

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«КЕМЕРОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Л. В. Лифенцева

ТЕПЛОТЕХНИКА

Учебно-методическое пособие

Кемерово 2019

УДК 621.1(075.8)

ББК Ж123я73

Т 34

*Печатается по решению научно-методического совета
Кемеровского государственного университета*

Р е ц е н з е н т ы:

к. т. н., доцент кафедры «Менеджмента и бизнес-технологий» Кемеровского института (филиала) ФГБОУ ВО «Российского экономического университета имени Г. В. Плеханова»

Е. И. Харлампенков;

директор ООО «Конвент», к. т. н., **М. И. Ибрагимов**

Т 34 Теплотехника: учебно-методическое пособие / сост. Л. В. Лифенцева; Кемеровский государственный университет. – Кемерово, 2019. – 112 с.

ISBN 978-5-8353-2574-0

Приводится теоретический материал об основах технической термодинамики: первом и втором законах термодинамики, расчетах идеальных и реальных газов, исследованиях влажного воздуха, сжатие газов и паров. Также рассмотрены способы передачи теплоты: теплопроводность, конвекция излучения, сложный теплообмен, задачи и методические указания к решению задач по дисциплине «Теплотехника».

Учебно-методическое пособие разработано в соответствии с рабочей программой, а также с требованиями ФГОС ВО для направлений подготовки 20.05.01 Пожарная безопасность, 15.03.04 Автоматизация технологических процессов и производств, 15.03.02 Технологические машины и оборудование.

ISBN 978-5-8353-2574-0

УДК 621.1(075.8)

ББК Ж123я73

© Лифенцева Л. В., 2019

© Кемеровский государственный университет, 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	6
РАЗДЕЛ 1. Основы технической термодинамики.....	7
ТЕМА 1. Основные понятия и определения технической термодинамики	7
1.1. Термодинамическая система	7
1.2. Основные термодинамические параметры состояния	8
1.3. Уравнение состояния идеального газа.....	10
1.4. Термодинамический процесс	10
ТЕМА 2. Первый закон термодинамики	11
2.1. Внутренняя энергия.....	11
2.2. Работа расширения.....	13
2.3. Теплота.....	14
2.4. Первый закон термодинамики.....	15
2.5. Теплоемкость газов	16
2.6. Энтальпия	17
ТЕМА 3. Второй закон термодинамики.....	18
3.1. Энтропия. Тепловая T-s диаграмма.....	18
3.2. Второй закон термодинамики	20
3.3. Термодинамические процессы идеального газа.....	22
3.4. Термодинамические циклы	25
ТЕМА 4. Реальные газы и пары.....	27
4.1. Основные определения и характеристики.....	27
4.2. Паросиловые установки (цикл Ренкина)	32
ТЕМА 5. Влажный воздух.....	35
5.1. Основные понятия и определения.....	35

5.2. Н-d (i-d) диаграмма влажного воздуха.....	37
ТЕМА 6. Сжатие газов и паров.....	39
6.1. Термодинамический анализ процессов в компрессорах.....	39
РАЗДЕЛ 2. Основы передачи теплоты.....	44
ТЕМА 7. Теплопроводность при стационарном режиме.....	45
7.1. Основные понятия и определения.....	45
7.2. Дифференциальное уравнение теплопроводности	48
7.3. Теплопроводность через однослойную и многослойную плоскую стенку при граничных условиях первого рода.....	49
7.4. Теплопроводность через однослойную и многослойную цилиндрическую стенку при граничных условиях первого рода.....	51
ТЕМА 8. Конвективный теплообмен (теплоотдача).....	53
8.1. Основной закон конвективного теплообмена.....	53
8.2. Критерии подобия. Уравнения подобия.....	55
ТЕМА 9. Лучистый теплообмен.....	56
9.1. Описание процесса и основные определения.....	56
ТЕМА 10. Теплопередача.....	59
10.1. Сложный теплообмен.....	59
10.2. Теплопередача через однослойную и многослойную плоскую стенку при граничных условиях третьего рода.....	61
10.3. Теплопередача через однослойную и многослойную цилиндрическую стенку при граничных условиях третьего рода.....	63
ТЕМА 11. Основы теплового расчета теплообменных	

аппаратов.....	65
11.1. Типы теплообменников.....	65
11.2. Расчетные уравнения.....	66
11.3. Схема рекуперативного теплообменника «труба в трубе» и характер изменения температуры теплоносителей вдоль его поверхности.....	68
ТЕМА 12. Котельные установки	69
12.1. Устройство парового котла.....	70
12.2. Тепловой баланс котельного агрегата.....	72
12.3. Коэффициент полезного действия (КПД) котельного агрегата (брутто).....	73
Задачи и методические указания для самостоятельной работы студентов.....	74
Список литературы.....	105
Приложение.....	106

ВВЕДЕНИЕ

Данное учебно-методическое пособие построено в соответствии с рабочей программой по дисциплине «Теплотехника» для студентов направлений подготовки 20.05.01 Пожарная безопасность, 15.03.02 Технологические машины и оборудование, 15.03.04 Автоматизация технологических процессов и производств.

В результате освоения дисциплины студенты должны:

- *знать* основные законы термодинамики и теплообмена, методы термодинамических и теплообменных расчетов, основы теории горения и котельные установки;
- *уметь* решать типовые задачи по основным разделам курса технической термодинамики и теплопередачи; применять теплотехнические понятия при описании прикладных задач и использовать законы термодинамики и теплообмена при анализе и решении проблем профессиональной деятельности;
- *владеть* навыками расчетов на основе знаний теплотехники.

Первый раздел учебно-методического пособия отведен изложению основ технической термодинамики. В нем излагаются основные законы термодинамики, термодинамические процессы, реальные газы и пары, рассматриваются циклы тепловых машин.

Во втором разделе рассматриваются основы передачи теплоты, в результате изучения которого студенты овладевают не только теорией, но и методами расчета основных процессов теплообмена. В связи с этим отдельные вопросы теплопередачи сопровождаются рекомендацией расчетных формул, с помощью которых решаются основные задачи теплообмена.

Основной формой обучения студентов является самостоятельная работа по учебникам и учебным пособиям. Решение задач способствует систематизации и закреплению полученных теоретических знаний. Поэтому в учебно-методическом пособии представлены задачи и методические указания к их решению.

РАЗДЕЛ 1. ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ

Тема 1. Основные понятия и определения технической термодинамики

1.1. Термодинамическая система

Термодинамическая система представляет собой совокупность материальных тел, находящихся в механическом и тепловом взаимодействии друг с другом и с окружающими систему внешними телами.

Тела, не входящие в систему, называют окружающей средой. Систему отделяют от окружающей среды контрольной поверхностью (оболочкой). Так, например, для простейшей системы – газа, заключенного в тонком цилиндре под поршнем, внешней средой является окружающий воздух, а контрольными поверхностями служат стенки цилиндра и поршень.

Механическое и тепловое взаимодействие термодинамической системы осуществляется через контрольные поверхности. При механическом взаимодействии самой системой или над системой совершается работа. В нашем примере механическая работа производится при перемещении поршня и сопровождается изменением объема. Тепловое взаимодействие заключается в переходе теплоты между отдельными телами системы и между системой и окружающей средой. В рассматриваемом примере теплота может подводиться к газу через стенки цилиндра.

Термодинамическая система является изолированной, если она не допускает обмена с окружающей средой ни теплотой, ни работой; полуизолированной, если она допускает обмен либо теплотой, либо работой и неизолированной, если она допускает обмен со средой и теплотой, и работой.

Система, имеющая во всех своих частях одинаковый состав и физические свойства, называется физически однородной. Однородная термодинамическая система, внутри кото-

рой нет поверхности раздела, называется гомогенной (лед, вода, пар), в противном случае – гетерогенной (лед и вода, вода и пар и др.).

В технической термодинамике изучаются системы, осуществляющие взаимное превращение теплоты и работы. Обычно это газы и пары. Их называют рабочими телами [2].

1.2. Основные термодинамические параметры состояния

Состояние любого вещества в известном агрегатном состоянии (жидком, твердом, газообразном) характеризуется различными физическими величинами. Эти физические величины, поддающиеся непосредственному измерению, получили название параметров состояния.

Для характеристики состояния системы (рабочего тела) достаточно трех основных параметров. К ним относятся удельный объем, абсолютное давление, абсолютная температура.

Удельный объем (v , м³/кг) – это объем единицы массы вещества:

$$v = V/m,$$

где V – полный объем вещества, м³;

m – масса вещества, кг.

Величина, обратная удельному объему, называется плотностью (ρ , кг/м³). Это есть масса вещества, содержащаяся в единице объема тела:

$$\rho = 1/v = \frac{m}{V}.$$

Давление – определяется силой, действующей по нормали на единицу поверхности.

В Международной системе единиц (СИ) давление выражается в паскалях (1 Па = 10³ н/м²). Это единица мала и удобнее использовать 1 кПа = 10³ Па и 1 Мпа = 10⁶ Па. Часто используют и внесистемную единицу – 1 бар = 10⁵ Па.

В МКГСС единица измерения давления – $\text{кгс}/\text{м}^2$, техническая атмосфера. Связь между единицами: техническая атмосфера $1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс}/\text{см}^2 = 10^4 \text{ кгс}/\text{м}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па} = 735,6 \text{ мм рт. ст.}$

Атмосферное давление измеряют барометрами. Прибор для измерения избыточного давления (выше атмосферного) $P_{\text{и}}$ называется манометром; малые его значения измеряют микроманометром.

Разрежение (вакуум) $P_{\text{в}}$ измеряют вакууметром, небольшие разрежения – тягометром.

Полное или абсолютное давление:

$$P_{\text{абс}} = P_{\text{атм}} + P_{\text{и}}; \quad P_{\text{абс}} = P_{\text{атм}} - P_{\text{в}} \quad (1.1)$$

является параметром состояния и используется в термодинамических уравнениях.

Термодинамическая абсолютная температура – пропорциональна средней кинетической энергии движения микрочастиц. Это величина, характеризующая степень нагретости тела.

Обычно температуру измеряют по расширению газа, ртути, спирта, изменению электрического сопротивления медных и платиновых проводников, разности электрических потенциалов (термопара) и т. д. Такая температура называется практической.

В системе СИ единицей измерения температуры является Кельвин (К); на практике широко применяется градус Цельсия ($^{\circ}\text{C}$). Его величина равна Кельвину.

Для тройной точки воды температура равновесия трех фаз при давлении $610,8 \text{ Па}$ установлена $273,16 \text{ К}$ или $0,01^{\circ}\text{C}$. Связь между шкалами:

$$T = t + 273,15 . \quad (1.2)$$

Если все термодинамические параметры системы не изменяются во времени и одинаковы во всех точках системы, то такое состояние называется равновесным.

Если между различными точками в системе существуют разности температур, давлений и т. д., то она является неравновесной. В такой системе под действием изменения параметров возникают потоки теплоты, вещества и т. д., стремящиеся вернуть ее в состояние равновесия [1, 2].

1.3. Уравнение состояния идеального газа

Идеальным называется газ, в котором отсутствуют силы взаимодействия между молекулами, а сами молекулы рассматриваются как материальные точки, не имеющие объема.

Идеальный газ описывается уравнением состояния:

$$pv = RT, \quad (1.3)$$

где R – удельная газовая постоянная Дж/(кг·К), отнесенная к массе газа, равной 1 кг, представляет собой удельную работу изменения объема, совершаемую 1 кг рабочего тела при изменении его температуры на 1 К в изобарном процессе.

Для M , кг газа уравнение состояния имеет вид:

$$pv = MRT. \quad (1.4)$$

Для одного кмоль газа:

$$pv_\mu = \mu RT, \quad (1.5)$$

где V_μ – объем киломоля газа, а μR – универсальная газовая постоянная Дж/(кмоль·К), отнесенная к 1 кмолью – это работа изменения объема, совершаемая 1 кмольем газа при изменении его температуры на 1 К в изобарном процессе.

В соответствии с законом Авогадро объем 1 кмолья, одинаковый в одних и тех же условиях для всех идеальных газов, при нормальных физических условиях равен 22,4136 м³, поэтому $\mu R = 8314$ Дж/(кмоль · К). Газовая постоянная одного килограмма газа составляет $R = 8314/\mu$ [2, 3].

1.4. Термодинамический процесс

Любое изменение термодинамического состояния системы во времени называется термодинамическим процессом.

Так, при перемещении поршня в цилиндре объем, а с ним давление и температура находящегося внутри газа будут изменяться, будет совершаться процесс расширения или сжатия газа.

Термодинамический процесс называется равновесным, если он состоит из непрерывного ряда последовательных состояний равновесия. Равновесные процессы являются процессами обратимыми. В термодинамике обратимым называется процесс, при совершении которого в прямом и обратном

направлениях не происходит остаточных изменений ни в самой системе, ни в окружающей среде.

Процессы, протекающие с нарушением равновесия, являются неравновесными. Любой реальный процесс является в большей или меньшей степени неравновесным. Неравновесные процессы необратимы [3].

Вопросы:

1. Что такое термодинамическая система?
2. Назовите виды термодинамических систем.
3. Что такое рабочее тело?
4. Назовите основные термодинамические параметры рабочего тела.
5. Что такое идеальный газ?
6. Какое уравнение является основным для идеальных газов?
7. Что такое термодинамический процесс?

Тема 2. Первый закон термодинамики

2.1. Внутренняя энергия

В термодинамике полная энергия макросистемы равна:

$$E = E_{\text{кин}} + E_{\text{пот}} + U,$$

где $E_{\text{кин}}$ – кинетическая энергия системы;

$E_{\text{пот}}$ – потенциальная энергия системы во внешних силовых полях;

U – внутренняя энергия.

Внутренняя энергия системы включает в себя: кинетическую энергию поступательного, вращательного и колебательного движения частиц; потенциальную энергию взаимодействия частиц; энергию электронных оболочек; внутриядерную энергию.

В большинстве случаев две последние остаются неизменными. Поэтому в дальнейшем под внутренней энергией будем понимать энергию хаотического движения молекул и атомов, включающую энергию поступательного, вращательного и колебательного движений, как молекулярного, так и

внутримолекулярного движения, а также потенциальную энергию сил взаимодействия между молекулами.

В системе СИ полная внутренняя энергия (U) измеряется в Дж, а отнесенная к 1 кг (u) – (Дж/кг).

Кинетическая энергия молекул является однозначной функцией температуры, значение потенциальной энергии зависит от среднего расстояния между молекулами и, следовательно, от занимаемого газом объема (V), т. е. является функцией объема. Поэтому внутренняя энергия есть некоторая однозначная функция состояния тела, т. е. любых двух независимых параметров, определяющих это состояние:

$$U=f_1(p, V), U=f_2(p, T), U=f_3(T, V).$$

Поскольку внутренняя энергия есть функция состояния тела, то ее изменение Δu в термодинамическом процессе не зависит от характера процесса, а определяется только лишь ее значениями в конечном (2) и начальном (1) состояниях тела:

$$\Delta u = \int du = u_2 - u_1.$$

Внутренняя энергия идеального газа, в котором отсутствуют силы взаимодействия между молекулами и, следовательно, потенциальная энергия его молекул равна нулю, представляет собой кинетическую энергию тепловых движений молекул.

Для реальных газов внутренняя энергия определяется не только интенсивностью теплового движения молекул, но и силовым взаимодействием между молекулами, зависящим от расстояния между ними и, следовательно, от удельного объема газа. Тогда внутренняя энергия реального газа зависит от температуры и удельного объема (или давления), т. е. от основных параметров состояния, значения которых не зависят от того, каким путем газ переходит из одного состояния в другое [3].

2.2. Работа расширения

Работа определяется произведением действующей на рабочее тело силы на путь ее действия. Работа является одним из способов передачи энергии.

Работа обозначается L – это произвольное количество энергии, Дж; l – удельное количество энергии, Дж/кг.

При взаимодействии с окружающей средой рабочее тело может изменять свой объем.

Если к газу, заключенному в цилиндре с подвижным поршнем, сообщить некоторое количество теплоты, то он будет расширяться, совершая при этом работу против внешнего давления, оказываемого на него поршнем.

Работа (L) против сил внешнего давления, связанная с увеличением объема системы, носит название работы расширения. Если при совершении работы (L) объем газа уменьшается, то совершается работа сжатия.

Рабочей диаграммой для работы служит p - v – диаграмма (рис. 2.1).

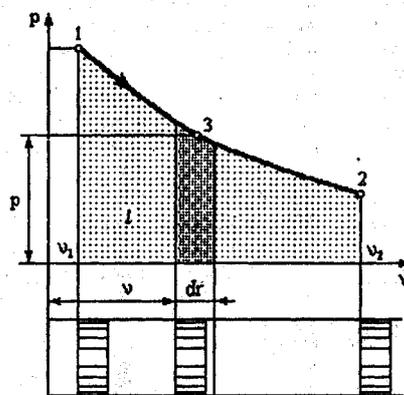


Рис. 2.1. Зависимость работы от пути процесса

Работа в процессе 1–2 равна $l = \int_{v_1}^{v_2} dl = \int_{v_1}^{v_2} p dv$. Площадь под кривой в процессе 1–2 изображает работу. Из диаграммы видно, что величина работы зависит от пути перехода газа из одного состояния в другое, т. е. работа является функцией процесса [1].

Если процесс сопровождается увеличением объема газа, то в этом случае совершается полезная работа, которую принято считать положительной. При уменьшении объема совершается отрицательная полезная работа.

Работа изменения объема закрытой системы равна произведению давления на приращение объема.

2.3. Теплота

Мерой количества переданной энергии служит теплота. Такая передача энергии происходит между телами, имеющими различную температуру и приведенными в соприкосновение, либо между телами, находящимися на расстоянии, посредством электромагнитных волн (тепловое излучение). При этом передача энергии происходит от более нагретых к менее нагретым телам.

Количество энергии, переданное таким способом, называют количеством теплоты.

Теплота, как и любая энергия, измеряется в джоулях. Произвольное количество принято обозначать буквой Q (Дж), а удельное (отнесенное к 1 кг) – q (Дж/кг).

Подведенная теплота считается положительной, отведенная теплота – отрицательной.

Теплота (δQ), как и работа (δL), является функцией процесса, а не функцией состояния и не является полным дифференциалом в отличие от дифференциала внутренней энергии (dU).

Внутренняя энергия – это свойство самой системы, она характеризует состояние системы.

Теплота и работа – это энергетические характеристики процессов механического и теплового взаимодействий системы с окружающей средой. Они характеризуют те количества энергии, которые переданы системе через ее границы в определенном процессе [3].

2.4. Первый закон термодинамики

Первый закон термодинамики представляет собой частный случай всеобщего закона сохранения и превращения энергии применительно к тепловым явлениям.

Закон сохранения и превращения энергии является фундаментальным законом природы, который получен на основе обобщения огромного количества экспериментальных данных и применим ко всем явлениям природы. Он утверждает, что энергия не исчезает и не возникает вновь, она лишь переходит из одной формы в другую, причем убыль энергии одного вида дает эквивалентное количество энергии другого вида.

Первый закон термодинамики может быть сформулирован так: теплота, сообщаемая системе, идет на приращение внутренней энергии и на совершение внешней работы.

Аналитически первый закон термодинамики может быть записан следующим образом:

$$\delta Q = dU + \delta L \quad . \quad (2.1)$$

Причем все три члена этого уравнения могут иметь положительный, отрицательный знаки или равняться нулю, в зависимости от характера процесса [1].

В инженерной практике оказываются полезными некоторые частные случаи.

1. $\delta Q = 0$ – теплообмен системы с окружающей средой отсутствует, осуществляется адиабатный процесс. Тогда $\delta L = -dU$. Следовательно, работа расширения в адиабатном процессе осуществляется за счет уменьшения внутренней энергии данной системы.

2. $\delta L = 0$ – при этом объем рабочего тела не изменяется, $\delta Q = dU$, т. е. количество тепла, подводимого к системе при постоянном объеме, расходуется на увеличение внутренней энергии системы.

3. $dU = 0$ – внутренняя энергия системы не изменяется и $\delta Q = dL$, т. е. сообщаемая системе теплота превращается в эквивалентную ей внешнюю работу.

Для системы, содержащей 1 кг рабочего тела

$$\delta q = du + \delta l \quad (2.2)$$

2.5. Теплоемкость газов

Отношение количества теплоты (δQ), получаемого телом и при незначительном изменении его температуры (на 1 К) при незначительном изменении его состояния, принято называть *теплоемкостью*: $C = \delta Q/dT$. Это полная теплоемкость тела в данном процессе.

Обычно теплоемкость относят к единице количества вещества и в зависимости от этого различают:

- удельную массовую теплоемкость c_m , Дж/(кг·К);
- удельную объемную теплоемкость c'_v , Дж/(м³·К);
- удельную мольную теплоемкость $c_{m, m}$, Дж/(кмоль·К).

Изменение температуры тела при одинаковом количестве подводимой теплоты зависит от характера процесса. Это свидетельствует о том, что для нагревания рабочего тела на 1К необходимо различное количество тепла. Численно теплоемкость изменяется в пределах от $+\infty$ до $-\infty$.

В термодинамических расчетах большое значение имеют:

- теплоемкость при $p = \text{const}$ - $c_p = \delta q_p/dT$;
- теплоемкость при $v = \text{const}$ - $c_v = \delta q_v/dT$;

Для идеальных газов связь между этими теплоемкостями устанавливает уравнение Майера:

$$c_p = c_v + R \quad (2.3)$$

В процессах при $v = \text{const}$ теплота, сообщаемая газу, расходуется только на изменение его внутренней энергии, тогда как при $p = \text{const}$ и на увеличение внутренней энергии, и на совершение работы против внешних сил. Поэтому c_p больше c_v на величину этой работы. Из этого следует, что удельная газовая постоянная R – работа 1 кг газа при нагревании его на 1 К.

