственном доме в Петербурге. Отец Альфреда, Эммануил, создал крупный механический завод, изобретал подводные мины, чем спас столицу от вражеской эскадры во время Крымской войны.

Нобель-отец сделал всё возможное, чтобы его сыновья получили хорошее образование. К семнадцати годам Альфред мог свободно говорить на пяти языках: шведском, русском, английском, французском и немецком. Очень скоро юноша проявил свои технические способности. Однако он был и большим любителем литературного чтения. Когда Альфред занялся поэзией всерьез и заявил, что хочет стать писателем, он встретил стойкое противодействие со стороны отца. В планах Эммануила Нобеля не было места сыну-литератору: он хотел видеть Альфреда изобретателем и технологом. Длительное зарубежное путешествие – вот то искушение, против которого не устоял Альфред. По условиям, выставленным отцом, он смог отправиться в дальние страны, лишь дав обещание забыть о карьере писателя. Альфред побывал в государствах не только Европы, но и Америки.

Пропутешествовав по миру три года, Альфред возвращается в Россию на работу в компанию отца. Ее специализация – производство боеприпасов для Крымской войны. В конце русско-турецкой кампании здесь начали выпускать паровые машины для кораблей. Спустя два десятилетия эти пароходы, переоборудованные под танкеры, потащат «черное золото» вверх по Волге, в промышленные центры России. А хозяином бакинских промыслов станет брат Альфреда Людвиг.

Старшие сыновья Эммануила Нобеля, Роберт и Людвиг, поселились в России основательно. Людвиг и его сын Эммануил создали акционерное общество, которое начало добывать нефть в больших масштабах с использованием современной техники.

Бурятся скважины в Бакинском регионе, прокладываются нефтепроводы. Людвиг Нобель заказывает первые в мире танкеры в Швеции для перевозки нефти, которые совершают регулярные рейсы. Строятся нефтеперегонные заводы в Баку, нефтепродукты транспортируются и по Волге, и по железной дороге в цистернах (изобретения Нобелей) до портов Черного моря, откуда отправляются в соседние и дальние страны.

Главным продуктом, получаемым в то время при перегонке нефти, являлся осветительный керосин. Кстати, благодаря нефтяной деятельности братьев Нобелей, американский керосин был вытеснен с территории России. Но был нужен новый потребитель нефтяного топлива. Такого мирового потребителя нефтепродуктов брата Нобели увидели в двигателе внутреннего сгорания, изобретенном Рудольфом Дизелем.

Вступить в переговоры с Дизелем решил Эммануил Нобель (сын Людвиг). Он понимал, что в России в условиях децентрализованной промышленности, мелкой по мощности своих агрегатов, новые моторы должны были бы пользоваться огромным спросом. Но более всего сам Э. Нобель ценил в новом двигателе не экономичность, простоту обращения и легкость установки. Самым главным достоинством двигателя в глазах русского нефтепромышленника было то, что двигатель мог «употреблять» в качестве топлива сырую нефть, ту самую нефть, вопросами сбыта которой интересовался Нобель прежде всего.

Первые два года Петербургский завод Нобеля изготавливал моторы двух типов: в двадцать и тридцать сил в цилиндре. Каждый тип строился в виде одноцилиндровой или двухцилиндровой машины, так что на рынок выпускались двигатели в сорок и шестьдесят сил.

Затем мощность дизельных двигателей, выпускаемых на заводе, увеличили, и к весне 1904 года на Волге появилось нефтеналивное судно товарищества братьев Нобелей «Сармат», получившее также в истории судостроения название «первого в мире теплохода». Это было, действительно, первое судно, оборудованное двигателями Дизеля.

Внезапно разражается финансовый кризис. Оставив старших братьев в Петербурге спасать хоть малую часть вложенного капитала, Альфред с отцом возвращается в Швецию и с головой уходит в химические исследования. Он творит в небольшой лаборатории в семейном имении под Стокгольмом. А. Нобель получает сразу три патента на свои изобретения. Это событие вдохновило его на новые поиски. Теперь, где бы он ни жил, у него всегда под рукой будет исследовательский «микроцентр».

Альфред едет в Париж для поисков источника финансирования. Миссия оказалась удачной – Нобель получает заем в 100 тысяч франков и с головой уходит в работу.

Единственным взрывчатым веществом, применявшимся тогда как для стрельбы, так и для любых взрывных работ, независимо от назначения, был

черный порох. В то же время было известно, что нитроглицерин является куда более мощной взрывчаткой. Однако практическое применение его было чрезвычайно неудобным из-за того, что он представляет собой жидкость, довольно летучую и крайне опасную вследствие свойства взрываться от малейшего толчка или удара. Никому еще в то время не удалось найти способ укрощения нитроглицерина. Детонация оставалась неуправляемой.

Ознакомившись с опытами русских химиков Н. Зинина и В. Петрушевского, Альфред изобретает практичный детонатор, который позволяет использовать порох для взрыва нитроглицерина. Эта новинка стала стимулирующим звеном в становлении репутации молодого ученого. Но успешное изобретение обращается трагедией. Его стокгольмская лаборатория взлетает на воздух. Мощный взрыв уносит восемь жизней, погибают его младший 20-летний брат Эмиль и близкий друг – химик Хетцман.

