

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Учреждение образования
«Витебский государственный технологический университет»

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

Методические указания к практическим занятиям
для студентов специальности
1-43 01 07 «Техническая эксплуатация
энергооборудования организаций»

В двух частях
Часть 2

Витебск
2023

УДК 621.036.7 (075.8)

Составители:

В. И. Ольшанский, А. А. Котов

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским
советом УО «ВГТУ», протокол № 10 от 29.06.2023.

Техническая термодинамика : методические указания к практическим занятиям. В 2 ч. Ч. 2 / сост. В. И. Ольшанский, А. А. Котов. – Витебск : УО «ВГТУ», 2023. – 71 с.

Методические указания предназначены для выполнения практических занятий по курсу «Техническая термодинамика» студентами специальности 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций» дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.036.7 (075.8)

© УО «ВГТУ», 2023

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
Тема 7. Термодинамические циклы с идеальными газами	5
Тема 8. Циклы газотурбинных установок	11
Тема 9. Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания	19
Тема 10. Цикл Ренкина	33
Тема 11. Циклы компрессоров	40
Тема 12. Циклы холодильных машин	48
Литература	57
Приложения	58

ВВЕДЕНИЕ

Методические указания предназначены для выполнения практических занятий по курсу «Техническая термодинамика» студентами специальности 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций» дневной и заочной форм обучения.

Основное назначение практических занятий – дать студентам материал, который позволит выработать навыки применения теоретических сведений для решения конкретных задач технического характера и тем самым освоить практику и методику термодинамических расчетов.

Методические указания включают в себя практические занятия по основным разделам курса технической термодинамики, связанным с расчетом различных термодинамических циклов. Каждая тема практических занятий содержит краткие сведения из теории, касающиеся материала раздела.

Методически указания к практическим занятиям составлены так, что студенты могут выполнить сравнительный анализ теоретических значений основных термодинамических параметров с реальными их значениями.

Выполнение практических занятий предполагает знание студентами основных теоретических положений курса технической термодинамики, соответствующей терминологии, уравнений и формул.

Для лучшего освоения студентами основ технической термодинамики, а также развития самостоятельного инженерного мышления рекомендуется после проведения расчетов проанализировать полученные результаты и выяснить влияние на них различных факторов.

ТЕМА 7

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ С ИДЕАЛЬНЫМИ ГАЗАМИ

Теоретическое введение

При однократном расширении рабочего тела можно получить лишь ограниченное количество работы. Поэтому отдельный разомкнутый процесс непригоден для непрерывного превращения теплоты в работу. Для повторного совершения работы следует вернуть рабочее тело в исходное состояние, для чего необходимо осуществить какие-либо процессы, в которых будет происходить сжатие рабочего тела. На сжатие рабочего тела затрачивается работа, подводимая от какого-либо внешнего источника. Процесс сжатия рабочего тела должен осуществляться по пути, отличному от пути процесса расширения, причем путь процесса сжатия выбирается таким, чтобы работа сжатия по абсолютной величине была меньше работы расширения.

Совокупность последовательно протекающих процессов, в результате осуществления которых рабочее тело возвращается в исходное состояние, называется круговым процессом или термодинамическим циклом.

Циклы, в которых теплота превращается в положительную работу, называются прямыми. При изображении на диаграммах такие циклы протекают по часовой стрелке. Прямые циклы являются циклами, в соответствии с которыми работают различные тепловые двигатели.

Степень совершенства преобразования теплоты в механическую работу в термодинамическом цикле оценивается термическим коэффициентом полезного действия (КПД) η_t . Термический КПД термодинамического цикла представляет собой отношение работы l_u , совершенной в прямом обратимом термодинамическом цикле, к количеству тепла, подведенного к рабочему телу от внешних источников $q_{подв.}$:

$$\eta_t = \frac{l_u}{q_{подв.}}. \quad (7.1)$$

Полезную работу цикла можно найти как разность работы расширения и работы сжатия, то есть как сумму (с учетом знаков) работ всех процессов, составляющих этот цикл

$$l_u = l_{расш.} - l_{сж.} = \sum l_{i-j}. \quad (7.2)$$

С другой стороны, для того, чтобы рабочее тело в результате осуществления цикла вернулось в исходное состояние, то тепло, которое не было превращено в полезную работу, необходимо от рабочего тела отвести.

Таким образом, полезная работа цикла может быть определена как разность подведенного $q_{подв.}$ и отведенного $q_{отв.}$ в цикле тепла

$$l_u = q_{подв.} - q_{отв.} \quad (7.3)$$

Соответственно, можно записать, что

$$\eta_t = \frac{q_{подв.} - q_{отв.}}{q_{подв.}} = 1 - \frac{q_{отв.}}{q_{подв.}} \quad (7.4)$$

Термический КПД термодинамического цикла показывает, какое количество получаемой теплоты машина превращает в работу в конкретных условиях протекания идеального цикла. Чем больше величина η_t , тем совершеннее цикл и тепловая машина. Значение термического КПД термодинамического цикла всегда меньше единицы.

При расчете произвольного термодинамического цикла вначале необходимо определить значения всех основных термодинамических параметров в характерных точках цикла. Затем рассчитываются параметры всех процессов, составляющих данный цикл (количество тепла q , работа l , изменение внутренней энергии Δu , энтальпии Δi , энтропии Δs). После этого определяется количество подведенного и отведенного в цикле тепла. Количество подведенного тепла определяется как сумма количеств тепла, подведенных в отдельных процессах (то есть тех, которые при расчете получаются со знаком «+»):

$$q_{подв.} = \sum q_{(+)}, \quad (7.5)$$

а количество отведенного тепла – как взятая по модулю сумма количеств тепла, отведенных в отдельных процессах (то есть тех, которые при расчете получаются со знаком «-»):

$$q_{отв.} = \left| \sum q_{(-)} \right|. \quad (7.6)$$

Далее по формуле (7.3) определяется полезная работа l_u , а по формуле (7.1) – термический КПД цикла η_t . Поскольку в результате осуществления термодинамического цикла рабочее тело возвращается в исходное состояние, сумма изменений внутренней энергии, энтальпии и энтропии во всех процессах, составляющих цикл, равна нулю:

$$\sum \Delta u = 0, \quad (7.7)$$

$$\sum \Delta i = 0, \quad (7.8)$$

$$\sum \Delta s = 0. \quad (7.9)$$

Формулы (7.7)–(7.9) могут быть использованы для проверки правильности расчетов термодинамического цикла. Если эти условия, с учетом погрешности вычислений, выполняются, то расчеты выполнены верно.

Идеальным термодинамическим циклом теплового двигателя является цикл Карно, имеющий при данной разности температур максимальное возможное значение термического коэффициента полезного действия. Этот цикл представляет собой замкнутый процесс, совершаемый рабочим телом в идеальной тепловой машине при наличии двух источников теплоты: нагревателя (горячего источника) с температурой $T_{гор.}$ и холодильника (холодного источника) с температурой $T_{хол.}$. Процессы 1–2 и 3–4 являются изотермическими, а 2–3 и 4–1 – адиабатными. Начальная температура рабочего тела в цикле принимается равной температуре нагревателя $T_1 = T_{гор.}$. При изотермическом расширении от состояния 1 до состояния 2 рабочее тело получает от нагревателя количество теплоты $q_{подв.}$ при температуре $T_1 = T_2$. На участке 2–3 рабочее тело адиабатно расширяется. При этом температура рабочего тела понижается от T_2 до $T_3 = T_{хол.}$, а давление падает от p_2 до p_3 . При сжатии по изотерме 3–4 от рабочего тела отводится к холодильнику количество теплоты $q_{отв.}$ при температуре $T_3 = T_4$. Дальнейшее сжатие по адиабате 4–1 приводит к повышению температуры рабочего тела от $T_4 = T_{хол.}$ до $T_1 = T_{гор.}$, и рабочее тело возвращается в первоначальное состояние. Изображения цикла Карно в $p\upsilon$ - и Ts -диаграммах приведены на рисунке 7.1.

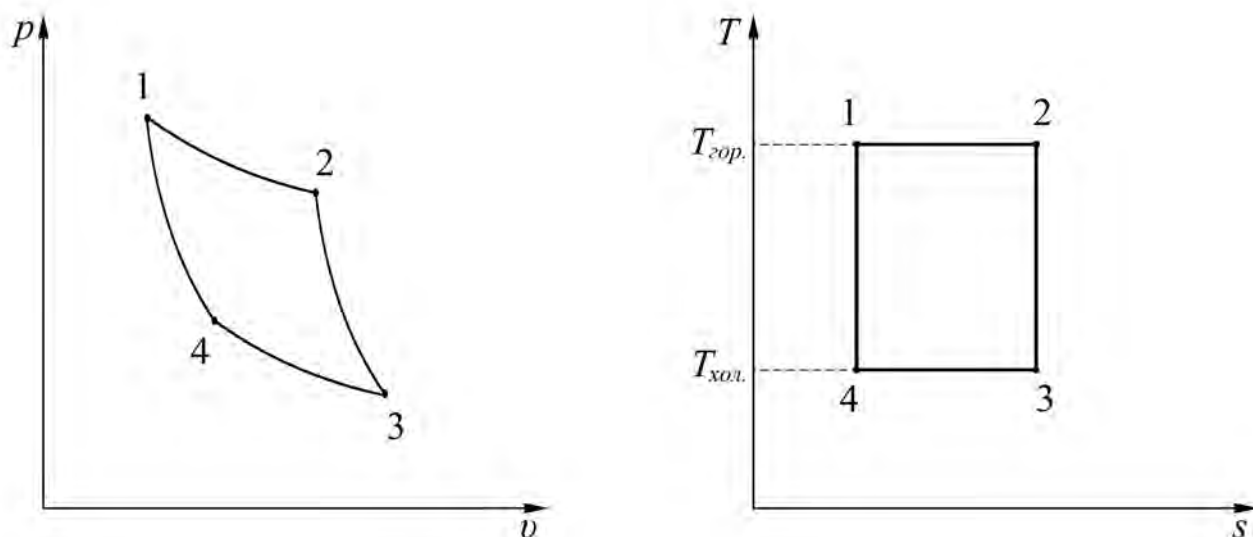


Рисунок 7.1 – Изображение цикла Карно в $p\upsilon$ - и Ts -диаграммах

Суммарная работа цикла l_{Σ} графически изображается площадью фигуры 1–2–3–4–1.

Количества подведенной $q_{подв.}$ и отведенной $q_{отв.}$ теплоты можно определить из уравнений:

$$q_{подв.} = R \cdot T_{гор.} \cdot \ln \frac{v_2}{v_1}, \quad (7.10)$$

$$q_{отв.} = R \cdot T_{хол.} \cdot \ln \frac{v_3}{v_4}. \quad (7.11)$$

Подставляя полученные значения в формулу (7.4), находим

$$\eta_t = 1 - \frac{R \cdot T_{хол.} \cdot \ln \frac{v_3}{v_4}}{R \cdot T_{гор.} \cdot \ln \frac{v_2}{v_1}}. \quad (7.12)$$

Для адиабатных процессов расширения 2–3 и сжатия 4–1 соответственно:

$$\frac{v_2}{v_3} = \left(\frac{T_{хол.}}{T_{гор.}} \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (7.13)$$

и

$$\frac{v_1}{v_4} = \left(\frac{T_{хол.}}{T_{гор.}} \right)^{\frac{1}{k-1}}, \quad (7.14)$$

откуда

$$\frac{v_2}{v_3} = \frac{v_1}{v_4} \quad (7.15)$$

или

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{v_3}{v_4}. \quad (7.16)$$

С учетом полученного соотношения

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{хол.}}{T_{гор.}}. \quad (7.17)$$

Из последнего уравнения следует, что термический КПД цикла Карно зависит только от абсолютных температур нагревателя $T_{гор.}$ и холодильника $T_{хол.}$ и не зависит от устройства двигателя и физических свойств рабочего тела. Он возрастает с увеличением температуры $T_{гор.}$ и уменьшением $T_{хол.}$, то есть чем больше разность температур $T_{гор.} - T_{хол.}$, тем выше КПД цикла Карно.

Несмотря на то, что цикл Карно является наиболее совершенным циклом теплового двигателя, практическое осуществление этого цикла представляется невозможным из-за возникновения определенных трудностей технического характера.

Задачи

Задача 7.1. Термодинамический цикл, в котором в качестве рабочего тела используется воздух, состоит из трех процессов: изотермического 1–2, изохорного 2–3 и адиабатного 3–1. Температуры $t_1 = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_3 = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$, давление $p_3 = 12\text{ бар}$. Определить основные параметры в характерных точках цикла, количество подведенного тепла, полезную работу и коэффициент полезного действия цикла.

Задача 7.2. Термодинамический цикл, в котором в качестве рабочего тела используется азот, состоит из трех процессов: адиабатного 1–2, изотермического 2–3 и изобарного 3–1. Давления $p_1 = 1\text{ бар}$, $p_2 = 5\text{ бар}$, температура $t_2 = 180\text{ }^{\circ}\text{C}$. Определить основные параметры в характерных точках цикла, количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу и коэффициент полезного действия цикла, а также какой процент составляет термический КПД данного цикла от максимально возможного в том же интервале температур.

Задача 7.3. Термодинамический цикл, в котором в качестве рабочего тела используется воздух, состоит из четырех процессов: изотермического 1–2, адиабатного 2–3, изотермического 3–4 и изохорного 4–1. Температуры $t_1 = 17\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_3 = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$, давления $p_3 = 1300\text{ кПа}$, $p_4 = 200\text{ кПа}$. Определить основные параметры в характерных точках цикла, количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу и коэффициент полезного действия цикла, а также какой процент составляет термический КПД данного цикла от максимально возможного в том же интервале температур.

Задача 7.4. Термодинамический цикл, в котором в качестве рабочего тела используется углекислый газ, состоит из четырех процессов: адиабатного 1–2, изотермического 2–3, адиабатного 3–4 и изохорного 4–1. Температура $t_1 = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, давления $p_1 = 0,8\text{ МПа}$, $p_2 = 2\text{ МПа}$, $p_3 = 1,2\text{ МПа}$. Определить основные параметры в характерных точках цикла, количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу и коэффициент полезного действия цикла, а также какой процент составляет термический КПД данного цикла от максимально возможного в том же интервале температур.

Задача 7.5. Термодинамический цикл, в котором в качестве рабочего тела используется аргон, состоит из четырех процессов: изотермического 1–2, адиабатного 2–3, изобарного 3–4 и адиабатного 4–1. Давления $p_1 = 6\text{ атм}$, $p_2 = 14\text{ атм}$, $p_3 = 25\text{ атм}$, температура $t_4 = 200\text{ }^{\circ}\text{C}$. Определить основные параметры в характерных точках цикла, количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу и коэффициент полезного действия цикла, а также какой процент составляет термический КПД данного цикла от максимально возможного в том же интервале температур.

Задача 7.6. Термодинамический цикл, в котором в качестве рабочего тела используется воздух, состоит из четырех процессов: адиабатного 1–2, изобарного 2–3, изотермического 3–4 и изохорного 4–1. Температуры $t_2 = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_3 = 350\text{ }^{\circ}\text{C}$, давления $p_2 = 7\text{ бар}$, $p_4 = 4\text{ бар}$. Определить основные параметры в характерных точках цикла, количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу и коэффициент полезного действия цикла, а также какой процент составляет термический КПД данного цикла от максимально возможного в том же интервале температур.

Задача 7.7. Термодинамический цикл, в котором в качестве рабочего тела используется воздух, состоит из четырех процессов: адиабатного 1–2, изохорного 2–3, политропного 3–4 с показателем политропы 1,25 и изобарного 4–1. Температуры $t_1 = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_2 = 160\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_4 = 65\text{ }^{\circ}\text{C}$, давление $p_1 = 100\text{ кПа}$. Определить основные параметры в характерных точках цикла, количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу и коэффициент полезного действия цикла, а также какой процент составляет термический КПД данного цикла от максимально возможного в том же интервале температур.

Задача 7.8. Термодинамический цикл, в котором в качестве рабочего тела используется аргон, состоит из пяти процессов: изобарного 1–2, изотермического 2–3, изохорного 3–4, изобарного 4–5 и изохорного 5–1. Температуры $t_1 = 145\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_2 = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_5 = 425\text{ }^{\circ}\text{C}$, давления $p_1 = 320\text{ кПа}$, $p_3 = 470\text{ кПа}$. Определить основные параметры в характерных точках цикла, количество подведенного тепла, полезную работу и коэффициент полезного действия цикла.

ЦИКЛЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Теоретическое введение

Газотурбинные установки (ГТУ) являются одним из видов двигателей внутреннего сгорания. В газотурбинных установках сжигание жидкого или газообразного топлива осуществляется в специальной камере сгорания. Рабочее тело, представляющее собой продукты сгорания топлива, имеющие высокие температуру и давление, из камеры сгорания через сопло с большой скоростью поступает на лопатки газовой турбины, где его кинетическая энергия используется для получения механической работы.

ГТУ могут работать со сгоранием топлива (процессом подвода теплоты) при постоянном давлении (цикл Брайтона) и при постоянном объеме (цикл Гемфри).

Принципиальная схема газотурбинной установки со сгоранием топлива при постоянном давлении, работающей по цикл Брайтона, представлена на рисунке 8.1.

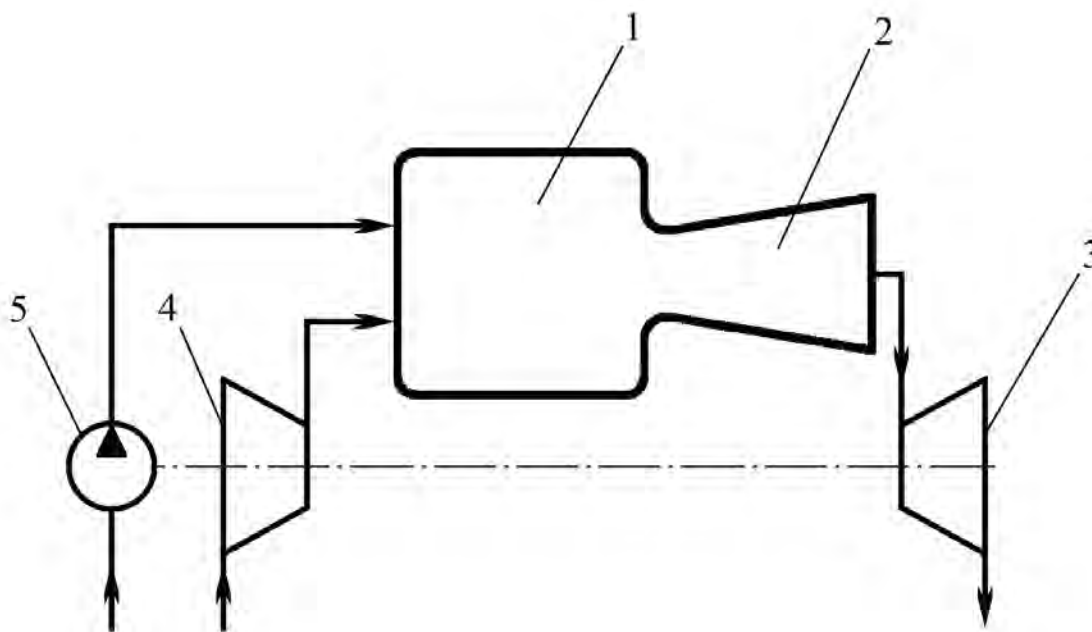


Рисунок 8.1 – Схема ГТУ со сгоранием топлива при $p = \text{const}$

На общем валу находятся газовая турбина 3, компрессор 4, топливный насос 5 и потребитель энергии. Компрессор засасывает атмосферный воздух, сжимает его до требуемого давления и направляет в камеру сгорания 1. Туда же топливным насосом подается топливо.