Тогда изменение внутренней энергии газа можно определить по формуле:

$$\Delta u = c_v(T_2 - T_1) \quad (2.4)$$

Для реальных газов $c_p - c_v > R$, т. к. при их расширении совершается работа не только против внешних сил, но и против сил притяжения, действующих между молекулами, а это требует дополнительного расхода теплоты.

Теплоемкость газов зависит от температуры. В термодинамике различают истинную и среднюю теплоемкости.

Средняя теплоемкость в интервале температур от t_1 до t_2 – отношение количества теплоты, сообщаемой телу, к разности конечной и начальной температур:

$$C_{cp}|_{t_1}^{t_2} = q/(t_2 - t_1) . \quad (2.5)$$

Выражение $c = \delta q/dT$ определяет теплоемкость при данной температуре или истинную теплоемкость.

2.6. Энтальпия

Энтальпия H (греч. «нагреваю») – функция состояния системы, равная сумме внутренней энергии и произведения давления системы на ее объем:

$$H = U + pV . \quad (2.6)$$

Она является функцией состояния и также, как внутренняя энергия, работа и теплота, измеряется в джоулях (Дж).

Величина $h = u + pv$ называется удельной энтальпией системы и измеряется в Дж/кг.

Поскольку энтальпия есть функция состояния системы, то величина dh является полным дифференциалом. Тогда, учитывая уравнение $\delta q = du + \delta l$ и то, что $dh = du + pdv + vdp$, можно получить выражение первого закона термодинамики через энтальпию:

$$\delta q = dh - vdp . \quad (2.7)$$

Данное уравнение показывает, что при $p = \text{const}$ подводимая к системе теплота расходуется только на изменение энтальпии данной системы, т. е. $q_p = dh$. Это выражение часто используется в инженерных расчетах технологических процессов пищевых производств, поэтому таблицы термодинамических свойств различных реальных веществ содержат не значения внутренней энергии, а энтальпии [3].

В этой связи физический смысл энтальпии можно трактовать как теплосодержание рабочего тела в изобарном процессе (при $p = \text{const}$)

$$q = h_2 - h_1 \quad . \quad (2.8)$$

Вопросы:

1. Что включает в себя внутренняя энергия системы?
2. Чем определяется изменение внутренней энергии в термодинамическом процессе?
3. Что представляет собой внутренняя энергия идеальных и реальных газов?
4. Что такое работа расширения и работа сжатия?
5. Как обозначается и что является единицей измерения работы?
6. Какая диаграмма является рабочей для работы?
7. Теплота, единица измерения теплоты.
8. Сформулируйте первый закон термодинамики.
9. Частные случаи первого закона термодинамики.
10. Что такое теплоемкость?
11. От чего зависит теплоемкость?
12. Запишите уравнение Майера для идеальных и реальных газов.
13. Что такое средняя и истинная теплоемкость?
14. Что такое энтальпия? Обозначение и единица измерения энтальпии.
15. Запишите первый закон термодинамики через энтальпию.
16. Объясните физический смысл энтальпии.

Тема 3. Второй закон термодинамики

3.1. Энтропия. Тепловая T-s диаграмма

Как уже указывалось, величина $\delta q = du + \delta l$ не является полным дифференциалом, т. к. теплота зависит от характера процесса. Чтобы дифференциальный двучлен превратить в полный дифференциал, нужно разделить выражение на ин-

тегрирующий делитель, которым в данном случае является абсолютная температура T . Покажем это на примере идеального газа:

$$\frac{\delta q}{T} = \frac{c_v dT + p dv}{T} = c_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v}. \quad (3.1)$$

Выражение $\delta q / T$ при равновесном изменении состояния газа есть полный дифференциал некоторой функции состояния. Она называется энтропией, обозначается для 1 кг газа через s и измеряется в Дж/(кг·К).

Для произвольного количества газа энтропия обозначается S и измеряется Дж/К.

Таким образом, аналитическое выражение энтропии:

$$ds = \delta q / T. \quad (3.2)$$

Подобно любой другой функции состояния энтропия может быть представлена в виде функции любых двух параметров состояния: $S = f_1(p, v)$, $S = f_2(p, T)$, $S = f_3(T, v)$.

Для того, чтобы судить об экономичности теплового двигателя, необходимо знать и уметь графически изобразить также количество теплоты, потребляемое двигателем. Этим целям и служит в первую очередь энтропия в сочетании с температурой. Такая диаграмма называется тепловой или энтропийной (рис. 3.1).

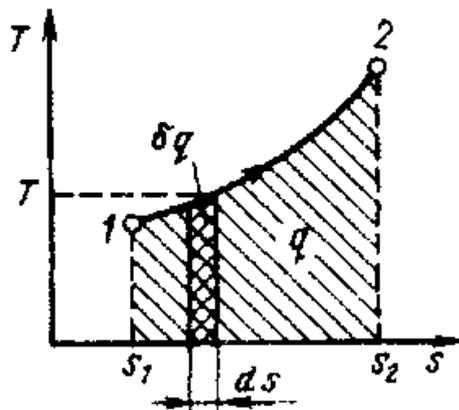


Рис. 3.1. Графическое изображение теплоты в T - s координатах

Представим на этой диаграмме изотермический процесс 1–2. Площадь прямоугольника 1-2-а-в будет измерять количество теплоты, участвующее в изотермическом процессе, т. е.:

$$q = T (s_2 - s_1) \text{ или } q = \int_1^2 T ds . \quad (3.3)$$

В технической термодинамике важно не абсолютное значение энтропии, а изменение энтропии в термодинамическом процессе.

Для определения изменения энтропии в процессе 1–2 следует проинтегрировать уравнение (3.2):

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 dq/T . \quad (3.4)$$

Это уравнение представляет собой математическое выражение второго закона термодинамики для обратимых процессов.

Из уравнения (3.4) следует, что в обратимых процессах ds и dq имеют одинаковый знак. Тогда при подводе теплоты к рабочему телу ($dq > 0$) энтропия увеличивается, при отводе теплоты от рабочего тела ($dq < 0$) энтропия уменьшается. Это важное свойство параметра энтропии [2].

Изменение энтропии не зависит от пути протекания процесса, а зависит лишь от начального и конечного состояний рабочего тела.

3.2. Второй закон термодинамики

Второй закон термодинамики рассматривает качественные условия процессов преобразования теплоты в работу. Так как

$$dS = \frac{dq}{T} ,$$

то для элементарного цикла Карно с учетом отрицательного знака q_2 (теплота отводится) получаем:

$$dS = dq_1/T_1, \quad dS = dq_2/T_2,$$

отсюда:

$$\frac{dq_1}{T_1} + \frac{dq_2}{T_2} = 0; \quad \sum \frac{dq}{T} = 0 .$$

Для любого обратимого цикла путем разложения его на элементарные циклы Карно можно найти, что:

$$\oint \frac{dq}{T} = 0 . \quad (3.5)$$

Учитывая, что $\eta_t^{\text{необр}} < \eta_t$, т. е. для любого необратимого цикла:

$$\oint \frac{dq}{T} < 0, \text{ тогда } (S_2 - S_1) > \oint \frac{dq}{T} ,$$

$$dS > \frac{dq}{T} . \quad (3.6)$$

Уравнение (3.6) является аналитическим выражением второго закона термодинамики.

Второй закон термодинамики можно сформулировать так:

1. Для осуществления термодинамического цикла необходимо иметь не менее двух источников теплоты с различной температурой (постулат для круговых процессов).

2. Теплота не может переходить от холодного тела к горячему сама собой, даровым процессом – без компенсации (постулат Клаузиуса).

Превращение работы в теплоту – это самопроизвольный процесс, а превращение теплоты в работу – не самопроизвольный, т. к. требует затрат энергии в виде теплоты, отдаваемой холодному источнику.

3. Любой реальный самопроизвольный процесс необратим.

4. Стопроцентное превращение теплоты в работу посредством тепловой машины невозможно (постулат Томсона).

Обобщая положения второго закона термодинамики можно сформулировать *физический смысл энтропии*: она является критерием направленности термодинамических процессов в изолированной системе и мерой необратимости реальных процессов [1].

3.3. Термодинамические процессы идеальных газов

В зависимости от характера протекания процесса различают четыре основных термодинамических процесса:

изохорный – при постоянном объеме ($v = \text{const}$);

изобарный – при постоянном давлении ($p = \text{const}$);

изотермический – при постоянной температуре ($T = \text{const}$);

адиабатный – без теплообмена с внешней средой ($q = \text{const}$, $\delta q = 0$).

Однако указанные ограничения в реальных условиях практически не выполняются, поэтому вводится понятие *обобщенного политропного* процесса, т. е. процесса общего характера. Все ранее названные процессы являются частными случаями политропного.

Уравнение политропного процесса имеет вид:

$$pv^n = \text{const} \quad , \quad (3.7)$$

где n – показатель политропы, являющийся для данного процесса постоянным числом и принимающий для различных процессов значения от $+\infty$ до $-\infty$.

На рис. 3.2,а показаны политропные процессы расширения, а на рис. 3.2,б – сжатия.

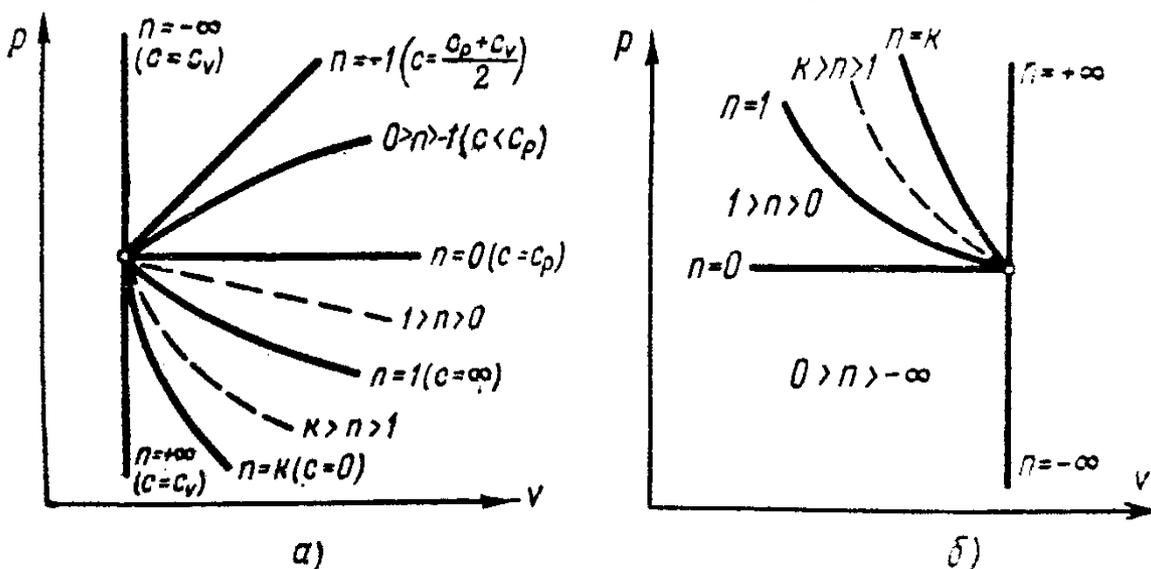
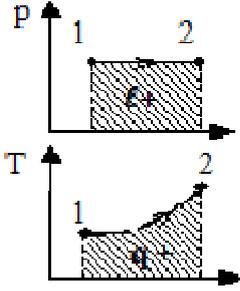
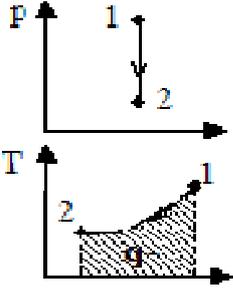
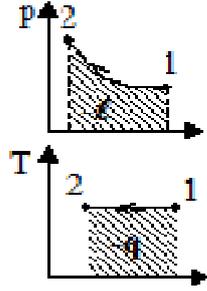


Рис.3.2. Политропные процессы в p-v диаграмме: а – расширения, б – сжатия

В табл.1 приведены расчетные выражения для этих процессов.

Таблица 1

1	Изобарный $p = \text{const}$	Изохорный $v = \text{const}$	Изотермический $T = \text{const}$
2	$n = 0$	$n = \pm\infty$	$n = 1$
3			
4	$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}$	$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}$	$\frac{p_2}{p_1} = \frac{v_1}{v_2}$
5	$\Delta u = c_v \cdot (t_2 - t_1)$	$\Delta u = c_v \cdot (t_2 - t_1)$	$\Delta u = 0$
6	$\Delta h = c_p \cdot (t_2 - t_1)$	$\Delta h = c_p \cdot (t_2 - t_1)$	$\Delta h = 0$
7	$\Delta s = c_p \cdot \lambda n \frac{T_2}{T_1}$	$\Delta s = c_v \cdot \lambda n \frac{T_2}{T_1}$	$\Delta s = R \cdot \lambda n \frac{v_2}{v_1} =$ $= R \cdot \lambda n \frac{p_1}{p_2}$
8	$l = p \cdot (v_2 - v_1)$	$l = 0$	$l = q = p_1 \cdot v_1 \cdot \lambda n \frac{v_2}{v_1} =$ $= p_1 \cdot v_1 \cdot \lambda n \frac{p_1}{p_2}$
9	$l p = 0$	$l p = v \cdot (p_1 - p_2)$	$l p = q$
10	$q = \Delta h = c_p \cdot (t_2 - t_1)$	$q = \Delta u = c_v \cdot (t_2 - t_1)$	$q = T \cdot \Delta s$
11	$c_p = \frac{\mu c_p}{\mu} = \frac{kR}{k-1}$	$c_v = \frac{\mu c_v}{\mu} = \frac{R}{k-1}$	$c_T = \pm \infty$

Продолжение табл. 1

1	Адиабатный – $q=0, p \cdot v^k = \text{const}$	Полиτροπный – $p \cdot v^n = \text{const}$
2	$n = k$	$1 < n < k$
3		
4	$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$	$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$
5	$\Delta u = c_v \cdot (t_2 - t_1)$	$\Delta u = c_v \cdot (t_2 - t_1)$
6	$\Delta h = c_p \cdot (t_2 - t_1)$	$\Delta h = c_p \cdot (t_2 - t_1)$
7	$\Delta s = 0$	$\Delta s = c_n \cdot \lambda_n \cdot \frac{T_2}{T_1}$
8	$l = \frac{R}{k-1} \cdot (t_1 - t_2) =$ $= \frac{1}{k-1} \cdot (p_1 \cdot v_1 - p_2 \cdot v_2)$	$l = \frac{R}{n-1} \cdot (t_1 - t_2) =$ $= \frac{1}{n-1} \cdot (p_1 \cdot v_1 - p_2 \cdot v_2)$
9	$l_p = k \cdot l$	$l_p = n \cdot l$
10	$q = 0$	$q = c_n \cdot (t_2 - t_1)$
11	$c = 0$	$c_n = c_v \frac{n - k}{n - 1}$

3.4. Термодинамические циклы

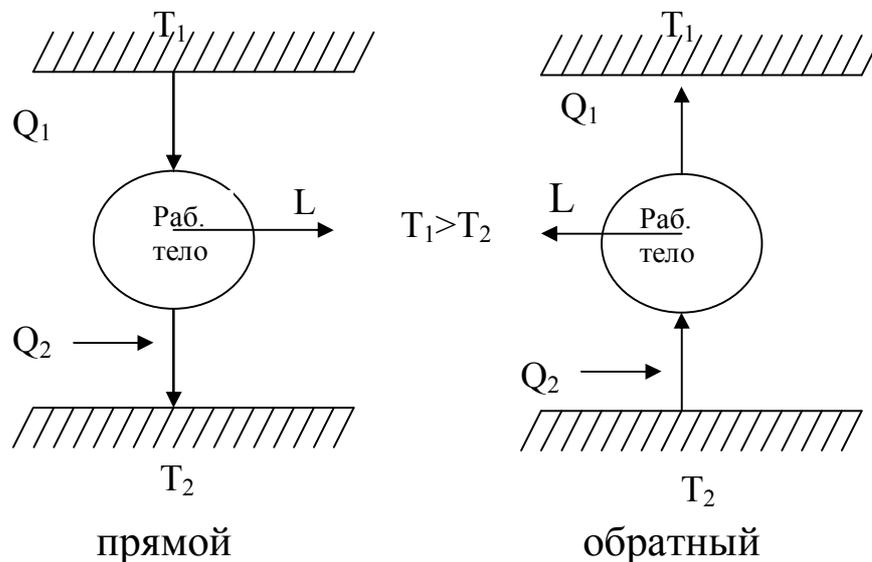
При однократном расширении газа в цилиндре можно получить лишь ограниченное количество работы, т. к. наступит такой момент, когда температура и давление рабочего тела станут равными p и T окружающей среды и на этом прекратится получение работы. Значит, для повторного получения работы необходимо в процессе сжатия вернуть рабочее тело в первоначальное состояние, т. е. совершить термодинамический *ц и к л*.

Термодинамическим циклом (или круговым процессом) называют процесс, при котором термодинамическая система, выйдя из первоначального состояния по завершении цикла, вновь возвращается в это же состояние.

Различают прямые и обратные циклы.

В *прямом* цикле теплота передается от тела с более высокого температурного уровня к телу с более низкой температурой, а термодинамическая система, выполняющая роль посредника, превращает часть передаваемой теплоты в работу.

Прямой цикл осуществляется по ходу движения часовой стрелки. По нему работают тепловые машины.



В *обратном* цикле теплота передается от тела с более низкой температурой к телу с более высокой температурой,

но для осуществления этого процесса требуется затрата энергии.

Любая холодильная машина реализует обратный термодинамический цикл и подобна насосу, «перекачивает» теплоту Q_2 с более низкого уровня T_2 на более высокий T_1 , но для этого процесса необходимо совершить работу L . Причем на более высокий температурный уровень будет передано количество теплоты:

$$Q_1 = Q_2 + L .$$

Такие обратные циклы получили название холодильных. Они осуществляются против хода движения часовой стрелки.

Поскольку в прямом круговом цикле все процессы обратимы (идеальны), то уравнение первого закона термодинамики имеет вид:

$$q_1 - q_2 = \ell_{\text{расш}} - \ell_{\text{сж}} = \ell_0 . \quad (3.8)$$

Это выражение является тепловым балансом для любого термодинамического цикла.

Основной тепловой характеристикой прямых циклов является термический коэффициент полезного действия (КПД), представляющий собой отношение удельной работы l_0 , производимой двигателем за цикл, к удельному количеству теплоты, подведенной за этот цикл от горячего источника:

$$\eta_t = \ell/q_1 = (q_1 - q_2)/q_1 = 1 - q_2/q_1 . \quad (3.9)$$

Этот коэффициент оценивает степень совершенства теплового двигателя. Чем выше η_t , тем большая часть тепла превращается в полезную работу. Так как работа теплового двигателя невозможна без отвода теплоты q_2 к холодному источнику, то η_t всегда меньше единицы.

Эффективность работы холодильных машин, работающих по обратным циклам, оценивается холодильным коэффициентом. Холодильный коэффициент представляет собой отношение количества теплоты q_2 , отнятой от холодного источника, к затраченной в цикле работе:

$$\varepsilon = q_2/\ell = q_2/(q_1 - q_2) . \quad (3.10)$$

Холодильный коэффициент показывает, какое количество теплоты отнимается от теплоприемника при затрате одной единицы работы. Его величина, как правило, больше единицы [3].

Вопросы:

1. Запишите аналитическое выражение энтропии.
2. Какая диаграмма называется тепловой или энтропийной?
3. Объясните физический смысл энтропии.
4. Запишите математическое выражение второго закона термодинамики для обратимых и необратимых процессов.
5. Дайте формулировки второго закона термодинамики.
6. Назовите основные термодинамические процессы идеального газа и запишите их уравнения.
7. Что такое термодинамический цикл?
8. Какой цикл называется прямым?
9. Какой цикл называется обратным?
10. Чему равен термический КПД?
11. Чему равен холодильный коэффициент?

Тема 4. Реальные газы и пары

4.1. Основные определения и характеристики

В отличие от идеального газа реальный газ при соответствующих условиях может быть сжижен, т. е. сконденсирован или же переведен в твердое состояние.

Вода и водяной пар широко применяются в энергетике, отоплении, вентиляции, горячем водоснабжении и в технологических процессах перерабатывающих отраслей пищевой промышленности.

В холодильной технике рабочие вещества называются холодильными агентами (аммиак, хладоны, углекислота и др.), которые также могут изменять свое агрегатное состояние при осуществлении термодинамических циклов.

Процесс превращения жидкости в пар называется *парообразованием*, которое может являться равновесным или неравновесным процессом.

Испарение – неравновесное парообразование, происходящее всегда, при любой температуре со свободной поверхности жидкости или твердого тела.

Кипение – равновесное парообразование, происходящее не только со свободной поверхности жидкости, но и внутри ее. Обратный процесс называется конденсацией.

Переход твердого вещества непосредственно в пар является *сублимацией*, а обратный процесс – десублимацией.

На рис. 4.1 представлены p, v и T, s – диаграммы водяного пара.