Отец не выдерживает несчастья, его разбивает паралич. Альфред – мужественный, с сильным характером человек – свое горе стыдливо прячет. Но превратности судьбы его только закаляют. А. Нобель никогда не мирился с поражением и считал, что, не испытав бедствий, не познаешь и радостей.

В обществе появляется враждебность к взрывоопасной продукции Нобеля, хотя он работает на благо этого общества. Альфреду с трудом удается уговорить шведских железнодорожных предпринимателей применять его изобретение для прокладки туннелей. С их помощью учреждается первая компания, возводится завод. Альфред становится не только директором и технологом. Ему приходится также вести и чисто рутинную работу: начальника канцелярии, руководителя рекламного бюро, казначея, адвоката...

Первой среди покупателей продукции Нобеля числится Тихоокеанская железная дорога, которая использует его взрывное устройство для прокладки полотна через горы Сьерра-Невады. Получив патент на это изобретение, Альфред основывает первое из своих иностранных предприятий «Альфед Нобель и Компания» (Гамбург).

Нобель демонстрирует свое «взрывающееся масло» перед американскими бизнесменами, получает и здесь патент, основывает собственную компанию на атлантическом побережье Америки. Начинаются трения с пороховым магнатом Дюпоном. Американец хочет разделить с ним прибыль от производства жидкой взрывчатки, но получает отказ (только после смерти Нобеля эта компания была куплена Дюпоном).

Вот строки из письма к матери: «...Америка – не для меня. Стремление выжать из всего прибыль, этот педантизм омрачает радость общения с людьми, нарушает ощущение уважения к ним»...

После стокгольмской трагедии также сравнялся с землей завод Нобеля в Гамбурге. Взрывы унесли сотни жизней в Нью-Йорке, Сиднее, Сан-Франциско, Ливерпуле...

Как же укротить детонацию нитроглицерина? Неожиданно Альфреду приходит в голову счастливая мысль: пропитать нитроглицерином пористый природный абсорбирующий материал – кизельгур («кинфузорную землю»).

Впитавшийся в мельчайшие поры инертного материала нитроглицерин перестал быть опасным. Самопроизвольные взрывы прекратились. К тому же этой смеси можно было прессованием придавать любую форму. Например, отформованные из нее палочки можно было вставлять в заранее высверленные отверстия. Эта находка Нобеля и получила название **динамита** (от греч. «динамис» – сила).

Новое взрывчатое вещество позволило осуществить грандиозные проекты: прокладку Альпийского туннеля и Коринфского канала, удаление подводных скал в Ист-Ривер (Нью-Йорк), расчистку русла Дуная... Динамит стал применяться и на бакинских промыслах, где хозяйничали «русские Рокфеллеры» – Альфред и его старший брат Людвиг.

Альфред Нобель добился исключительного права на производство динамита. Всего лишь за несколько лет А. Нобель и его изобретение покорили весь мир. В 1871 году Альфред поселился в Париже, в приобретенной им великолепной вилле на авеню Малакоф.

В 1889 году произошел мрачный инцидент, который оставил глубокий след в душе Альфреда. Один из журналистов перепутал Альфреда Нобеля с его недавно скончавшимся братом Людвигом. И Альфред смог прочитать свой собственный некролог. Там его называли торговцем смерти. Это был удар для Альфреда, поскольку он, будучи в высшей степени идеалистом, действительно пытался изобрести оружие столь мощное и ужасное, чтобы его разрушительная сила предостерегла людей даже от помыслов о войне. «Я мечтаю изобрести вещество или машину такой разрушительной силы, чтобы войны стали в принципе невозможными», – писал он. Кроме того, А. Нобель всегда охотно жертвовал значительные суммы тем организациям, которые вели борьбу за мир.

Век Нобеля начался, когда земная его жизнь кончилась. Произошло это в 1896 году. Смерти Нобель боялся, но поджидал ее давно и приготовился к ней самым тщательным образом. К тому же, в отличие от других умирающих, ему было чем утешиться – он знал, что будет жить на земле и после смерти, что его настоящая жизнь только теперь и начинается. Кажется, что здесь говорится о сугубо религиозном человеке. Но нет. Для Нобеля пропуском в вечность был листок бумаги, исписанный мелким аккуратным почерком. Листок назывался «Завещание» и был надлежащим образом зарегистрирован у парижского нотариуса еще за год до смерти Альфреда в присутствии четырех свидетелей, обещавших хранить тайну. Многим современникам текст этого завещания показался безумным по содержанию, но по юридической форме был абсолютно безупречен, и оспорить его в судебном порядке не удалось, хотя попытки и предпринимались.

«Всё оставшееся после меня реализуемое имущество должно быть распределено следующим образом: душеприказчикам надлежит обратить капитал в надежные ценные бумаги и образовать из них фонд, прибыль от которого будет ежегодно выдаваться в виде премий тем, кто в течение предыдущего года принес наибольшую пользу человечеству...» Нобель специально подчеркивает в завещании: «Моё решительное намерение состоит в том, чтобы премии присуждались вне зависимости от национальной принадлежности кандидатов; лауреатом должен становиться самый достойный, независимо от того, скандинав он или нет».

Итак, одно из крупнейших состояний конца XIX века завещалось человечеству, потомству, одним словом, нам с вами. Природная шведская добросовестность позволила выработать тщательно отлаженный механизм, который, во всяком случае, оградил Шведскую академию от упреков в некомпетентности. Сегодня отбор и вынесение вердикта происходят следующим образом.