Сгорание топлива происходит в камере сгорания при $p = \text{const}$. Продукты

сгорания, расширившись в сопле 2, попадают на лопатки газовой турбины, производят там работу за счет своей кинетической энергии и затем выбрасываются через выпускной патрубок в атмосферу. Давление отработавших газов несколько превышает атмосферное.

Принципиальная схема газотурбинной установки со сгоранием топлива при постоянном объеме, работающей по циклу Гемфри, представлена на рисунке 8.2.

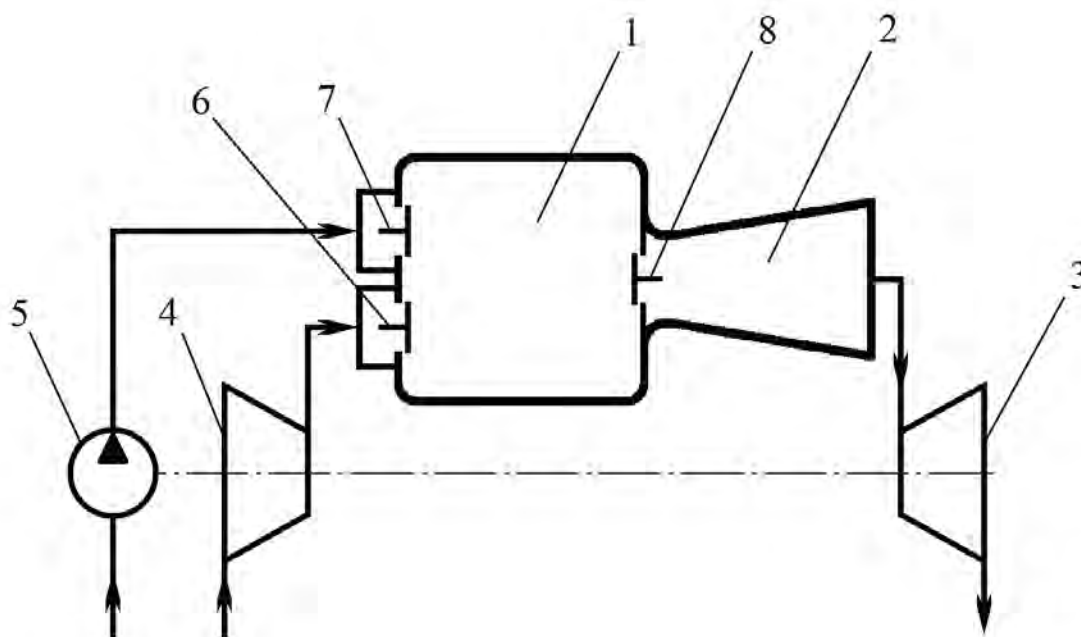


Рисунок 8.2 – Схема ГТУ со сгоранием топлива при $V = const$

В такой установке сжатый компрессором воздух и топливо в камеру сгорания 1 подаются соответственно через воздушный клапан 6 и топливный клапан 7. В камере сгорания зажигание топлива происходит при закрытых клапанах. Сгорание топлива, таким образом, происходит при постоянном объеме. После окончания сгорания открывается выпускной клапан 8 и продукты сгорания через сопло 2 поступают на лопатки газовой турбины 3, производят там работу за счет своей кинетической энергии и затем выбрасываются через выпускной патрубок в атмосферу.

Изображение цикла Брайтона – идеализированного цикла газотурбинной установки с подводом теплоты при $p = const$ в pV - и Ts -диаграммах приведено на рисунке 8.3.

Здесь 1–2 – адиабатное сжатие воздуха в компрессоре. По изобаре 2–3 к рабочему телу подводится тепло (этот процесс соответствует сгоранию топлива в камере сгорания). Далее рабочее тело (в действительном цикле это воздух и продукты сгорания) адиабатно расширяется в сопловом аппарате турбины и отдает работу турбинному колесу в процессе 3–4. Изобарный процесс 4–1 соответствует выходу отработавших газов из турбины.

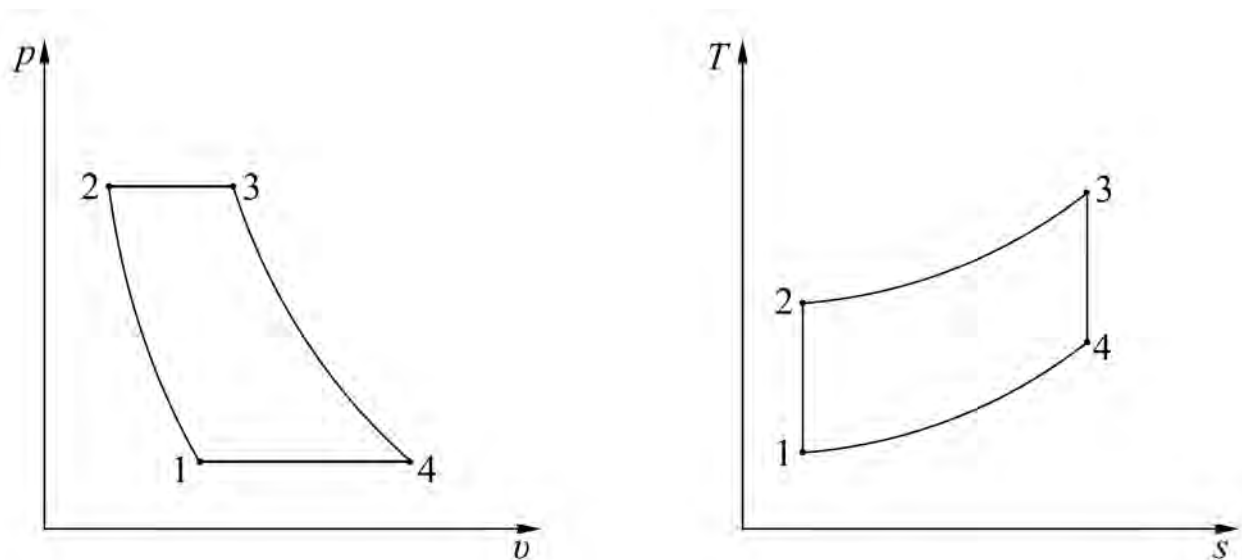


Рисунок 8.3 – Изображение цикла работы газотурбинной установки с изобарным подводом теплоты в p - и Ts -диаграммах

Характеристиками цикла являются: степень повышения давления в компрессоре

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} \quad (8.1)$$

и степень изобарного расширения

$$\rho = \frac{v_3}{v_2}. \quad (8.2)$$

Количество подводимой теплоты определяется по формуле

$$q_{\text{подв.}} = c_p \cdot (T_3 - T_2), \quad (8.3)$$

а количество отводимой теплоты – по формуле

$$q_{\text{отв.}} = c_p \cdot (T_4 - T_1). \quad (8.4)$$

Термический КПД цикла равен

$$\eta_t = 1 - \frac{q_{\text{отв.}}}{q_{\text{подв.}}} = 1 - \frac{c_p \cdot (T_4 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}. \quad (8.5)$$

Температуры T_2 , T_3 и T_4 можно выразить через начальную температуру T_1 .

Для адиабаты 1–2

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \beta^{\frac{k-1}{k}}; \quad (8.6)$$

$$T_2 = T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}}. \quad (8.7)$$

Для изобары 2–3

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} = \rho; \quad (8.8)$$

$$T_3 = T_2 \cdot \rho; \quad (8.9)$$

$$T_3 = T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}} \cdot \rho. \quad (8.10)$$

Для адиабаты 3–4

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{p_1}{p_1 \cdot \beta} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}; \quad (8.11)$$

$$T_4 = T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}} \cdot \rho \cdot \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} = T_1 \cdot \rho. \quad (8.12)$$

Подставляя полученные значения температур в уравнение для определения термического КПД, в конечном итоге получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (8.13)$$

Изображение цикла Гемфри – идеализированного цикла газотурбинной установки с подводом теплоты при $V = const$ в p - и Ts -диаграммах приведено на рисунке 8.4.

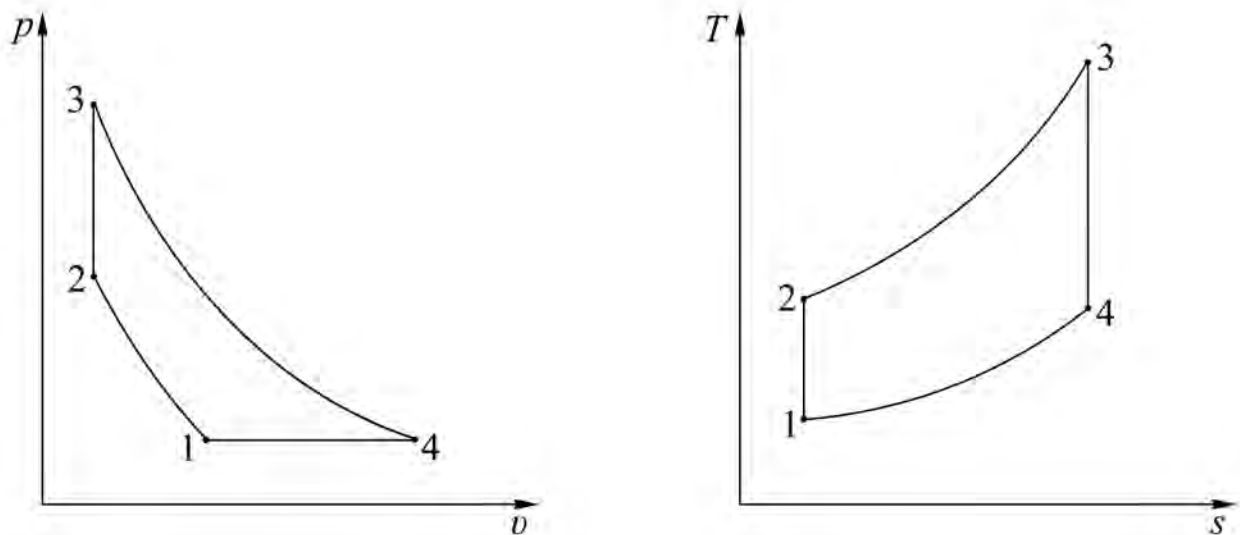


Рисунок 8.4 – Изображение цикла работы газотурбинной установки с изохорным подводом теплоты в p - v - и T - s -диаграммах

Здесь 1–2 – адиабатное сжатие воздуха в компрессоре. По изохоре 2–3 к рабочему телу подводится тепло (этот процесс соответствует сгоранию топлива в камере сгорания). Далее рабочее тело (в действительном цикле – это воздух и продукты сгорания) адиабатно расширяется в сопловом аппарате турбины и отдает работу турбинному колесу в процессе 3–4. Изобарный процесс 4–1 соответствует выходу отработавших газов из турбины.

Характеристиками цикла являются: степень повышения давления в компрессоре

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} \quad (8.14)$$

и степень дополнительного повышения давления

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2}. \quad (8.15)$$

Количество подводимой теплоты определяется по формуле

$$q_{\text{подв.}} = c_v \cdot (T_3 - T_2), \quad (8.16)$$

а количество отводимой теплоты – по формуле

$$q_{\text{отв.}} = c_p \cdot (T_4 - T_1). \quad (8.17)$$

Термический КПД цикла равен

$$\eta_t = 1 - \frac{q_{отв.}}{q_{подв.}} = 1 - \frac{c_p \cdot (T_4 - T_1)}{c_v \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{k \cdot (T_4 - T_1)}{T_3 - T_2}. \quad (8.18)$$

Температуры T_2 , T_3 и T_4 можно выразить через начальную температуру T_1 .
Для адиабаты 1–2

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \beta^{\frac{k-1}{k}}; \quad (8.19)$$

$$T_2 = T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}}. \quad (8.20)$$

Для изохоры 2–3

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda; \quad (8.21)$$

$$T_3 = T_2 \cdot \lambda; \quad (8.22)$$

$$T_3 = T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}} \cdot \lambda. \quad (8.23)$$

Для адиабаты 3–4

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{p_1}{p_1 \cdot \beta \cdot \lambda} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{1}{(\beta \cdot \lambda)^{\frac{k-1}{k}}}; \quad (8.24)$$

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{1}{\beta \cdot \lambda} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}} \cdot \lambda \cdot \frac{1}{(\beta \cdot \lambda)^{\frac{k-1}{k}}} = T_1 \cdot \lambda^{\frac{1}{k}}. \quad (8.25)$$

Подставляя полученные значения температур в уравнение для определения термического КПД, в конечном итоге получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{k \cdot \left(\lambda^{\frac{1}{k}} - 1 \right)}{\beta^{\frac{k-1}{k}} \cdot (\lambda - 1)}. \quad (8.26)$$

В качестве рабочего тела при расчете циклов работы газотурбинных установок принимается воздух, параметры его определяются по приложению Б. Полезная работа цикла определяется как

$$l_u = q_{\text{подв.}} - q_{\text{отв.}} \quad (8.27)$$

Теоретическая мощность установки может быть рассчитана по формуле

$$N_m = l_u \cdot m \text{ (Вт)}, \quad (8.28)$$

где m – массовый расход рабочего тела, кг/с.

Задачи

Задача 8.1. Газотурбинная установка работает по циклу с подводом тепла при постоянном давлении (циклу Брайтона). Определить основные параметры (температуру, давление, удельный объем) всех основных точек, количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу и термический коэффициент полезного действия цикла, если начальное давление воздуха на входе в компрессор 755 мм рт. ст. , начальная температура 20°C , степень повышения давления $8,6$, степень изобарного расширения $2,0$.

Задача 8.2. Газотурбинная установка работает по циклу с подводом тепла при постоянном давлении (циклу Брайтона). Определить основные параметры (температуру, давление, удельный объем) всех основных точек, количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу и термический коэффициент полезного действия цикла, если начальное давление воздуха на входе в компрессор 1020 гПа , начальная температура 15°C , температура перед турбиной 1200°C , степень повышения давления 11 .

Задача 8.3. Газотурбинная установка работает по циклу с подводом тепла при постоянном давлении (циклу Брайтона). Определить основные параметры (температуру, давление, удельный объем) всех основных точек, количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу и термический коэффициент полезного действия цикла, если начальное давление воздуха на входе в компрессор $1,01 \text{ бар}$, начальная температура 17°C , температура на выходе из компрессора 270°C , температура на выходе из турбины 140°C .

Задача 8.4. Газотурбинная установка работает по циклу с подводом тепла при постоянном объеме (циклу Гемфри). Определить основные параметры (температуру, давление, удельный объем) всех основных точек, количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу и термический

коэффициент полезного действия цикла, если начальное давление воздуха на входе в компрессор $1,1 \text{ ат}$, начальная температура $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$, степень повышения давления 8, степень дополнительного повышения давления 4,5.

Задача 8.5. Газотурбинная установка работает по циклу с подводом тепла при постоянном объеме (циклу Гемфри). Определить основные параметры (температуру, давление, удельный объем) всех основных точек, количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу и термический коэффициент полезного действия цикла, если начальное давление воздуха на входе в компрессор 102 кПа , начальная температура $30 \text{ }^{\circ}\text{C}$, степень повышения давления 10, температура на входе в турбину $1300 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Задача 8.6. Газотурбинная установка работает по циклу с подводом тепла при постоянном объеме (циклу Гемфри). Определить основные параметры (температуру, давление, удельный объем) всех основных точек, количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу и термический коэффициент полезного действия цикла, если начальное давление воздуха на входе в компрессор 1 бар , начальная температура $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$, давление на выходе из компрессора $9,5 \text{ бар}$, давление на входе в турбину 73 бар .

Задача 8.7. Газотурбинная установка работает по циклу с подводом тепла при постоянном объеме (циклу Гемфри). Определить основные параметры (температуру, давление, удельный объем) всех основных точек, количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу и термический коэффициент полезного действия цикла, если начальное давление воздуха на входе в компрессор 1 бар , начальная температура $15 \text{ }^{\circ}\text{C}$, температура на выходе из компрессора $250 \text{ }^{\circ}\text{C}$, температура на входе в турбину $1250 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Задача 8.8. Найти работу и термический КПД циклов газотурбинных установок с подводом теплоты при постоянном давлении и при постоянном объеме, если начальное давление воздуха на входе в компрессор $1,2 \text{ бар}$, начальная температура $27 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Степени повышения давления в обоих циклах одинаковы и равны 6. Температуры на входе в турбину для обоих циклов также одинаковы и равны $1350 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

ЦИКЛЫ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Теоретическое введение

Одной из разновидностей двигателей, в которых подвод тепла к рабочему телу осуществляется за счет сжигания топлива внутри самого двигателя, наряду с газотурбинными установками, являются поршневые двигатели внутреннего сгорания, часто называемые просто двигателями внутреннего сгорания (ДВС).

Основным элементом любого поршневого двигателя является цилиндр с поршнем, соединенным посредством кривошипно-шатунного механизма с внешним, потребителем работы. Цилиндр снабжен двумя отверстиями с клапанами, через одно из которых осуществляется всасывание рабочего тела (воздуха или горючей смеси), а через другое – выброс рабочего тела по завершении цикла.

Различают три основных вида циклов поршневых двигателей внутреннего сгорания: цикл со сгоранием при $V = \text{const}$ – цикл Отто; цикл со сгоранием при $p = \text{const}$ – цикл Дизеля; цикл со смешанным сгоранием (при $V = \text{const}$ и затем при $p = \text{const}$) – цикл Тринклера, иногда называемый также циклом Сабатэ. Схемы поршневых двигателей внутреннего сгорания представлены на рисунке 9.1.

В соответствии с циклом Отто работают карбюраторные поршневые двигатели внутреннего сгорания (рис. 9.1 а).