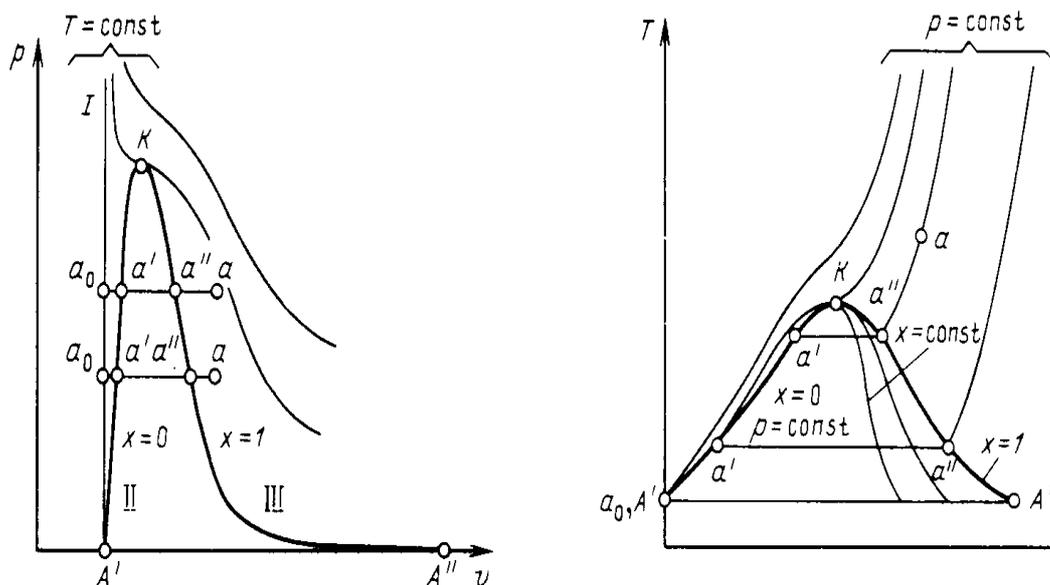


Рис. 4.1. $p-v$ и $T-s$ диаграммы водяного пара

Начальное состояние воды, находящейся при давлении p и имеющей температуру $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, изображено на диаграммах точкой a_0 .

При нагревании воды температура ее увеличивается до тех пор, пока не достигнет температуры кипения при данном давлении – t_s .

Этому состоянию соответствует точка a' на диаграммах. Дальнейший подвод теплоты сопровождается фазовым превращением воды в пар, который может быть насыщенным или перегретым [2, 3].

Насыщенным является такой пар, который имеет температуру жидкости и находится в динамическом равновесии с ней. Он характеризуется степенью сухости – x , т. е. отношением массы сухого насыщенного пара к массе влажного насыщенного:

$$x = \frac{m_{\text{сух}}}{m_{\text{вл}}} = \frac{m_{\text{сух}}}{m_{\text{сух}} + m_{\text{ж}}} . \quad (4.1)$$

Таким образом, в точке a' степень сухости пара $x=0$, а в точке a'' – $x=1$. Между этими точками существует двухфазная система – смесь воды и пара, которая и является *влажным насыщенным паром*.

Когда из этого пара последняя капля жидкости превратится в пар, то он станет *сухим насыщенным*. Необходимо отметить, что насыщенная жидкость, влажный и сухой пар объединяет то, что они имеют одну температуру, равную температуре насыщения (кипения).

Если к сухому насыщенному пару подводить при $p=\text{const}$ тепло, то образуется *перегретый* пар, температура которого будет уже выше t_s .

На диаграммах состояния водяного пара точка A' соответствует тройной точке воды, в которой одновременно находятся в равновесии пар, вода и лед.

Параметры данной точки для воды: $p=611$ Па; $T = 273,16$ К; $t = 0,01$ °С; $v=0,00100$ м³/кг; $s = 0$.

Точка K называется *критической* и определяется максимально возможной температурой существования двух фаз: жидкости и насыщенного пара. При температуре выше критической может существовать только одна фаза вещества.

Термодинамические параметры кипящей воды и сухого насыщенного пара берут из таблиц состояния насыщения (по давлению либо по температуре). В этих таблицах термодина-

мические величины со штрихом относятся к насыщенной жидкости, а с двумя штрихами – к сухому насыщенному пару.

Для изобарного процесса подведенная к жидкости теплота равна $q = h_2 - h_1$. Применяв данное соотношение к процессу $a' - a''$, получим

$$q = r = h'' - h' . \quad (4.2)$$

Величина r называется *теплотой парообразования* и определяет количество теплоты, необходимое для превращения 1 кг насыщенной жидкости в сухой насыщенный пар при температуре насыщения.

Удельный объем v_x , энтропия s_x и энтальпия h_x влажного насыщенного пара определяется по правилам аддитивности. Так, если 1 кг влажного насыщенного пара содержит x кг сухого и $(1-x)$ кг насыщенной жидкости, то

$$\begin{aligned} v_x &= xv'' + (1-x)v' = v' + x(v'' - v') , \\ h_x &= h' + x(h'' - h') = h' + rx , \\ s_x &= s' + x(s'' - s') = s' + rx/T_s . \end{aligned} \quad (4.3)$$

В инженерной практике термодинамические процессы с водяным паром рассчитывают с помощью Н-s диаграммы.

Схематично Н-s диаграмма показана на рисунке 4.2.

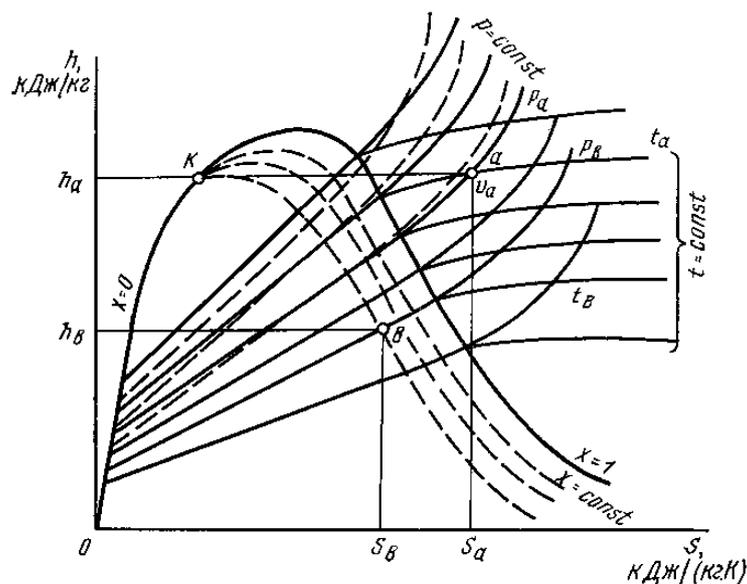


Рис. 4.2. Н-s диаграмма

За начало координат принято состояние воды в тройной точке. Данная диаграмма имеет линии насыщения и состояния сухого насыщенного пара.

Изобары в области влажного пара изображаются прямыми наклонными линиями, расходящимися веерообразно вверх; изотермы в области влажного пара совпадают с изобарами.

В области перегретого пара изобары – кривые, близкие к логарифмическим.

Поскольку в изотермическом процессе энтальпия идеального газа (а сильно перегретый пар по своим свойствам близок к идеальному газу) не изменяется, то изотермы вдали от области насыщения (от верхней пограничной кривой) идут горизонтально.

На h - s диаграмме нанесены также линии $v = \text{const}$, идущие круче изобар (пунктиром).

Обычно всю диаграмму не выполняют, а строят только ее верхнюю часть, наиболее употребительную в практике расчетов. Это позволяет изображать ее в более крупном масштабе.

Сущность расчета по диаграмме заключается в нанесении точки исходного состояния рабочего тела и проведения линии процесса с определением его параметров в конечном состоянии.

Далее рассчитываются значения изменения внутренней энергии, теплоты и работы в исходном процессе.

Изменение внутренней энергии водяного пара для всех без исключения процессов определяется одинаково:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1) . \quad (4.4)$$

В изохорном процессе работа $\ell = 0$, поэтому теплота равна $q = u_2 - u_1$. В изобарном процессе полученная теплота определяется как $q = h_2 - h_1$, а работа $\ell = p(v_2 - v_1)$.

В изотермическом процессе в отличие от идеальных газов $\Delta u \neq 0$, т. к. изменяется потенциальная составляющая внутренней энергии. Количество теплоты равно $q = T(s_2 - s_1)$, работа расширения определяется из первого закона термодинамики: $\ell = q - \Delta u$.

В адиабатном процессе теплота не изменяется $\delta q = 0$, а работа равна $l = -\Delta u = u_1 - u_2 = (h_1 - p_1 v_1) - (h_2 - p_2 v_2)$.

4.2. Паросиловые установки (цикл Ренкина)

Энергетическое хозяйство нашей страны в основном базируется на паровых теплосиловых установках. Продукты сгорания топлива в этих установках являются лишь промежуточным теплоносителем, а рабочим телом служит чаще всего водяной пар. Паросиловые установки предназначены для преобразования теплоты в механическую работу, а затем обычно в электрическую энергию, при наличии генератора.

Основным циклом паросиловых установок является цикл Ренкина. На рисунке 4.3 приведена принципиальная схема паросиловой установки, работающей по циклу Ренкина.

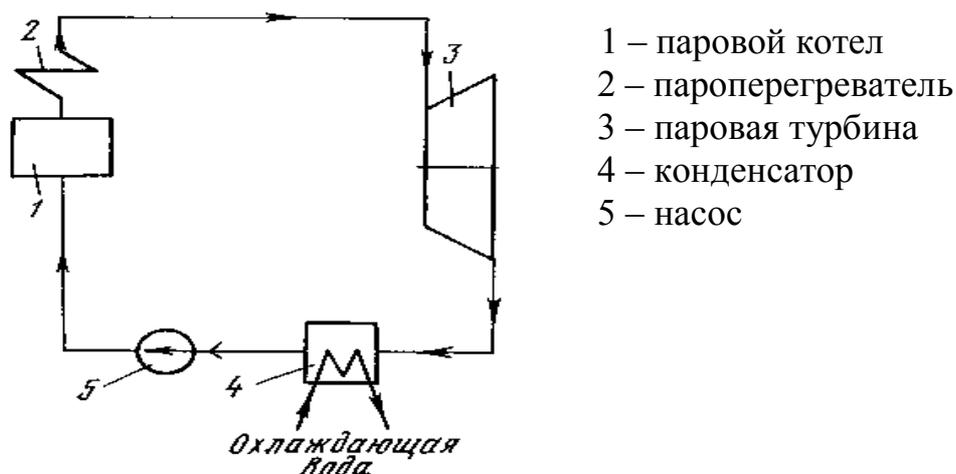


Рис. 4.3. Схема паросиловой установки цикла Ренкина

На рисунке 4.4 показан цикл Ренкина в $p-v$, $T-s$ и $H-s$ диаграммах на перегретом паре.

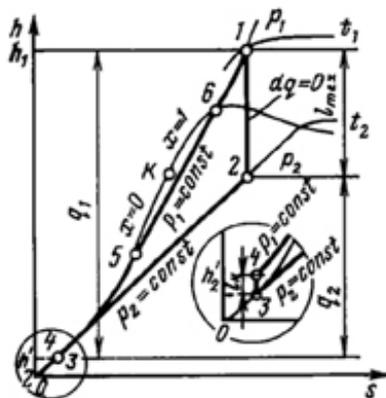
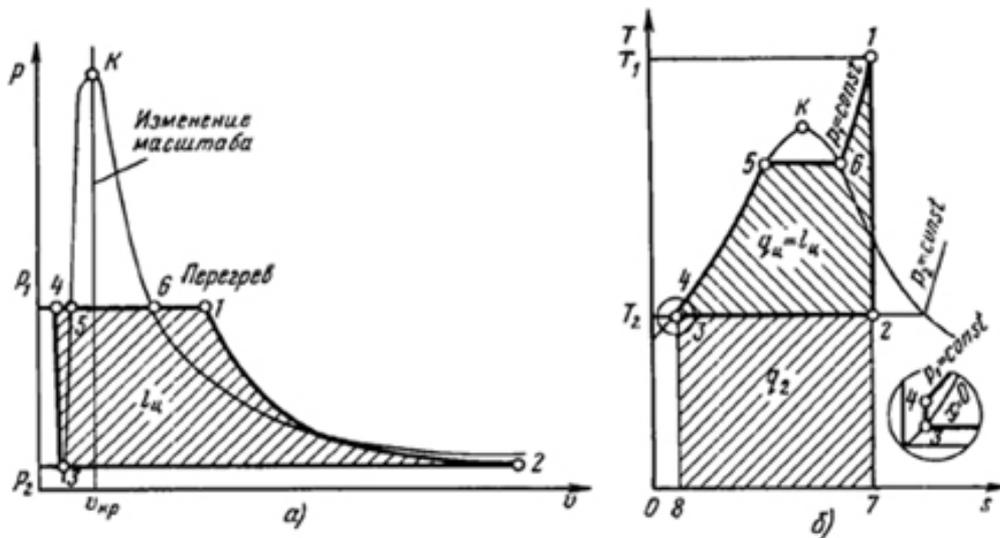


Рис. 4.3. Цикл Ренкина на перегретом паре в p - v , T - s , h - s диаграммах

В паровом котле 1 вода при постоянном давлении нагревается до температуры насыщения (кипения) t_H (линия 4–5), затем в результате подвода теплоты происходит изобарно-изотермический процесс парообразования (линия 5–6). В пароперегревателе 2 происходит перегрев пара (изобарный процесс 6–1), т. е. повышение температуры пара выше t_H от состояния сухого насыщенного пара (точка 6) до заданной температуры перегрева (точка 1). В паровой турбине 3 перегретый пар поступает на рабочие лопатки паровой турбины, где расширяется адиабатно (линия 1–2), производит полезную механическую работу, которая трансформируется генератором в электрическую энергию. Конденсат насосом 5 изо-

хорно (ввиду несжимаемости воды) перекачивается в паровой котел (линия 3–4).

Процесс 4–5 нагрева конденсата до температуры t_H совпадает в T-s-диаграмме с нижней пограничной кривой. Далее цикл повторяется [1, 3].

Теплота подводится в процессах 4–5, 5–6, 6–1. Отводится в процессе 2–3. Работа может быть представлена площадью 1–2–3–4–5–6 и отрезком 1–2 в H-s диаграмме.

Термический КПД цикла Ренкина можно определить по формуле:

$$\eta_t = \frac{\ell_{ц}}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} . \quad (4.5)$$

Теплоту q_1 , сообщенную 1 кг пара в паровом котле (с учетом перегрева) по изобаре 4–5–6–1, определяют по формуле:

$$q_1 = h_1 - h_4 . \quad (4.6)$$

Теплоту q_2 , теряемую в конденсаторе с охлаждающей водой по изобаре 2–3, находят по формуле:

$$q_2 = h_2 - h_3 . \quad (4.7)$$

Тогда работа цикла Ренкина, если пренебречь работой, затраченной в насосе (величина которой незначительна), будет равна работе турбины:

$$\ell_{ц} = q_1 - q_2 = i_1 - i_4 - i_2 + i_3 .$$

Так как $i_3 = i_4$, то $\ell_{ц} = i_1 - i_2$,

тогда

$$\eta_t = \frac{\ell_{ц}}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(i_1 - i_2)}{(i_1 - i_4)} . \quad (4.8)$$

Термический КПД цикла Ренкина равен 35–40 %.

Вопросы:

1. Что такое парообразование?
2. Что такое кипение, испарение, сублимация?
3. Что такое влажный насыщенный пар?
4. Что такое сухой насыщенный пар?

5. Чем сухой насыщенный пар отличается от перегретого пара?
6. Что такое степень сухости?
7. В каких пределах изменяется степень сухости?
8. Что такое удельная теплота парообразования и как она определяется?
9. Что такое критическая точка, назовите ее параметры?
10. Что такое тройная точка воды, назовите ее параметры?
11. Назовите процессы реального газа.
12. Для чего предназначены паросиловые установки?
13. Какой цикл является основным для паросиловых установок?
14. Как определить термический КПД цикла Ренкина?

Тема 5. Влажный воздух

5.1. Основные понятия и определения

В качестве рабочего тела атмосферный воздух применяется при сушке, нагреве, охлаждении различных материалов, в установках кондиционирования и т. д.

В атмосферном воздухе содержится то или иное количество влаги в виде водяного пара, мельчайших капелек воды в виде тумана или кристаллов льда (снег, ледяной туман). При сушке пищевых продуктов и регулирования температурно-влажностных условий, например в камерах созревания сыров, широко используется в качестве рабочего тела влажный воздух, представляющий собой смесь сухого воздуха с водяным паром.

Водяной пар во влажном воздухе может быть в состоянии сухого насыщенного или перегретого пара. В соответствии с этим различают:

1. Насыщенный влажный воздух – это смесь сухого воздуха и насыщенного водяного пара.
2. Ненасыщенный влажный воздух – смесь сухого воздуха с перегретым водяным паром.

При атмосферном давлении и температурах 300–400 К плотность компонентов влажного воздуха мала, и его можно рассматривать как смесь идеальных газов: сухого воздуха и пара. Для каждого компонента справедливо уравнение состояния:

$$\rho_{\text{п}} = \rho_{\text{п}} \cdot R_{\text{п}} \cdot T, \quad (5.1)$$

$$\rho_{\text{в}} = \rho_{\text{в}} \cdot R_{\text{в}} \cdot T, \quad (5.2)$$

где p – парциальное давление компонента (индексы «п» и «в» соответствуют пару и сухому воздуху);

R – удельная газовая постоянная ($R_{\text{п}} = 462 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; $R_{\text{в}} = 287 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$);

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

T – абсолютная температура, К (одинаковая для пара и воздуха).

В соответствии с законом Дальтона:

$$\rho_{\text{п}} + \rho_{\text{в}} = \rho_{\text{атм}}, \quad (5.3)$$

где $p_{\text{атм}}$ – атмосферное давление (фактически влажного воздуха).

Основными параметрами, определяющими состояние влажного воздуха, являются: температура t_c (по сухому термометру), барометрическое давление, влагосодержание d , энтальпия H . Кроме этих параметров, часто используют такие, как температура мокрого термометра (t_m), температура точки росы (t_p), относительная влажность (φ), абсолютная влажность (α) и другие.

Абсолютная влажность (α , $\text{кг}/\text{м}^3$) – это плотность пара во влажном воздухе.

Относительная влажность (φ , %) – это отношение абсолютной влажности воздуха к максимально возможной абсолютной влажности при данной температуре:

$$\varphi = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{пmax}}} = \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{пmax}}}. \quad (5.4)$$

Влагосодержание (d) – отношение массы водяного пара, содержащегося в некотором количестве влажного воздуха, к массе сухого воздуха ($\text{кг}/\text{кг}$ сухого воздуха):

$$d = M_{\text{в.п.}}/M_{\text{с.в.}} \quad (5.5)$$

Максимально возможное влагосодержание влажного воздуха будет в том случае, если при данной температуре парциальное давление водяного пара в воздухе станет равным давлению насыщения:

$$d_{\text{max}} = 0,622 \cdot \frac{p_{\text{пmax}}}{p_{\text{атм}} - p_{\text{пmax}}} \quad (5.6)$$

Для удобства влагосодержание обычно выражают в г/кг. При этом численное значение увеличивается в 1000 раз:

$$d_{\text{max}} = 622 \cdot \frac{p_{\text{пmax}}}{p_{\text{атм}} - p_{\text{пmax}}} \quad (5.7)$$

Температура сухого термометра (t_c) – это температура, измеренная обычным термометром.

Температура мокрого термометра (t_m) отличается от сухого тем, что его ртутный шарик обернут тканью, смоченной водой. Температура измеряется в потоке воздуха. Показание мокрого термометра ниже показания сухого термометра из-за отбора теплоты на испарение влаги в фитиле.

Температура точки росы (t_p) – это температура, до которой нужно охладить ненасыщенный влажный воздух при постоянном давлении и влагосодержании, чтобы он стал насыщенным [1, 3].

5.2. H-d (i-d) диаграмма влажного воздуха

По i-d диаграмме, зная температуру (t) и относительную влажность (φ), можно определить энтальпию (i), влагосодержание (d) и парциальное давление (p_p). По температурам сухого и мокрого термометров можно определить температуру точки росы, т. е. температуру, при которой воздух насыщен водяным паром ($\varphi = 100 \%$).

Процесс нагрева влажного воздуха на i-d диаграмме изображается вертикальной прямой линией (линия АВ) при $d = \text{const}$. Процесс охлаждения также протекает при $d = \text{const}$ и изображается вертикальной прямой (линия МО). Этот процесс справедлив только до состояния полного насыщения

4. Что такое температура точки росы?
5. Что такое абсолютная и относительная влажность?
6. Что такое температура сухого термометра?
7. Что такое температура мокрого термометра?
8. Назовите основные процессы с влажным воздухом.

Тема 6. Сжатие газов и паров

6.1. Термодинамический анализ процессов в компрессорах

Компрессором называют машину, предназначенную для сжатия газов для работы различных инструментов и в технологических процессах, например в холодильной технике. По принципу действия компрессоры делятся на машины объемного и центробежного сжатия. Кроме того, они бывают одноступенчатые и многоступенчатые.

Компрессора различаются по следующим основным признакам:

– *по принципу действия* компрессоры разделяют на поршневые, ротационные, винтовые, спиральные, центробежные. Компрессор, включенный в состав холодильной машины, обеспечивает ее *холодопроизводительность*. Компрессоры бывают малой холодопроизводительности до 12 кВт; средней от 12 до 90 кВт; большой холодопроизводительности, свыше 90 кВт;

– *по создаваемому давлению* (низкого давления - до 10 бар, среднего - до 100 бар, высокого - до 1000 бар);

– *по числу степеней сжатия*: одно и многоступенчатые;

– *по роду холодильного агента*: аммиачные, хладоновые и универсальные;

– *по устройству кривошипно-шатунного механизма*: простого действия и двойного действия;

– *по числу цилиндров*: одно -, двух -, и многоцилиндровые (до 16 цилиндров).