В конце года Шведская академия рассылает тысячи извещений известным ученым с просьбой о выдвижении кандидатов. К 1 февраля прием заявок заканчивается, и тогда приступают к работе Нобелевские комитеты. Задача комитета – свести список кандидатов (обычно набирается 200–300) до пяти имен в каждой номинации.

Согласно завещанию Альфреда Нобеля их пять: физика, химия, физиология или медицина, литература и борьба за мир. В 1968 г. Шведский национальный банк в связи с 300-летием своего существования принял решение об учреждении памятной премии Альфреда Нобеля в области экономических наук.

В конце мая комитет докладывает остальным членам комитета о результатах отбора. Затем академики, получив чтение на лето, расходятся на каникулы, и окончательные дебаты происходят уже в сентябре. Результат голосования объявляется на пресс-конференции в первой декаде октября. Сообщения о новых лауреатах публикуются обычно 21 октября – в день рождения Альфреда Нобеля. Официальная церемония вручения премии происходит 10 декабря, в день, когда умер шведский исследователь.

Премия присуждается в стоковольском концертном зале, но лауреаты съезжаются уже за неделю до этого, чтобы участвовать в чтении нобелевских докладов и встречах с коллегами из Шведской академии.

Первая Нобелевская премия была присуждена в 1901 г. По физике премию получил Вильгельм Рентген, за открытие лучей, которые носят его имя; премию по химии – Якоб Хендрик Вант-Гофф за открытие законов химической динамики и осмотического давления в растворах; по физиологии и медицине – Эмиль Адольф Беринг за создание противодифтерийной антитоксичной сыворотки.

Одним из важных источников информации Нобелевских комитетов при определении лауреатов служит исследование публикаций. Принято вычислять так называемый «индекс цитирования». Этот индекс показывает, сколько раз за истекший год цитировалась та или иная работа.

В среднем возраст нобелевских лауреатов примерно 39 лет: у физиков – 36 лет, у медиков – 41 год.

Нобелевская премия вручается за открытия, которые приносят пользу человечеству. Но есть еще много областей знания, оставшихся за пределами сферы охвата Нобелевской премией. Однако, несмотря на все свои недостатки и ограничения, Нобелевские премии позволяют в общих чертах глубоко проследить развитие науки. Залогом для этого являются добросовестность Нобелевских комитетов, удачные методы выбора кандидатов и высокая квалификация шведских ученых. Это сделало Нобелевскую премию самой почетной в мире.

ПРИЛОЖЕНИЕ Д
(справочное)

О создателях первого в мире магистрального тепловоза

Исчез, побегав не резервом...
Стал монументом тепловоз...
Который был по праву первым –
неразрешаемый вопрос...

А. Б. Борин, писатель

Юрий Владимирович Ломоносов [29] – однофамилец знаменитого русского ученого-изобретателя М. В. Ломоносова. Среди видных людей России имя Ю. Ломоносова стоит на особом месте и связано со строительством первого в мире магистрального тепловоза. Он автор двадцати шести книг по железнодорожной технике и экономике, «родитель» новой железнодорожной машины, которая произвела революцию в технической науке.

Итак, вернемся назад, в начало самого разрушительного и технически прогрессивного в истории человечества XX века. Юрий учился в кадетском корпусе, затем в институте путей сообщения. Окончил строительную школу, но строительством никогда не занимался, а стал изучать паровозы. В начале 1900-х годов Ломоносов служил начальником тяги на Ташкентской железной дороге. Юрий Владимирович окружил себя талантливыми людьми всех сословий и положений. Ломоносов увлекся тогда совершенными методами счетоводства, сумел внедрить их в дело. В результате Ташкентская дорога из убыточной скоро стала одной из самых доходных в России. Так начинался путь к тепловозу этого увлекающегося, решительного, дерзкого, энергичного изобретателя.

XIX век ознаменовался появлением двигателя внутреннего сгорания. Сперва применяли газовые двигатели, при всех попытках перейти к бензиновому топливу они продолжительное время оставались в применении. Вагонгазоход, курсировавший на Дрезденской городской железной дороге в 1892 году, считался первым тепловозом, мощность двигателя которого составляла 10 лошадиных сил. В конце XIX века германский ученый Рудольф Дизель представил свой вариант двигателя внутреннего сгорания на тяжелом топливе. Первый дизель имел мощность 20 лошадиных сил. Его коэффициент полезного действия превышал КПД паровых машин и не зависел от размеров двигателя. Очень экономичный, компактный, удобный и простой по устройству дизель быстро получил широкое распространение, в том числе и на транспорте. Правда, железные дороги начали использовать его ноу-хау гораздо позже.

Но мировая практика в то время уже знала тепловоз, железнодорожный локомотив с двигателем Р. Дизеля. В 1912 году он был построен. Весил по-

чти сто тонн. Мощность – 1200 лошадиных сил. Прежде чем выпускать его на германские рельсы, машину испытали в Швейцарии. Локомотив без котла и трубы совершал свой первый рейс. Вскоре выяснилось, что в таком виде машина непригодна для практической эксплуатации. На высоких скоростях тепловоз развивал большую мощность. Но, трогаясь с места, был слабосилен, как ребенок. Требовалось преодолеть это техническое противоречие, двигатель и колеса соединить какой-то послушной передачей, поставить дело с головы на ноги... Но Дизель этого сделать не успел...