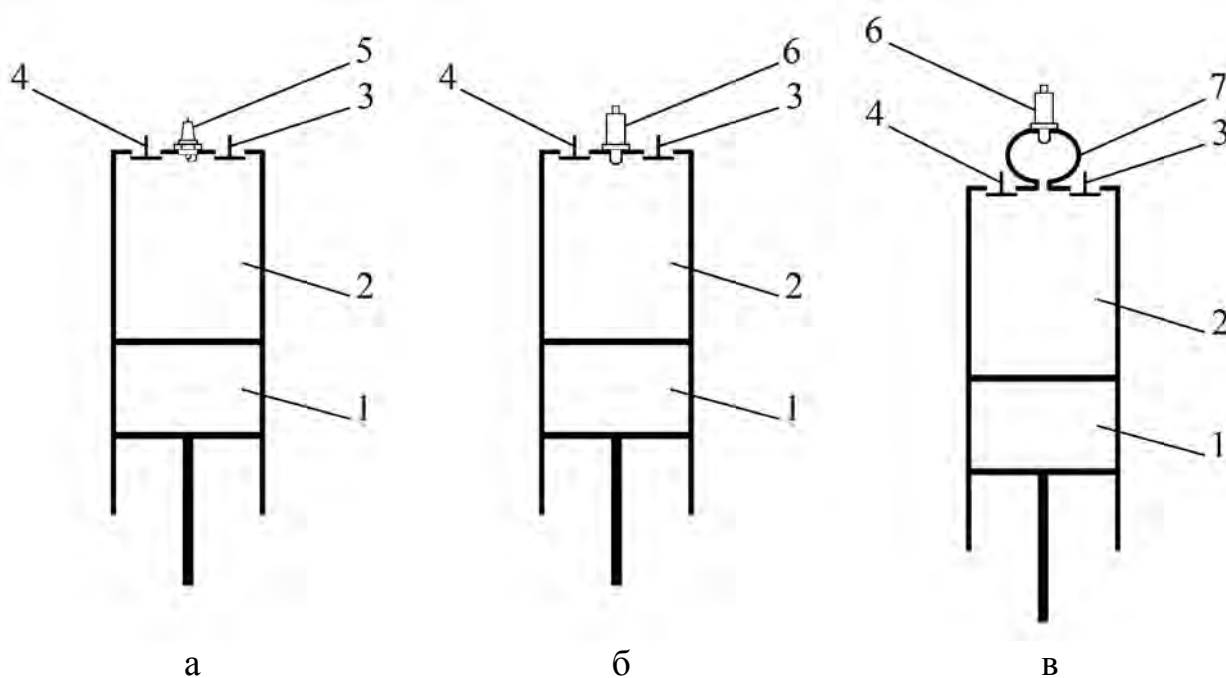


Рисунок 9.1 – Схемы ДВС со сгоранием топлива при $V = \text{const}$ (а),
при $p = \text{const}$ (б) и со смешанным сгоранием топлива (в)

Поршень 1 совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре 2, снабженном впускным 3 и выпускным 4 клапанами. Вначале поршень движется сверху вниз, в цилиндре создается разрежение, открывается впускной клапан 3 и в цилиндр подается горючая смесь, приготовленная в специальном устройстве – карбюраторе. После того как поршень дойдет до крайнего нижнего положения, процесс заполнения цилиндра горючей смесью заканчивается и впускной клапан закрывается, поршень начинает двигаться в обратном направлении – снизу вверх. При этом горючая смесь в цилиндре сжимается и ее давление возрастает. После того как давление смеси в цилиндре достигает определенной величины, с помощью электрической свечи зажигания 5 производится поджигание горючей смеси. Процесс сгорания смеси происходит практически мгновенно, поршень не успевает переместиться и поэтому процесс сгорания можно считать изохорным. В процессе сгорания выделяется тепло, за счет которого рабочее тело, находящееся в цилиндре, нагревается и его давление повышается. Под действием этого давления поршень вновь перемещается вниз, совершая при этом работу расширения, отдаваемую внешнему потребителю. После того как поршень дойдет до нижней мертвой точки, открывается впускной клапан 4 и давление в цилиндре снижается до значения, несколько превышающего атмосферное, при этом часть газа выходит из цилиндра. Затем поршень вновь движется вверх, выталкивая из цилиндра в атмосферу оставшуюся часть отработавших газов. После этого выпускной клапан закрывается и начинается новый цикл – всасывание следующей порции горючей смеси и так далее.

Таким образом, поршень в цилиндре двигателя в течение одного цикла совершает четыре хода (такта) – всасывание, сжатие, расширение после сгорания смеси (рабочий ход), выталкивание продуктов сгорания в атмосферу.

Для повышения эффективности ДВС следует увеличивать степень сжатия. Но по достижении определенного значения степени сжатия, часто еще до прихода поршня в крайнее верхнее положение, происходит самовоспламенение горючей смеси (детонация), что приводит к разрушению элементов двигателя. Поэтому степень сжатия в обычных карбюраторных двигателях не превышает 7–12.

Степень сжатия в цикле ДВС может быть значительно повышена, если сжимать не горючую смесь, а чистый воздух, а затем после окончания процесса сжатия вводить в цилиндр горючее. Именно на этом принципе основан цикл Дизеля (рис. 9.1 б).

Вначале через открывшийся впускной клапан 3 в цилиндр 1 двигателя засасывается чистый атмосферный воздух. При движении поршня 2 снизу вверх осуществляется адиабатное сжатие находящегося в цилиндре воздуха до высокого давления (степень сжатия в таких двигателях достигает значений порядка 15–20). Затем начинается процесс расширения воздуха, и одновременно через специальную форсунку 6 в цилиндр впрыскивается топливо. За счет высокой температуры сжатого воздуха топливо воспламеняется и сравнительно медленно сгорает, что обеспечивается

расширением газа в цилиндре при постоянном давлении. После того как процесс ввода топлива в цилиндр заканчивается, дальнейшее расширение рабочего тела происходит по адиабате. В конце процесса расширения открывается выхлопной клапан 4, давление в цилиндре снижается до атмосферного, и затем газ выталкивается из цилиндра в атмосферу.

Основным недостатком двигателя Дизеля по сравнению с двигателем Отто является наличие компрессора высокого давления, применяемого для подачи и распыления топлива, что усложняет его конструкцию и уменьшает экономичность. Кроме того, недостатками таких двигателей являются их большой вес и относительная тихоходность, обусловленная более медленным сгоранием топлива, а также сложное устройство насоса и форсунок.

Стремление упростить конструкцию и улучшить работу двигателей со сжиганием топлива при постоянном давлении привело к созданию бескомпрессорных двигателей, работающих по циклу со смешанным сгоранием, или циклу Тринклера, являющемуся своего рода «гибридом» циклов Отто и Дизеля. Двигатели, работающие по этому типу, имеют так называемую форкамеру (или предкамеру), соединенную с рабочим цилиндром узким каналом (рис. 9.1 в).

В рабочем цилиндре 1 воздух адиабатно сжимается, нагреваясь при этом до температуры, обеспечивающей воспламенение жидкого топлива, подаваемого через форсунку 6 в форкамеру 7. Форма и расположение последней способствуют наилучшему смешению топлива с воздухом, в результате чего происходит быстрое сгорание части топлива в небольшом объеме форкамеры. Благодаря возрастанию давления форкамере образовавшаяся в ней смесь несгоревшего топлива, воздуха и продуктов сгорания проталкивается в рабочий цилиндр, где происходит догорание оставшегося топлива, сопровождающееся перемещением поршня слева направо при практически постоянном давлении. По окончании сгорания топлива дальнейшее расширение продуктов сгорания (рабочий ход) происходит адиабатно, после чего отработавшие газы удаляются из цилиндра. Таким образом, в цикле со смешанным сгоранием топлива подвод тепла осуществляется вначале по изохоре, а затем по изобаре.

Особенность двигателя со смешанным сгоранием состоит в том, что в отличие от двигателя Дизеля он не нуждается в компрессоре высокого давления для распыления жидкого топлива. Жидкое топливо, введенное в форкамеру при сравнительно невысоком давлении, распыляется струей сжатого воздуха, поступающего из основного цилиндра. Вместе с тем цикл со смешанным сгоранием частично сохраняет преимущества цикла Дизеля перед циклом Отто – часть процесса сгорания осуществляется при постоянном давлении.

Изображение цикла Отто – идеального термодинамического цикла ДВС с изохорным подводом тепла в pV - и Ts -диаграммах приведено на рисунке 9.2.

Такой цикл, состоящий из двух изохор и двух адиабат, осуществляется следующим образом.

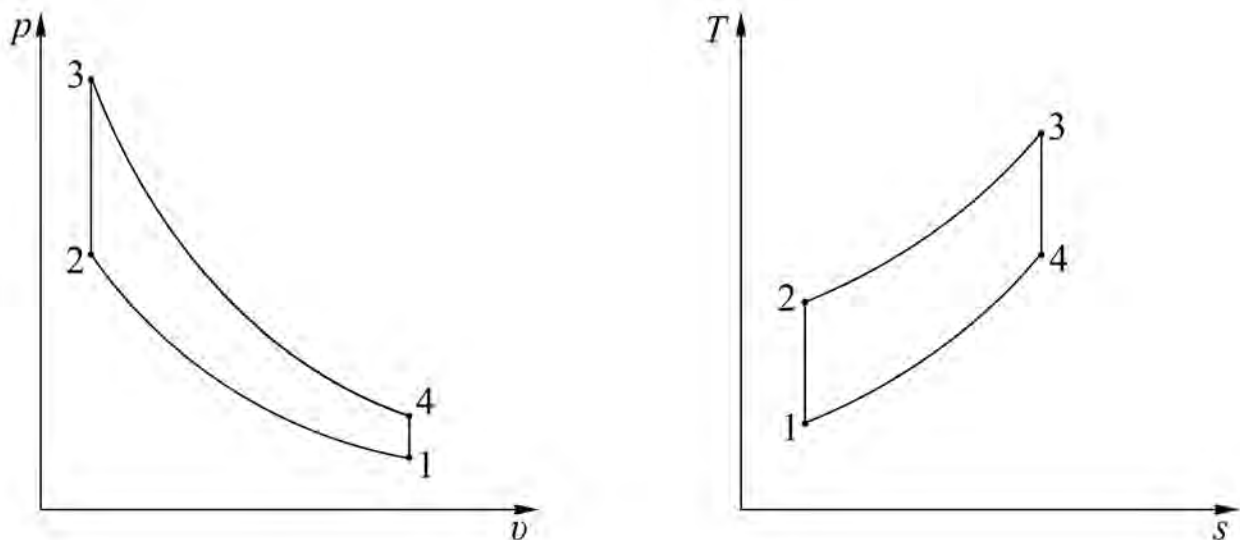


Рисунок 9.2 – Изображение цикла работы двигателя внутреннего сгорания с изохорным подводом теплоты в $p\nu$ - и Ts -диаграммах

Газ с начальными параметрами, соответствующими точке 1, сжимается по адиабате 1–2 до точки 2. В изохорном процессе 2–3 рабочему телу сообщается некоторое количество тепла (этот процесс соответствует сгоранию топлива в цилиндре двигателя). От точки 3 рабочее тело расширяется по адиабате 3–4. Затем по изохоре 4–1 рабочее тело возвращается в первоначальное состояние, при этом от него отводится теплота в теплоприемник.

Характеристиками цикла являются: степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{\nu_1}{\nu_2} \quad (9.1)$$

и степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2}. \quad (9.2)$$

Количество подводимой теплоты определяется по формуле

$$q_{\text{подв.}} = c_v \cdot (T_3 - T_2), \quad (9.3)$$

а количество отводимой теплоты – по формуле

$$q_{\text{отв.}} = c_v \cdot (T_4 - T_1). \quad (9.4)$$

Термический КПД цикла равен

$$\eta_t = 1 - \frac{q_{омв.}}{q_{подв.}} = 1 - \frac{c_v \cdot (T_4 - T_1)}{c_v \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}. \quad (9.5)$$

Можно определить параметры рабочего тела во всех характерных точках цикла.

В точке 2

$$\nu_2 = \frac{\nu_1}{\varepsilon}; \quad (9.6)$$

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{\nu_1}{\nu_2} \right)^k = p_1 \cdot \varepsilon^k; \quad (9.7)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{\nu_1}{\nu_2} \right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1}, \quad (9.8)$$

откуда

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}. \quad (9.9)$$

В точке 3

$$\nu_3 = \nu_2 = \frac{\nu_1}{\varepsilon}; \quad (9.10)$$

$$p_3 = p_2 \cdot \lambda = p_1 \cdot \varepsilon^k \cdot \lambda; \quad (9.11)$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda, \quad (9.12)$$

откуда

$$T_3 = T_2 \cdot \lambda = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda. \quad (9.13)$$

В точке 4

$$\nu_4 = \nu_1; \quad (9.14)$$

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^k = p_3 \cdot \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^k = \frac{p_3}{\varepsilon^k} = p_1 \cdot \lambda; \quad (9.15)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (9.16)$$

откуда

$$T_4 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = T_1 \cdot \lambda. \quad (9.17)$$

Подставляя полученные значения температур в уравнение для определения термического КПД, в конечном итоге получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (9.18)$$

Изображение цикла Дизеля – идеального термодинамического цикла ДВС с изохорным подводом тепла в $p\nu$ - и Ts -диаграммах приведено на рисунке 9.3.

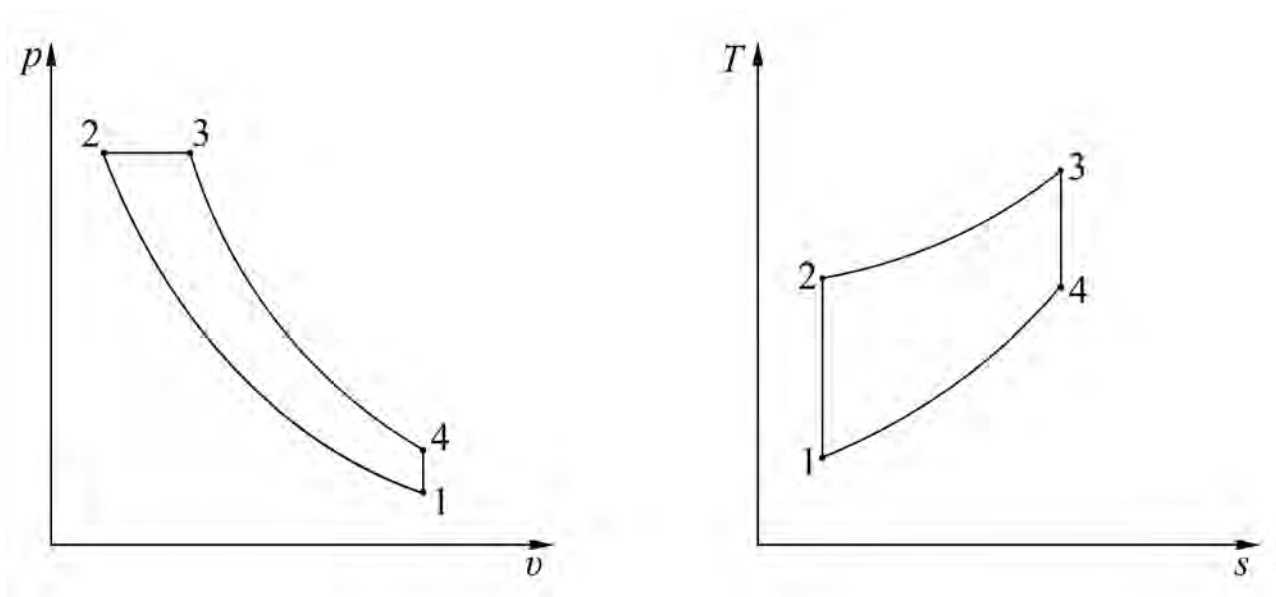


Рисунок 9.3 – Изображение цикла работы двигателя внутреннего сгорания с изобарным подводом теплоты в $p\nu$ - и Ts -диаграммах

Цикл с постепенным сгоранием топлива при постоянном давлении осуществляется следующим образом.

Газ с начальными параметрами, соответствующими точке 1, сжимается по адиабате 1–2 до точки 2. В изобарном процессе 2–3 рабочему телу сообщается некоторое количество тепла. От точки 3 рабочее тело расширяется

по адиабате 3–4 и затем по изохоре 4–1 возвращается в первоначальное состояние, при этом от него отводится теплота в теплоприемник.

Характеристиками цикла являются: степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} \quad (9.19)$$

и степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{v_3}{v_2}. \quad (9.20)$$

Количество подводимой теплоты определяется по формуле

$$q_{\text{подв.}} = c_p \cdot (T_3 - T_2), \quad (9.21)$$

а количество отводимой теплоты – по формуле

$$q_{\text{отв.}} = c_v \cdot (T_4 - T_1). \quad (9.22)$$

Термический КПД цикла равен

$$\eta_t = 1 - \frac{q_{\text{отв.}}}{q_{\text{подв.}}} = 1 - \frac{c_v \cdot (T_4 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k \cdot (T_3 - T_2)}. \quad (9.23)$$

Можно определить параметры рабочего тела во всех характерных точках цикла.

В точке 2

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon}; \quad (9.24)$$

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = p_1 \cdot \varepsilon^k; \quad (9.25)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1}, \quad (9.26)$$

откуда

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}. \quad (9.27)$$

В точке 3

$$\nu_3 = \nu_2 \cdot \rho = \nu_1 \cdot \frac{\rho}{\varepsilon}; \quad (9.28)$$

$$p_3 = p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^k; \quad (9.29)$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{\nu_3}{\nu_2} = \rho, \quad (9.30)$$

откуда

$$T_3 = T_2 \cdot \rho = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \rho. \quad (9.31)$$

В точке 4

$$\nu_4 = \nu_1; \quad (9.32)$$

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{\nu_3}{\nu_4} \right)^k = p_1 \cdot \varepsilon^k \cdot \left(\frac{\nu_2 \cdot \rho}{\nu_1} \right)^k = p_1 \cdot \rho^k; \quad (9.33)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{\nu_3}{\nu_4} \right)^{k-1} = \left(\frac{\nu_2}{\nu_1} \right)^{k-1}, \quad (9.34)$$

но

$$\frac{\rho}{\varepsilon} = \frac{\nu_1/\nu_2}{\nu_3/\nu_2} = \frac{\nu_1}{\nu_3}, \quad (9.35)$$

откуда

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \rho \cdot \frac{\rho^{k-1}}{\varepsilon^{k-1}} = T_1 \cdot \rho^k. \quad (9.36)$$

Подставляя полученные значения температур в уравнение для определения термического КПД, в конечном итоге получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot (\rho - 1)}. \quad (9.37)$$

Изображение цикла Тринклера – идеального термодинамического цикла ДВС со смешанным подводом тепла в $p\nu$ - и Ts -диаграммах приведено на рисунке 9.4.