Компрессора отличаются друг от друга конструктивно, но с точки зрения термодинамики протекающие в компрессорах

процессы совершенно одинаковы. Поэтому для наглядности рассмотрим принцип действия поршневого компрессора.

При маркировке поршневых компрессоров применяют следующие обозначения: П – поршневой; Ф – хладоновый; А – аммиачный; В – вертикальный; V – v-образный; VV – веерообразный; Б – бессальниковый; О – опозитный, Г – герметичный. Цифры после букв обозначают холодопроизводительность (кВт).

Компрессор состоит (рис. 6.1) из цилиндра 1, поршня 2, всасывающего клапана 3 и нагнетательного клапана 4. Рабочий процесс совершается за два хода поршня или за один оборот коленчатого вала.

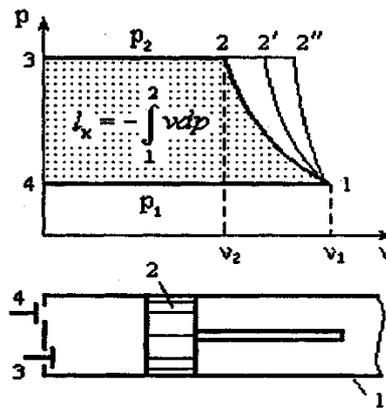


Рис. 6.1. Теоретическая индикаторная диаграмма идеального поршневого компрессора

При движении поршня вправо через открытый всасывающий клапан газ поступает в цилиндр. При обратном движении поршня (влево) всасывающий клапан закрывается и происходит сжатие газа до определенного давления, при котором открывается нагнетательный клапан и производится нагнетание газа в резервуар.

Компрессор называется идеальным, если сжатый в цилиндре газ полностью, без остатка, выталкивается поршнем; отсутствуют потери энергии в клапанах; отсутствуют утечки и перетечки газа через неплотности; отсутствуют силы трения поршня о цилиндр.

Теоретическая индикаторная диаграмма идеального поршневого компрессора показана на рис. 6.1. На диаграмме линия 4–1 – линия всасывания; 1–2 – процесс сжатия по изотерме; 1–2'' – процесс сжатия по адиабате; 1–2' – политропный процесс сжатия; 2–3 – линия нагнетания; 3–4 – условная линия, замыкающая цикл.

Следует отметить, что линии всасывания 4–1 и нагнетания 2–3 не изображают термодинамические процессы, т. к. состояние рабочего тела здесь не меняется, а меняется лишь его количество.

Термодинамический расчет компрессора выполняется с целью определения работы, затрачиваемой на сжатие, что позволяет определить мощность приводного двигателя.

Удельная работа рабочего тела в одноступенчатом компрессоре:

при изотермическом сжатии:

$$l_k = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = RT \ln \frac{p_2}{p_1} \quad ; \quad (6.1)$$

при адиабатном сжатии:

$$l_k = \frac{k}{k-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1) \quad . \quad (6.2)$$

По аналогии с последней формулой можно записать выражение для подсчета в *случае политропного сжатия:*

$$l_k = \frac{n}{n-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1) \quad . \quad (6.3)$$

Таким образом, сжатие по изотерме дает наименьшую площадь и, следовательно, наименьшую затрату работы. Наибольшая затрата работы получается при адиабатном сжатии.

Действительная индикаторная диаграмма одноступенчатого компрессора представлена на рис. 6.2.

На этой диаграмме процесс всасывания изображается линией 4–1, сжатие – 1–2, нагнетание – 2–3. Линия 3–4 характеризует процесс расширения газа, оставшегося во вредном пространстве.

Вредным пространством называется некоторый свободный объем V_0 между поршнем и крышкой цилиндра в момент нахождения поршня в крайнем верхнем положении. Его объем составляет 4–10 % от рабочего объема V_h цилиндра.

После нагнетания газ, оставшийся во вредном пространстве, имеет давление нагнетания (p_2). При обратном движении поршня происходит расширение газа, оставшегося во вредном пространстве.

Всасывание новой порции газа начинается лишь тогда, когда давление расширяющегося в цилиндре газа станет меньше давления всасывания (p_1) (окружающей среды). При этом всасывание начинается только в точке 4, и в цилиндр поступит новая порция газа $V = V_h - V_0$, объем которой меньше рабочего объема (V_h).

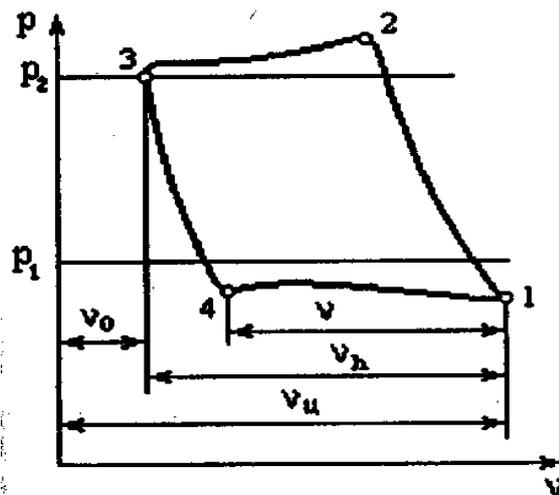


Рис. 6.2. Действительная индикаторная диаграмма поршневого компрессора

Таким образом, отличие действительной индикаторной диаграммы одноступенчатого компрессора от теоретической диаграммы (рис. 6.1) заключается в наличии вредного пространства в реальном компрессоре, а также наличием потерь на дросселирование во всасывающем и нагнетательном клапанах.

Вследствие этого всасывание новой порции газа в цилиндр происходит при давлении, меньшем p_1 , а нагнетание – при давлении, большем давления p_2 в нагнетательном трубопроводе.

Вредное пространство уменьшает количество всасываемого газа и, следовательно, уменьшает производительность компрессора. Степень использования рабочего объема цилиндра оценивается объемным КПД компрессора:

$$\lambda_v = \frac{V}{V_h} .$$

Объемный КПД уменьшается с увеличением объема вредного пространства, т. к. в этом случае уменьшается объем всасываемого в цилиндр газа и при котором величина $V \lambda_v$ может стать равной нулю. Объемный КПД уменьшается также и с повышением давления сжатия.

Эффективность работы реального компрессора характеризуется индикаторным КПД (η_i).

Для получения газов высокого давления применяют многоступенчатые компрессоры.

Вопросы:

1. Для чего предназначен компрессор?
2. По каким признакам классифицируются компрессоры?
3. Назовите основные процессы сжатия в компрессоре.
4. Чем теоретическая индикаторная диаграмма отличается от действительной индикаторной диаграммы компрессора?
5. Назовите факторы, влияющие на производительность компрессора?
6. Для чего применяют многоступенчатое сжатие?

РАЗДЕЛ 2. ОСНОВЫ ПЕРЕДАЧИ ТЕПЛОТЫ.

СПОСОБЫ ПЕРЕДАЧИ ТЕПЛОТЫ

Теория теплообмена (теплопередачи) изучает закономерности переноса теплоты в твердых, жидких и газообразных телах и количественные характеристики этого процесса. В зависимости от физического механизма переноса различают три элементарных способа передачи теплоты: теплопроводностью, конвекцией и излучением (радиацией).

Теплопроводность – это процесс переноса теплоты, осуществляемый микрочастицами тела (молекулами, атомами, электронами), имеющими различную энергию и обменивающимися ею при своем движении и взаимодействии. Перенос тепла теплопроводностью зависит от физических свойств тела, его геометрических размеров и разности температур между различными частями тела.

Конвекция – это перенос теплоты движущейся массой жидкости или газа из области с одной температурой в область с другой. Происходит только в жидкостях и газах. Этот вид теплообмена всегда сопровождается теплопроводностью, так как осуществляется непосредственный контакт частиц с различной температурой.

Одновременный перенос теплоты конвекцией и теплопроводностью называется *конвективным теплообменом*. Чистой конвекции в природе не существует.

Излучение характеризуется передачей теплоты электромагнитными волнами между двумя телами, разделенными полностью или частично пропускающей излучение средой, и происходит в три этапа:

- превращение части внутренней энергии одного из тел в энергию электромагнитных волн;
- распространение этих волн в пространстве;
- поглощение энергии излучения другим телом.

При относительно низких температурах перенос энергии осуществляется в основном инфракрасными лучами.

Совокупность всех видов переноса теплоты называется *сложным теплообменом*.

Количественными характеристиками в теории теплообмена являются:

Тепловой поток (Q) – количество теплоты, передаваемое в единицу времени через произвольную поверхность F . Единицей измерения ее в СИ служит $1 \text{ Вт} = 1 \text{ Дж/с}$.

Плотность теплового потока (q) – количество теплоты, передаваемое в единицу времени через единичную площадь поверхности, Вт/м^2 .

Тема 7. Теплопроводность при стационарном режиме

7.1. Основные понятия и определения

Температурное поле – совокупность значений температуры во всех точках рассматриваемого тела в данный момент времени. Математически оно описывается в виде $t = f(x, y, z, \tau)$.

Если температура любой точки тела неизменна во времени, поле называют *стационарным*, а если изменяется – *нестационарным*. Рассмотрим только стационарные поля. Если температура изменяется по трем измерениям пространства (по трем координатам), такое поле называют трехмерным. Бывают также двухмерные и одномерные температурные поля.

Градиент температуры. В температурном поле имеются точки с одинаковой температурой. Соединив все точки поля с одинаковой температурой, получим поверхность одинаковой температуры. Такая поверхность называется *изотермической*. Вдоль изотермической поверхности нет переноса теплоты. Теплота переносится в направлениях, пересекающих изотермические поверхности.

Наиболее интенсивно теплота переносится в том направлении температурного поля, где выше изменение температуры, то есть в направлении по нормали (перпендикуляр к касательной) к изотермической поверхности (рис. 7.1).

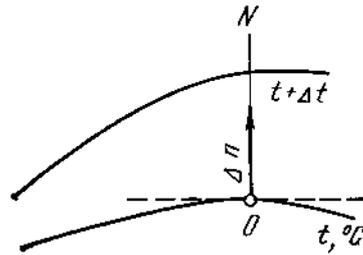


Рис. 7.1. Схема для определения градиента температуры

Интенсивность изменения температуры в температурном поле характеризуется *градиентом температуры*, который представляет собой предел отношения изменения температуры (Δt) между двумя соседними изотермическими поверхностями к расстоянию (Δn) по нормали N , если величина Δn стремится к нулю:

$$\lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\Delta t}{\Delta n} = \overrightarrow{\text{grad } t} . \quad (7.1)$$

Градиент температуры ($\overrightarrow{\text{grad } t}$) – это вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности в сторону максимального увеличения температуры. Размерность градиента температуры – (К/м).

Закон Фурье. Согласно закону Фурье, вектор плотности теплового потока (\vec{q}) пропорционален вектору градиента температуры ($\overrightarrow{\text{grad } t}$) и противоположен по направлению:

$$\vec{q} = -\lambda \overrightarrow{\text{grad } t} , \quad (7.2)$$

где λ – коэффициент теплопроводности; знак (-) показывает, что векторы \vec{q} и $\text{grad } t$ направлены по одной прямой в противоположные стороны (на рис. 7.2 показано относительное расположение векторов плотности теплового потока и градиента температуры).

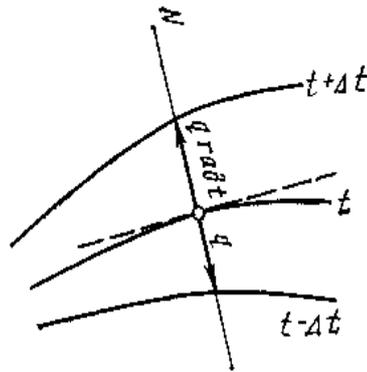


Рис. 7.2. Закон Фурье

Коэффициент теплопроводности материалов (λ) – количество теплоты, проходящей в единицу времени через единичную поверхность при градиенте температуре, равном единице. В системе СИ данная величина измеряется в Вт/(м·К):

$$\lambda = \frac{|q|}{|q_{gradt}|} .$$

Величина коэффициента теплопроводности позволяет определить к какой группе (теплопроводных или теплоизоляционных) относится тот или иной материал.

Материалы с хорошей способностью передавать теплоту получили название *теплопроводных* материалов.

Материалы с низкой теплопроводной способностью получили название *теплоизоляционных* материалов.

Твердые вещества являются более хорошими проводниками теплоты, чем жидкости, а жидкости – лучшими, чем газы. Для инженерных расчетов значения λ принимают по справочным таблицам.

Теплопроводность газов $\lambda=0,005-0,5$ Вт/(м·К); жидкостей составляет $\lambda=0,08-0,7$ Вт/(м·К). С увеличением температуры (за исключением воды и глицерина) величина λ уменьшается. Для воды $\lambda=0,6$ Вт/(м·К).

Для строительных и теплоизоляционных материалов

$\lambda=0,02-3,0$ Вт/(м·К) и зависит от природы вещества, его температуры, влажности и пористости. Для металлов и сплавов он меняется от 8 (висмут) до 410 Вт/(м·К) (серебро).

Наиболее распространенной задачей, решаемой в теории теплообмена, является определение теплового потока, передаваемого через различные поверхности [3].

7.2. Дифференциальное уравнение теплопроводности

Теория теплопроводности не рассматривает механизм процесса распространения теплоты, а ограничивается описанием этого процесса на основе закона сохранения энергии и закона Фурье.

Дифференциальное уравнение Фурье отражает общий характер процесса и имеет множество решений.

Для получения решения, соответствующего конкретной единичной задаче, необходимо задание условий однозначности:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c\gamma} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \frac{1}{c\gamma} \cdot q_v . \quad (7.3)$$

В условия однозначности входят геометрические условия, физические условия материала, начальные условия и граничные условия.

Геометрические условия характеризуют форму и размер тела, в котором протекает процесс.

Физические условия определяют числовые значения всех физических параметров тела, входящих в дифференциальное уравнение теплопроводности, граничные условия, а также распределение внутренних источников теплоты q_v .

Временные (начальные) условия характеризуют распределение температуры в теле в начальный момент времени и заключаются в том, что для начального момента времени τ_0 должна быть известна функция $t = f(x, y, z, \tau_0)$.

Граничные условия определяют особенности протекания процесса на границах тела и могут быть заданы следующим образом.

Граничные условия первого рода заключаются в том, что задается температура на поверхности тела.

Граничные условия второго рода заключаются в задании плотности теплового потока.

Граничные условия третьего рода состоят в задании температуры окружающей среды и интенсивности теплообмена на поверхности тела. Эта интенсивность теплообмена оценивается коэффициентом теплоотдачи (α).

Граничные условия четвертого рода характеризуются равенством тепловых потоков, проходящих через поверхность контакта двух тел [1, 2].

7.3. Теплопроводность через однослойную и многослойную плоскую стенки при граничных условиях первого рода

Рассмотрим плоскую стенку (рис. 7.3.) толщиной δ . Пусть на левой поверхности стенки поддерживается температура t_1 , а на правой – температура t_2 . Теплопроводность (λ) материала стенки практически постоянна. Внутри стенки нет источников теплоты. Требуется определить температурное поле в стенке и плотность теплового потока (q).

Согласно закону Фурье, тепловой поток, проходящий через стенку, прямо пропорционален поверхности, разности температур t_1 и t_2 и обратно пропорционален толщине δ . Тогда:

$$Q = \lambda F \frac{t_1 - t_2}{\delta} . \quad (7.4)$$

Плотность теплового потока (q (Вт/мК)) определяют из выражения:

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{\lambda F (t_1 - t_2)}{\delta F} = \frac{t_1 - t_2}{\delta / \lambda} . \quad (7.5)$$

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

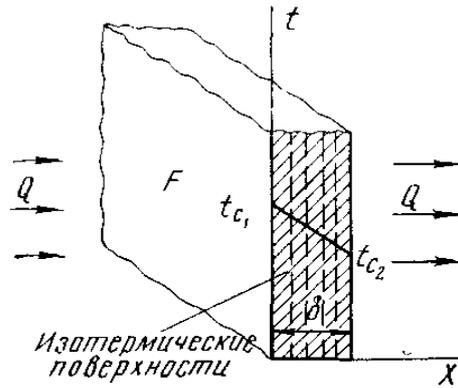


Рис. 7.3. Схема передачи теплоты теплопроводностью через плоскую однослойную стенку

Передача теплоты может осуществляться через многослойную плоскую стенку. Примером может служить теплоизоляционное ограждение стационарных холодильных камер. Рассмотрим определение теплового потока теплопроводностью через многослойную стенку (рис. 7.4).

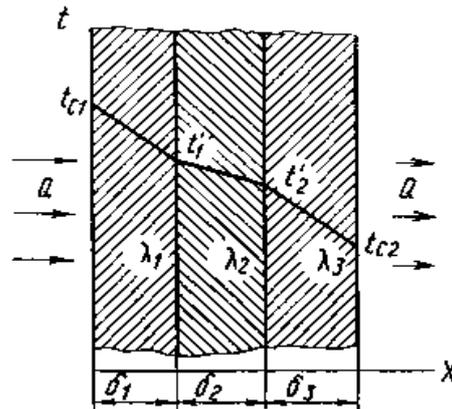


Рис. 7.4. Схема передачи теплоты теплопроводностью через плоскую многослойную стенку

В этом случае термическое сопротивление многослойной стенки определится как сумма термических сопротивлений всех слоев:

$$R_{\lambda} = \delta/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \dots + \delta_n/\lambda_n .$$

Плотность теплового потока равна:

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\sum_1^n \delta_1/\lambda_1} . \quad (7.6)$$

Распределение температур в пределах каждого слоя – линейное, однако в различных слоях угол наклона температурной прямой отличается: более резко изменяется температура в том материале, который является лучшим теплоизолятором или имеет меньшее значение λ [3].

7.4. Теплопроводность через однослойную и многослойную цилиндрическую стенки при граничных условиях первого рода

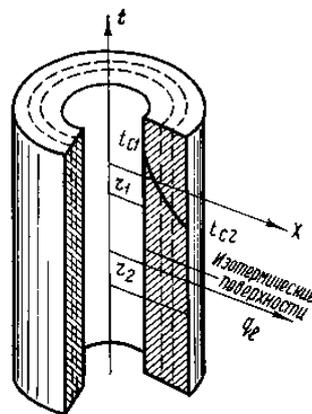


Рис. 7.5. Схема передачи теплоты теплопроводностью через однослойную однородную цилиндрическую стенку

В практике часто имеют место случаи передачи теплоты теплопроводностью через однослойную и многослойную цилиндрические стенки (например, через стенку паропровода) (рис. 7.5).

Внешняя и внутренняя поверхности цилиндрической стенки имеют постоянные во времени температуры t_{c2} и t_{c1} , внутренний диаметр d_1 , наружный d_2 . Материал трубы имеет коэффициент теплопроводности λ . Величину линейной (в расчете на 1 м длины) плотности теплового потока (q_l) определяют по формуле:

$$q_l = \frac{(t_{c1} - t_{c2})\pi}{\frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}} . \quad (7.7)$$

Из данного выражения видно, что температура внутри цилиндрической стенки изменяется по логарифмическому закону. У внутренней стенке, где больше ее кривизна, температура меняется резче, чем у наружной стенке.

Для многослойной цилиндрической стенки, имеющей n слоев, согласно уравнению (7.7), можно записать:

$$q_l = \frac{(t_{c1} - t_{c2})\pi}{\sum_1^n \frac{1}{2\lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} . \quad (7.8)$$

Вопросы:

1. Назовите основные виды передачи теплоты и дайте их формулировки?
2. Что такое конвективный теплообмен?
3. Что такое сложный теплообмен?
4. Что такое тепловой поток, единица измерения?
5. Что такое плотность теплового потока, в чем измеряется?
6. Что такое изотермическая поверхность?
7. Что такое градиент температуры?
8. Назовите закон Фурье.
9. Что такое λ , единица измерения, от чего зависит?
10. От чего зависит коэффициент теплопроводности?
11. Что такое теплоизоляционные материалы?
12. Что такое теплопроводные материалы?
13. Назовите условия однозначности.

14. Как определить тепловой поток через однослойную и многослойную плоскую стенку?
15. Что такое термическое сопротивление теплопроводности?
16. Как определить тепловой поток через однослойную и многослойную цилиндрические стенки?

Тема 8. Конвективный теплообмен (теплоотдача)

8.1. Основной закон конвективного теплообмена

Обычно жидкие и газообразные теплоносители нагреваются или охлаждаются при соприкосновении с поверхностями твердых тел. Например, дымовые газы в печах отдают свое тепло нагреваемым заготовкам, а в паровых котлах – трубам, внутри которых греется или кипит вода; воздух в комнате греется от горячих приборов отопления и т. д. Процесс теплообмена между поверхностью твердого тела и жидкостью (газом) называется *теплоотдачей*, а поверхность тела, через которую переносится теплота, – *поверхностью теплообмена*. Конвективный теплообмен представляет собой сложный процесс, зависящий от многих факторов: режимы движения среды, скорости, физических свойств среды, размеров и формы обтекаемости стенки, температур жидкости (газа) $t_{ж}$ и стенки t_c и т. п.

Движение газовой или жидкой среды под действием разности температур может быть естественным, без специальных устройств, перемещающих среду. Примером такого движения может служить система охлаждения холодильных камер. Охлажденный воздух имеет большую плотность и опускается в нижнюю часть холодильной камеры. Такой способ конвективного теплообмена получил название *естественной конвекции*.