Ни одного магистрального железнодорожного тепловоза мир тогда еще не имел. И строить, кажется, не собирался. Никто не торопился создавать надежную и послушную передачу от двигателя к колесам, которая позволила бы странному локомотиву без котла и трубы заменить на стальных дорогах мира устаревший паровоз. Чтобы невозможное сделать возможным, еще понадобятся годы, Октябрьская революция, экономическое возрождение России, тоска российских инженеров по серьезному и крупному делу. А самое главное – горячая убежденность в том, что лишь люди способны невозможное сделать возможным. Тогда только отвергнутая миром и полузабытая машина, наконец, будет возвращена из небытия и рождена заново.

Ю. Ломоносов самозабвенно вынашивал и обдумывал свои дерзкие инженерные идеи тепловой тяги. К ним, как признавался он сам, пришел не как ученый и инженер, а всего-навсего как практичный и хозяйственный человек в поисках выхода из тех невзгод, в которые ставило железнодорожное хозяйство отсутствие хорошей воды... «Авантюрист милостью божьей» (так прозвал Ломоносова один из его современников) к технической революции подходил, как купец, считающий медные гроши. То есть анализировал и взвешивал все неприятности, с которыми была сопряжена служба котлов при плохой воде, отсутствие специалистов-ремонтников и т. д. Юрий Владимирович защитил докторскую диссертацию по динамике локомотивов и стал профессором. Став руководителем Тягового отдела Екатеринбургской железной дороги, инженер Ломоносов окончательно убедился в бесперспективности совершенствования паровозов и пришел к выводу, что будущее – за более экономичными локомотивами с двигателями внутреннего сгорания. В 1909 г. он приступил к проектированию локомотива-нефтевоза с фрикционной передачей (от дизеля на движущую ось локомотива), облегчавшей вес нефтевоза и уменьшавшей его стоимость. Испытания было решено провести на Ташкентской железной дороге.

Но тогда, в Ташкенте, испробовать свою тепловозную идею Ломоносов не успел – получил назначение на Николаевскую дорогу. Московско-Казанская железная дорога в то время находилась в частных руках, и Ломоносов говорит с ее хозяином, как купец с купцом. Убедил, что не паровозы завтра определяют лицо железной дороги. Это сделают нефтяные локомотивы с двигателем Дизеля.

Шел 1913 год. В начале 1914 года кредит на постройку тепловоза Ломоносова был открыт. А в августе 1914 года началась Первая мировая война. Тепловоз Ломоносова не был построен.

В эти годы Ломоносов был уже признанным авторитетом в области паровозостроительной техники и самым молодым профессором Киевского политехнического института, где заведовал кафедрой. Его исключительные научные и технические способности сопровождались таким же недюжинным административным талантом. Ломоносов создал новую науку – теорию тяги локомотивов, разработал научные основы эксплуатации железных дорог, которые были изложены им в двух книгах, изданных в 1912 г.: «Тяговые расчеты и приложение к ним графических методов» и «Научные проблемы эксплуатации железных дорог». Вместе со своими учениками в 1908 г. Юрий Владимирович создал первое научно-исследовательское учреждение – Контору опытов над типами паровозов, преобразованную после Октябрьской революции в Экспериментальный институт путей сообщения, а затем Научно-технический комитет (НТК – НКПС). Несколько отраслевых институтов, созданных на его основе, впоследствии были объединены во Всесоюзный научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ЦНИИ – МПС).

Февральская революция 1917 г. застала Ломоносова на посту члена Инженерного совета Министерства путей сообщения. Именно по его приказу был загорожен железнодорожный путь двумя товарными поездами, по которому ехал императорский поезд из Петрограда во Псков, где находились эшелоны с войсками, идущими на помощь императору Николаю II. В июне 1917 г. Временное правительство направило в США дипломатическую миссию, в состав которой вошел и Ю. Ломоносов как главный уполномоченный Министерства путей сообщения. Там он узнал об Октябрьской революции в России. Осенью 1919 г. Ломоносов был отозван из США, поскольку американцы решили приостановить продажу паровозов для Советской России.

В этот непростой период Ломоносов не прекращал инженерной и научной деятельности. В газете «Экономическая жизнь» появляется статья Ломоносова. «Наши паровозы не стоит жалеть», – пишет он. Устаревшие паровозы Юрий Владимирович предлагает немедленно заменить мощными дизель-электровозами, построив под них новую сверхмагистральную сеть русских железных дорог. И буквально через неделю собирается коллегия Наркомпути, чтобы обсудить эту категорическую и отважную статью.

Известно, сказал Ломоносов, что для осуществления всякой новой технической идеи, как бы гениальна она ни была, нужны, по крайней мере, три предварительных условия. Во-первых, она должна отвечать реальным потребностям момента. Во-вторых, должна выкристаллизовываться в жизненные, практические формы. И в-третьих, необходимы сильные люди, кото-

рые сумели бы сломить стену человеческой косности, неизбежно встречающую любое новшество.