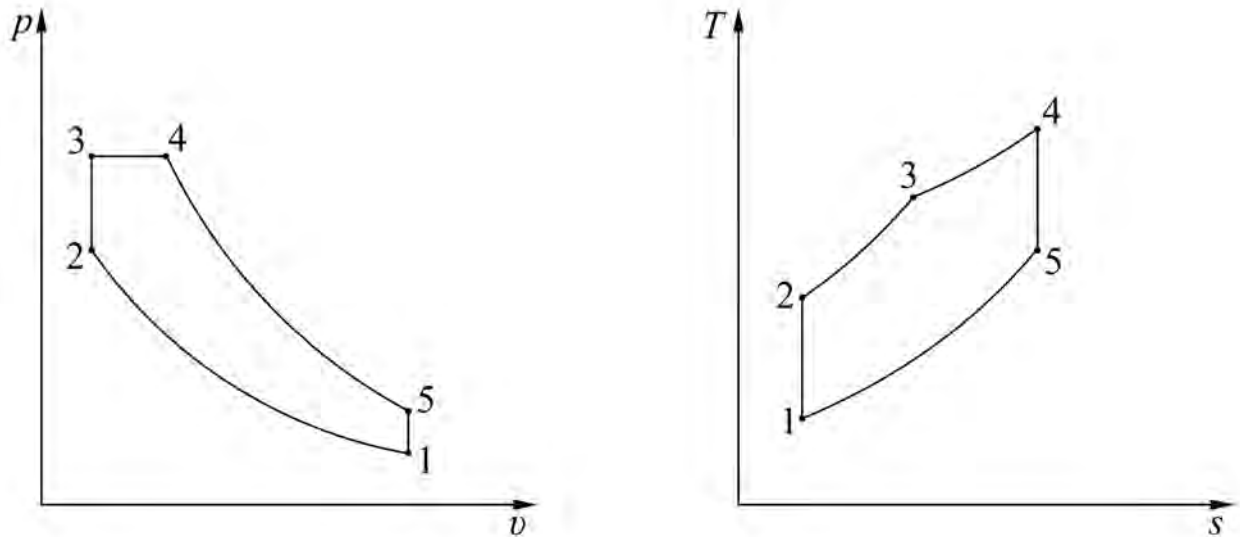


Рисунок 9.4 – Изображение цикла работы двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты в $p\nu$ - и Ts -диаграммах

Цикл со смешанным сгоранием топлива (при постоянном объеме и при постоянном давлении) осуществляется следующим образом.

Газ с начальными параметрами, соответствующими точке 1, сжимается по адиабате 1–2 до точки 2. Некоторая часть тепла подводится к рабочему телу в изохорном процессе 2–3, другая часть – в изобарном процессе 3–4. От точки 4 рабочее тело расширяется по адиабате и затем по изохоре 5–1 возвращается в первоначальное состояние, при этом теплота от него отводится в теплоприемник.

Характеристиками цикла являются: степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{\nu_1}{\nu_2}, \quad (9.38)$$

степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2} \quad (9.39)$$

и степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\nu_4}{\nu_3}. \quad (9.40)$$

Количество подводимой теплоты

$$q_{подв.} = q_{подв.1} + q_{подв.2}, \quad (9.41)$$

где первая доля подведенной теплоты определяется по формуле

$$q_{подв.1} = c_v \cdot (T_3 - T_2), \quad (9.42)$$

а вторая доля подведенной теплоты – по формуле

$$q_{подв.2} = c_p \cdot (T_4 - T_3). \quad (9.43)$$

Количество отводимой теплоты

$$q_{отв.} = c_v \cdot (T_5 - T_1). \quad (9.44)$$

Термический КПД цикла равен

$$\begin{aligned} \eta_t &= 1 - \frac{q_{отв.}}{q_{подв.}} = 1 - \frac{q_{отв.}}{q_{подв.1} + q_{подв.2}} = 1 - \frac{c_v \cdot (T_5 - T_1)}{c_v \cdot (T_3 - T_2) + c_p \cdot (T_4 - T_3)} = \\ &= 1 - \frac{T_5 - T_1}{(T_3 - T_2) + k \cdot (T_4 - T_3)}. \end{aligned} \quad (9.45)$$

Можно определить параметры рабочего тела во всех характерных точках цикла.

В точке 2

$$\nu_2 = \frac{\nu_1}{\varepsilon}; \quad (9.46)$$

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{\nu_1}{\nu_2} \right)^k = p_1 \cdot \varepsilon^k; \quad (9.47)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{\nu_1}{\nu_2} \right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1}, \quad (9.48)$$

откуда

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}. \quad (9.49)$$

В точке 3

$$\nu_3 = \nu_2 = \frac{\nu_1}{\varepsilon}; \quad (9.50)$$

$$p_3 = p_2 \cdot \lambda = p_1 \cdot \varepsilon^k \cdot \lambda; \quad (9.51)$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda, \quad (9.52)$$

откуда

$$T_3 = T_2 \cdot \lambda = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda. \quad (9.53)$$

В точке 4

$$\nu_4 = \nu_3 \cdot \rho = \nu_1 \cdot \frac{\rho}{\varepsilon}; \quad (9.54)$$

$$p_4 = p_3 = p_1 \cdot \varepsilon^k \cdot \lambda; \quad (9.55)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{\nu_4}{\nu_3} = \rho, \quad (9.56)$$

откуда

$$T_4 = T_3 \cdot \rho = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda \cdot \rho. \quad (9.57)$$

В точке 5

$$\nu_5 = \nu_1; \quad (9.58)$$

$$p_5 = p_4 \cdot \left(\frac{v_4}{v_5} \right)^k = p_1 \cdot \varepsilon^k \cdot \lambda \cdot \left(\frac{v_1 \cdot \rho}{v_1 \cdot \varepsilon} \right)^k = p_1 \cdot \rho^k \cdot \lambda; \quad (9.50)$$

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_5} \right)^{k-1} = \left(\frac{v_4}{v_1} \right)^{k-1}, \quad (9.60)$$

но

$$\frac{\rho}{\varepsilon} = \frac{v_4/v_3}{v_1/v_2} = \frac{v_4}{v_1}, \quad (9.61)$$

откуда

$$T_5 = T_4 \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \frac{\rho^{k-1}}{\varepsilon^{k-1}} = T_1 \cdot \lambda \cdot \rho^k. \quad (9.62)$$

Подставляя полученные значения температур в уравнение для определения термического КПД, в конечном итоге получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} \cdot ((\lambda - 1) + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1))}. \quad (9.63)$$

При одинаковых максимальных температурах наибольший термический КПД имеет цикл ДВС с подводом теплоты при постоянном давлении (цикл Дизеля), затем идет цикл со смешанным подводом теплоты (цикл Тринклера), а наименьший КПД имеет цикл ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме (цикл Отто).

В качестве рабочего тела при расчете циклов работы поршневых двигателей внутреннего сгорания принимается воздух, параметры его определяются по приложению Б.

Полезная работа цикла определяется как

$$l_u = q_{подв.} - q_{отв.} \quad (9.64)$$

Теоретическая мощность установки может быть рассчитана по формуле

$$N_m = l_u \cdot m \text{ (Вт)}, \quad (9.65)$$

где m – массовый расход рабочего тела, кг/с. Традиционно мощность ДВС указывается в лошадиных силах. 1 л. с. = 735 Вт.

Задачи

Задача 9.1. Поршневой двигатель внутреннего сгорания работает по циклу с подводом тепла при $V = const$ (циклу Отто). Определить основные параметры (температуру, давление, удельный объем) всех основных точек, количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу и термический коэффициент полезного действия цикла, если начальное давление 1,01 бар, начальная температура 20 °С, степень сжатия 7,2, степень повышения давления 3,5.

Задача 9.2. Поршневой двигатель внутреннего сгорания работает по циклу с подводом тепла при $V = const$ (циклу Отто). Определить основные параметры (температуру, давление, удельный объем) всех основных точек, количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу и термический коэффициент полезного действия цикла, если начальное давление 747 мм рт. ст., начальная температура 15 °С, давление в конце сжатия 1,7 МПа, давление в начале расширения 5,9 МПа.

Задача 9.3. Поршневой двигатель внутреннего сгорания работает по циклу с подводом тепла при $V = const$ (циклу Отто). Определить основные параметры (температуру, давление, удельный объем) всех основных точек, количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу и термический коэффициент полезного действия цикла, если начальное давление 1007 гПа, начальная температура 25 °С, температура в конце сжатия 412 °С, температура в начале расширения 2300 °С.

Задача 9.4. Поршневой двигатель внутреннего сгорания работает по циклу с подводом тепла при $p = const$ (циклу Дизеля). Определить основные параметры (температуру, давление, удельный объем) всех основных точек, количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу и термический коэффициент полезного действия цикла, если начальное давление 1 бар, начальная температура 20 °С, степень сжатия 16, степень предварительного расширения 2,0.

Задача 9.5. Поршневой двигатель внутреннего сгорания работает по циклу с подводом тепла при $p = const$ (циклу Дизеля). Определить основные параметры (температуру, давление, удельный объем) всех основных точек, количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу и термический коэффициент полезного действия цикла, если начальное давление 763 мм рт. ст., начальная температура 18 °С, температура в конце сжатия 690 °С, давление в конце сжатия 6,75 МПа.

Задача 9.6. Поршневой двигатель внутреннего сгорания работает по циклу со смешанным подводом тепла (циклу Тринклера). Определить основные

параметры (температуру, давление, удельный объем) всех основных точек, количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу и термический коэффициент полезного действия цикла, если начальное давление $1,03 \text{ ат}$, начальная температура $22 \text{ }^{\circ}\text{C}$, степень сжатия 18, степень повышения давления 2,4, степень предварительного расширения 1,8.

Задача 9.7. Поршневой двигатель внутреннего сгорания работает по циклу со смешанным подводом тепла (циклу Тринклера). Определить основные параметры (температуру, давление, удельный объем) всех основных точек, количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу и термический коэффициент полезного действия цикла, если начальное давление $100,658 \text{ кПа}$, начальная температура $27 \text{ }^{\circ}\text{C}$, давление в конце сжатия $4,05 \text{ МПа}$, давление в начале расширения $4,86 \text{ МПа}$, степень предварительного расширения 1,2.

Задача 9.8. Поршневой двигатель внутреннего сгорания работает по циклу с подводом тепла при $p = \text{const}$ (циклу Дизеля). Определить основные параметры (температуру, давление, удельный объем) всех основных точек, количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу и термический коэффициент полезного действия цикла, а также теоретическую мощность двигателя, если начальное давление 759 мм рт. ст. , начальная температура $17 \text{ }^{\circ}\text{C}$, температура в конце сжатия $615 \text{ }^{\circ}\text{C}$, температура в начале расширения $2220 \text{ }^{\circ}\text{C}$, массовый расход воздуха $0,85 \text{ т/час}$.

Задача 9.9. Поршневой двигатель внутреннего сгорания работает по циклу со смешанным подводом тепла (циклу Тринклера). Определить основные параметры (температуру, давление, удельный объем) всех основных точек, количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу и термический коэффициент полезного действия цикла, а также теоретическую мощность двигателя, если начальное давление 1020 гПа , начальная температура $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$, температура в конце сжатия $970 \text{ }^{\circ}\text{C}$, температура в начале расширения $3200 \text{ }^{\circ}\text{C}$, давление в начале расширения $101,4 \text{ бар}$, объемный расход воздуха на входе $13,5 \text{ м}^3/\text{мин}$.

Задача 9.10. Поршневой двигатель внутреннего сгорания работает по циклу с подводом тепла при $V = \text{const}$ (циклу Отто). Определить теоретическую мощность двигателя, если начальное давление 1 атм , начальная температура $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$, степень сжатия $\varepsilon = 4,6$, степень повышения давления $\lambda = 2,0$, рабочий объем двигателя $3,285 \text{ л}$, частота вращения коленчатого вала 2800 об/мин .

ЦИКЛ РЕНКИНА

Теоретическое введение

Цикл Ренкина представляет собой основной цикл работы паросиловых установок. Все существующие или когда-либо существовавшие паросиловые установки работают именно по этому циклу. В настоящее время наиболее широко паросиловые установки используются на тепловых электростанциях при выработке электроэнергии. Принципиальная схема такой паросиловой установки приведена на рисунке 10.1.

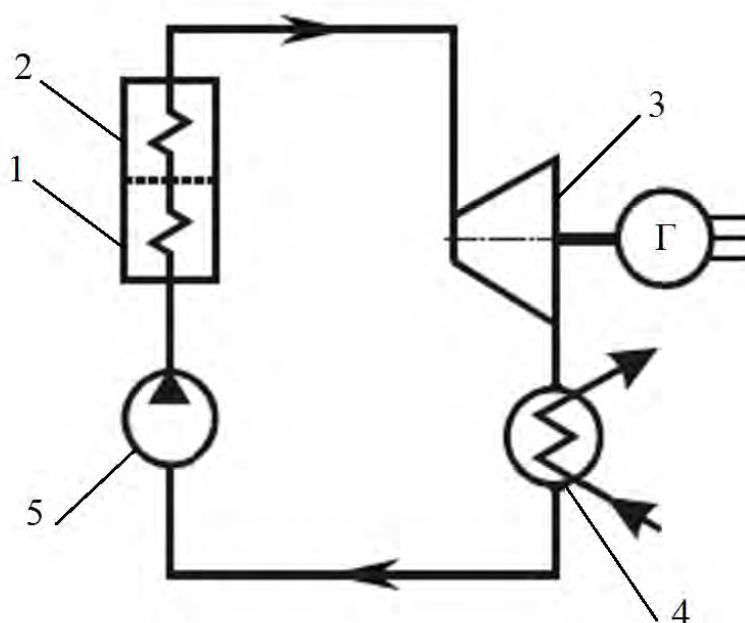


Рисунок 10.1 – Принципиальная схема паросиловой установки

В паросиловых установках топливо и окислитель, которым обычно служит кислород воздуха, непрерывно поступает в топку парового котла. В топке парового котла топливо сгорает с выделением теплоты. Эта теплота передается рабочему телу – воде, превращая ее в парогенераторе 1 парового котла в насыщенный пар. Из парогенератора полученный насыщенный пар поступает в пароперегреватель 2, где превращается в перегретый, обладающий большой энергией.

Из пароперегревателя парового котла перегретый пар поступает в паровую турбину 3. Расширяясь в ступенях турбины, пар совершает работу, приводя во вращение ротор турбины. Механическая энергия вращения вала турбины передается электрогенератору, вырабатывающему электроэнергию, которая направляется по линиям электропередачи к потребителю.

Расширившийся в турбине отработанный пар подается в конденсатор 4, где он конденсируется, отдавая тепло охлаждающей воде. Образующийся в результате конденсат откачивается из конденсатора и после ряда технологических операций при помощи насоса 5 подается в паровой котел. Цикл замыкается.

Особенностью цикла Ренкина является то, что в качестве рабочего тела в нем используется водяной пар. Параметры пара, необходимые для расчетов, могут быть найдены при помощи is -диаграммы и таблиц водяного пара.

Изображение цикла Ренкина в is -диаграмме дано на рисунке 10.2.

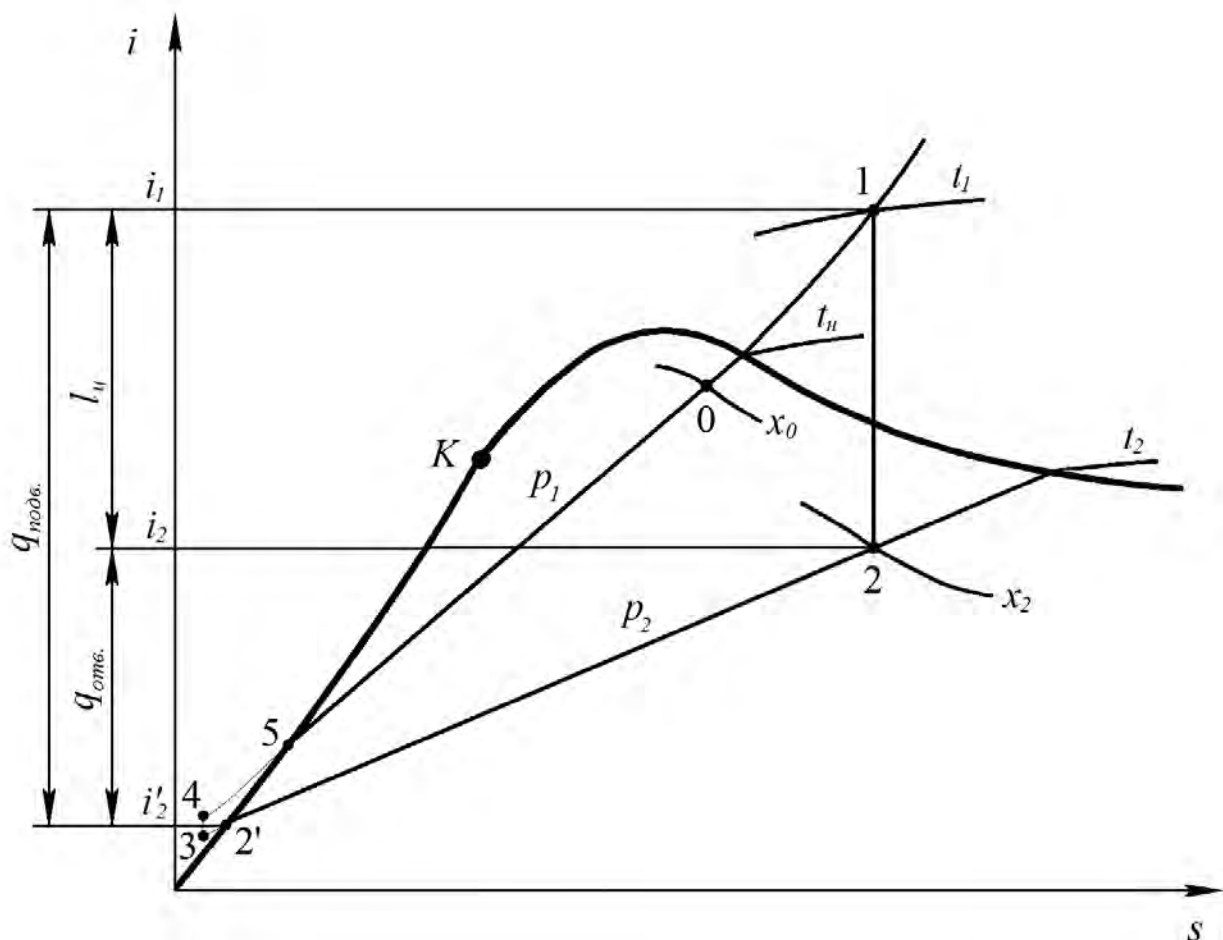


Рисунок 10.2 – Изображение цикла Ренкина в is -диаграмме

За начальную точку цикла принимается точка, соответствующая состоянию перегретого пара, поступающего из пароперегревателя парового котла в турбину (точка 1). Процесс расширения пара в турбине 1–2 протекает адиабатно. Точка 2 соответствует состоянию расширившегося в турбине отработанного пара, поступающего затем в конденсатор. В конденсаторе при отводе тепла пар конденсируется, процесс отвода тепла 2–3 протекает при постоянном давлении p_2 . В результате на выходе из конденсатора получается

конденсат (вода) с температурой несколько ниже температуры кипения (точка 3). Полученный конденсат хранится в баке и по мере необходимости насосом закачивается в парогенератор парового котла (адиабатный процесс 3–4). При подведении тепла в парогенераторе вода нагревается до температуры кипения (точка 5) и затем, в процессе кипения, превращается в насыщенный пар. На выходе из парогенератора в пароперегревателе (точка 0) пар имеет некоторую остаточную влажность: $x_0 < 1$. В пароперегревателе пар подсушивается до состояния сухого насыщенного ($x = 1$), а затем перегревается до исходного состояния точки 1. Цикл, таким образом, замыкается. Процесс подвода тепла 4–5–0–1 протекает при постоянном давлении p_1 . Давление p_1 называют начальным давлением пара на входе в турбину или давлением в котле, а давление p_2 – конечным давлением пара на выходе из турбины или давлением в конденсаторе.