Движение среды при конвективном теплообмене может осуществляться принудительно (вентилятор для воздуха, мешалка для жидкости). Теплообмен в таком случае называется *вынужденной конвекцией*.

На интенсивность процесса конвективного теплообмена существенное влияние оказывает режим движения жидкости: ламинарный и турбулентный. Первый характеризуется спокойным, струйчатым движением, второй – неупорядоченным, вихревым.

Тепловой поток при конвективном теплообмене рассчитывают по формуле Ньютона-Рихмана:

$$Q = \alpha F (t_c - t_{ж}) \tau \quad , \quad (8.1)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, характеризующий интенсивность процесса теплоотдачи;

F – площадь поверхности теплообмена, m^2 ;

$t_{ж}$ и t_c – температуры соответственно потока жидкости (газа) и стенки, $^{\circ}C$.

Согласно закону Ньютона-Рихмана тепловой поток в процессе теплоотдачи пропорционален площади поверхности теплообмена (F) и разности температур поверхности (t_c) и жидкости ($t_{ж}$).

Физический смысл α – количество теплоты, которым обменивается среда и единичная поверхность твердого при разности температур между ними в один градус за единицу времени. Единицей измерения является ($Вт/м^2 \cdot K$).

Коэффициент теплоотдачи α может быть различным в разных точках поверхности теплообмена, в этом случае вводят понятие локального (местного) коэффициента теплоотдачи, который является функцией координат на поверхности теплообмена. Для упрощения тепловых расчетов часто пользуются средним по поверхности коэффициентом теплоотдачи ($\bar{\alpha}$).

На величину коэффициента теплоотдачи (α) оказывают влияние размеры поверхности стенки, ее температуры (t_c), скорости течения жидкости, температуры жидкости ($t_{ж}$) и физические свойства среды. Значение α для газов при естественной конвекции может составлять $\alpha = (3 \dots 20) Вт/(м^2 \cdot K)$, для жидкостей – $\alpha = (100 \text{--} 600) Вт/(м^2 \cdot K)$. Принудительное движение среды приводит к увеличению α , может составить для

газов $\alpha = (10 \dots 100) \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, для жидкостей – $\alpha = (500 \dots 10\,000) \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Больших значений коэффициент теплоотдачи достигает при фазовых переходах – кипении или конденсации. Так, при кипении коэффициент теплоотдачи может достигать $20\,000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а при конденсации $100\,000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [3].

8.2. Критерии подобия, уравнения подобия

Здесь рассматриваются условия, при которых геометрически подобные системы подобны также и в тепловом отношении, т. е. для них подобны температурные поля и тепловые потоки.

Критерий Нуссельта:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot \lambda}{\lambda} \quad (8.2)$$

характеризует интенсивность теплообмена на границе твердое тело – жидкость.

Уравнение подобия для свободной конвекции примет вид

$$\text{Nu} = f(\text{Gr}, \text{Pr}) .$$

Критерий Грасгофа:

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot \lambda^3}{\nu^2} \quad (8.3)$$

характеризует соотношение подъемной силы, возникающей вследствие разности плотностей отдельных слоев жидкости, к силе вязкостного трения.

Где $\ell_0, \text{ м}$ – определяющий геометрический размер (для горизонтальной трубы – диаметр d , для вертикальной пластины – высота).

$\nu, \text{ м}^2/\text{с}$ – кинематический коэффициент вязкости;

$g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$ – ускорение свободного падения;

$\beta, 1/\text{К}$ – термический коэффициент объемного расширения (для газов: $\beta = 1/(t_{\text{ж}} + 273)$; для жидкостей берется из таблиц);

$\Delta t = t_{\text{с}} - t_{\text{ж}}$ – температурный напор, К.

Критерий Прандтля:

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a} \quad (8.4)$$

характеризует влияние физических свойств жидкости на конвективный теплообмен.

В случае чисто вынужденного движения жидкости уравнение подобия имеет вид:

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}) .$$

Критерий Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot \lambda}{\nu} \quad (8.5)$$

характеризует соотношение сил инерции и внутреннего трения (вязкости) при вынужденном движении среды.

Вопросы:

1. Что такое теплоотдача?
2. Что такое свободная и вынужденная конвекция?
3. Назовите режимы движения среды.
4. Сформулируйте закон Ньютона-Рихмана.
5. Что такое α , физический смысл, единица измерения?
6. От чего зависит α ?
7. Запишите уравнение подобия для свободной конвекции.
8. Запишите уравнение подобия для вынужденной конвекции.

Тема 9. Лучистый теплообмен

9.1. Описание процесса и основные определения

Тепловое излучение – есть результат превращения внутренней энергии тел в энергию электромагнитных колебаний.

Этот вид теплообмена осуществляется в три этапа: внутренняя энергия тела вначале преобразуется в энергию излучения, которая на втором этапе распространяется в пространстве, а на третьем этапе энергия излучения вновь преобразуется в теплоту, то есть во внутреннюю энергию тела, которое поглощает лучистый поток.

Лучистый теплообмен имеет место между всеми телами и является единственно возможным способом переноса теплоты в вакууме. Тепловое излучение характеризуется *длиной волны* λ и *частотой колебаний* ν . При этом волны распространяются со скоростью света $c = 3 \times 10^8$ м/с, а $\nu = c/\lambda$.

При температурах, обычных в технике, основное количество энергии излучается при длинах волн от 0,8 до 800 мкм. Эти лучи принято называть тепловыми (инфракрасными). Большую длину имеют радиоволны, меньшую – волны видимого (светового) излучения.

Поток излучения – это количество лучистой энергии, излучаемой в единицу времени через произвольную поверхность. Обозначается поток излучения так же, как и тепловой поток, – Q , Вт.

Тепловой поток, излучаемый на всех длинах волн с единицы поверхности тела F по всем направлениям, называется *поверхностной плотностью потока излучения* E , Вт/м²:

$$E = Q/F \quad . \quad (9.1)$$

При попадании потока излучения на тело он делится на три части: поглощаемую $E_{\text{погл}}$, отражаемую $E_{\text{отр}}$ и пропускаемую $E_{\text{проп}}$, то есть

$$E = E_{\text{погл}} + E_{\text{отр}} + E_{\text{проп}} \quad . \quad (9.2)$$

Разделив все члены уравнения на величину E , получим

$$1 = E_{\text{погл}}/E + E_{\text{отр}}/E + E_{\text{проп}}/E, \quad (9.3)$$

где $A = E_{\text{погл}}/E$ – поглощательная способность тела;

$R = E_{\text{отр}}/E$ – отражательная способность тела;

$D = E_{\text{проп}}/E$ – пропускательная способность тела.

При $A = 1$, $R = D = 0$ тело называется *абсолютно черным*. При $R=1$, $A = D = 0$ тело отражает всю падающую на него лучистую энергию и называется *абсолютно белым*. При $D = 1$, $A = R = 0$ тело пропускает сквозь себя всю падающую на него

лучистую энергию и называется *прозрачным* (диатермичным).

В природе нет ни абсолютно черных, ни абсолютно белых, ни абсолютно прозрачных тел. Реальные тела могут лишь в той или иной мере приблизиться к какому-то из этих видов.

Свойством абсолютно черного тела обладает отверстие в стенке полого тела, поскольку можно считать, что энергия луча, падающего в это отверстие, полностью будет поглощена внутри полого тела. При изучении лучистого теплообмена пользуются специальной классификацией лучистых потоков.

Собственным излучением называется излучение, которое зависит от свойств тела и от его температуры.

Сумма потоков собственного излучения и отраженной части падающего на тело излучения от других тел называется *эффективным излучением*:

$$E_{\text{эф}} = E_{\text{соб}} + E_{\text{отр}} = E_{\text{соб}} + R E_{\text{пад}} \quad . \quad (9.4)$$

Для абсолютно черного тела $R=0$, и, тогда $E_{\text{эф}} = E_{\text{соб}}$.

Из законов излучения для теплотехники наибольшее значение имеет закон *Стефана-Больцмана*: количество энергии, излучаемое единицей поверхности абсолютно черного тела в единицу времени, пропорционально четвертой степени абсолютной температуры:

$$E_0 = \sigma_0(T/100)^4 \quad , \quad (9.5)$$

где $\sigma_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Так как в природе абсолютно черных тел нет, а все тела серые, то этот закон применительно к серым телам будет иметь такой вид:

$$E = \sigma(T/100)^4 \quad . \quad (9.6)$$

Здесь $\sigma \neq \sigma_0$ и тем больше отличается от него, чем больше рассматриваемое тело отличается от абсолютно черного. Это отличие учитывается степенью черноты $\varepsilon = \sigma / \sigma_0 = E/E_0$.

Степень черноты шамотного кирпича равна 0,59, красного кирпича – приблизительно 0,94, штукатурки – 0,91, угля – 0,80. Зная ε , нетрудно подсчитать и энергию излучения.

Закон Кирхгофа: устанавливает связь между излучательной и поглощательной способностями тела. Отношение излучательной способности E к поглощательной A для всех тел одинаково и равно излучательной способности абсолютно черного тела E_0 при той же температуре и зависит только от температуры:

$$E/A = E_0 . \quad (9.7)$$

Из этого выражения следует, что поглощательная способность тела A равна степени его черноты ε [3].

Вопросы:

1. Что такое тепловое излучение?
2. Чем характеризуется тепловое излучение?
3. Что такое поток излучения, его обозначение, единица измерения?
4. Что такое поверхностная плотность потока излучения, ее обозначение, единица измерения?
5. Что такое поглощательная, отражательная и пропускательная способность тела?
6. Что такое абсолютно черное, белое и прозрачное тело?
7. Что такое собственное излучение?
8. Назовите основные законы излучения.
9. Что такое степень черноты?

Тема 10. Теплопередача

10.1. Сложный теплообмен

Разделение процесса переноса теплоты на теплопроводность, конвективный теплообмен и теплообмен излучением удобно для его изучения. В действительности встречается

сложный теплообмен, при котором теплота передается двумя или тремя вышеуказанными способами одновременно.

Типичным примером сложного теплообмена является теплообмен между стенкой и омывающим ее газом: конвективный теплообмен между движущимся газом и стенкой, теплопроводность внутри стенки и потока газа, излучение и поглощение энергии поверхностью.

В связи с этим коэффициент теплоотдачи при сложном теплообмене (α) представляет собой сумму коэффициентов конвективного (α_k) и лучистого (α_l) теплообмена:

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_l . \quad (10.1)$$

Если стенка омывается жидкостью (например, водой), то $\alpha_l = 0$ и $\alpha = \alpha_k$.

В теплотехнической практике часто тепловой поток от одного теплоносителя (газ, жидкость) к другому передается через разделяющую их твердую стенку. Такой процесс называется *теплопередачей*. Он является частным случаем сложного теплообмена и включает три этапа: конвективный теплообмен между нагретым теплоносителем (жидкость или газ) и, допустим, левой поверхностью стенки, теплопроводность через стенку и вновь конвективный теплообмен между правой поверхностью стенки к нагреваемому (холодному) теплоносителю. При этом в условиях установившегося (стационарного) режима сложного теплообмена тепловой поток в каждом из этапов один и тот же.

10.2. Теплопередача через плоскую стенку при граничных условиях третьего рода

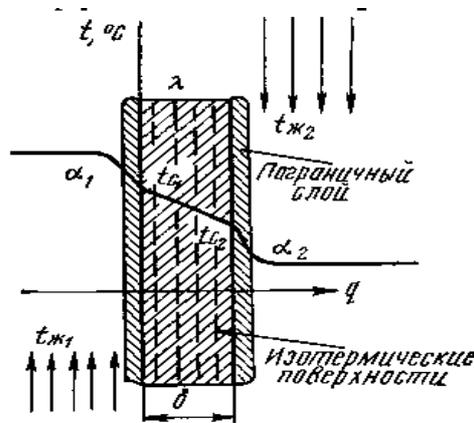


Рис. 10.1. Схема теплопередачи через плоскую однослойную стенку

Часто приходится рассчитывать стационарный процесс переноса теплоты от одного теплоносителя к другому через разделяющую стенку (рис. 10.1). Такой процесс называется *теплопередачей*. Он объединяет все рассмотренные ранее элементарные процессы. Вначале теплота передается от горячего теплоносителя $t_{ж1}$ к одной из поверхностей стенки путем конвективного теплообмена. Интенсивность процесса теплоотдачи характеризуется коэффициентом теплоотдачи α_1 .

Затем теплота теплопроводностью переносится от одной поверхности стенки к другой. Термическое сопротивление теплопроводности R_λ рассчитывается по формулам в зависимости от вида стенки. И, наконец, теплота опять путем конвективного теплообмена, характеризуемого коэффициентом теплоотдачи α_2 , передается от поверхности стенки к холодной жидкости.

При стационарном режиме тепловой поток Q во всех трех процессах одинаков, а перепад температур между горячей и холодной жидкостями складывается из трех составляющих. Если считать тепловой поток отнесенным к 1 м^2 площади стенки, то можно записать систему уравнений:

$$\begin{cases} q = \alpha_1(t_{ж1} - t_{c1}); \\ q = \lambda/\delta (t_{c1} - t_{c2}); \\ q = \alpha_2 (t_{c2} - t_{ж2}). \end{cases} \quad (10.2)$$

Каждое из этих уравнений представим в виде:

$$\begin{cases} q (1/\alpha_1) = t_{ж1} - t_{c1}; \\ q (\delta/\lambda) = t_{c1} - t_{c2}; \\ q (1/\alpha_2) = t_{c2} - t_{ж2}. \end{cases} \quad (10.3)$$

Сложив, получим расчетную формулу для плотности теплового потока:

$$q = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2} \quad (10.4)$$

Последнее выражение можно переписать так:

$$q = K (t_{ж1} - t_{ж2}) \quad (10.5)$$

где K – коэффициент теплопередачи, ($\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$).

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2} \quad (10.6)$$

Коэффициент теплопередачи (K) численно равен плотности теплового потока (q) при разности температур теплоносителей в $1/\text{К}$.

Величина, обратная коэффициенту теплопередачи, называется *термическим сопротивлением теплопередачи* и равна сумме термических сопротивлений теплоотдачи $1/\alpha_1$, $1/\alpha_2$ и термического сопротивления теплопроводности δ/λ :

$$R = 1/K = 1/\alpha_1 + 1/\alpha_2 + \delta/\lambda \quad (10.7)$$

Если плоская стенка состоит из нескольких слоев, каждый из которых однороден и плотно прилегает к другому (то есть отсутствует термическое сопротивление контакта), то общее термическое сопротивление многослойной стенки будет равно:

$$R = \frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}, \quad (10.8)$$

где δ_i , λ_i – соответственно толщина каждого из слоев многослойной стенки и коэффициенты теплопроводности материала каждого слоя.

Удельный тепловой поток для этого случая подсчитывается по формуле:

$$q = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1} \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (10.9)$$

10.3. Теплопередача через цилиндрическую стенку при граничных условиях третьего рода

В практике наиболее распространенным элементом теплообменных устройств является труба (рис. 10.2).

Пусть цилиндрическая стенка изнутри омывается горячим теплоносителем с температурой $t_{ж1}$, коэффициент теплоотдачи от горячей жидкости к внутренней стенке α_1 . С наружной стороны труба омывается холодным (нагреваемым) теплоносителем с температурой $t_{ж2}$, коэффициент теплоотдачи от наружной стенки к холодному теплоносителю α_2 . Коэффициент теплопроводности материала стенки λ , внутренний диаметр трубы d_1 , наружный – d_2 . Тепловой поток равен:

$$Q = \alpha_1 F_1 (t_{ж1} - t_{c1}) = \alpha_1 \pi d_1 L (t_{ж1} - t_{c1});$$

$$Q = \frac{\pi l (t_{c1} - t_{c2})}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}; \quad (10.10)$$

$$Q = \alpha_2 F_2 (t_{c2} - t_{ж2}) = \alpha_2 \pi d_2 L (t_{c2} - t_{ж2}).$$

Решив данную систему уравнений и подставив $Q/L = q_1$ (удельный тепловой поток на 1 м длины трубы), получим:

$$q_1 = \frac{(t_{ж1} - t_{ж2})\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \quad (10.11)$$

В последнем выражении величина

$$K_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \quad (10.12)$$

называется *линейным коэффициентом теплопередачи*, который показывает количество теплоты, проходящей через цилиндрическую стенку длиной 1 м в течение 1 с при разности температур теплоносителей 1 К. Величина

$$R_l = \frac{1}{K_l} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} \quad (10.13)$$

называется *линейным термическим сопротивлением теплопередачи*. [1, 3].

Для многослойной цилиндрической стенки линейный коэффициент теплопередачи K_l можно рассчитать по формуле:

$$K_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}} \quad (10.14)$$

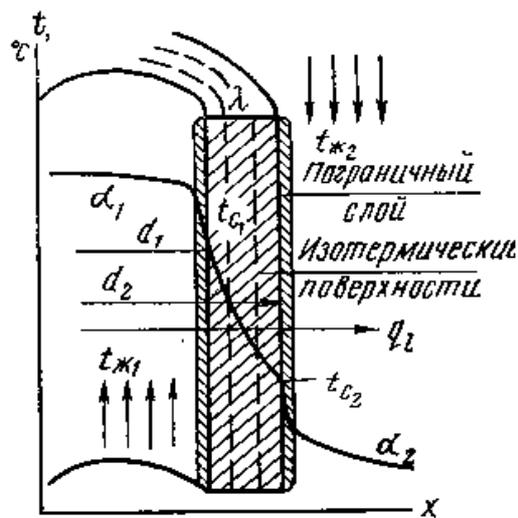


Рис. 10.2. Схема теплопередачи через цилиндрическую стенку

Вопросы:

1. Что такое сложный теплообмен?
2. Чему равняется α при сложном теплообмене?
3. Как определить плотность теплового потока через плоскую однослойную и многослойную стенку при граничных условиях 3 рода?
4. Что такое коэффициент теплопередачи и как его определить?
5. Что такое термическое сопротивление теплопередачи и как его определить?
6. Как определить линейную плотность теплового потока через цилиндрическую однослойную и многослойную стенку при граничных условиях 3 рода?

Тема 11. Основы теплового расчета теплообменных аппаратов

11.1. Типы теплообменных аппаратов

Теплообменными аппаратами (теплообменниками) называются устройства, предназначенные для нагревания или охлаждения теплоносителя. Чаще всего в теплообменных ап-

паратах осуществляется передача теплоты от одного теплоносителя к другому, т. е. нагревание одного теплоносителя происходит за счет охлаждения другого.

В качестве теплоносителей в теплообменниках используют водяной пар, горячую воду, воздух, дымовые газы и другие тела.

Теплообменники с двумя теплоносителями в зависимости от способа передачи теплоты от одного теплоносителя к другому можно разделить на поверхностные и аппараты смешения.

В аппаратах смешения происходит непосредственное перемешивание нагретого и холодного теплоносителей. При этом невозможно определить площадь поверхности теплообмена. Примером может служить смесительный конденсатор.

В поверхностных аппаратах перенос теплоты происходит через поверхность раздела сред, которая может быть выполнена из инородного материала. Поверхностные аппараты подразделяются на рекуперативные, контактные и регенеративные.

В контактных аппаратах теплота переносится от одной среды к другой при непосредственном взаимодействии (орошительные камеры, градирни).

В рекуперативных теплообменниках передача теплоты происходит от горячего теплоносителя к холодному через разделяющую их стенку. Примерами могут служить парогенератор, конденсатор турбины, бойлер.

В регенеративных теплообменниках одна и та же поверхность тела попеременно омывается то горячим, то холодным теплоносителем. Обычно внутри этих аппаратов помещают насадку, которая может служить аккумулятором теплоты. Поверхностью теплообмена служит именно поверхность этой насадки.

11.2. Расчетные уравнения

Рассмотрим принцип расчета рекуперативных теплообменников, наиболее широко применяющихся в технологиче-

ских аппаратах. При тепловых расчетах теплообменных аппаратов определяют либо поверхность (F , м^2) теплообмена, либо мощность теплового потока (Q , Вт) и температуру нагреваемого теплоносителя (t_2'') на выходе.

Для решения этих задач используют уравнения теплового баланса и теплопередачи.

Уравнение теплопередачи:

$$Q = KF \Delta t_{\text{ср}} . \quad (11.1)$$

Уравнение теплового баланса с однофазными тепло- и хладоносителями (жидкость-жидкость):

$$Q - Q_{\text{окр}} = G_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') = G_2 c_{p2} (t_2'' - t_2') , \quad (11.2)$$

где Q – количество тепла отданное горячим и принятое холодным теплоносителем, Вт;

K – средний для всей поверхности теплообменника коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

Δt – средний температурный напор между теплоносителями в теплообменнике, К;

F – площадь теплопередающей поверхности теплообменника, м^2 ;

$Q_{\text{окр}}$ – потери тепла в окружающую среду, Вт;

t_1' , t_1'' и t_2' , t_2'' – температура горячего и холодного теплоносителя на входе и выходе из теплообменника.

Величина $G_{\text{ср}} = W$ называется водяным эквивалентом. При $Q = 0$:

$$(t_1' - t_1'') / (t_2'' - t_2') = W_2 / W_1 .$$

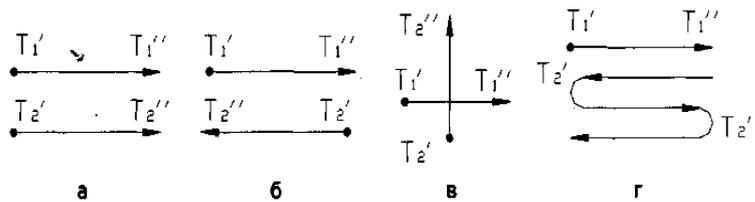
Чем больше водяной эквивалент, тем меньше изменяется температура теплоносителя при прохождении через теплообменник.