Ломоносов просвещал и убеждал в том, что огромные безводные степи и богатые запасы нефти делают идею тепловоза для России особенно заманчивой. Электрическая тяга, по крайней мере в ближайшее десятилетие, с тепловозом конкурировать не будет. На электрификацию всех русских железных дорог пришлось бы затратить астрономическую сумму денег. Тогда это было нереально. Выгодно отличаясь от электрического локомотива, тепловоз не был привязан к проводам, его можно было легко и быстро перебросить на любую дорогу. Тепловоз не требовал перестройки электрических станций. Затраты на него окупались сразу. По словам Юрия Владимировича, тепловоз созрел для России, а она – для него.

Встал вопрос: где строить первые машины? Ломоносов не скрывал своей позиции – русские заводы в то время были наполовину разрушенными, лишенными опытных, квалифицированных рабочих рук и построить первый в мире магистральный тепловоз были не в состоянии. Да и не видел он в этом особой нужды – русские заказчики должны быть умными и практичными. Тем более, что в русских заказах заинтересованы были лучшие, самые знаменитые заводы Европы. Они стояли пустые, без средств и без работы, жадно поглядывая в руки русских работодателей. Они были готовы начать работу даже под «честное слово», под одно обещание...

Нищая Россия, заказывающая у Европы технику, могла бы диктовать ей и собственную техническую политику. И этим преступно было не воспользоваться! Ю. В. Ломоносов не скрывал своего торжества, говоря следующее: «Мы, нищие, голодные, лапотные, можем сегодня оказаться на капитанском мостике всей международной промышленности. Мы можем заставить европейские заводы построить, наконец, магистральный локомотив с двигателем Дизеля, который добровольно они отказываются строить вот уже несколько лет». Шли споры о том, каким он должен быть, этот новый, ломающий все прежние каноны, железнодорожный локомотив. Ломоносов объявил, что целесообразнее всего сперва выстроить машину, по традиционным понятиям плохую – грубую, тяжелую, тихоходную, даже не слишком экономичную... **Главной ее положительной чертой должна быть надежность. Первый тепловоз, как объявил Ломоносов, должен безотказно работать на рельсах РСФСР, ни часа не простаивая в депо.** По первому тепловозу будут судить не только о нем самом, но и о тепловозной тяге вообще. Первое впечатление, убеждал Юрий Владимирович, всегда самое сильное и решающее. Но в ответ звучали почти обвинения: лучшие умы Европы сегодня не знают, как подступиться к локомотиву. А он хочет, чтобы за это дело взялись «не имеющие ни хлеба, ни металла, ни топлива», «голодные и раздетые». Увы, коллегия Наркомпути единогласно проголосовала против принятия любых предложений о постройке в то время

железнодорожного локомотива с нефтяным двигателем Рудольфа Дизеля. Это было пока непосильным делом для молодой социалистической республики.

Но в той полемике, решающей судьбу первого тепловоза, Ломоносов уже предстал не дерзким мальчишкой-сорвиголовой, непредсказуемым в своих словах и эмоциях, а рассудительным, осторожным, трезвым реалистом. Там, на коллегии, он узнал о том, что Яков Модестович Гаккель (ранее занимался конструированием самолетов, а затем трамвайных тормозов) также представил в Наркомпути свой проект тепловоза. Но, в отличие от Гаккеля, Ломоносов рассчитывал построить свою машину в России. Вернее даже не рассчитывал, а собирался двигаться к ней штурмом.

Через полтора года после заседания коллегии Наркомпути председатель правительства Советской России В. И. Ленин заинтересовался одной из статей в «Известиях» о новых путях оживления железнодорожного транспорта. Статья была написана Ю. В. Ломоносовым. По тепловозному вопросу было назначено специальное совещание, где отмечалось, что тепловозами в России занимаются несколько ученых. В их числе были профессор Юрий Владимирович Ломоносов из железнодорожной миссии и бывший электрик и авиатор Яков Модестович Гаккель. Однако научной программы в этом деле пока не было. Шли только споры о том, готовы ли в России уже строить тепловоз, каким его надо строить, и где. Вопрос был вынесен на рассмотрение Совета Труда и Оборона (СТО).

В январе 1922 года СТО принял судьбоносное решение – по предложению Госплана было решено построить сразу несколько тепловозов. Локомотив Гаккеля – собственными силами на петроградских заводах. Три другие машины (профессора Ломоносова, инженеров Шелеста и Майнеке) предстояло изготовить за границей на средства Советской России. Был объявлен международный конкурс на выработку наилучшей конструкции тепловозов с уплатой премии в 1 миллион рублей золотом. Тратиться на науку никогда не дорого. Участие в конкурсе могли принять на равных условиях как русские, так и иностранные частные и государственные заводы, организации и частные лица. Срок конкурса – 1 марта 1924 года. Ю. В. Ломоносов взялся строить тепловозы, но за границей.

Петроградской комиссией по проектированию дизель-электровозов была осуществлена разработка проекта дизель-электровоза системы Я. М. Гаккеля. Решено исполнить первую пробную машину для ускорения и удешевления работы исключительно из имеющихся в России материалов и на русских заводах... Подчеркивалось, что затраты на тепловозное дело выражаются довольно крупными суммами, однако проблема тепловозов этого стоила. Надо было срочно разрешать топливное затруднение страны, принести выгоду народному хозяйству.