Поскольку точки 3 и 4 находятся за нижней пограничной кривой, определение их параметров, то есть параметров воды с температурой ниже температуры кипения, представляется достаточно сложным. Для упрощения при приближенных расчетах часть цикла, лежащая за нижней пограничной кривой, на рисунке 10.2 показанная тонкими линиями, условно отбрасывается. При этом затратами энергии на сжатие воды насосом пренебрегают, поскольку они относительно невелики. Таким образом, точки 3 и 4 совпадают, и эти совпадающие точки находятся на нижней пограничной кривой – их заменяют точкой 2'. В результате реально протекающий процесс 2–3–4–5 заменяется условным процессом 2–2'–5. В дальнейшем цикл Ренкина будет рассматриваться именно в таком упрощенном виде. Тогда процесс подвода тепла будет протекать по пути 2'–5–0–1, а процесс отвода тепла – по пути 2–2'.

Термический КПД цикла Ренкина, как и любого термодинамического цикла теплового двигателя, в общем случае можно рассчитать как

$$\eta_t = \frac{l_u}{q_{подв.}}. \quad (10.1)$$

Полезная работа цикла может быть определена как разность подведенного $q_{подв.}$ и отведенного $q_{отв.}$ в цикле тепла

$$l_u = q_{подв.} - q_{отв.}. \quad (10.2)$$

Поскольку, как было отмечено ранее, процессы подвода и отвода тепла являются изобарными, количество подводимого тепла можно определить как

$$q_{подв.} = i_1 - i_2', \quad (10.3)$$

а количество отводимого тепла – как

$$q_{отв.} = i_2 - i'_2. \quad (10.4)$$

Подставляя эти значения в формулу (10.2), получим

$$l_u = i_1 - i'_2 - i_2 + i'_2 = i_1 - i_2, \quad (10.5)$$

то есть полезная работа цикла Ренкина равна разности энтальпий пара на входе в турбину и на выходе из нее.

Подставив полученные значения в формулу (10.1), можно термический КПД цикла Ренкина также выразить через энтальпии:

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i'_2}. \quad (10.6)$$

Теоретический удельный расход пара d_0 (на получение единицы полезной работы) определяется по формуле

$$d_0 = \frac{1}{l_u} = \frac{1}{i_1 - i_2}, \text{ кг/кДж}. \quad (10.7)$$

Таким образом, расчет цикла Ренкина сводится к определению энтальпии в точках 1, 2 и 2'. Параметры точек 1 и 2 определяются графически при помощи *is*-диаграммы. В случае, если указана температура перегрева Δt , температура перегретого пара определяется как

$$t_1 = t_n + \Delta t, \quad (10.8)$$

где t_n – температура насыщенного пара при данном давлении. Энтальпия точки 2' находится по таблицам насыщенного водяного пара (приложения В, Г) как энтальпия кипящей воды i' при давлении p_2 .

Часто также требуется определить конечную степень сухости отработанного пара на выходе из турбины x_2 . Это требование связано с тем, что по условиям безопасной эксплуатации паровых турбин ограничивается минимальное допустимое значение $x_2 = 0,87 \div 0,85$. Определяется величина степени сухости x_2 графически по *is*-диаграмме водяного пара.

Основными путями повышения эффективности паросиловых установок являются увеличение начальной температуры t_1 и начального давления p_1 перегретого пара, а также снижение давления в конденсаторе p_2 . И повышение давления p_1 , и понижение давления p_2 вызывают понижение степени сухости отработанного пара x_2 , которая при этом может опускаться значительно ниже предельно допустимых значений. Для того, чтобы обеспечить безопасные значения x_2 , при использовании пара высоких начальных параметров и при

низком давлении в конденсаторе применяют промежуточный перегрев пара. Изображение цикла Ренкина с промежуточным перегревом пара в is -диаграмме дано на рисунке 10.3.

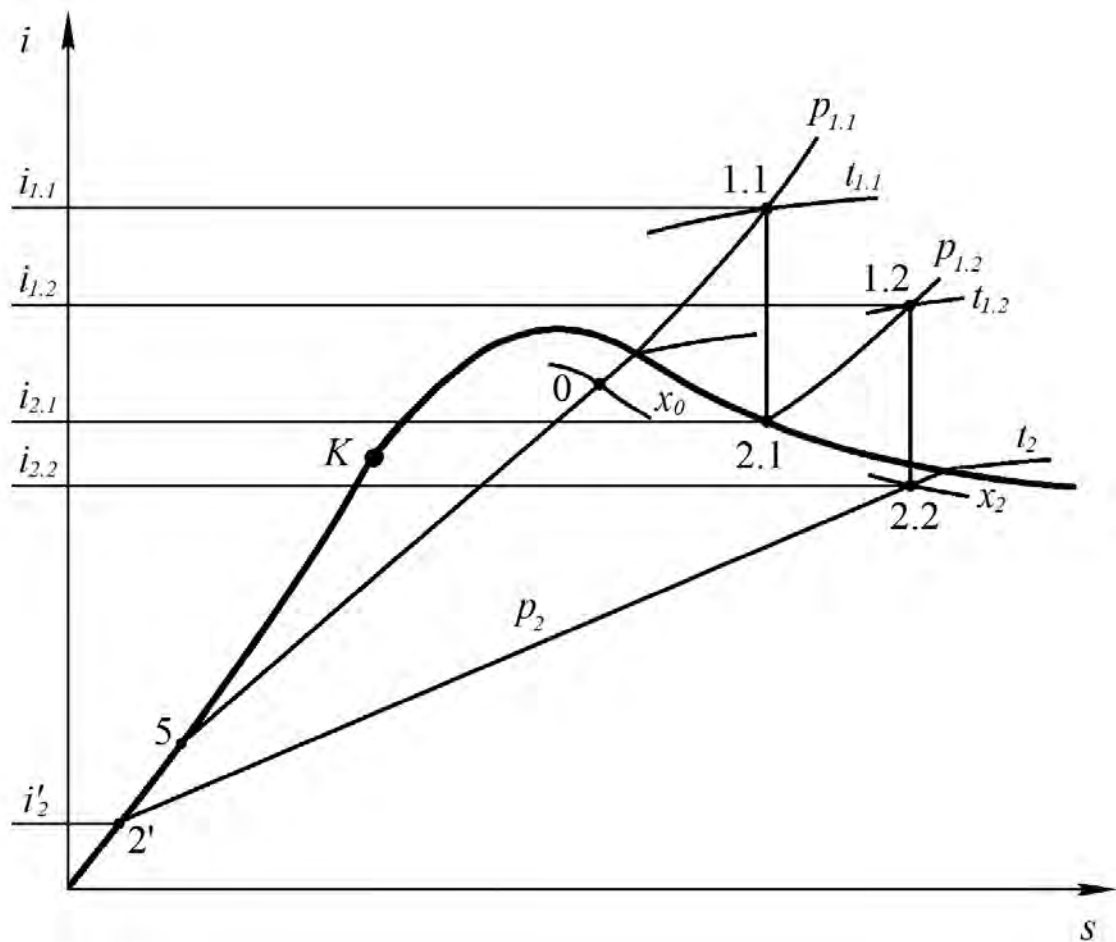


Рисунок 10.3 – Изображение цикла Ренкина с промежуточным перегревом пара в is -диаграмме

Пар с начальным давлением $p_{1,1}$ и начальной температурой $t_{1,1}$ (точка 1.1) поступает в первую ступень турбины и расширяется до промежуточного давления $p_{1,2}$ (точка 2.1). При давлении $p_{1,2}$ пар из первой ступени поступает в пароперегреватель, где нагревается до температуры $t_{1,2}$ (точка 1.2), после чего поступает во вторую ступень турбины и расширяется там до конечного давления p_2 (точка 2.2). Как видно, конечная степень сухости отработанного пара x_2 при этом значительно увеличивается. При правильном выборе параметров промежуточного перегрева ($p_{1,2}$, $t_{1,2}$) термический КПД цикла Ренкина также может увеличиться примерно на 1–2 %.

При использовании промежуточного перегрева пара формулы (10.3)–(10.7) примут вид:

$$q_{подв.} = (i_{1.1} - i'_2) + (i_{1.2} - i_{2.1}), \quad (10.9)$$

$$q_{отв.} = i_{2.2} - i'_2, \quad (10.10)$$

$$l_u = (i_{1.1} - i_{2.1}) + (i_{1.2} - i_{2.2}), \quad (10.11)$$

$$\eta_t = \frac{(i_{1.1} - i_{2.1}) + (i_{1.2} - i_{2.2})}{(i_{1.1} - i'_2) + (i_{1.2} - i_{2.1})}, \quad (10.12)$$

$$d_0 = \frac{1}{(i_{1.1} - i_{2.1}) + (i_{1.2} - i_{2.2})}, \text{ кг/кДж.} \quad (10.13)$$

В некоторых случаях применяется также двукратный промежуточный перегрев пара.

Задачи

Задача 10.1. Определить количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу, теоретический удельный расход пара и термический КПД цикла Ренкина, а также конечную степень сухости отработанного пара на выходе из турбины, если начальное давление пара на входе в турбину 4 МПа, начальная температура 570 °С, давление в конденсаторе 10 кПа.

Задача 10.2. Определить количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу, теоретический удельный расход пара и термический КПД цикла Ренкина, а также конечную степень сухости отработанного пара, если на входе в турбину при давлении 10 бар пар был перегрет на 400 °С, а давление на выходе из турбины равно 0,05 бар.

Задача 10.3. Определить количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу, теоретический удельный расход пара и термический КПД цикла Ренкина, а также конечную степень сухости отработанного пара, если при начальном давлении пара на входе в турбину 2 МПа его удельный объем составляет 0,2 м³/кг, а давление в конденсаторе равно 6 кПа.

Задача 10.4. Определить количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу, теоретический удельный расход пара и термический КПД цикла Ренкина, а также конечную степень сухости отработанного пара, если удельный объем пара на входе в турбину равен 0,25 м³/кг при начальной температуре 550 °С, а на выходе из турбины – 20 м³/кг.

Задача 10.5. Определить количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу, теоретический удельный расход пара и термический КПД цикла Ренкина, если начальное давление пара на входе в турбину 6 МПа , начальная температура 540°C , а конечная степень сухости отработанного пара на выходе из турбины $0,86$.

Задача 10.6. Определить количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу, теоретический удельный расход пара и термический КПД цикла Ренкина, а также конечную степень сухости отработанного пара, если начальная температура пара на входе в турбину 480°C , начальное давление 15 бар , температура в конденсаторе 35°C .

Задача 10.7. Как изменится термический КПД цикла Ренкина, теоретический удельный расход пара и конечная степень сухости отработанного пара на выходе из турбины, если при начальном давлении пара на входе в турбину 3 МПа , начальная температура повысится с 500°C до 580°C . Давление в конденсаторе равно 5 кПа .

Задача 10.8. Как изменится термический КПД цикла Ренкина, теоретический удельный расход пара и конечная степень сухости отработанного пара на выходе из турбины, если при начальной температуре пара на входе в турбину 550°C , начальное давление повысится с 3 МПа до 5 МПа . Давление в конденсаторе равно 5 кПа .

Задача 10.9. Как изменится термический КПД цикла Ренкина, теоретический удельный расход пара и конечная степень сухости отработанного пара, если при начальном давлении пара на входе в турбину 35 бар и начальной температуре 550°C давление на выходе из турбины понизится с 6 бар до 3 бар .

Задача 10.10. Определить количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу, теоретический удельный расход пара и термический КПД цикла Ренкина, а также конечную степень сухости отработанного пара, если начальное давление пара на входе в турбину 30 МПа , начальная температура 650°C , давление в конденсаторе 3 кПа .

Задача 10.11. Определить количество подведенного и отведенного тепла, полезную работу, теоретический удельный расход пара и термический КПД цикла Ренкина, а также конечную степень сухости отработанного пара, если начальное давление пара на входе в турбину 30 МПа , начальная температура 650°C , давление в конденсаторе 3 кПа , однократный промежуточный перегрев пара осуществляется при давлении 2 МПа до температуры 550°C ,

ЦИКЛЫ КОМПРЕССОРОВ**Теоретическое введение**

Компрессором называется машина для сжатия газов. Различные типы компрессоров широко применяются в самых разнообразных областях техники. По конструктивным признакам компрессоры подразделяются на две группы: объемные компрессоры (или компрессоры статического сжатия) и лопаточные компрессоры (или компрессоры динамического сжатия). В свою очередь, объемные компрессоры делятся на два типа – поршневые и ротационные. Несмотря на большие конструктивные различия компрессоров разных типов, термодинамические принципы их действия аналогичны. Процессы, протекающие в компрессорах, описываются одними и теми же уравнениями. Исследование и анализ процессов, происходящих в любой машине для сжатия газа, будут рассмотрены далее на примере наиболее простого одноступенчатого поршневого компрессора, в котором все процессы являются достаточно наглядными и хорошо изучены. Схема такого компрессора представлена на рисунке 11.1.

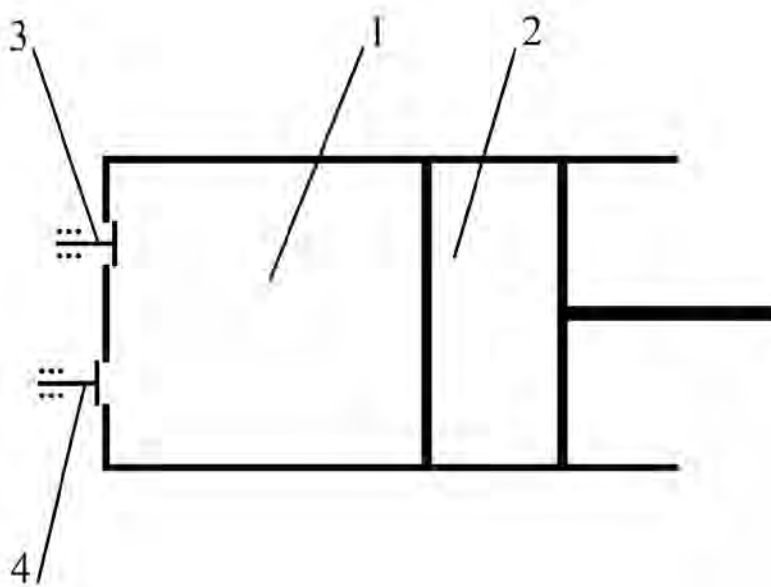


Рисунок 11.1 – Схема поршневого компрессора

В цилиндре 1 движется поршень 2, совершающий возвратно-поступательное движение. При движении поршня слева направо происходит

всасывание рабочего тела (при этом всасывающий клапан 3 открыт) при практически постоянном давлении. После того как поршень дойдет до правого крайнего положения, процесс всасывания заканчивается, клапан 3 закрывается и поршень начинает двигаться в обратном направлении – справа налево. Давление газа в цилиндре повышается. Когда давление газа достигает значения, определяемого пружиной, установленной на нагнетательном клапане, открывается нагнетательный клапан 4 и сжатый газ поступает в резервуар для хранения или потребителям. Дойдя до левого крайнего положения, поршень вновь начинает двигаться слева направо, и процесс повторяется. Рабочий процесс компрессора совершается за один оборот вала или два хода поршня. Поршню сообщается возвратно-поступательное движение через кривошипно-шатунный механизм от внешнего источника работы.

Теоретический одноступенчатый компрессор рассматривается при следующих допущениях. Геометрический объем цилиндра компрессора равен рабочему объему (отсутствует вредное пространство). Отсутствуют потери работы на трение. Всасывание газа в цилиндр и его нагнетание в резервуар осуществляются при постоянном давлении.

Изображение теоретического цикла работы компрессора в p - v -диаграмме представлено на рисунке 11.2.

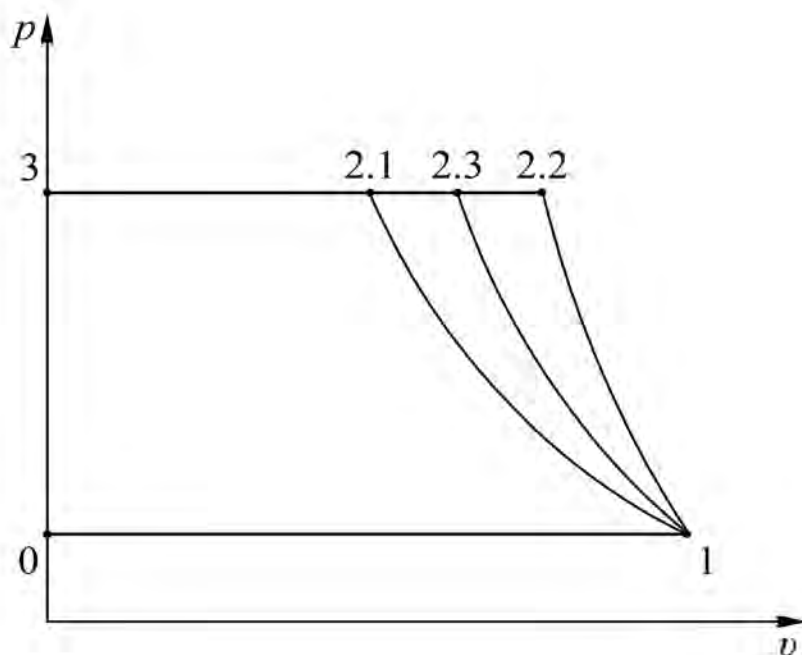


Рисунок 11.2 – Изображение цикла работы компрессора в p - v -диаграмме

При движении поршня слева направо открывается всасывающий клапан и происходит наполнение цилиндра газом при постоянном давлении p_1 . Этот процесс изображается на диаграмме линией 0–1, которая называется линией всасывания. При обратном движении поршня справа налево всасывающий клапан закрывается и происходит сжатие газа. По достижении заданного

давления p_2 весь сжатый газ выталкивается из цилиндра при постоянном давлении через открывшийся нагнетательный клапан. Кривая 1–2 изображает процесс сжатия. Линия 2–3 называется линией нагнетания. Следует отметить, что линии всасывания и нагнетания не изображают термодинамические процессы, так как состояние рабочего тела в них остается неизменным, а меняется только его количество. В начале следующего хода поршня слева направо нагнетательный клапан закрывается, давление в цилиндре теоретически мгновенно падает от p_2 до p_1 , открывается всасывающий клапан и далее весь рабочий процесс сжатия газа повторяется.

Отношение конечного давления сжатого газа p_2 к начальному его давлению p_1 называют степенью увеличения давления в компрессоре (степенью сжатия) x :

$$x = \frac{p_2}{p_1}. \quad (11.1)$$

Процесс сжатия газа в компрессоре в зависимости от условий протекания теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра может осуществляться по изотерме 1–2.1, адиабате 1–2.2 и политропе 1–2.3. Сжатие по каждому из трех процессов дает различную величину затраченной работы.