Пар – пар: $Q = G_1 (h_1' - h_1'') = G_2 (h_2'' - h_2') , \quad (11.3)$

где h'_1, h''_1 – энтальпия горячего теплоносителя на входе и выходе из теплообменника; h'_2, h''_2 – энтальпия холодного теплоносителя на входе и выходе из теплообменника.

Характер изменения температурного напора зависит не только от тепловых сред, но и от схемы их движения.

В зависимости от направления движения теплоносителей относительно друг друга бывают прямоточные (а), противоточные (б), перекрестного тока (в) и смешанного типа (г).



11.3. Схема рекуперативного теплообменника «труба в трубе» и характер изменения температуры теплоносителей вдоль его поверхности

Для прямоточной схемы движения теплоносителей:

$$\Delta t_6 = t'_1 - t'_2;$$

$$\Delta t_M = t''_1 - t''_2.$$

Если $\Delta t_6 / \Delta t_M < 2$, то средний арифметический температурный напор равен:

$$\Delta t = (\Delta t_6 + \Delta t_M) / 2. \quad (11.4)$$

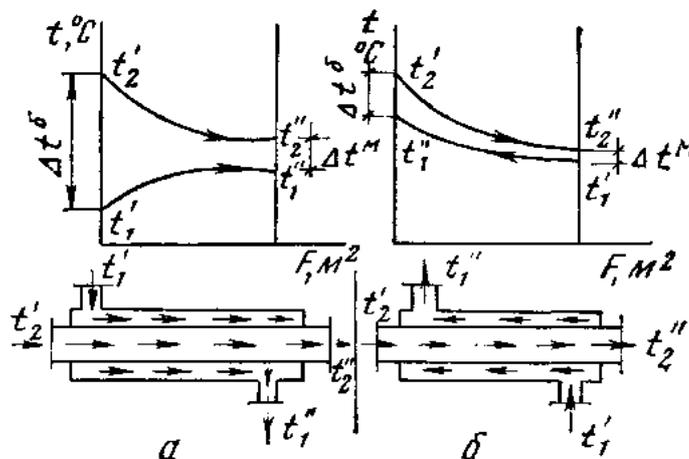


Рис. 11.1. Характер изменения температурного перепада:
а – при прямотоке; б – при противотоке

Если $\Delta t_{\bar{o}} / \Delta t_m > 2$, то средний логарифмический температурный напор равен:

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m}} . \quad (11.5)$$

Для противоточной схемы движения теплоносителей:

$$\Delta t_{\bar{o}} = t_1' - t_2'' ;$$
$$\Delta t_m = t_1'' - t_2' .$$

Дальнейший расчёт, как и для прямоточной схемы [3].

Вопросы:

1. Что такое теплообменные аппараты?
2. Как классифицируются теплообменные аппараты?
3. Что является основой расчета теплообменных аппаратов?
4. Запишите основное уравнение теплопередачи.
5. Запишите уравнение теплового баланса с однофазными тепло- и хладоносителями (жидкость-жидкость).
6. Запишите уравнение теплового баланса пар-пар.
7. Что такое водяной эквивалент?
8. Как определить средний температурный напор?
9. Покажите характер температурного перепада при прямотоке и противотоке.

Тема 12. Котельные установки

Устройства, предназначенные для получения пара или горячей воды повышенного давления за счет теплоты, выделяемой при сжигании топлива или подводимой от постоянных источников (обычно с горючими газами), называют котлами. Они делятся соответственно на котлы паровые и котлы водогрейные. Котлы, использующие (т. е. утилизирующие) теплоту отходящих из печей газов или других основных и побочных продуктов различных технологических процессов, называют котлами-утилизаторами.

С целью обеспечения стабильной и безопасной работы котла его снабжают вспомогательным оборудованием, служащим для подготовки и подачи топлива, воздуха, очистки и подачи воды, отвода продуктов сгорания и их очистки от золы и токсичных примесей, удаления золошлаковых остатков.

Комплекс устройств, включающий в себя собственно котел и вспомогательное оборудование, называют котельной установкой.

12.1. Устройство парового котла

Одна из схем котла с естественной циркуляцией приведена на рисунке. Барабанный паровой котел состоит из топочной камеры и газоходов, барабана, поверхностей нагрева, находящихся под давлением рабочей среды (воды, пароводяной смеси, пара), воздухоподогревателя, соединительных трубопроводов и воздухопроводов.

Топливо подается к горелкам 7 (рис. 12.1). Также с ним подводится воздух, предварительно нагретый уходящими из котла газами в воздухоподогревателе 5.

Топливоздушная смесь, подаваемая горелками в топочную камеру (топку) 8 парового котла, сгорает, образуя высокотемпературный (примерно 1500 °С) факел, излучающий теплоту на трубы, расположенные на внутренней поверхности стен топки. Это испарительные поверхности нагрева – экраны. Отдав часть теплоты экранам, топочные газы с температурой около 1000 °С проходят через верхнюю часть заднего экрана, трубы которого здесь разведены в два-три ряда, и омывают пароперегреватель 3.

Затем продукты сгорания движутся через водяной экономайзер, воздухоподогреватель и покидают котел с температурой около 150 °С.

ные паровые котлы имеют воздухоподогреватели иной конструкции. Газоход, в котором расположены водяной экономайзер и воздухоподогреватель, называют конвективным (конвективная шахта), в нем теплота передается воде и воздуху в основном конвекцией. Поверхности нагрева, встроенные в этот газоход и называемые также хвостовыми, позволяют снизить температуру продуктов сгорания от 500–700 °С после пароперегревателя почти до 100 °С. В газоходах и топке котла за счет тяги специально устанавливаемого дымососа поддерживается разрежение. Оно не позволяет продуктам сгорания выбиваться в атмосферу котельного цеха через возможные неплотности обмуровки, через лючки и лазы.

Паровые котлы оснащаются системами дистанционного управления и автоматизации, обеспечивающими надежную, безопасную и экономичную их работу.

12.2. Тепловой баланс котельного агрегата

Уравнение теплового баланса котельного агрегата выражает собой равенство между поступающим в агрегат количеством теплоты, количеством теплоты, полезно использованным, и тепловыми потерями. Уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 , \quad (12.1)$$

или в % от располагаемой теплоты топлива:

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6, \% , \quad (12.2)$$

где Q_p^p – располагаемая теплота на 1 кг твердого, жидкого топлива (1 м³ газообразного топлива), кДж /кг (кДж /м³);
 Q_1 (q_1) – теплота, полезно использованная котельным агрегатом, кДж /кг, (кДж /м³), (%);
 Q_2 (q_2) – потери теплоты с уходящими газами, кДж /кг, (кДж /м³), (%);
 Q_3 (q_3) – потери теплоты от химического недожога топлива кДж /кг, (кДж /м³), (%);

$Q_4 (q_4)$ – потери теплоты от механического недожога топлива, кДж /кг, (кДж /м³), (%);

$Q_5 (q_5)$ – потери теплоты наружными поверхностями агрегата, кДж /кг, (кДж /м³), (%);

$Q_6 (q_6)$ – прочие потери теплоты (потери теплоты с физической теплотой шлаков).

12.3. Коэффициент полезного действия (КПД) котельного агрегата (брутто)

КПД брутто не учитывает служебные расходы энергии на дутьевые вентиляторы, дымососы, питательные насосы и т. д.

КПД нетто учитывает эти расходы энергии, поэтому величина его меньше, чем КПД брутто [4].

Полезно использованная теплота и коэффициент полезного действия брутто котельного агрегата определяется как разность между общим количеством тепла и суммой всех потерь:

$$\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = q_1 = 100 - \sum q^{\text{пот}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \% ,$$

$$Q_1 = Q_p^p - \sum Q^{\text{пот}} \quad (12.3)$$

Правильность вычисления проверяется по формуле:

$$\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = (Q_1/Q_p^p) 100, \% . \quad (12.4)$$

Вопросы:

1. Что такое котлы?
2. Что такое котельная установка?
3. Из чего состоит барабанный паровой котел?
4. Для чего служит водяной экономайзер?
5. Для чего предназначен барабан?
6. Какая вода называется питательной?
7. Запишите уравнение теплового баланса котельного агрегата.
8. Что такое КПД брутто?
9. Что такое КПД нетто?

ЗАДАЧИ И МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ

Задача 1

Сжатие воздуха в компрессоре происходит по изотерме, адиабате и политропе с показателем политропы n . Масса сжимаемого воздуха m , начальное давление $p_1 = 0,10$ МПа, начальная температура t_1 , степень повышения давления p_2 .

Определить для каждого из трёх процессов сжатия конечную температуру воздуха, работу, отведённое тепло, изменение внутренней энергии и энтропии воздуха. Изобразить процессы сжатия в p, v и T, s – диаграммах. Данные для решения приведены в таблице 2. Результаты расчетов свести в таблицу 1.

Таблица 1

Процесс	m	T	L	Q	ΔU	ΔS
	кг	К	кДж	кДж	кДж	кДж/К
Изотермический						
Адиабатный						
Политропный						

Таблица 2

Последняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_1, ^\circ\text{C}$	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
n	1,25	1,22	1,32	1,28	1,2	1,23	1,27	1,25	1,33	1,3
Предпоследняя цифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_2, \text{МПа}$	1,0	0,9	0,85	0,8	0,95	0,9	0,85	0,8	0,9	0,8
$m, \text{кг}$	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50

Методические указания к решению задачи 1

Перед решением задачи 1 необходимо проработать раздел 1 «Основы технической термодинамики» учебного пособия, темы 1, 2, 3, 6.

Аналитическое исследование и графическое изображение в p, v, T, s диаграммах основных термодинамических процессов идеального газа приведено в таблице 1 темы 3 учебного пособия [5].

Массовые теплоемкости идеального газа c_p и c_v можно определить по формулам:

$$c_p = k \cdot R / (k-1); \quad c_v = R / (k-1),$$

или как отношение мольной теплоёмкости газов к молекулярной массе (таблица 2 Приложения):

$$c_v = \mu c_v / \mu, \quad c_p = \mu c_p / \mu,$$

$k = c_p / c_v$ – показатель адиабаты или коэффициент Пуассона.

Задача 2

Показать сравнительным расчетом целесообразность применения пара высоких начальных параметров и низкого давления на примере паросиловой установки, работающей по циклу Ренкина, определив работу, получаемую в турбине, термический КПД цикла и удельный расход пара для двух различных значений начальных и конечных параметров пара. Определить конечное значение степени сухости x_2 (при давлении p_2).

Изобразить схему простейшей паросиловой установки и дать краткое описание ее работы и ее цикла в T, s и h, s диаграммах.

Данные для решения приведены в таблице 3.

Таблица 3

Последняя цифра шифра	Параметры пара I варианта			Предпоследняя цифра шифра	Параметры пара II варианта		
	p_1 МПа	t_1 °С	P_2 МПа		p_1 МПа	t_1 °С	P_2 МПа
1	2	3	4	5	6	7	8
0	6	500	110	0	15	600	5
1	5,5	475	100	1	14	580	4
2	5	450	90	2	13	560	3
1	2	3	4	5	6	7	8
3	4,5	425	80	3	12	540	5
4	4	400	70	4	11	520	4
5	3,5	375	60	5	10	500	3
6	3	350	50	6	9	480	5
7	2,5	325	40	7	8	460	4
8	2	300	30	8	7	440	3
9	1,5	250	20	9	6	420	5

Методические указания к решению задачи 2

Перед решением задачи 2 необходимо проработать раздел 1 «Основы технической термодинамики» учебного пособия, тема 4.

Расчёт параметров воды и пара по таблицам.

Все параметры воды и водяного пара (любого реального газа) найдены полуэмпирически, а результаты занесены в таблицы [6].

Таблица 1

Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения (по температуре)

t	p	v'	v''	h'	h''	s'	s''	r
0÷374								

Исходным аргументом является температура. По ней находим параметры кипящей жидкости и сухого пара.

Таблица 2

Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения (по давлению)

p	t	v'	v''	h'	h''	s'	s''	r

Исходным аргументом является давление. По нему находим параметры кипящей жидкости и сухого пара.

Таблица 3

Термодинамические свойства воды и перегретого пара

p			
t	v	h	s
0	t < t _s – жидкость		
:			
t _s	t > t _s – перегретый пар		
:			
800			

Примечание 1. В таблице не приводятся значения u. Внутренняя энергия:

$$u = h - pv,$$

так как h в кДж/кг, p берём в кПа.

Примечание 2. В таблице нет параметров влажного насыщенного пара.

Параметры влажного насыщенного пара рассчитываются по формулам:

$$v = v'' \cdot x + v' \cdot (1-x);$$

$$h = h'' \cdot x + h' \cdot (1-x);$$

$$s = s'' \cdot x + s' \cdot (1-x).$$

Степень сухости пара определяется по одной из следующих формул:

$$x = \frac{h - h'}{h'' - h'},$$

$$x = \frac{s - s'}{s'' - s'},$$

$$x = \frac{v - v'}{v'' - v'}.$$

Расчет процесса изменения состояния водяного пара по h-s-диаграмме

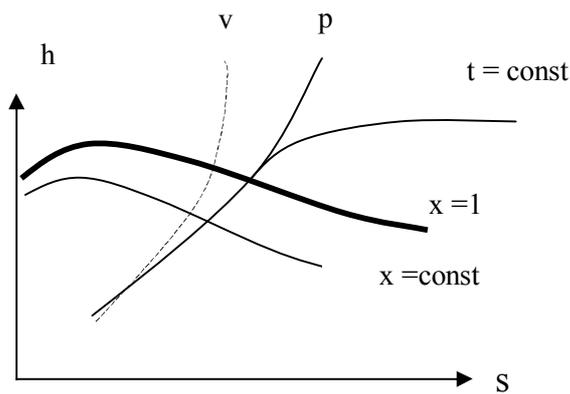
h-s диаграмма приведена на рис. 2 Приложения.

На диаграмме h-s обычно наносятся:

- линии изобар ($p = \text{const}$);
- линии изотерм ($t = \text{const}$);

В области влажного пара изобара и изотерма совпадают, т. е. изобара является изотермой (для определения температуры в области влажного насыщенного пара необходимо по изобаре p подняться вверх до пересечения с линией $x = 1$, а оттуда в области перегретого пара выходят изотермы);

- изохоры ($v = \text{const}$) изображаются пунктирной линией или линией другого цвета;
- линии постоянной степени сухости влажного пара ($x = \text{const}$) наносятся в области влажного насыщенного пара.



h-s диаграмма

Изменение внутренней энергии для процесса определяется по уравнению:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (h_2 - p_2 \cdot v_2) - (h_1 - p_1 \cdot v_1) .$$

Расчетные формулы для расчета теплоты q, работы l приведены в табл. 4.

Таблица 4

Процесс	Работа	Теплота
Изохорный	$l = 0$	$q = u_2 - u_1 = (h_2 - h_1) - v \cdot (p_2 - p_1)$
Изобарный	$l = q - \Delta u$ $l = p(v_2 - v_1)$	$q = h_2 - h_1$
Изотермический	$l = q - \Delta u$	$q = T \cdot (s_2 - s_1)$
Адиабатный	$l = (u_2 - u_1)$	$q = 0$

Задача 3

При сушке пожарных рукавов в сушильной установке используется атмосферный воздух. В калорифере воздух подогревается до t_2 и направляется в сушильную камеру, откуда он выходит с температурой t_3 .

Определить: энтальпию (h), влагосодержание (d), относительную влажность (ϕ), температуру точки росы (t_p), температуру мокрого термометра (t_M) и парциальное давление пара (p_{II}) в конце процессов нагрева и сушки.

Определить расход воздуха и теплоты для испарения 100 кг влаги, если известны температура поступающего воздуха $t = 20^\circ\text{C}$ и его относительная влажность ϕ .

Изобразить процессы нагрева и сушки в $h-d$ диаграмме влажного воздуха.

Данные для решения приведены в таблице 5.

Таблица 5

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\phi, \%$	50	55	60	65	70	50	55	60	65	70
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_2, ^\circ\text{C}$	95	100	110	115	120	125	130	135	140	145
$t_3, ^\circ\text{C}$	40	35	40	45	50	55	45	40	45	50

Методические указания к решению задачи 3

Перед решением задачи 3 необходимо проработать раздел 1 «Основы технической термодинамики» учебного пособия, тема 5.

Расход сухого воздуха, необходимого для испарения 1 кг влаги:

$$M = \frac{1000}{d_3 - d_1}.$$

Расход теплоты в калорифере на 1 кг сухого воздуха:

$$\Delta h = (h_3 - h_1).$$

Расход теплоты на 1 кг испаренной влаги равен:

$$q = M \cdot \Delta h .$$

h-d – диаграмма влажного воздуха

Технические расчеты процессов с влажным воздухом производятся чаще всего с использованием h-d – диаграммы (рис. 1) и рис. 1 Приложения. На диаграмме нанесены:

- Изотермы – линии постоянной температуры $t = \text{const}$.
- Линии постоянной энтальпии $h = \text{const}$.
- Линии постоянной относительной влажности $\varphi = \text{const}$ (эти линии изменяют характер при температуре насыщения).
- Линии постоянных значений температуры мокрого термометра $t_m = \text{const}$ (пунктирные линии).
- В нижней части диаграммы обычно представлена диаграмма парциального давления пара p_p .

На линии $\varphi = 100\%$ значения t и t_m совпадают.

Процесс нагрева или охлаждения влажного воздуха (процесс 1–2) изображается на этой диаграмме как процесс при постоянном влагосодержании – $d = \text{const}$ ($d_1 = d_2$).

Процесс сушки (процесс 2–3) – как процесс при постоянной энтальпии – $h = \text{const}$ ($h_2 = h_3$).

Линии постоянной энтальпии ($H = \text{const}$) проходят под углом 135° к оси ординат, а *линии влагосодержания* ($d = \text{const}$) параллельно оси ординат.

Линии температуры сухого термометра – прямые (почти параллельные друг другу) линии с наклоном вверх.

Линии температуры мокрого термометра наносятся пунктиром и имеют вид прямых, наклон которых близок к наклону линий $h = \text{const}$.

Изотермы сухого и мокрого термометров с одинаковыми температурами пересекаются на линии насыщения $\varphi=100\%$.

Кривые относительной влажности. Каждая кривая построена для определенной величины относительной влажности.

Кривая постоянной влажности $\varphi = 100\%$ (линия насыщения) делит диаграмму на две части: выше ее расположена область ненасыщенного воздуха, ниже – область пересыщенного водой воздуха, или тумана.

При температуре $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ в пересыщенном воздухе находятся или капельки воды (водяной туман), или кристаллы льда (ледяной туман), или то или другое вместе (смешанный туман).

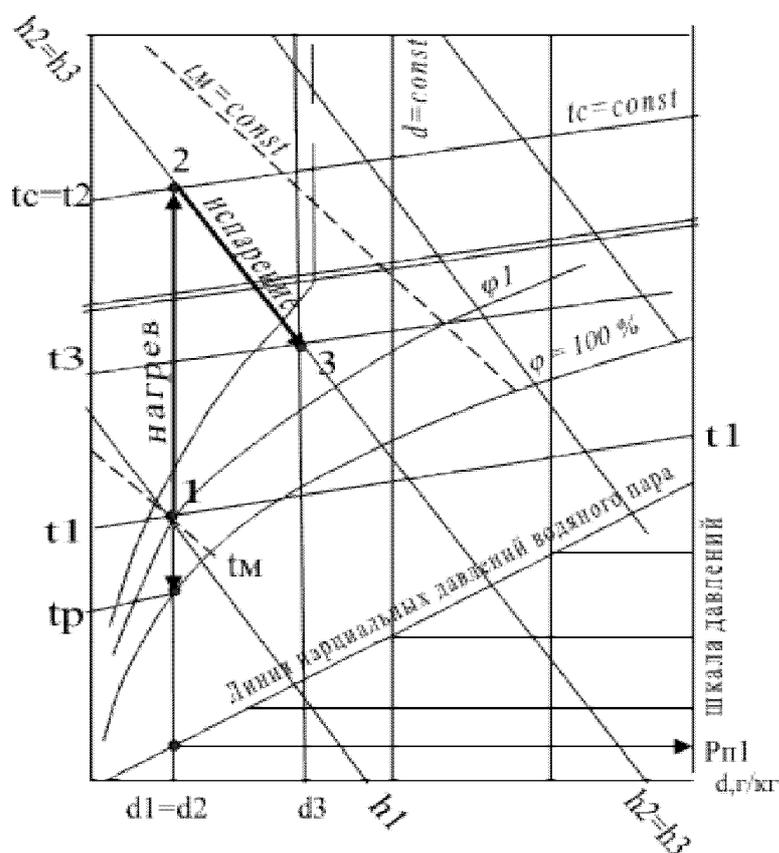


Рис. 1. h - d диаграмма влажного воздуха

- процесс 1–2 – нагрев воздуха;*
- процесс 2–1 – охлаждение воздуха;*
- процесс 2–3 – сушка (увлажнение воздуха);*
- процесс 3–2 – сушка (осушение воздуха).*

Для определения *парциального давления* водяного пара в воздухе необходимо на пересечении линии постоянного влагосодержания и кривой парциального давления найти точку (точка а на рис. 2) и на правой оси ординат снять значение $p_{п}$.

Для определения *температуры точки росы* нужно из точки, характеризующей данное состояние воздуха, провести вертикаль ($d = \text{const}$) до пересечения с линией $\varphi = 100\%$. Изотерма, проходящая через эту точку, определяет температуру точки росы [5].