Германский завод «Нидквист и Гольм» согласился построить для Советской России тепловозы. Ломоносов подписал договор. Но очень скоро по

неким причинам этот договор был расторгнут. Ломоносов был разгневан. Что ему предпринять? Как быть с тепловозами? Не посчитаться с НКПС, послушаться строгой телеграммы Совнаркома, пренебречь взысканием, дать почву для грязных слухов? Или же заведомо провалить задание правительства, сорвать постройку в Германии тепловоза по русским чертежам? Ломоносов не стал ничего дожидаться. На свой страх и риск он подписал новое соглашение о строительстве трех тепловозов, на сей раз с фирмой «Гогенцоллерн» в Дюссельдорфе. И в итоге Совнарком одобряет его действия по закупке трех тепловозов, включая и бронирование на их постройку и испытание 1 750 000 шведских крон. А в это время Петроградское «Бюро по постройке тепловоза по системе Гаккеля» выдало заводу «Электрик» заказ на изготовление первых тяговых двигателей. Балтийский судостроительный завод был проинформирован о возможности постройки дизель-электровоза.

Ломоносов неистово готовил в Германии строительство своего тепловоза. Давний спор с Гаккелем, завязавшийся еще на коллегии Наркомпути, – какой строить тепловоз: быстроходный, легкий или же медленный, тяжелый, но надежный и выносливый – с новой силой разгорелся в конструкторском бюро Ломоносова. Юрий Владимирович понимал, что по первому тепловозу станут судить не только о нем, но и о тепловозах вообще. Так что первый тепловоз мог быть несколько дорог, несколько сложен, но должен по вступлении на рельсы работать без отказа, а не стоять в депо на постоянных починках... Вот какая была его основная идея! Ломоносов убеждает, что неразумно и несвоевременно сейчас заниматься новыми идеями, настаивает: надо ограничиться пока новыми конструкциями. Ломоносов не устает повторять: техника – не скачки, не ипподром, всякий раз он подчеркивает своепренебрежение к суете и азарту. Ломоносов не желает выглядеть спортсменом техники. Он успокаивается мыслью о том, что в эти трудные годы сумел остаться реалистом, ради жизненной, работоспособной машины смог обуздать свою инженерную фантазию, заботился не о себе, а о будущем железнодорожного транспорта.

В марте 1924 года в назначенный срок ни один тепловоз не появился на железнодорожной ветке Гутуевского острова. Конкурс отложили. В июне этого же года тепловоз Ломоносова впервые появился на отрезке широкой русской колеи, специально проложенной возле станции Эсслинген. После первого пробега тепловоза Юрий Владимирович еще на три месяца «заточил» свою машину в цех. Доводил до ума.

А в это время, летом 1924 года, тепловоз Гаккеля выкатился на грузовую колею Балтийского судостроительного и механического завода... Публичное испытание машины Ломоносова состоялось через три месяца после опробования в Петрограде (ныне Петербург) тепловоза Гаккеля – в начале ноября 1924 года. В праздничный день 7 ноября 1924 года тепловоз Гаккеля вышел на рельсы Октябрьской железной дороги – пробежал до станции Обухово и

обратно. Обкатывался под Ленинградом (ныне Петербургом). А потом, взяв тысячетонный состав, направился из Ленинграда через Череповец, Вологду и Ярославль на Москву. А «берлинец» в это время делал пробные поездки от Даугавпилса до Резекне – отработывали дизель. 19 ноября тепловоз Ломоносова вышел на Москву. Через три дня он уже был там.

Состязание машин состоялось 1 февраля 1925 года. Когда тепловоз Гаккеля замешкался в пути (путь застопорил старый маневровый паровоз), мимо них промчался берлинский тепловоз – весь сияющий, с классными вагонами и товарняком. И все поняли, что это в буквальном смысле цеплялась за рельсы старая техника, преграждая путь новому локомотиву, машине будущего. «Берлинец» не дождался тепловоза Гаккеля в Подсолнечной и повернул назад. Тепловозы встретились на полпути.

«Берлинец» отцепили, прицепили тепловоз Гаккеля и под крики «ура» ленинградский локомотив помчал состав к Москве.

«Экономия энергии и производительность», – сказал председатель ЦИК СССР Н. Нариманов. «Дизель для транспорта завоеван», – сказал нарком путей сообщения Я. Рудзутак. «Я заявляю и повторяю, что на безводных дорогах роль тепловоза огромна», – сказал замнаркома И. Борисов. Было мнение, что обоими тепловозами задача разрешена одинаково и равноценно.

Так говорили крупные хозяйственники страны без малого через пять лет после заседания коллегии Наркомпути, единогласно отвергнувшей предложение построить тепловоз. Теперь перед этой машиной открывались широкие перспективы. И не важно, что Гаккель и Ломоносов шли к ней разными путями (первый – штурмом и атакой, а второй – рационально, разборчиво и с оглядкой), но они сделали свое дело. Несмотря на разные подходы к жизни... И подводя черту под этим победным делом, Ф. Э. Дзержинский, нарком железнодорожного транспорта, заметил верно: «Русские изобретения и русская техническая мысль стоят очень высоко, им надо создать такие условия, в которых они могли бы свободно развиваться». Как сложилась дальнейшая судьба Ломоносова на Западе? Не совсем удачно, не так удачно, как на это можно было рассчитывать, учитывая его заслуги и предыдущий опыт работы в России. Ему, дворянину по происхождению, долго не удавалось устроиться по специальности ни как педагогу, ни как консультанту. И хотя он продолжал публиковать книги и статьи по локомотивам и железнодорожной механике, недостаточное владение языками препятствовало его трудоустройству по специальности в Германии, Британии и США.