Сжатие по изотерме дает наименьшую затрату работы. Вся энергия, подводимая в форме работы, отводится от газа в форме теплоты. Сжатие по адиабате дает наибольшую затрату работы. При этом вся энергия, подводимая в форме работы, идет на изменение энтальпии газа. При политропном сжатии величина работы принимает промежуточное значение.

Основной целью термодинамического расчета компрессора является определение величины работы, затрачиваемой на получение 1 кг сжатого газа и, в конечном итоге, определение мощности приводного двигателя.

При изотермическом процессе сжатия конечная температура газа будет равна начальной:

$$t_2 = t_1. \quad (11.2)$$

Работа в процессе изотермического сжатия определяется по уравнению

$$l_{(\text{изотерм.})} = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} = R \cdot T \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (11.3)$$

Работа привода компрессора равна работе изотермического сжатия

$$l_{\text{пр.}(\text{изотерм.})} = l_{(\text{изотерм.})} = R \cdot T \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (11.4)$$

Количество отводимого тепла

$$q_{отв.} = l_{(изотерм.)} = R \cdot T \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (11.5)$$

При адиабатном процессе сжатия конечную температуру можно определить исходя из соотношения начальных и конечных параметров как

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (11.6)$$

Работа в адиабатном процессе определяется по уравнению

$$l_{(адиабатн.)} = \frac{1}{k-1} \cdot (p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1) = \frac{1}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right). \quad (11.7)$$

Работа привода компрессора в k раз больше работы адиабатного сжатия

$$l_{пр.(адиабатн.)} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right). \quad (11.8)$$

Количество отводимого тепла

$$q_{отв.} = 0. \quad (11.9)$$

При политропном процессе сжатия конечную температуру можно определить как

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (11.10)$$

Работа в политропном процессе определяется по уравнению

$$l_{(\text{политропн.})} = \frac{1}{n-1} \cdot (p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1) = \frac{1}{n-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right). \quad (11.11)$$

Работа привода компрессора в n раз больше работы политропного сжатия

$$l_{\text{пр.}(\text{политропн.})} = \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right). \quad (11.12)$$

Количество отводимого тепла

$$q_{\text{отв.}} = c_v \cdot \frac{n-k}{n-1} \cdot (T_1 - T_2). \quad (11.13)$$

Объемный расход полученного сжатого газа, исходя из параметрического уравнения состояния, будет равен

$$V_{\text{вых.}} = \frac{m \cdot R \cdot T_2}{p_2}. \quad (11.14)$$

Уменьшение производительности компрессора с увеличением давления сжатого газа не позволяет получать газы высокого давления в одном цилиндре. Кроме того, при высоких давлениях сжатия температура газа может превысить температуру самовоспламенения смазочного масла в цилиндре, что недопустимо. Обычно одноступенчатый компрессор применяется для сжатия газа до давлений 6–10 *бар*.

Для получения газа высокого давления применяют многоступенчатые компрессоры, в которых сжатие газа осуществляется политропно в нескольких последовательно соединенных цилиндрах с промежуточным его охлаждением после каждого сжатия. Ступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением приближает рабочий процесс компрессора к наиболее экономичному изотермическому процессу.

Применение сжатия газа в нескольких цилиндрах ведет к понижению отношения давлений в каждом из них и повышает объемный КПД компрессора. Кроме того, промежуточное охлаждение газа после каждой ступени улучшает условия смазки поршня в цилиндре и уменьшает расход энергии на привод компрессора.

Охлаждение рабочего тела во всех охладителях производится, как правило, до одной и той же температуры, равной начальной температуре T_1 .

Отношение давлений во всех ступенях обычно также берется одинаковым:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_4}{p_3} = \dots = \frac{p_n}{p_{n-1}} = x. \quad (11.15)$$

Это соотношение давлений обеспечивает минимальную для принятых условий работу на привод многоступенчатого компрессора.

При одинаковых отношениях давлений во всех ступенях, равенстве начальных температур и равенстве показателей политропы будут равны между собой и конечные температуры газа в отдельных ступенях компрессора:

$$T_2 = T_4 = \dots = T_n. \quad (11.16)$$

Степень увеличения давления в каждой ступени многоступенчатого компрессора равна для z ступеней

$$x = \sqrt[z]{\frac{p_n}{p_1}}. \quad (11.17)$$

При равенстве температур газа на входе в каждую ступень и равенстве отношений давлений во всех цилиндрах получаем равенство затраченных работ во всех ступенях компрессора:

$$l_{np.1} = l_{np.2} = \dots = l_{np.z}, \quad (11.18)$$

откуда полная работа привода компрессора, расходуемая на сжатие газа во всех ступенях компрессора, равна

$$l_{np.K} = z \cdot l_{np.1}. \quad (11.19)$$

При одинаковых условиях сжатия газа количества теплоты, отводимые от газа в отдельных ступенях, будут равны между собой:

$$q_{отв.1} = q_{отв.2} = \dots = q_{отв.z}, \quad (11.20)$$

а общее количество теплоты, отводимое во всех ступенях компрессора

$$q_{отв.K} = z \cdot q_{отв.1}. \quad (11.21)$$

Работа привода и количество отводимой теплоты для одной ступени компрессора могут быть рассчитаны соответственно по формулам (11.12) и (11.13).

Теплоту, отводимую от газа в любом охладителе при изобарном охлаждении, можно найти по формуле

$$Q_{охл.} = m_{охл.} \cdot c_{p\ охл.} \cdot \Delta t_{охл.}, \quad (11.22)$$

где $m_{охл.}$ – массовый расход охладителя, $кг/с$, $c_{p\ охл.}$ – массовая изобарная теплоемкость охладителя, $Дж/кг \cdot град$, $\Delta t_{охл.}$ – разность температур охладителя.

Теоретическая мощность привода компрессора определяется как

$$N_m = l_{np.} \cdot m, \quad (11.23)$$

где m – массовый расход газа, $кг/с$. В свою очередь, при известной производительности компрессора на входе или на выходе, массовый расход газа может быть найден по формуле

$$m = V \cdot \rho = \frac{V}{v}, \quad (11.24)$$

где v – удельный объем газа в данном состоянии, определяемый из параметрического уравнения состояния.

Задачи

Задача 11.1. Воздух с начальным давлением 743 мм рт. ст. и начальной температурой $19\text{ }^{\circ}\text{C}$ сжимается изотермически в одноступенчатом компрессоре до давления 5 ат. Определить количество отведенного при этом тепла.

Задача 11.2. Углекислый газ с начальным давлением 10260 кг/м^2 и начальной температурой $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ сжимается адиабатно в одноступенчатом компрессоре до давления 45000 кг/м^2 . Определить работу сжатия, работу привода компрессора и конечную температуру газа.

Задача 11.3. Азот с начальным давлением 1025 гПа и начальной температурой $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ сжимается политропно с показателем политропы $1,2$ в одноступенчатом компрессоре до давления $0,6\text{ МПа}$. Определить работу сжатия, работу привода компрессора, количество отведенного тепла и конечную температуру газа.

Задача 11.4. Метан с начальным давлением $1,05\text{ ат}$ и начальной температурой $21\text{ }^{\circ}\text{C}$ сжимается в одноступенчатом компрессоре до давления $5,5\text{ ат}$. Определить работу привода компрессора, количество отведенного тепла и конечную температуру газа, если сжатие происходит изотермически, адиабатно и политропно с показателем политропы $1,17$.

Задача 11.5. Воздух с начальным давлением $1,02 \text{ бар}$ и начальной температурой 22°C сжимается изотермически в одноступенчатом компрессоре до давления $6,5 \text{ бар}$. Производительность компрессора по выходу $1,2 \text{ м}^3/\text{с}$. Определить массовый расход охлаждающей воды, если в рубашку компрессора она поступает с температурой 5°C , а на выходе имеет температуру 18°C .

Задача 11.6. Аргон с начальным давлением $0,98 \text{ атм}$ и начальной температурой 20°C сжимается адиабатно в одноступенчатом компрессоре до давления $5,8 \text{ атм}$. Определить теоретическую мощность привода компрессора, если расход газа равен $0,8 \text{ кг/с}$.

Задача 11.7. Этилен с начальным давлением $1,02 \text{ атм}$ и начальной температурой 24°C сжимается политропно с показателем политропы $1,18$ в одноступенчатом компрессоре до давления $0,8 \text{ МПа}$. Определить теоретическую мощность привода компрессора, если его производительность по выходу $0,75 \text{ м}^3/\text{с}$, а также массовый расход охлаждающей воды, если в рубашку компрессора она поступает с температурой 7°C , а на выходе имеет температуру на 5°C ниже конечной температуры сжатого газа.

Задача 11.8. Воздух с начальным давлением 1002 гПа и начальной температурой 18°C сжимается политропно с показателем политропы $1,2$ в двухступенчатом компрессоре до давления $1,25 \text{ МПа}$. Определить работу привода компрессора, количество отведенного тепла и конечную температуру воздуха.

Задача 11.9. Кислород с начальным давлением $0,98 \text{ бар}$ и начальной температурой 14°C сжимается политропно с показателем политропы $1,22$ в двухступенчатом компрессоре до давления 18 бар . Определить теоретическую мощность привода компрессора, если его производительность по входу $1,25 \text{ м}^3/\text{с}$.

Задача 11.10. Водород с начальным давлением $1,2 \text{ ат}$ и начальной температурой 20°C сжимается политропно с показателем политропы $1,17$ в трехступенчатом компрессоре до давления 16 ат . Определить массовый расход охлаждающей воды, производительность компрессора $0,75 \text{ кг/с}$, в рубашку компрессора вода поступает с температурой 10°C , а на выходе имеет температуру на 5°C ниже конечной температуры сжатого газа.

Задача 11.11. Азот с начальным давлением 780 мм рт. ст. и начальной температурой 10°C сжимается в компрессоре политропно с показателем политропы $1,18$ до давления $1,15 \text{ МПа}$. Определить работу привода компрессора, количество отведенного тепла и конечную температуру газа при одноступенчатом, двухступенчатом и трехступенчатом сжатии.

ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН**Теоретическое введение**

Холодильными машинами называются машины, непрерывно поддерживающие температуры тел ниже температуры окружающей среды. При этом, в соответствии со вторым законом термодинамики, затрачивая механическую энергию, отнимают теплоту от источника с низкой температурой и переносят ее к источнику с более высокой температурой.

Наибольшее распространение получили две основные группы холодильных машин. К первой группе относятся газовые или воздушные установки, в которых в качестве рабочего тела используются газообразные вещества. Ввиду низкой эффективности и больших габаритов отдельных агрегатов такие установки широкого распространения не получили. Ко второй группе относятся компрессорные паровые (парокомпрессионные) установки, рабочим телом в которых являются пары различных веществ. Паровые холодильные установки, обладающие большой надежностью действия, являются наиболее распространенными в промышленности.

Кроме газовых и паровых существуют также холодильные установки, основанные на других принципах: парожеткорные, абсорбционные и термоэлектрические.

Холодильные машины и тепловые насосы работают по так называемым обратным циклам. Обратным называется такой цикл, в котором получается отрицательная работа. В нём работа сжатия больше работы расширения и при изображении на диаграммах такие циклы протекают против часовой стрелки.

Показателем совершенства обратного цикла является холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{q_{отв.}}{l_{ц}}. \quad (12.1)$$

Чем больше отнимается теплоты $q_{отв.}$ и чем меньше при этом затрачивается работы, тем больше ε , тем совершеннее будет холодильный цикл. Холодильный коэффициент любого произвольного обратного цикла будет меньше по сравнению с холодильным коэффициентом обратного цикла Карно.

В воздушной холодильной установке в качестве рабочего тела применяется воздух, являющийся наиболее дешевым, доступным и безвредным рабочим телом.

Схема воздушной холодильной установки приведена на рисунке 12.1, изображение идеального цикла воздушной холодильной установки в pV - и Ts -диаграммах дано на рисунке 12.2.

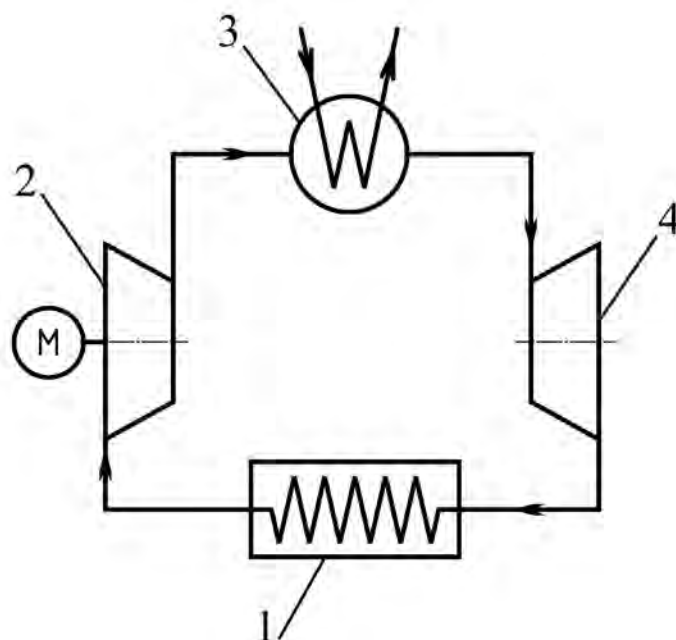


Рисунок 12.1 – Схема воздушной холодильной установки

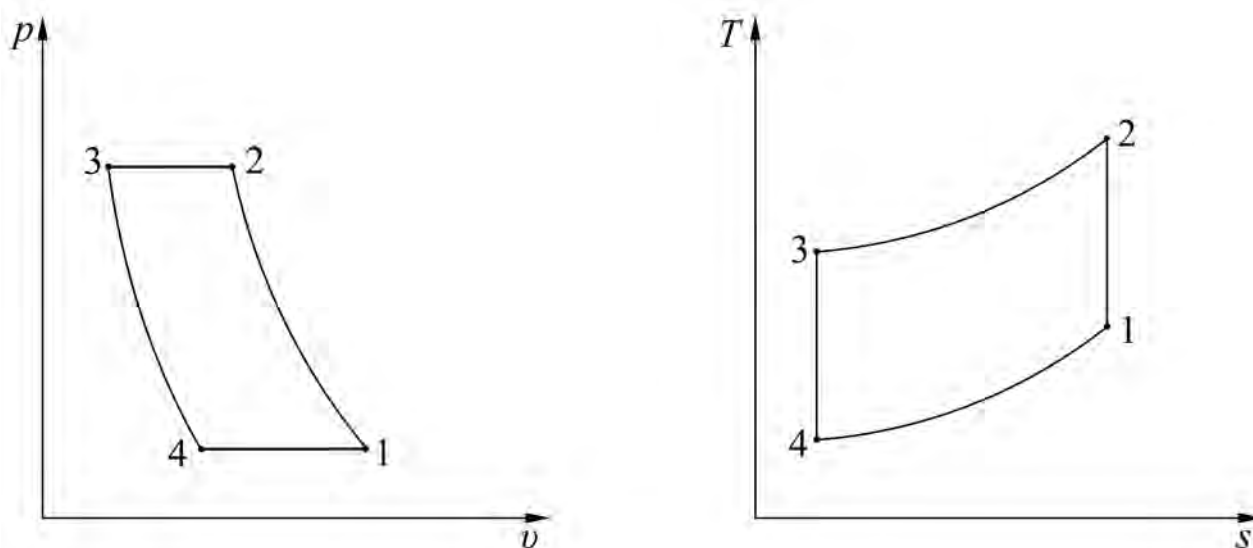


Рисунок 12.2 – Изображение цикла воздушной холодильной установки в p v - и T s -диаграммах

Работает такая установка следующим образом. Воздух, используемый для охлаждения холодильной камеры 1, поступает в компрессор 2. В компрессоре воздух сжимается, в результате чего температура его увеличивается. Сжатый воздух при постоянном давлении нагнетается в теплообменник 3, в котором охлаждается (как правило – водой) до температуры окружающей среды. После этого сжатый воздух поступает в детандер 4, где расширяется до начального давления. При расширении температура воздуха значительно понижается

(до -60 – -70 °C) и холодный воздух направляется для охлаждения камеры, где, нагреваясь, опять поступает в компрессор.

Воздух в процессе 1–2 адиабатно сжимается от давления p_1 до давления p_2 . В изобарном процессе 2–3 от воздуха отводится теплота внешнему источнику, при этом температура его понижается от T_2 до T_3 . При адиабатном расширении в процессе 3–4 воздух дополнительно охлаждается от температуры T_3 до температуры T_4 . Далее в изобарном процессе 4–1 происходит отвод теплоты от охлаждаемой камеры (теплоотдатчика), в результате чего воздух нагревается от T_4 до T_1 .

Характеристиками цикла являются: степень повышения давления в компрессоре

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} \quad (12.2)$$

и степень дополнительного сжатия

$$\rho = \frac{v_2}{v_3}. \quad (12.3)$$

Работа, затрачиваемая на осуществление цикла, равна разности количества теплоты $q_{подв.}$ и $q_{отв.}$. Считая теплоемкости постоянными

$$q_{подв.} = c_p \cdot (T_2 - T_3), \quad (12.4)$$

$$q_{отв.} = c_p \cdot (T_1 - T_4), \quad (12.5)$$

$$l_{\text{ц}} = q_{подв.} - q_{отв.} = c_p \cdot (T_2 - T_3) - c_p \cdot (T_1 - T_4). \quad (12.6)$$

С другой стороны, затраченная в цикле работа равна разности работы, затраченной компрессором l_{κ} и работы, полученной в детандере l_{δ} :

$$l_{\text{ц}} = l_{\kappa} - l_{\delta}, \quad (12.7)$$

где

$$l_{\kappa} = c_p \cdot (T_2 - T_1), \quad (12.8)$$

$$l_{\delta} = c_p \cdot (T_3 - T_4). \quad (12.9)$$

Холодильный коэффициент цикла

$$\varepsilon = \frac{q_{отв.}}{l_u} = \frac{T_1 - T_4}{(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)} = \frac{1}{\frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4} - 1}. \quad (12.10)$$

Из уравнения (12.2) давление в теплообменнике

$$p_2 = p_1 \cdot \pi. \quad (12.11)$$

Для адиабатных процессов 1–2 и 3–4

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (12.12)$$

и

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (12.13)$$

Температура после компрессора T_2 может быть найдена из формулы (12.12) как

$$T_2 = T_1 \cdot \pi^{\frac{k-1}{k}}. \quad (12.14)$$

Для изобарного процесса 2–3

$$\frac{T_2}{T_3} = \frac{\nu_2}{\nu_3} = \rho, \quad (12.15)$$

откуда можно найти температуру после теплообменника T_3 :

$$T_3 = \frac{T_2}{\rho}. \quad (12.16)$$

Поскольку $p_2 = p_3$, а $p_1 = p_4$, то из (12.12) и (12.13)

$$\frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}. \quad (12.17)$$

Согласно формулам (12.2), (12.17), (12.13), температура после детандера

$$T_4 = \frac{T_3}{\pi^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (12.18)$$

Холодильный коэффициент можно определить как

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (12.19)$$

или

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}. \quad (12.20)$$

Цикл воздушной холодильной установки является термодинамически несовершенным, а установка отличается громоздкостью и малой экономичностью.