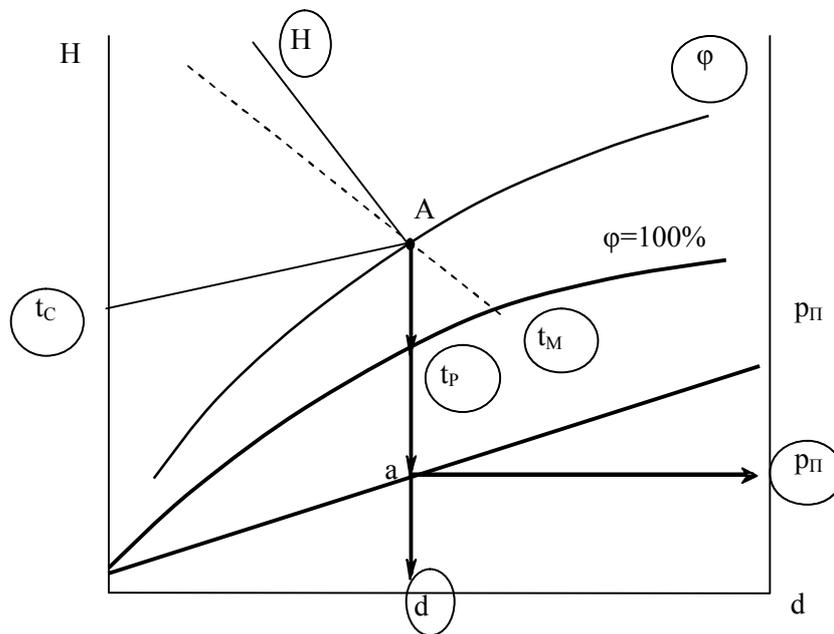


Рис. 2. Определение параметров влажного воздуха

Задача 4

Предложить оптимальную конструкцию двухслойной тепловой изоляции паропровода диаметром d_2/d_1 , если толщины слоев одинаковы $\delta_2 = \delta_3$, температура внутренней поверхности трубы t_1 , наружной поверхности изоляции t_4 . Коэффициенты теплопроводности материала трубы $\lambda_1=55$ Вт/(м·К), одного из слоев изоляции λ_2 , другого λ_3 .

Для решения задачи необходимо рассмотреть различные случаи расположения изоляции (1-2-3, 1-3-2).

Определить потери теплоты с единицы длины паропровода и температуры на границе соприкосновения слоев для каждого случая.

Построить графики изменения температуры в слоях изоляции.

Данные для решения приведены в таблице 6.

Таблица 6

Последняя цифра шифра	d_1 , мм	d_2 , мм	δ , мм	
0	44	50	20	
1	51	57	25	
2	70	76	30	
3	82	89	35	
4	100	108	40	
5	125	133	45	
6	150	159	50	
7	100	108	55	
8	125	133	60	
9	150	159	65	
Предпоследняя цифра шифра	t_1 , °С	t_4 , °С	λ_2	λ_3
			Вт/(м·К)	
0	100	-40	0,6	0,02
1	120	-30	0,55	0,03
2	130	-20	0,5	0,04
3	140	-10	0,45	0,05
4	150	0	0,4	0,055
5	160	10	0,35	0,06
6	170	20	0,32	0,065
7	180	30	0,44	0,07
8	190	40	0,56	0,09
9	200	50	0,68	0,1

Методические указания к решению задачи 4

Перед решением задачи 4 необходимо проработать раздел 2 «Основы передачи теплоты» учебного пособия, тема 7.

Уравнение Фурье (теплопроводности):

$$Q = -\lambda \cdot F \cdot \text{grad } t .$$

Основные расчетные уравнения термического сопротивления приведены в таблице 7.

1. Определяем тепловой поток.

Через плоские стенки: плотность теплового потока:

$$q = (1/R) \cdot \Delta t, \text{ Вт/м}^2,$$

тепловой поток: $Q = q \cdot F, \text{ Вт.}$

Через цилиндрические стенки: линейная плотность теплового потока:

$$q_1 = \pi(1/R) \cdot \Delta t, \text{ Вт/м,}$$

тепловой поток:

$$Q = q_1 \cdot l, \text{ Вт.}$$

Таблица 7

Термическое сопротивление

Форма стенки	Граничные условия	Термическое сопротивление
1	2	3
Плоская однослойная стенка	I рода	$R = \frac{\delta}{\lambda}$

1	2	3
Плоская однослойная стенка	III рода	$R = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$
Плоская многослойная стенка	I рода	$R = \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}$
	III рода	$R = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}$
Цилиндрическая однослойная стенка	I рода	$R = \frac{1}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}$
	III рода	$R = \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}$
Цилиндрическая многослойная стенка	I рода	$R = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}$
	III рода	$R = \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{n+1}}$

Задача 5

По горизонтально расположенной медной трубе течет вода, имеющая температуру t_v , массовый расход G . Снаружи труба охлаждается окружающим воздухом, температура которого $t_{воз}$, давление 0,1 МПа.

Определить коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 , соответственно от воды к стенке трубы и от стенки трубы к воздуху.

Также определить коэффициент теплопередачи и тепловой поток q_{λ} , отнесенный к 1 м длины трубы, если внутренний диаметр трубы равен d_1 , а внешний d_2 .

Данные для решения приведены в таблице 8.

Таблица 8

Последняя цифра шифра	$t_b, ^\circ\text{C}$	$G, \text{кг/сек}$	$t_{\text{воз}}, ^\circ\text{C}$
1	2	3	4
0	140	7,2	60
1	130	6,9	55
2	120	6,6	50
3	110	6,3	45
4	100	6,0	40
5	90	5,7	35
6	100	5,4	30
7	110	5,1	20
8	120	4,8	10
9	130	4,5	0
Предпоследняя цифра шифра	$d_1, \text{мм}$	$d_2, \text{мм}$	
0	190	210	
1	180	200	
2	170	190	
3	160	180	
4	150	170	
5	140	160	
6	130	150	
7	120	140	
8	110	130	
9	100	120	

Методические указания к решению задачи 5

Перед решением задачи 5 необходимо проработать раздел 2 «Основы передачи теплоты» учебного пособия, тема 8.

Тепловой поток при конвективном теплообмене между жидкостью и стенкой определяется по уравнению Ньютона – Рихмана:

$$Q = \alpha (t_{\text{ж}} - t_{\text{с}}) F,$$

где α , Вт/(м²·К) – коэффициент теплоотдачи;

$t_{\text{с}}$, $t_{\text{ж}}$ – температуры стенки и среды (жидкости), соответственно.

Конвективный теплообмен может осуществляться при свободном и вынужденном движении среды относительно стенки. Теплообмен при этом протекает по-разному.

Последовательность расчета конвективной теплоотдачи

1. Определить тип конвекции (если задана скорость движения, то конвекция вынужденная), в другом случае – свободная.
2. Геометрический определяющий размер – l_0 :

$l_0 = d$ – горизонтальная труба;

$l_0 = h = l$ – вертикальная стенка.

3. Определяющая температура – \bar{t} :

$$\bar{t} = t_{\text{ж}}; \quad \bar{t} = \frac{t_{\text{ж}} + t_{\text{с}}}{2}; \quad \bar{t} = \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{к}}}{2}.$$

4. По определяющей температуре определить теплофизические свойства жидкости – $\lambda_{\text{ж}}$, $\nu_{\text{ж}}$, $\beta_{\text{ж}}$, $Pr_{\text{ж}}$, $Pr_{\text{с}}$, используя табл. 1 Приложения.

5. При свободной конвективной теплоотдаче найти определяющий критерий подобия Рэлея ($Ra = Gr \cdot Pr$).

При вынужденной конвективной теплоотдаче найти определяющий критерий Рейнольдса (Re).

В литературе подобрать критериальное уравнение, которое соответствует типу конвекции, геометрическим условиям однозначности, виду течения жидкости (ламинарное, переходное, турбулентное).

(В данном методическом указании к задаче критериальные уравнения приведены внизу).

Сомножитель $Pr_{ж} / Pr_{с}$ позволяет учесть зависимость свойств жидкости от температуры.

В него входят значения $Pr_{ж}$, $Pr_{с}$ взятые при $t_{ж}$, $t_{с}$. Этот сомножитель называется температурным фактором. Для воздуха $Pr_{ж} / Pr_{с} = 1$.

6. Вычислить коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_{ж}}{\lambda_0} .$$

7. Плотность теплового потока:

$$q = \alpha \cdot \Delta t, \text{ Вт/м}^2 .$$

8. Тепловой поток:

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t, \text{ Вт} .$$

Коэффициент теплоотдачи α определяется по критериальным уравнениям [4].

Для свободной конвекции в большом объеме:

$$Nu_{ж} = C (Gr_{ж} \cdot Pr_{ж})^m (Pr_{ж} / Pr_{с})^{0,25} .$$

В таблицах 9, 10 приведены значения величин C , m , N , n для различных условий теплообмена.

Таблица 9

Вид поверхности	C	m	Допустимый диапазон
Горизонтальные трубы: ламинарный режим	0,5	0,25	$10^3 < Gr_{ж,d} \cdot Pr_{ж} < 10^8$
Вертикальные трубы и плоские вертикальные поверхности: ламинарный режим	0,75	0,25	$10^3 < Gr_{ж,\ell} \cdot Pr_{ж} < 10^9$
турбулентный режим	0,15	0,33	$Gr_{ж,\ell} \cdot Pr_{ж} > 10^9$

Для вынужденной конвекции:

$$Nu_{ж} = B Re_{ж}^n Pr_{ж}^m (Pr_{ж}/ Pr_c)^{0,25} .$$

Таблица 10

Вид движения теплоносителя	B	n	m
Турбулентное движение около горизонтальной пластины ($Re_{ж,x} > 10^5$)	0,037	0,8	0,43
Ламинарное движение около горизонтальной пластины ($Re_{ж,x} < 10^5$)	0,66	0,5	0,43
Турбулентное движение в трубе ($Re_{ж,d} > 10^4$)	0,021	0,8	0,43
*Ламинарное движение в трубе ($Re_{ж,d} < 2300$)	0,15	0,33	0,43
Поперечное обтекание трубы: при $5 < Re_{ж,d} < 10^3$	0,5	0,5	0,38
при $10^3 < Re_{ж,d} < 2 \cdot 10^5$	0,25	0,6	0,38
при $3 \cdot 10^5 < Re_{ж,d} < 2 \cdot 10^6$	0,023	0,8	0,37

Задача 6

По заданному топливу и паропроизводительности D котельного агрегата выбрать тип топки и коэффициент избытка воздуха α .

Рассчитать теоретически необходимое количество воздуха для горения 1 кг (1 м^3) топлива, составить тепловой баланс котельного агрегата и определить его КПД (брутто).

Рассчитать часовой расход натурального и условного топлива (непрерывной продувкой пренебречь).

Вид топлива, давление перегретого пара $p_{пп}$ и температуру $t_{пп}$ перегретого пара, температуру питательной воды $t_{пв}$, температуру уходящих газов $t_{ух}$ принять из табл. 11.

Таблица 11

Последняя цифра шифра	Тип топлива	$p_{пп}$, ат	$t_{пп}$, °С	$t_{пв}$, °С	D, т/ч	$t_{ух}$, °С
0	Кузнецкий А,Р	14	250	80	4	120
1	Воркутинское Ж	14	270	90	6,5	140
2	Кузнецкий Т, Р, СШ	14	300	100	10	160
3	Челябинское Б, Р	24	350	100	10	180
4	Подмосковный 2Б, Р	24	370	110	15	200
5	Малосернистый мазут	24	425	120	20	220
6	Высокосернистый мазут	40	440	130	25	240
7	Газ Уренгой – Сургут – Челябинск	40	450	140	35	260
8	Газ Чуэльский – Тюмень	40	460	145	50	280
9	Газ Ярино – Пермь	100	540	215	60	300

Методические указания к решению задачи 6

Перед решением задачи 6 необходимо проработать раздел 2 «Основы передачи теплоты» учебного пособия, тема 12.

1. Расчет твердого или жидкого топлива

1.1. Элементарный состав твердого или жидкого топлива.

Твердое и жидкое органическое топливо состоит из: - *горючих* элементов – углерода С, водорода Н, летучей серы $S_{л}=S_{ор}+ S_{к}$. (органическая сера $S_{ор}$, горючая колчеданная сера $S_{к}$); – *негорючих* элементов – кислорода О и азота N; *внешне-го балласта* – зола А и влага W. Состав твердого и жидкого топлива выражают в процентах по массе.

Рабочим составом топлива называют состав, в котором оно поступает в топку.

Сухой состав топлива в отличие от рабочего не содержит влаги, а *горючий* состав не содержит влаги и золы.

Состав твердого и жидкого топлива задан рабочей массой составляющих элементов:

$$C^P + H^P + O^P + S_{л}^P + N^P + W^P + A^P = 100 \%$$

Зная из задания месторождение и марку топлива, найти из табл. 12, 13 теплотехнические характеристики твердых и жидких топлив по рабочей массе [4].

1.2. Низшая теплота сгорания топлива

Основной характеристикой топлива является теплота, выделяемая при его сгорании, она может быть высшей и низшей.

Высшей теплотой сгорания называется количество теплоты, которое выделяется в результате полного сгорания топлива.

Низшей теплотой сгорания называется количество теплоты, выделяемое при сгорании топлива, без учета теплоты, расходуемой на испарение влаги из топлива.

Низшая теплота сгорания твердого и жидкого топлива по его рабочей массе определяется по формуле:

$$Q_H^P = 339,5 \cdot C^P + 1256 \cdot H^P - 109 \cdot (O^P - S_n^P) - 25,8 \cdot (9 \cdot H^P + W^P) ,$$

где Q_H^P – низшая теплота сгорания, кДж/кг.

1.3. Выбор топочного устройства и коэффициента избытка воздуха

Существующие топочные устройства можно разделить на слоевые и камерные.

Слоевые топки предназначены для сжигания твердого топлива в слое на колосниковой решетке.

В *камерных* топках сжигается твердое топливо во взвешенном состоянии в виде пыли, а также жидкое, распыляемое с помощью форсунок, и газообразное, поступающее в топку через горелки.

В зависимости от вида топлива и паропроизводительности котла выбирается тип топки.

Типы топок, рекомендуемые для котельных агрегатов, приведены в табл. 14.

Коэффициентом избытка воздуха называется отношение действительного количества воздуха к теоретически необходимому:

$$\alpha = V_D / V^O.$$

Значение коэффициента избытка воздуха зависит от типа топки, обычно $\alpha = 1,05 \div 1,5$.

Численная величина коэффициента избытка воздуха α для слоевых топок и твердого топлива приведена в табл. 15.

Величину присоса воздуха принять $\Delta\alpha = 0,3$.

Коэффициент избытка воздуха за последней поверхностью нагрева равен:

$$\alpha_{yx} = \alpha + \Delta\alpha.$$

Таблица 12

Теплотехнические характеристики твердых топлив

Место-рождение	Марка	Рабочая масса топлива, состав %						
		C ^P	S ^P _л	H ^P	N ^P	O ^P	W ^P	A ^P
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Кузнецкий	Т, Р, СШ	70,2	0,5	3,0	1,7	3,0	7,0	14,6
Кузнецкий	А, Р	68,8	0,4	1,5	0,8	2,3	10,0	16,2
Челябинский	Б,Р	33,6	0,8	2,5	0,9	9,5	17,0	35,7
Подмосковный	2Б, Р	24,3	2,5	1,9	0,4	8,2	32,1	30,6
Воркутинское	Ж, Р	52,6	1	3,3	1,5	4,2	8,0	29,4

Таблица 13

Теплотехнические характеристики жидких топлив

Марка	Класс	Рабочая масса топлива, состав %					
		C ^P	S ^P _л	H ^P	N ^P , O ^P	W ^P	A ^P
Мазут 40 и 100	Малосернистый	86,58	0,85	12,04	0,3*	0,2	0,03
Мазут 40 и 100	Высокосернистый	85,04	2,55	10,64	0,71*	1	0,06

* для расчета принимать как кислород

Типы топок, рекомендуемые для котельных агрегатов

Вид топлива	Паропроизводительность, т/ч	Рекомендуется
Антрацит	≤ 10	Топка с забрасывателем и неподвижным слоем
	$10 \div 75$	Топка с цепной решеткой (для АРШ, АСШ)
	≥ 50	Пылеугольная топка (для АШ)
Каменный уголь	≤ 10	Топка с забрасывателем и неподвижным слоем
	$10 \div 25$	Топка с забрасывателем и цепной решеткой
	≥ 35 ≥ 25	Пылеугольная топка Шахтно-мельничная топка
Бурый уголь	≤ 10	Топка с забрасывателем и неподвижным слоем
	$10 \div 25$	Топка с забрасывателем и цепной решеткой
	$25 \div 75$ > 75	Шахтно-мельничная топка Пылеугольная топка
Мазут и газ	при всех значениях	Камерная топка

Таблица 15

Основные расчетные характеристики слоевых топок

Наименование величины и ее обозначение	Топка с забрасывателем и неподвижным слоем			Топка с цепной решеткой			Топка с забрасывателем и цепной решеткой	
	Бурые угли	Каменные угли	Антрацит	Бурые угли	Каменные угли	Антрацит	Бурые угли	Каменные угли
Коэффициент избытка воздуха – α	1,4	1,4	1,6	1,3	1,3	1,5	1,3	1,3
Потери от химической неполноты сгорания – q_3 , %	1,0	1,0	0,5	1,0	1,0	0	0,5	0,5
Потери от механической неполноты сгорания – q_4 , %	7	7	18	5	6	14	6	6

1.4. Расчет горения топлива

1.4.1. Теоретически необходимое количество воздуха

Теоретически необходимое количество воздуха, требуемое для полного окисления горючих элементов, входящих в 1 кг твердого (жидкого) топлива определяется по формуле:

$$V^0 = 0,0889 \cdot (C^P + 0,375 \cdot S_{\text{л}}^P) + 0,265 \cdot H^P - 0,0333 \cdot O^P,$$

где V^0 – теоретически необходимое количество воздуха, $\text{м}^3/\text{кг}$.

1.4.2. Расчет объемов продуктов сгорания

Суммарный объем продуктов сгорания единицы топлива определяется по формуле:

$$V_{\Gamma} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{B}} + V_{\text{H}_2\text{O}},$$

где V_{Γ} – суммарный объем продуктов сгорания, $\text{м}^3/\text{кг}$;

V_{RO_2} – объем сухих трехатомных газов, $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$V_{\text{RO}_2} = 1,866 \cdot (C^P + 0,375 \cdot S_{\text{л}}^P) / 100,$$

$V_{\text{N}_2}^0$ – теоретический объем азота, $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 \cdot V^0 + 0,008 \cdot N^P,$$

V_{B} – объем избыточного воздуха, $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$V_{\text{B}} = (\alpha_{\text{yx}} - 1) \cdot V^0,$$

$V_{\text{H}_2\text{O}}$ – объем водяных паров, $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,111 \cdot H^P + 0,0124 \cdot W^P + 0,016 \cdot V^0 \cdot \alpha_{\text{yx}}.$$

1.4.3. Определение энтальпии продуктов сгорания

Полная энтальпия продуктов сгорания 1 кг сжигаемого топлива определяется по формуле смешения:

$$h_{\text{yx}} = h_{\text{RO}_2} + h_{\text{N}_2}^0 + h_{\text{V}_\text{B}} + h_{\text{H}_2\text{O}} =$$

$$= V_{\text{RO}_2} \cdot (c \cdot t)_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 \cdot (c \cdot t)_{\text{N}_2} + V_{\text{B}} \cdot (c \cdot t)_{\text{возд}} + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (c \cdot t)_{\text{H}_2\text{O}},$$

где h_{yx} – полная энтальпия продуктов сгорания, $\text{кДж}/\text{кг}$;

$(c \cdot t)_i$ – произведение теплоемкости данного газа на температуру принимают по температуре t_{yx} из табл. 16.

Произведение удельной энтальпии воздуха и газов на температуру, кДж/м³ и золы кДж/кг

t, °C	(c·t) _{RO₂}	(c·t) _{N₂}	(c·t) _{H₂O}	(c·t) _{возд.} (сухой)	(c·t) _{зола}
100	170,0	129,6	151,0	130,0	81
200	357,5	259,9	304,5	261,4	170
300	558,8	329,0	462,7	395,2	264
400	771,9	526,5	626,2	531,6	360

2. Расчет газообразного топлива

2.1. Элементарный состав газообразного топлива

Газообразное топливо представляет собой смесь горючих и негорючих газов.

Природный газ характеризуется высоким содержанием углеводородов C_mH_n (метан – CH₄, этан – C₂H₆, пропан – C₃H₈, бутан – C₄H₁₀, этилен – C₂H₄, пропилен – C₃H₆).

В искусственных газах преобладает CO₂, CO, N₂, H₂.

В общем случае состав газообразного топлива в процентах по объему может быть выражен равенством:

$$\Sigma(C_m H_n) + H_2 + CO_2 + CO + H_2S + N_2 + O_2 = 100 \% .$$

Зная из задания месторождение (газопровод) топлива, найти из табл. 17 теплотехнические характеристики газообразного топлива.

Состав газа по объему (%) записать в виде равенства, приведенного выше [4].