Приняв решение (по совету истинных друзей) не возвращаться в СССР, Юрий Владимирович с семьей переехал в Кембридж. Там он познакомился с известным физиком Петром Капицей. Вместе они получили патент на фрикционные сцепления и электромеханическую автоматическую тормозную систему. В Советском Союзе конструкция этой тормозной системы, защищенная патентом, появилась в 1932 г., но без имени Ломоносова...

Его имя в те годы уже предали анафеме в советских технических кругах, пресса пестрела презрительными тирадами в адрес «предателя». Имя создателя первого магистрального тепловоза было исключено из всех советских «версий» истории железных дорог, как «невозвращенца».

Несмотря на это, Ломоносов продолжал работать за рубежом над проблемой дизельной тяги. В США, куда он переехал в феврале 1929 г., Ломоносов надеялся на практике испытать свои последние теоретические разработки. Ему удалось увлечь идеями технического усовершенствования американских железных дорог известных ученых. Еще в 1920 г. Ю. В. Ломоносов сказал: «Если бы мы могли довести нагрузку на ось до 30–35 тонн, то мы решили бы все проблемы железнодорожного транспорта». Американские железные дороги уложены рельсами массой 120 кг на погонный метр. Это позволило довести нагрузку на ось до 30–31 т. Протяженность железных дорог в США около 280 тысяч километров.

Весной 1930 г. семья Ломоносова покинула США и уехала в Англию. Он стал членом Института инженеров-механиков, Британской ассоциации для развития науки, Королевского института международных дел, что значительно расширило его международные контакты. После опубликования в 1933 г. книги «Введение в механику железных дорог» его репутация как инженера железнодорожного транспорта возросла. Ломоносов принимал участие в конференциях, проводимых Институтом инженеров-механиков, что также способствовало популяризации его имени и работ на Британских островах. После окончания Второй мировой войны английское лейбористское правительство предложило Ломоносову принять участие в экспертизе проектов по национализации четырех Британских железнодорожных компаний. Но 70-летний возраст давал о себе знать: Юрию Владимировичу было понятно, что профессиональная жизнь подходит к концу...

Творческие успехи умного, талантливого, волевого и эрудированного профессора Ю. В. Ломоносова в России были удостоены Золотой медали Бородина (1911), приза Салова (1913), в 1926 г. ему присуждена докторская степень Берлинской технической высшей школы. В Великобритании профессор Ю. В. Ломоносов был награжден призом Т. Бернарда Холла (1932) и медалью Стефенсона (1944).

Тепловоз, созданный Ю. В. Ломоносовым, в числе других тепловозов был отправлен в безводный Ашхабад. Проработал почти тридцать лет и был порезан на металлолом. Знаменательно, что тепловоз завершил свою работу практически одновременно с уходом из жизни Ю. В. Ломоносова. Тепловоз Я. М. Гаккеля после нескольких лет эксплуатации на Московской железной дороге был исключен из приписного парка локомотивов. Сначала его решили переоборудовать в генераторную станцию. Однако Я. М. Гаккель добился, чтобы первый советский тепловоз сохранили. Теперь его можно увидеть в Москве возле Рижского вокзала, на запасной ветке МПС.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Тареев, В. М.** Теплотехника : учеб. для мех. факультетов ин-тов ж.-д. трансп. / В. М. Тареев, Г. А. Матвеев, С. Г. Григорьев. – М. : Трансжелдориздат, 1951. – 716 с.

2 **Мазур, Л. С.** Техническая термодинамика и теплотехника : учеб. / Л. С. Мазур. – М. : ГЭОТАР-МЕД, 2003. – 352 с.

3 Теплотехника : учеб. для вузов / А. М. Архаров [и др.] ; под общ. ред. А. М. Архарова, В. Н. Афанасьева. – 2-е изд. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Ф. Баумана, 2004. – 712 с.

4 **Карминский, В. Д.** Техническая термодинамика и теплопередача : курс лекций / В. Д. Карминский. – М. : Маршрут, 2005. – 224 с.

5 **Ерофеев, В. Л.** Теплотехника : учеб. для вузов / В. Л. Ерофеев, П. Д. Семенов, А. С. Пряхин ; под ред. В. Л. Ерофеева. – М. : Академкнига, 2006. – 456 с.

6 Теплотехника : учеб. для вузов / В. Н. Луканин [и др.] ; под ред. В. Н. Луканина. – 7-е изд. – М. : Высш. шк., 2009. – 671 с.

7 **Киселев, И. Г.** Нагнетатели и тепловые двигатели железнодорожного транспорта : учеб. для вузов ж.-д. трансп. И. Г. Киселев, А. Б. Буянов. – М. : Маршрут, 2006. – 331 с.

8 **Галай, Э. И.** Тормозные системы железнодорожного транспорта. Конструкция томового оборудования : учеб. пособие / Э. И. Галай, Е. Э. Галай. – Гомель : БелГУТ, 2010. – 315 с.