Наибольшее распространение для охлаждения до температуры $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ получили парокомпрессионные холодильные установки, в качестве рабочего тела в которых используются легкокипящие жидкости (аммиак, хлористый метил, фреоны).

Схема паровой компрессорной холодильной установки и изображение цикла ее работы в Ts -диаграмме приведено на рисунке 12.3.

Установка состоит из компрессора 1, конденсатора 2, дроссельного вентиля 3 и испарителя 4, размещенного в холодильной камере.

Сухой насыщенный пар или влажный насыщенный пар с большой степенью сухости в процессе 1–2 адиабатно сжимается в компрессоре до состояния перегретого пара в точке 2. Из компрессора пар подается в теплообменник-конденсатор, в котором конденсируется, полностью превращаясь в жидкость (процесс 2–3–4). После конденсатора сконденсировавшаяся жидкость проходит через дроссельный вентиль, в котором дросселируется, в результате чего ее температура и давление понижаются. Процесс дросселирования, как необратимый процесс, условно изображается на диаграмме кривой 4–5. Затем жидкость с низкой температурой поступает в испаритель, где, получая теплоту в процессе 5–1, испаряется и охлаждает объем холодильной камеры.

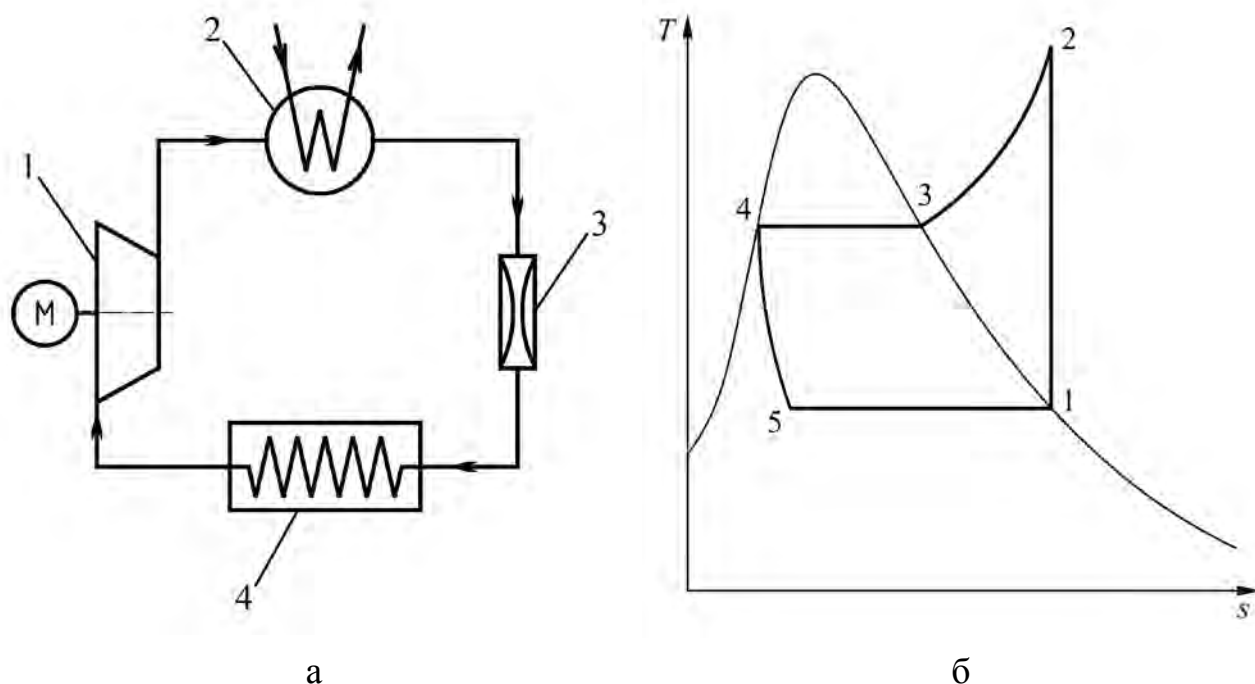


Рисунок 12.3 – Схема парокомпрессионной холодильной установки (а) и изображение цикла ее работы в Ts -диаграмме (б)

В парокомпрессионной холодильной установке не применяется детандер, а рабочее тело дросселируется в дроссельном вентиле. Замена детандера дросселем вызывает некоторую потерю холодопроизводительности, но значительно упрощает установку и позволяет легко регулировать давление пара и получать необходимую температуру в испарителе, так как в области двухфазных состояний эффект охлаждения при дросселировании будет таким же, как и при адиабатном расширении.

Холодильный коэффициент паровой компрессионной холодильной установки

$$\varepsilon = \frac{q_{отв.}}{l_k}, \quad (12.21)$$

где $q_{отв.}$ – количество теплоты, отводимое в испарителе и воспринимаемое паром,

$$q_{отв.} = i_1 - i_5 = i_1 - i_4, \quad (12.22)$$

поскольку в результате дросселирования энтальпии в точках 4 и 5 будут одинаковы; l_k – работа, затраченная при адиабатном сжатии пара в компрессоре,

$$l_k = l_y = i_2 - i_1. \quad (12.23)$$

Таким образом, холодильный коэффициент установки может быть рассчитан как

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1}. \quad (12.24)$$

Тепловая нагрузка конденсатора определяется по формуле

$$q_k = q_{омв.} + l_k = i_2 - i_4. \quad (12.25)$$

Значения энтальпий в этих уравнениях определяются по pi -диаграмме либо по таблицам для рабочего тела, используемого в установке. Изображение цикла работы парокомпрессионной холодильной установки в pi -диаграмме приведено на рисунке 12.4 (обозначение точек цикла то же, что и на рисунке 12.3 б).

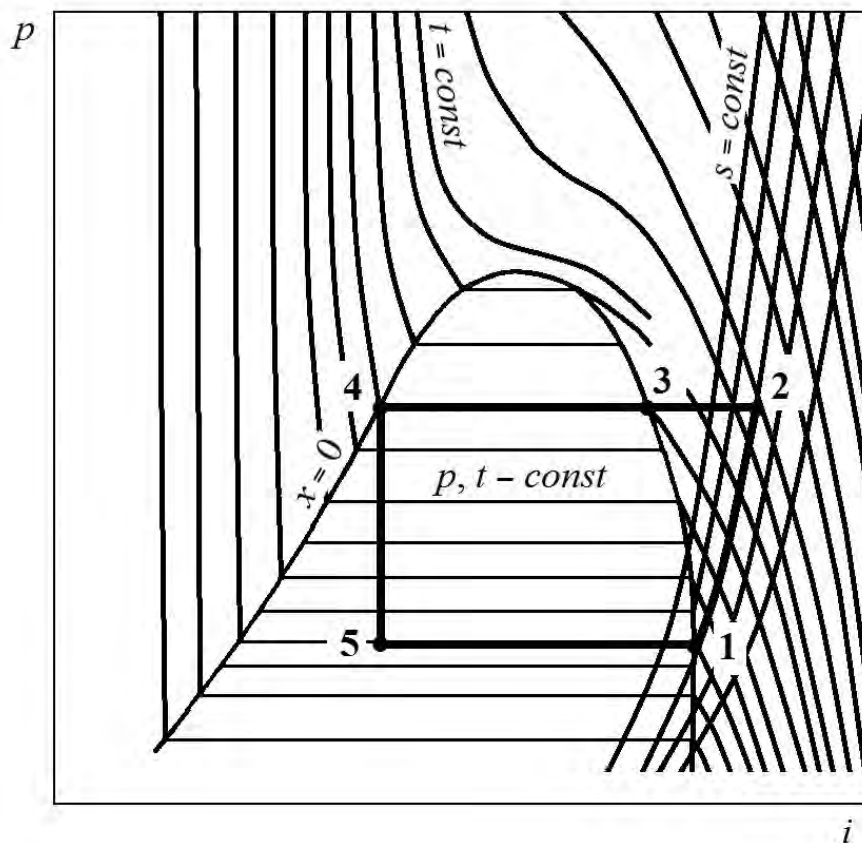


Рисунок 12.4 – Изображение цикла работы парокомпрессионной холодильной установки в pi -диаграмме

В приложениях Ж–П приводятся pi -диаграммы для некоторых наиболее распространенных холодильных агентов.

Холодопроизводительность холодильной установки определяется как

$$Q = q_{отв.} \cdot m, \text{ Дж/с}, \quad (12.26)$$

где m – расход холодильного агента, кг/с .

Теоретическая мощность, необходимая для привода компрессора холодильной установки

$$N_m = l_k \cdot m, \text{ Вт}. \quad (12.27)$$

Парокомпрессионные холодильные установки имеют большое преимущество перед другими типами. Они компактны, дешевы и имеют достаточно высокий холодильный коэффициент. Эти факторы определяют широкое распространение таких установок.

Задачи

Задача 12.1. В компрессор воздушной холодильной установки воздух из холодильной камеры поступает с давлением $1,01 \text{ бар}$ и температурой -10°C . В компрессоре воздух сжимается до давления $5,5 \text{ бар}$, после чего в теплообменнике охлаждается до 12°C . Определить температуру воздуха, поступающего в холодильную камеру, затрачиваемую в цикле работу, количество отведенного тепла и холодильный коэффициент установки.

Задача 12.2. Расход холодильного агента воздушной холодильной установки составляет $12,5 \text{ т/час}$. Состояние воздуха на входе в компрессор характеризуется давлением $1,05 \text{ ат}$ и температурой -8°C . Давление воздуха после сжатия в компрессоре 4 ат . Температура воздуха, поступающего в детандер 20°C . Определить холодопроизводительность, холодильный коэффициент и теоретическую мощность привода компрессора установки.

Задача 12.3. Определить расход холодильного агента, холодильный коэффициент и теоретическую мощность привода компрессора воздушной холодильной установки, холодопроизводительность которой составляет 80000 кДж/час , если наибольшее давление воздуха в установке 5 ат , наименьшее давление воздуха $1,1 \text{ ат}$, температура воздуха в начале сжатия 0°C , а при выходе из теплообменника 20°C .

Задача 12.4. Аммиачная парокомпрессионная холодильная установка работает при температуре испарения -10°C . Сухой насыщенный пар сжимается в компрессоре до давления 9 бар . Определить количество отведенного в испарителе тепла, работу цикла и холодильный коэффициент установки.

Задача 12.5. Компрессор парокомпрессионной холодильной установки всасывает сухой углекислотный пар при температуре $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Температура перед дросселем $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Определить тепловую нагрузку конденсатора и холодильный коэффициент установки.

Задача 12.6. Температура холодильного агента на входе в компрессор парокомпрессионной холодильной установки $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, на выходе из него $50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Холодопроизводительность установки 95 кДж/с . Определить расход холодильного агента, холодильный коэффициент и теоретическую мощность привода компрессора при использовании аммиака, углекислоты и фреона 11.

Задача 12.7. Парокомпрессионная холодильная установка работает на фреоне 12. Определить температуру на входе в компрессор, на выходе из него и на выходе из конденсатора, количество отведенного тепла и холодильный коэффициент установки, если в компрессоре давление повышается с 1 бар до $7,5\text{ бар}$.

Задача 12.8. Парокомпрессионная холодильная установка работает на фреоне 13. Температура на входе в компрессор $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, на выходе из компрессора $30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Определить холодопроизводительность, холодильный коэффициент установки и теоретическую мощность привода компрессора при расходе холодильного агента $1,85\text{ кг/с}$.

Задача 12.9. Парокомпрессионная холодильная установка работает на фреоне 22. Холодильный агент с температурой $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ поступает в компрессор, в котором сжимается до давления 9 бар . Определить температуру конденсата, холодильный коэффициент установки и теоретическую мощность привода компрессора, если холодопроизводительность составляет 40 кДж/с .

Задача 12.10. Мощность привода компрессора парокомпрессионной холодильной установки, работающей на фреоне 23, составляет 14 кВт . Температура холодильного агента на входе в компрессор $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, на выходе из него $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Определить температуру конденсата, холодильный коэффициент и холодопроизводительность установки.

Литература

1. Кириллин, В. А. Техническая термодинамика : учебник для вузов / В. А. Кириллин, В. В. Сычев, А. Е. Шейндлин. – 6-е изд., перераб. и доп. – Москва : Издательский дом МЭИ, 2017. – 502 с.
2. Нащокин, В. В. Техническая термодинамика и теплопередача : учебное пособие для вузов / В. В. Нащокин ; под ред. В. С. Силецкого. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – Москва : Высшая школа, 1975. – 495 с.
3. Техническая термодинамика : учебник для машиностроительных специальностей вузов / Е. В. Дрыжаков [и др.] ; под ред. В. И. Крутова. – Москва : Высшая школа, 1971. – 472 с.
4. Хрусталеv, Б. М. Техническая термодинамика : учебник для студентов строительных и энергетических специальностей учреждений, обеспечивающих получение высшего образования : в 2-х частях. Ч. 1 / Б. М. Хрусталеv, А. П. Несенчук, В. Н. Романюк. – Минск : УП Технопринт, 2004. – 486 с.
5. Цирельман, Н. М. Техническая термодинамика : учебное пособие. – 2-е изд., доп. – Санкт-Петербург : Лань, 2021. – 352 с.

Приложение А

Приставки для образования дольных и кратных единиц

Наименование приставки	Обозначение	Отношение к основной единице
Пико	<i>p</i>	10^{-12}
Нано	<i>n</i>	10^{-9}
Микро	<i>мк</i>	10^{-6}
Милли	<i>м</i>	10^{-3}
Сант	<i>с</i>	10^{-2}
Деци	<i>д</i>	10^{-1}
Дека	<i>да</i>	10^1
Гекто	<i>г</i>	10^2
Кило	<i>к</i>	10^3
Мега	<i>М</i>	10^6
Гига	<i>Г</i>	10^9
Тера	<i>Т</i>	10^{12}

Приложение Б

Физические свойства идеальных газов при нормальных условиях

Газ	Формула	μ , кг/кмоль	c_p , Дж/кг·град	R , Дж/кг·град	k
Азот	N ₂	28,026	1027	296,8	1,4
Аммиак	NH ₃	17,032	2056	488,3	1,33
Аргон	Ar	39,994	521	208,2	1,67
Воздух	—	28,96	1005	287,0	1,4
Водород	H ₂	2,016	14244	4124,0	1,4
Водяной пар	H ₂ O	18,016	1833	461,0	1,33
Гелий	He	4,003	5237	2078,0	1,67
Кислород	O ₂	32,00	920	259,8	1,4
Метан	CH ₄	16,032	2165	518,8	1,33
Сернистый газ	SO ₂	64,06	630	129,8	1,33
Угарный газ	CO	28,01	1030	296,8	1,4
Углекислый газ	CO ₂	44,01	873	188,9	1,33
Хлор	Cl ₂	70,914	471	117,2	1,4
Этилен	C ₂ H ₄	28,052	1528	296,6	1,33

Приложение В

Параметры насыщенного водяного пара (по давлению)

p , бар	t_n , °C	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	r , кДж/кг	s' , кДж/кг·град	s'' , кДж/кг·град
0,01	6,94	0,0010001	130,04	29,18	2513,4	2484,2	0,1053	8,9749
0,02	17,49	0,0010014	67,24	73,40	2533,1	2459,7	0,2603	8,7227
0,03	24,08	0,0010028	45,77	100,93	2545,3	2444,4	0,3547	8,5784
0,04	29,95	0,0010042	34,93	121,33	2553,7	2432,3	0,4225	8,4737
0,05	32,89	0,0010054	28,24	137,79	2560,9	2423,1	0,4764	8,3943
0,06	36,17	0,0010065	23,77	151,49	2567,1	2415,6	0,5209	8,3297
0,08	41,53	0,0010085	18,13	173,89	2576,4	2402,5	0,5919	8,2273
0,10	45,82	0,0010102	14,70	191,84	2583,9	2392,1	0,6496	8,1494
0,14	52,57	0,0010132	10,69	220,05	2596,1	2376,0	0,7368	8,0305
0,18	57,82	0,0010159	8,448	242,03	2605,4	2363,3	0,8040	7,9445
0,2	60,08	0,0010171	7,652	251,48	2609,2	2357,7	0,8324	7,9075
0,3	69,12	0,0010223	5,232	289,30	2624,6	2335,3	0,9441	7,7673
0,4	75,87	0,0010264	3,999	317,62	2636,3	2318,7	1,0261	7,6710
0,5	81,33	0,0010299	3,243	340,53	2645,2	2304,7	1,0912	7,5923
0,6	85,94	0,0010330	2,734	359,90	2653,1	2293,2	1,1453	7,5313
0,8	93,50	0,0010385	2,089	391,75	2665,3	2273,5	1,2331	7,4342
1,0	99,62	0,0010432	1,696	417,47	2674,9	2257,5	1,3026	7,3579
1,2	104,80	0,0010472	1,430	439,34	2683,0	2243,6	1,3610	7,2972
1,6	113,31	0,0010543	1,092	475,41	2696,3	2220,8	1,4550	7,2017
2,0	120,23	0,0010606	0,8860	504,74	2706,8	2202,0	1,5306	7,1279
3,0	133,54	0,0010733	0,6055	561,7	2725,5	2163,8	1,6716	6,9922
4,0	143,62	0,0010836	0,4623	604,3	2738,7	2134,1	1,7766	6,8969
5,0	151,84	0,0010927	0,3749	640,1	2748,9	2108,7	1,8605	6,8221
6,0	158,84	0,0011009	0,3156	670,6	2756,9	2086,3	1,9311	6,7609
8,0	170,41	0,0011149	0,2403	720,9	2769,0	2048,1	2,0461	6,6630
10	179,88	0,0011273	0,1945	762,4	2777,8	2015,3	2,1383	6,5867
12	187,95	0,0011385	0,1633	798,4	2784,6	1986,2	2,2156	6,5224
14	195,04	0,0011488	0,1408	830,0	2789,7	1959,7	2,2841	6,4699
16	201,36	0,0011587	0,1238	858,3	2793,5	1935,2	2,3437	6,4221
18	207,10	0,0011678	0,1104	884,2	2796,5	1912,3	2,3975	6,3794
20	212,36	0,0011768	0,09961	908,6	2799,2	1890,7	2,4471	6,3411
24	221,77	0,0011932	0,08324	951,8	2801,8	1850,0	2,5346	6,2727
28	230,04	0,0012088	0,07742	990,2	2803,1	1812,8	2,6101	6,2129
30	233,83	0,0012164	0,06663	1009,4	2803,1	1794,7	2,6455	6,1859
35	242,54	0,0012344	0,05706	1049,8	2802,8	1753,0	2,7251	6,1249
40	250,33	0,0012520	0,04977	1087,5	2800,6	1713,2	2,7965	6,0689
50	263,91	0,0012858	0,03943	1154,2	2793,9	1639,6	2,9210	5,9739
60	275,56	0,0013185	0,03243	1213,9	2784,3	1570,5	3,0276	5,8894
70	285,80	0,0013510	0,02738	1267,6	2772,3	1504,7	3,1221	5,8143
80	294,98	0,0013838	0,02352	1317,3	2758,6	1441,2	3,2079	5,7448
90	303,31	0,0014174	0,02049	1363,9	2742,6	1378,8	3,2866	5,6783
100	310,96	0,0014522	0,01803	1407,9	2724,8	1316,9	3,3601	5,6147
110	318,04	0,0014886	0,01597	1450,2	2705,2	1255,0	3,4297	5,5528
120	324,64	0,001527	0,01426	1491,1	2684,6	1193,5	3,4966	5,4930
130	330,81	0,001568	0,01278	1531,3	2662,3	1131,1	3,5606	5,4333
140	336,63	0,001611	0,01149	1570,8	2637,9	1067,0	3,6233	5,3731
160	347,32	0,001710	0,00932	1649,6	2581,7	932,1	3,7456	5,2478
180	356,96	0,001839	0,00751	1732,2	2510,6	778,4	3,8708	5,1054
200	365,71	0,00203	0,00586	1826,8	2410,3	583,4	4,0147	4,9280