Теплотехнические характеристики газообразных топлив

Газо-провод	Состав газа по объему, %							
	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	CO ₂	N ₂	H ₂ S
Уренгой – Сургут – Челябинск	98,2 4	0,29	0,20	0,09	0,04	0,14	1,0	-
Чуэльский – Тюмень	95,5	0,8	0,4	0,08		0,22	3	-
Ярино – Пермь	38,0 0	25,1	12,5	3,30	1,3	-	18,7	1,1

2.2. Низшая теплота сгорания топлива

Низшая теплота сгорания 1 м³ сухого газа, взятого при нормальных условиях, определяется по формуле:

$$Q_H^c = 0,01 \cdot [Q_{H_2S} \cdot H_2S + Q_{CO} \cdot CO + Q_{H_2} \cdot H_2 + \Sigma(Q_{C_mH_n} \cdot C_mH_n)],$$

где Q_H^c – низшая теплота сгорания 1 м³ сухого газа, кДж/м³;

Q_{H_2S} , Q_{CO} , $Q_{C_mH_n}$ – низшая теплота сгорания отдельных горючих газов, приведена в табл. 18.

Низшая теплота сгорания некоторых газов

Наименование газов	Обозначение	Низшая теплота сгорания, Q_H кДж/м ³ н
Окис углерода	CO	12600
Сероводород	H ₂ S	23400
Метан	CH ₄	35800
Этан	C ₂ H ₆	63800
Пропан	C ₃ H ₈	91300
Бутан	C ₄ H ₁₀	119000
Пентан	C ₅ H ₁₂	146000
Этилен	C ₂ H ₄	59100
Водород	H ₂	10800

2.3. Расчет горения газообразного топлива

2.3.1. Выбор топочного устройства и коэффициента избытка воздуха

В камерных топках сжигается газообразное топливо, поступающее в топку через горелки. Коэффициент избытка воздуха принимается $\alpha = 1,15$.

Величину присоса воздуха принять $\Delta\alpha = 0,3$.

Коэффициент избытка воздуха за последней поверхностью нагрева равен:

$$\alpha_{yx} = \alpha + \Delta\alpha.$$

2.3.2. Теоретически необходимое количество воздуха

Теоретически необходимое количество воздуха требуемое для полного окисления горючих элементов, входящих в 1 м³ газообразного топлива определяется по формуле:

$$V^0 = 0,0476 \cdot [0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + \Sigma(m + n/4) \cdot C_m H_n + 1,5 \cdot H_2S - O_2],$$

где V^0 – теоретически необходимое количество воздуха, м³/м³.

2.3.3. Расчет объемов продуктов сгорания

Суммарный объем продуктов сгорания единицы топлива определяется по формуле:

$$V_{\Gamma} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{B}} + V_{\text{H}_2\text{O}} ,$$

где V_{Γ} – суммарный объем продуктов сгорания, $\text{м}^3/\text{м}^3$;

V_{RO_2} – объем сухих трехатомных газов, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 \cdot (\text{CO} + \text{CO}_2 + \sum m \cdot \text{C}_m\text{H}_n + \text{H}_2\text{S});$$

$V_{\text{N}_2}^0$ – теоретический объем азота, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 \cdot V^0 + 0,01 \cdot \text{N}_2 ;$$

V_{B} – объем избыточного воздуха, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_{\text{B}} = (\alpha_{\text{yx}} - 1) \cdot V^0 ;$$

$V_{\text{H}_2\text{O}}$ – объем водяных паров, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 \cdot [\text{H}_2 + \text{H}_2\text{S} + \sum (n/2) \cdot \text{C}_m\text{H}_n + 0,124 \cdot d_{\Gamma \text{ тл}}] + 0,0161 \cdot V^0 \cdot \alpha_{\text{yx}} ,$$

где $d_{\Gamma \text{ тл}}$ – влагосодержание газообразного топлива, отнесенное к 1 м^3 сухого газа: $d_{\Gamma \text{ тл}} = 10,1 \text{ г}/\text{м}^3_{\text{H}} \text{ сухого газа}$.

2.3.4. Определение энтальпии продуктов сгорания

Полная энтальпия продуктов сгорания 1 м^3 сжигаемого топлива определяется по формуле смешения:

$$\begin{aligned} J_{\text{yx}} &= J_{\text{RO}_2} + J_{\text{N}_2}^0 + J_{\Delta V_{\text{B}}} + J_{\text{H}_2\text{O}} = \\ &= V_{\text{RO}_2} \cdot (ct)_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 \cdot (ct)_{\text{N}_2} + V_{\text{B}} \cdot (ct)_{\text{возд}} + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (ct)_{\text{H}_2\text{O}} , \end{aligned}$$

где J_{yx} – полная энтальпия продуктов сгорания, $\text{кДж}/\text{м}^3$;

$(c \cdot t)_i$ – произведение теплоемкости данного газа на температуру принимают по температуре t_{yx} из табл. 16.

3. Расчет расхода топлива

3.3. Расчет уравнения теплового баланса котельного Агрегата:

$$Q_{\text{p}}^{\text{p}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 .$$

Располагаемая теплота $\text{кДж}/\text{кг}$, ($\text{кДж}/\text{м}^3$) на кг (м^3) топлива определяется по формулам:

$$Q_p^p = Q_n^p + Q_v^{внш} + Q_m^ф + Q_{фор} - Q_k, \text{ кДж/кг}$$

$$Q_p^p = Q_n^c + Q_v^{внш} + Q_m^ф, \text{ кДж/м}^3,$$

где Q_n^p – низшая теплота сгорания рабочей массы твердого или жидкого топлива, кДж/кг;

Q_n^c – низшая теплота сгорания по сухой массе газообразного топлива, кДж/м³;

$Q_v^{внш}$ – теплота, внесенная в топку с воздухом, подогретым вне котельного агрегата. Подсчитывается только в том случае, если есть указания о внешнем подогреве воздуха;

$Q_m^ф$ – физическая теплота топлива, учитывается в тех случаях, когда топливо предварительно подогрето или имеет влажность $W^p \geq Q_n^p/628 \%$;

$Q_{фор}$ – тепло, вносимое в топку с «форсуночным» паром.

Паровые форсунки, ввиду их низкой экономичности, устанавливаются только в особых случаях;

Q_k – тепло, затраченное на разложение карбонатов (учитывают только при сжигании сланцев).

При решении задачи принять:

$$Q_p^p = Q_n^p.$$

Потери теплоты с уходящими газами – q_2 (тепло дымовых газов, прошедших последнюю поверхность теплообмена котельного агрегата, не может быть использовано полезно в агрегате и выбрасывается в окружающее пространство) определяют по формулам:

$$q_2 = (h_{yx} - \alpha_{yx} \cdot h_{хв}^0) \cdot (100 - q_4) / Q_p^p$$

$$Q_2 = (q_2 \cdot Q_p^p) / 100,$$

где h_{yx} – энтальпия уходящих газов за последней поверхностью нагрева котельного агрегата;

α_{yx} – коэффициент избытка воздуха за последней поверхностью нагрева;

$h_{хв}^0$ – энтальпия теоретически необходимого количества

воздуха, температуру воздуха принять равной 30°C , кДж/кг.

Энтальпия теоретически необходимого количества воздуха определяется по формуле:

$$h_{\text{XB}}^0 = V^0 \cdot (c \cdot t)_{\text{В}} ,$$

где $(c \cdot t)_{\text{возд.}}$ – находят из табл. 16 путем интерполяции по температуре уходящего воздуха [4].

Потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива – q_3 , определяются по содержанию в дымовых газах продуктов неполного сгорания – CO, H₂, CH₄, C_mH_n:

$$Q_3 = q_3 \cdot Q_p^p / 100 .$$

Величина q_3 берется из табл. 15 в зависимости от типа топки и рода твердого топлива (при сжигании жидкого и газообразного топлива $q_3 = 1$).

Потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива – q_4 , расчленяются на три части: потеря топлива залитого шлаком, потеря от провала топлива через зазоры колосниковой решетки и потеря топлива с уносом.

Потерю теплоты от механической неполноты сгорания определяется по формуле:

$$Q_4 = q_4 \cdot Q_p^p / 100 .$$

Величина q_4 , берется из табл. 15 в зависимости от типа и рода топлива, (для жидкого и газообразного топлива $q_4 = 0$).

Потеря теплоты наружными поверхностями котельного агрегата – q_5 , (в окружающую среду) зависит от паропроизводительности котельного агрегата, качества обмуровки и теплоизоляции.

Потеря теплоты наружными поверхностями котельного агрегата определяется по формуле:

$$Q_5 = q_5 \cdot Q_p^p / 100 .$$

Зависимость потерь теплоты наружными ограждениями от паропроизводительности представлена в табл. 19.

**Зависимость потерь теплоты наружными
ограждениями от паропроизводительности**

$D,$ $m/ч$	2,5	4	6,5	10	20	25
$q_5, \%$	3,4	3	2,3	1,8	1,4	1,3

Прочие потери (потери теплоты с физическим теплом шлаков – q_6) для газообразного топлива $q_6 = 0$.

Для твердого, жидкого топлива с зольностью:

$$A^P = 6 \div 16 \%, \quad q_6 = 0,5 \div 1,5 \%$$

3.4. Расход топлива

Расход топлива в единицу времени (час) V (кг/ч или $m^3/ч$) определяется по формуле:

$$V = \frac{D \cdot (h_{нп} - h_{пв})}{Q_p^p \cdot \eta_{ка}^{бр}} \cdot 100,$$

где $h_{нп}$ – энтальпия перегретого пара, энтальпия берется из таблиц термодинамических характеристик перегретого пара [6] кДж/кг или h, s диаграммы;

$h_{пв}$ – энтальпия питательной воды ($h_{пв} = c_{вод} \cdot t_{пв}$) кДж/кг;

$t_{пв}$ – температура питательной воды (из задания).

Для сравнения различных видов топлива по их тепловому эффекту и облегчения экономических расчетов введено понятие условного топлива. За условное топливо принимается топливо, низшая теплота сгорания которого: $Q_{ут} = 29300$ кДж/кг.

Пересчет расхода натурального топлива (V) в условное ($V_{ут}$) производится по формуле:

$$V_{ут} = V \frac{Q_H^p}{Q_{ут}^p} = V \frac{Q_H^p}{29300}.$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Теплотехника: учебник для вузов / В. Н. Луканин, М. Г. Шатов [и др]. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2000. – 671 с.
2. Теплотехника: учебник для вузов / под ред. А. А. Щукина, И. Н. Сушкина [и др]. – М.: Metallургия, 1973. – 479 с.
3. Теплотехника: учеб. пособие для студ. вузов обуч. по спец. напр. подгот. 260300 Технология сырья и продуктов животного происхождения / Л. В. Лифенцева. – 2-е изд. перераб. и доп. – Кемерово: Кем ТИПП, 2010. – 188 с.
4. Третьякова, Н. Г. Теплотехника: учебное пособие для студ. механ. спец. заоч. обуч. / Н. Г. Третьякова, Л. А. Фукс. – Кемерово: Кем ТИПП, 2004. – 100 с.
5. Рабинович, О. М. Сборник задач по технической термодинамике / О. М. Рабинович. – М.: Машиностроение, 1973. – 344 с.
6. Ривкин, С. Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара: справочник / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных. – М.: Энергоиздат, 1984. – 80 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1

Физические свойства воды на линии насыщения

t, °C	ρ , кг/м ³	$\lambda \times 10^2$, Вт/(м·К)	$\nu \times 10^6$, м ² /с	$\beta \times 10^4$ К ⁻¹	Pr
1	2	3	4	5	6
0	999,9	55,1	1,789	-0,63	13,67
10	999,7	57,4	1,306	0,70	9,52
20	998,2	59,9	1,006	1,82	7,02
30	995,7	61,8	0,805	3,21	5,42
40	992,2	63,5	0,659	3,87	4,31
50	988,1	64,8	0,556	4,49	3,54
60	983,2	65,9	0,478	5,11	2,98
70	977,8	66,8	0,415	5,70	2,55
80	971,8	67,4	0,365	6,32	2,21
90	965,3	68,0	0,326	6,95	1,95
100	958,4	68,3	0,295	7,52	1,75
110	951,0	68,5	0,272	8,08	1,60
120	943,1	68,6	0,252	8,64	1,47
130	934,8	68,6	0,233	9,19	1,36
140	926,1	68,5	0,217	9,72	1,26
150	917,0	68,4	0,203	10,3	1,17
160	907,4	68,3	0,191	10,7	1,10
170	897,3	67,9	0,181	11,3	1,05
180	886,9	67,4	0,173	11,9	1,0

Таблица 2

**Приближенные значения мольных теплоемкостей
при постоянном объеме и постоянной температуре
и показателей адиабаты**

Газы	Теплоемкость, кДж/(кмоль·К)		Показатель адиабаты k
	μC_v	μC_p	
Одноатомные	12,56	20,93	1,67
Двухатомные	20,93	29,31	1,4
Трех- и много- атомные	29,31	37,68	1,29

Таблица 3

Теплофизические свойства некоторых газов

Газ	Хими- ческая формула	Молекулярная масса	Газовая постоянная R, Дж/(кг·К)	Плотность, кг/м ³
Воздух	-	28,96	286,4	1,293
Кисло- род	O ₂	32,00	259,8	1,429
Азот	N ₂	28,02	296,7	1,251
Водород	H ₂	2,016	4124,0	0,0899
Окись углерода	CO	28,00	297,0	1,250
Двуокись углерода	CO ₂	44,00	189,0	1,977
Метан	CH ₄	16,04	518,3	0,717
Аммиак	NH ₃	17,03	488,16	0,771
Водяной пар	H ₂ O	18,02	(461,5)	(0,598)

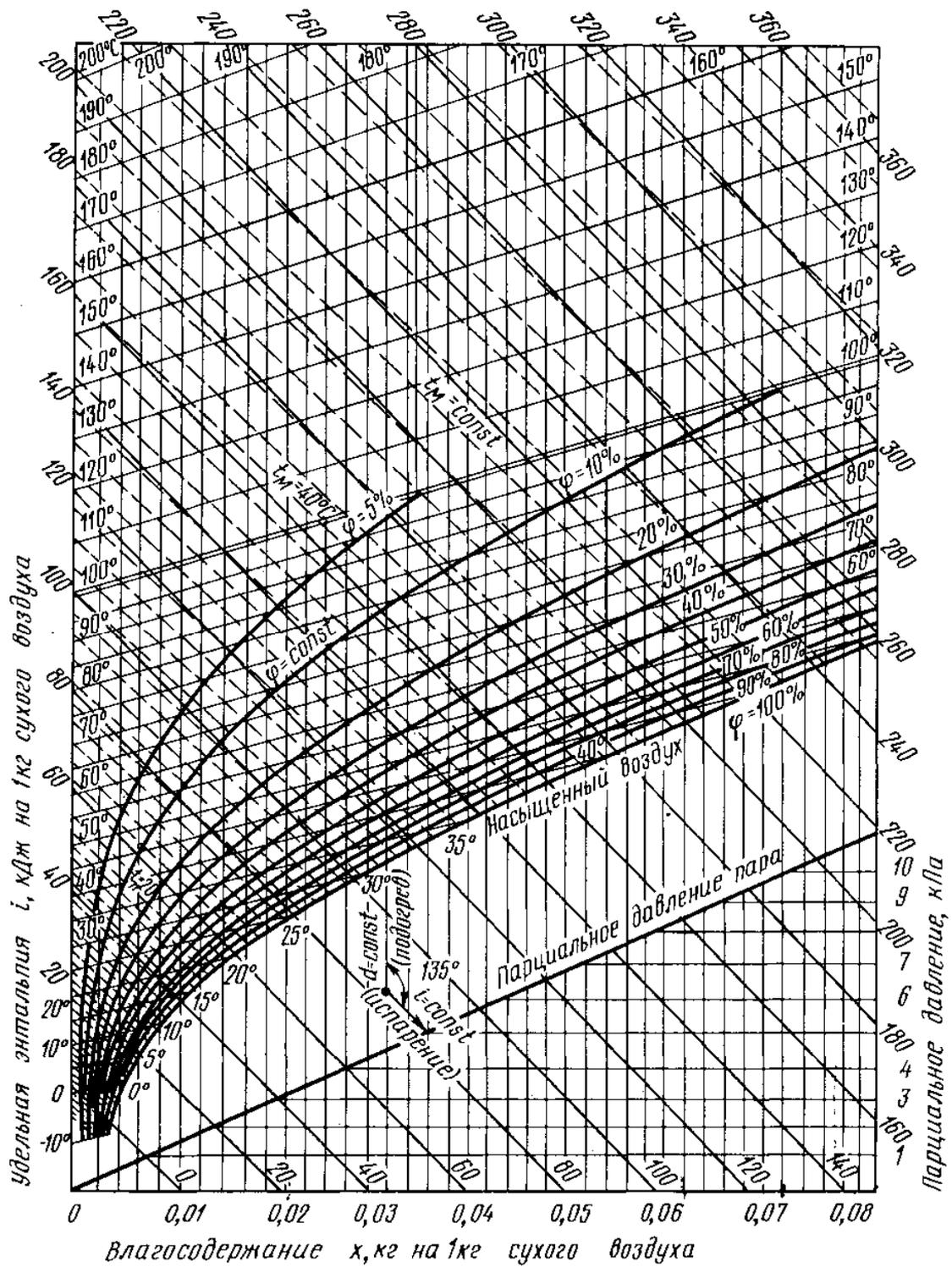


Рис. 1. Диаграмма Рамзина – h, d для влажного воздуха

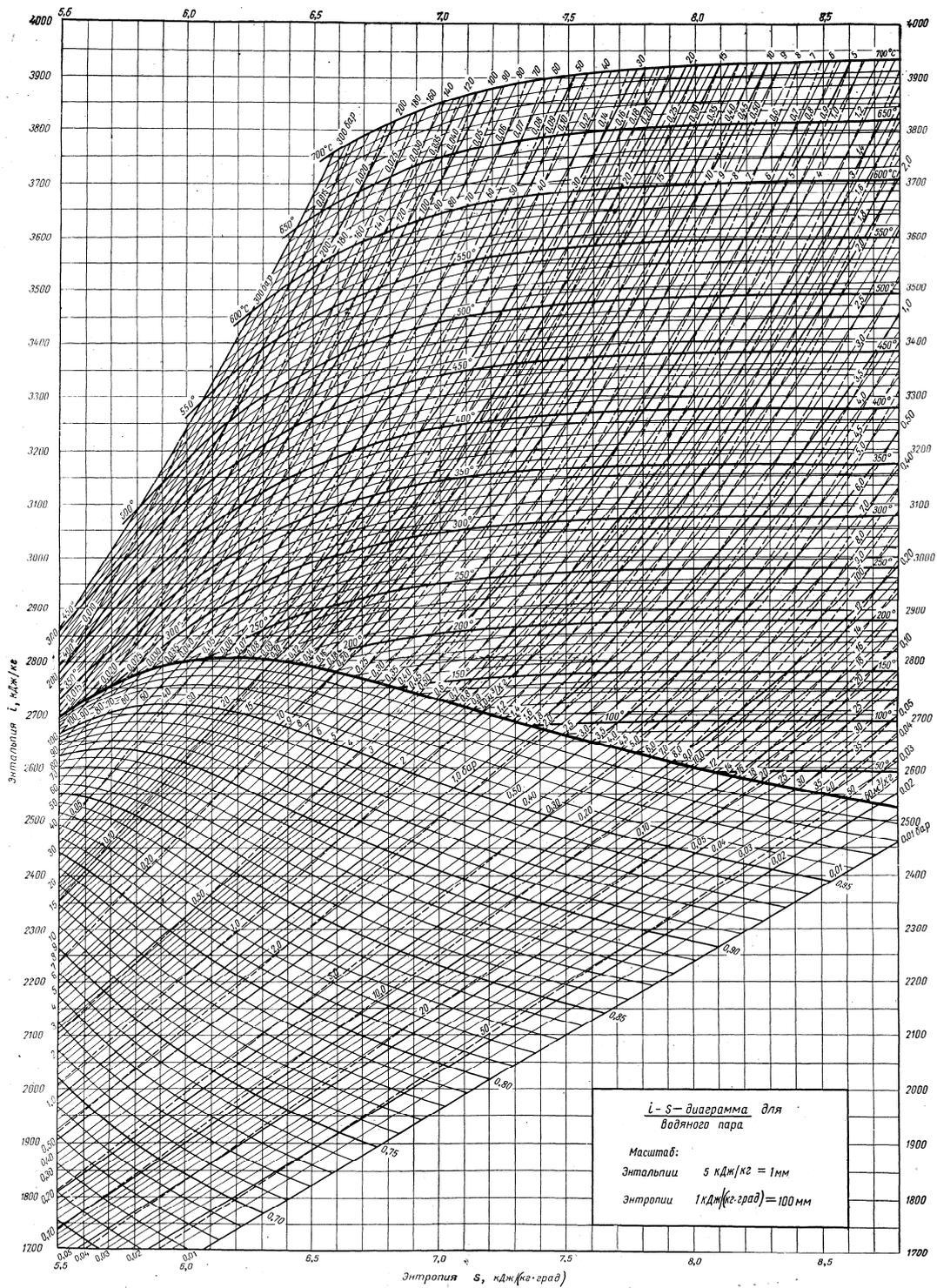


Рис. 2. h, s диаграмма

Учебное издание

ТЕПЛОТЕХНИКА

Учебно-методическое пособие

Составитель:

Лифенцева Людмила Владимировна

16+

Редактор О. С. Григорьева

Технический редактор В. П. Манаенко

Подписано в печать 27.11.2019. Формат 60×84^{1/16}
Бумага типографская. Гарнитура Times New Roman.

Печ. л. 6,93. Тираж 500 экз.

Заказ № 56

Оригинал-макет изготовлен

в лаборатории множительной техники

Кемеровского государственного университета

650000, г. Кемерово, пр-т Советский, 73

Отпечатано в лаборатории множительной техники

Кемеровского государственного университета

650000, г. Кемерово, пр-т Советский, 73