9 Энергетическая [р]еволуция: перспективы устойчивого развития энергетического сектора Беларуси / С. Симон [и др.] ; под ред. Ю. Огаренко. – Минск : Плутос, 2018. – 124 с.

10 **Мальгина, Е. В.** Холодильные машины и установки / Е. В. Мальгина, Ю. В. Мальгин, В. П. Суедов. – М. : Пищевая промышленность, 1980. – 592 с.

11 **Пигарев, В. Е.** Холодильные машины и установки кондиционирования воздуха : учеб. для техникумов и колледжей ж.-д. трансп. / В. Е. Пигарев, П. Е. Архипов ; под ред. В. Е. Пигарева. – М. : Маршрут, 2003. – 424 с.

12 **Михеев, М. А.** Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – 2-е изд. – М. : Энергия, 1977. – 342 с.

13 **Исаченко, В. П.** Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел ; под общ. ред. В. П. Исаченко. – М. : Энергоиздат, 1981. – 416 с.

14 Тепло- и массообмен : учеб. пособие. В 2 ч. / Б. М. Хрусталеv [и др.] ; под общ. ред. А. П. Несенчука. – Минск : БНТУ, 2007. – 606 с.

15 **Ерохин, В. Г.** Основы термодинамики и теплотехники : учеб. / В. Г. Ерохин, М. Г. Маханько. – 2-е изд. – М. : Либроком, 2009. – 224 с.

16 **Овчинников, В. М.** Теплотехника : учеб.-метод. пособие для студентов-заочников направления «Тепловозы» специальности «Тяговый состав железнодорожного транспорта» / В. М. Овчинников, В. В. Скрежендевский, Ю. Г. Самодум. – Гомель : БелГУТ, 2010. – 125 с.

17 **Овчинников, В. М.** Теплотехника : учеб.-метод. пособие для студентов-заочников специализации «Вагоны» специальности «Подвижной состав железнодорожного транспорта» / В. М. Овчинников, В. В. Скрежендевский, В. Л. Грузинова. – Гомель : БелГУТ, 2010. – 124 с.

18 **Овчинников, В. М.** Циклы теплосиловых установок и энергоэффективность : учеб.-метод. пособие для студентов-заочников технических специальностей / В. М. Овчинников, М. И. Пастухов, В. В. Скрежендевский. – Гомель : БелГУТ, 2013. – 116 с.

19 **Овчинников, В. М.** Термодинамика : учеб.-метод. пособие / В. М. Овчинников, С. Н. Колдаева. – Гомель : БелГУТ, 2018. – 160 с.

20 **Овчинников, В. М.** Теплопередача : учеб.-метод. пособие к курсовой работе / В. М. Овчинников, В. В. Макеев. – Гомель : БелГУТ, 2019. – 57 с.

21 **Овчинников, В. М.** Энергетическая стратегия Беларуси : учеб.-метод. пособие / В. М. Овчинников, Л. В. Шенец, М. П. Малашенко. – Гомель : БелГУТ, 2017. – 99 с.

22 Задачник по технической термодинамике и теории тепломассообмена : учеб. пособие / В. Н. Афанасьев [и др.] ; под ред. В. И. Крутова и Г. Б. Петражицкого. – 2-е изд. – СПб. : БХВ-Петербург, 2011. – 384 с.

23 Сборник задач по технической термодинамике : учеб. пособие для вузов / Т. Н. Андрианова [и др.]. – 3-е изд. – М. : Энергоиздат, 1981. – 240 с.

24 **Цветков, Ф. Ф.** Задачник по тепломассообмену : учеб. пособие / Ф. Ф. Цветков, Р. В. Керимов, В. И. Величко. – 3-е изд. – М. : Изд. дом МЭИ, 2010. – 196 с.

25 **Уонг, Х.** Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров : пер. с англ. / Х. Уонг. – М. : Атомиздат, 1979. – 216 с.

26 Энергосбережение на железнодорожном транспорте : учеб. для вузов / В. А. Гапанович [и др.] ; под ред. В. А. Гапановича. – М. : МИСиС, 2012. – 620 с.

27 **Кузьмина, Л. М.** Генеральный конструктор Павел Сухой: (страницы жизни) / Л. М. Кузьмина. – Минск : Беларусь, 1985. – 239 с.

28 **Чолаков, В.** Нобелевские премии. Ученые и открытия / В. Чолаков. – М. : Мир, 1986. – 368 с.

29 **Борин, А. Б.** Состязание / А. Б. Борин. – М. : Молодая гвардия, 1972. – 192 с.

Учебное издание

ОВЧИННИКОВ Вячеслав Михайлович

ТЕПЛОВЫЕ МАШИНЫ
И ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Учебно-методическое пособие

Редактор *А. А. Павлюченкова*
Технический редактор *В. Н. Кучерова*
Корректор *Т. А. Пугач*

Подписано в печать 10.06.2022 г. Формат 60x84 ¹/₁₆.
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать на ризографе.
Усл. печ. л. 14,18. Уч.-изд. л. 12,81. Тираж 100 экз.
Зак. № 1365. Изд. № 11.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Белорусский государственный университет транспорта.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий
№ 1/361 от 13.06.2014.
№ 2/104 от 01.04.2014.
№ 3/1583 от 14.11.2017.

Ул. Кирова, 34, 246653, г. Гомель