Приложение Г

Параметры насыщенного водяного пара (по температуре)

t , °C	p , бар	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	r , кДж/кг	s' , кДж/кг·град	s'' , кДж/кг·град
0	0,006108	0,0010002	206,3	0,00	2500,8	2500,8	0,00	9,1644
5	0,008718	0,0010001	147,2	21,06	2510,0	2489,0	0,0762	9,0242
10	0,012271	0,0010004	106,42	42,04	2519,2	2477,3	0,1511	8,8995
15	0,01704	0,0010010	77,97	62,97	2528,4	2465,4	0,2244	8,7806
20	0,02337	0,0010018	57,84	83,90	2537,2	2453,4	0,2964	8,6663
25	0,03167	0,0010030	43,40	104,8	2546,4	2441,7	0,3672	8,5570
30	0,04241	0,0010044	32,93	125,7	2555,6	2430,0	0,4367	8,4523
35	0,05622	0,0010060	25,25	146,6	2564,8	2418,3	0,5049	8,3518
40	0,07375	0,0010079	19,55	167,5	2573,6	2406,1	0,5723	8,2560
45	0,09582	0,0010099	15,28	188,4	2582,4	2394,0	0,6385	8,1638
50	0,12335	0,0010121	12,05	209,3	2591,6	2382,3	0,7038	8,0751
55	0,15741	0,0010145	9,578	230,2	2600,4	2370,1	0,7679	7,9901
60	0,1992	0,0010171	7,678	251,1	2609,2	2358,0	0,8311	7,9084
65	0,2501	0,0010199	6,201	272,1	2617,6	2345,4	0,8935	7,8297
70	0,3116	0,0010228	5,045	293,0	2626,4	2333,3	0,9550	7,7544
80	0,4736	0,0010290	3,409	334,9	2643,1	2308,2	1,0752	7,6116
90	0,7011	0,0010359	2,361	377,0	2659,5	2282,5	1,1924	7,4785
100	1,0132	0,0010435	1,673	419,1	2675,8	2256,7	1,3071	7,3545
110	1,4327	0,0010515	1,210	461,3	2691,3	2230,0	1,4185	7,2386
120	1,9854	0,0010603	0,8917	503,7	2706,3	2202,7	1,5278	7,1289
130	2,7011	0,0010697	0,6683	546,4	2720,6	2174,2	1,6345	7,0271
140	3,614	0,0010798	0,5087	589,1	2734,0	2144,9	1,7392	6,9304
150	4,760	0,0010906	0,3926	632,2	2746,5	2114,3	1,8418	6,8383
160	6,180	0,0011021	0,3068	675,3	2757,8	2082,5	1,9427	6,7508
170	7,920	0,0011144	0,2426	719,3	2768,7	2049,4	2,0419	6,6666
180	10,027	0,0011275	0,1939	763,3	2778,4	2015,1	2,1395	6,5858
190	12,553	0,0011415	0,1564	807,6	2786,3	1978,7	2,2358	6,5075
200	15,550	0,0011565	0,1272	852,4	2793,0	1940,6	2,3308	6,4318
210	19,080	0,0011726	0,1044	897,6	2797,0	1900,4	2,4246	6,3577
220	23,202	0,0011900	0,08606	943,7	2801,4	1857,7	2,5179	6,2848
230	27,979	0,0012087	0,07147	990,2	2803,1	1812,7	2,6101	6,2132
240	33,480	0,0012291	0,05967	1037,5	2803,1	1765,6	2,7022	6,1425
250	39,78	0,0012512	0,05005	1086,1	2801,0	1714,9	2,7934	6,0721
260	46,94	0,0012755	0,04215	1135,0	2796,4	1661,3	2,8851	6,0014
270	55,05	0,0013023	0,03560	1185,3	2789,7	1604,4	2,9764	5,9298
280	64,19	0,0013321	0,03013	1236,8	2779,6	1542,8	3,0685	5,8573
290	74,45	0,0013655	0,02553	1290,0	2766,2	1476,3	3,1610	5,7824
300	85,92	0,0014036	0,02164	1344,8	2749,1	1404,3	3,2548	5,7049
310	98,69	0,001447	0,01831	1402,2	2727,3	1325,1	3,3507	5,6233
320	112,80	0,001499	0,01545	1462,0	2699,6	1237,6	3,4495	5,5354
330	128,64	0,001562	0,01297	1526,1	2665,7	1139,6	3,5521	5,4412
340	146,08	0,001639	0,01078	1594,8	2621,8	1027,0	3,6605	5,3361
350	165,37	0,001741	0,00881	1671,4	2564,4	893,0	3,7786	5,2117
360	186,74	0,001894	0,00694	1761,4	2481,1	719,7	3,9163	5,0530
370	210,53	0,00222	0,00493	1892,4	2330,8	438,4	4,1135	4,7951

Приложение Д

Физические свойства сухого воздуха при давлении 101 325 Па

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м^3	$c_p,$ $\text{Дж/кг}\cdot\text{град}$	$\lambda\cdot 10^2,$ $\text{Вт/м}\cdot\text{град}$	$\nu\cdot 10^6,$ $\text{м}^2/\text{с}$	Pr
0	1,293	1005	2,442	13,28	0,707
10	1,247	1005	2,512	14,16	0,705
20	1,205	1006	2,593	15,06	0,703
30	1,165	1006	2,675	16,00	0,701
40	1,128	1007	2,756	16,96	0,699
50	1,093	1008	2,826	17,95	0,698
60	1,060	1008	2,896	18,97	0,696
70	1,029	1009	2,966	20,02	0,694
80	1,000	1009	3,047	21,09	0,692
90	0,972	1010	3,128	22,10	0,690
100	0,946	1011	3,210	23,13	0,688

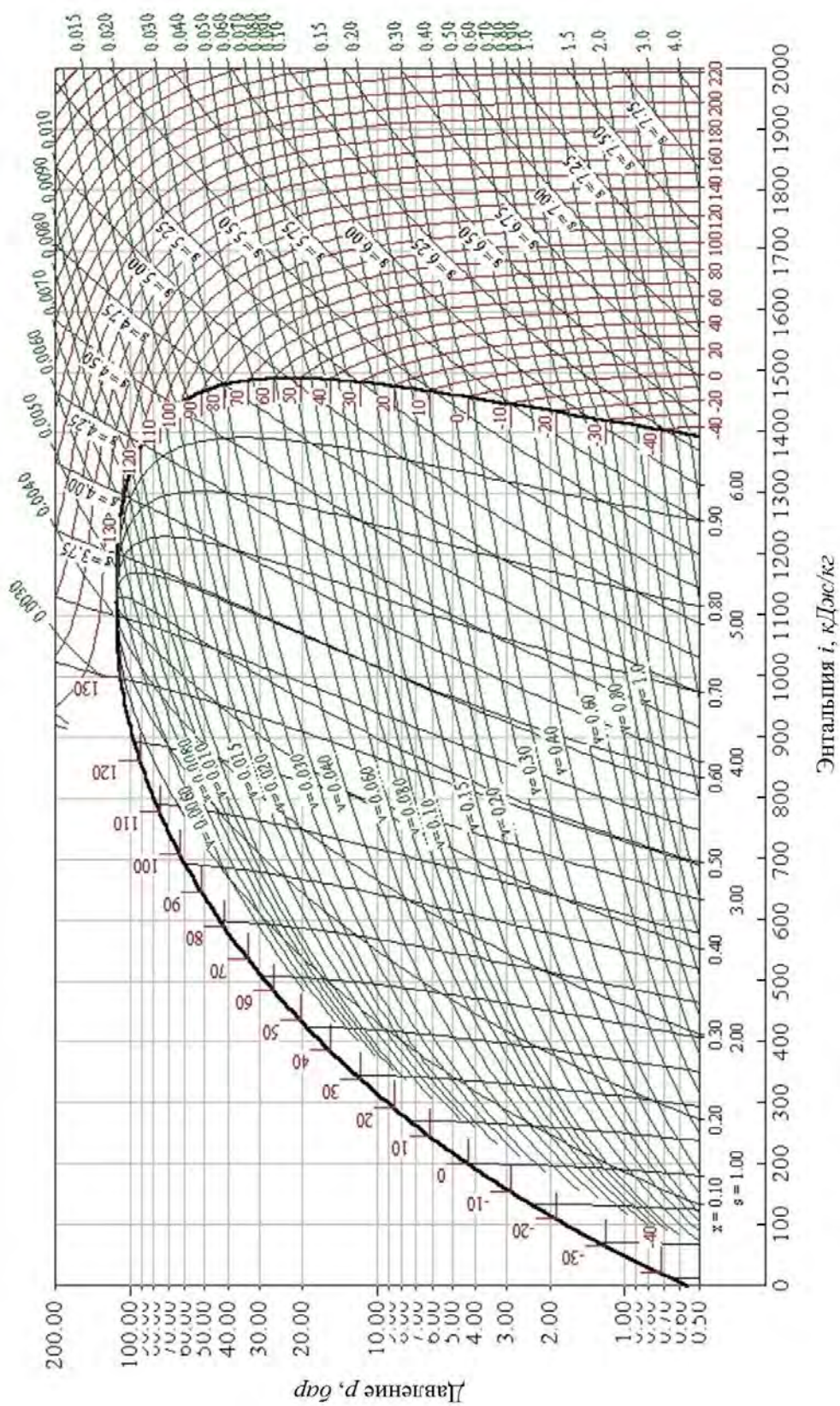
Приложение Е

Физические свойства воды на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м^3	$c_p,$ $\text{Дж/кг}\cdot\text{град}$	$\lambda\cdot 10^2,$ $\text{Вт/м}\cdot\text{град}$	$\nu\cdot 10^6,$ $\text{м}^2/\text{с}$	Pr
0	999,9	4,212	55,1	1,789	13,67
10	999,7	4,191	57,4	1,306	9,52
20	998,2	4,183	59,9	1,006	7,02
30	995,7	4,174	61,8	0,805	5,42
40	992,2	4,174	63,5	0,659	4,31
50	988,1	4,174	64,8	0,556	3,54
60	983,1	4,179	65,9	0,478	2,98
70	977,8	4,187	66,8	0,415	2,55
80	971,8	4,195	67,4	0,365	2,21
90	965,3	4,208	68,0	0,326	1,95
100	958,4	4,220	68,3	0,295	1,75

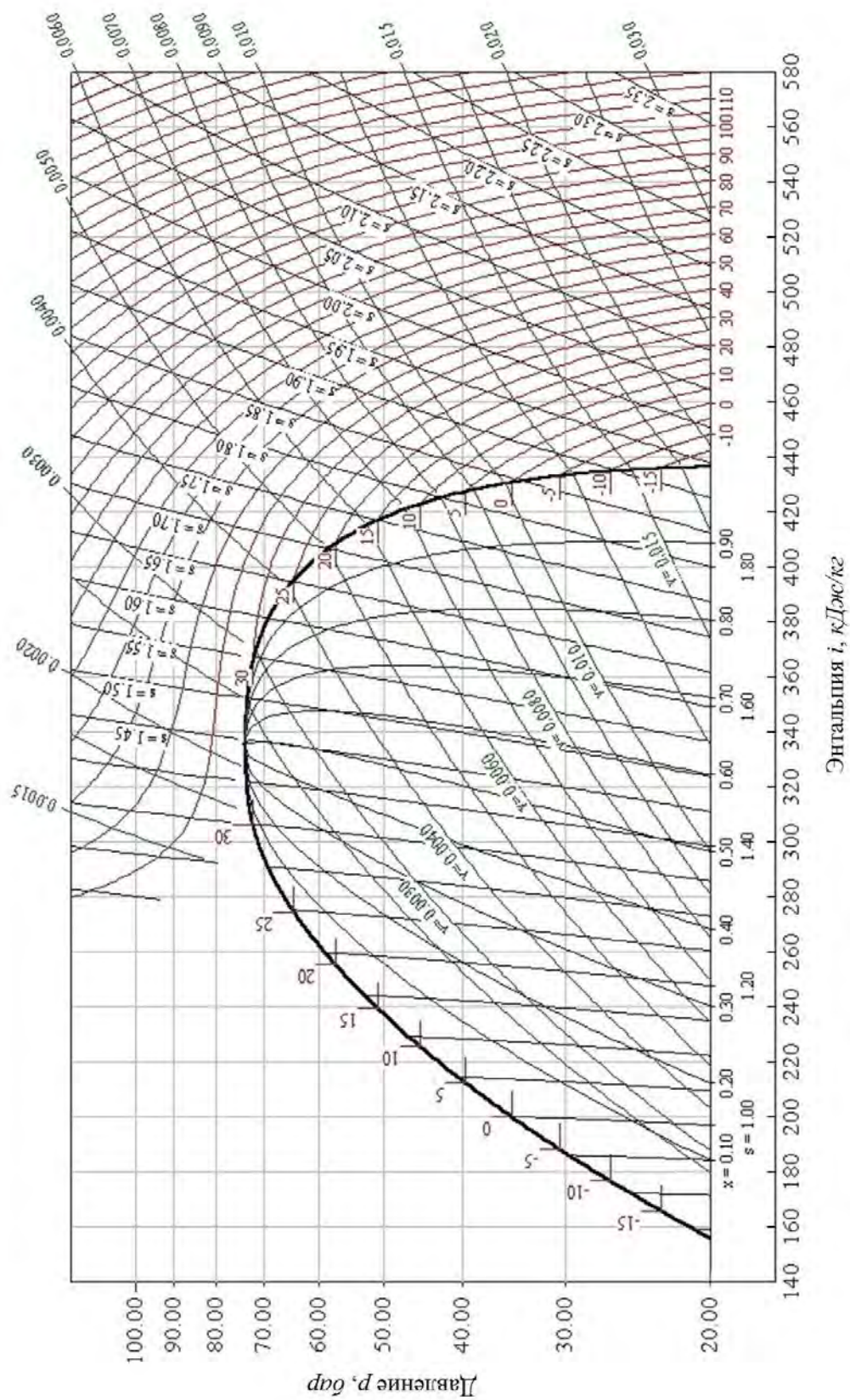
Приложение Ж

*p*i-диаграмма аммиака

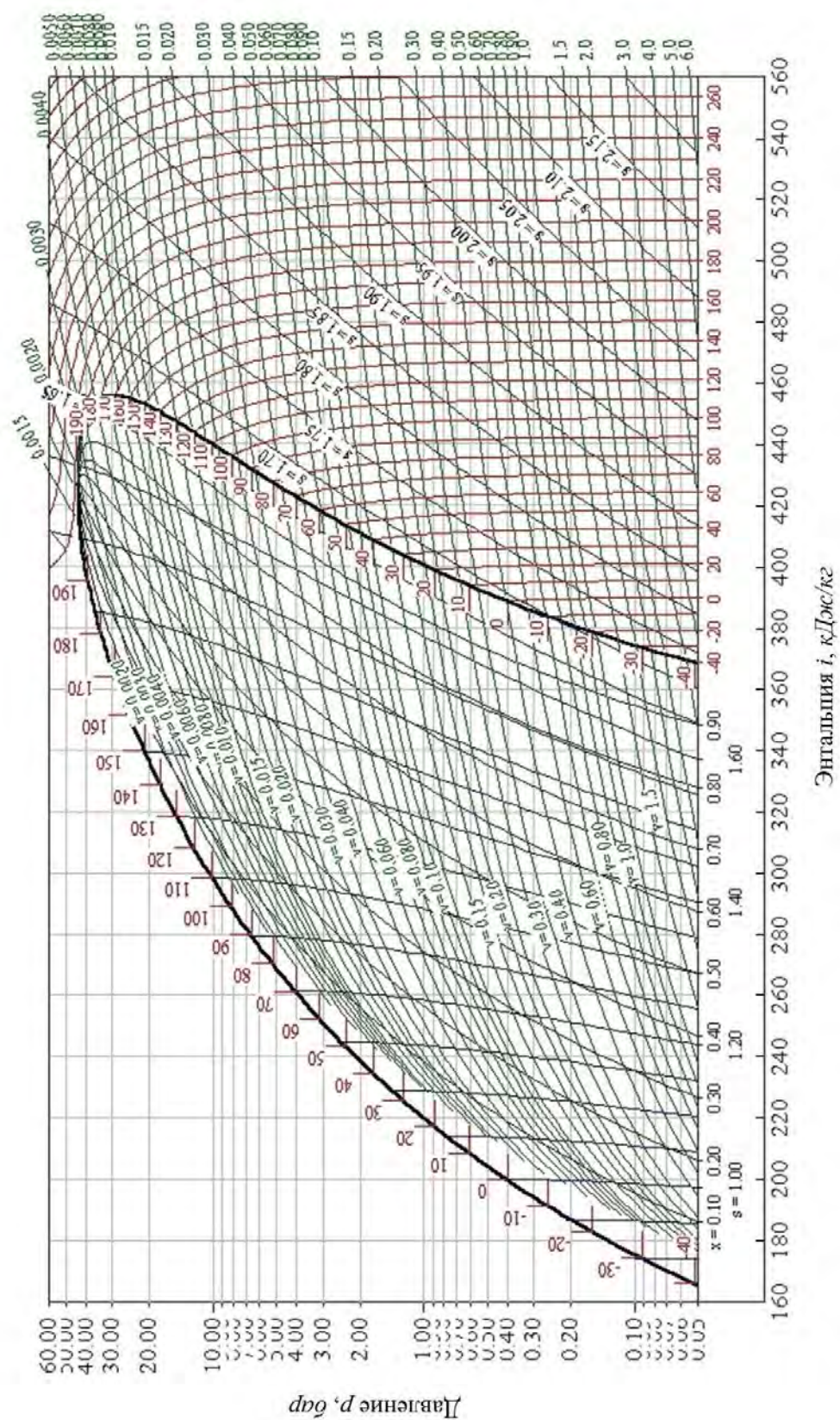


Приложение И

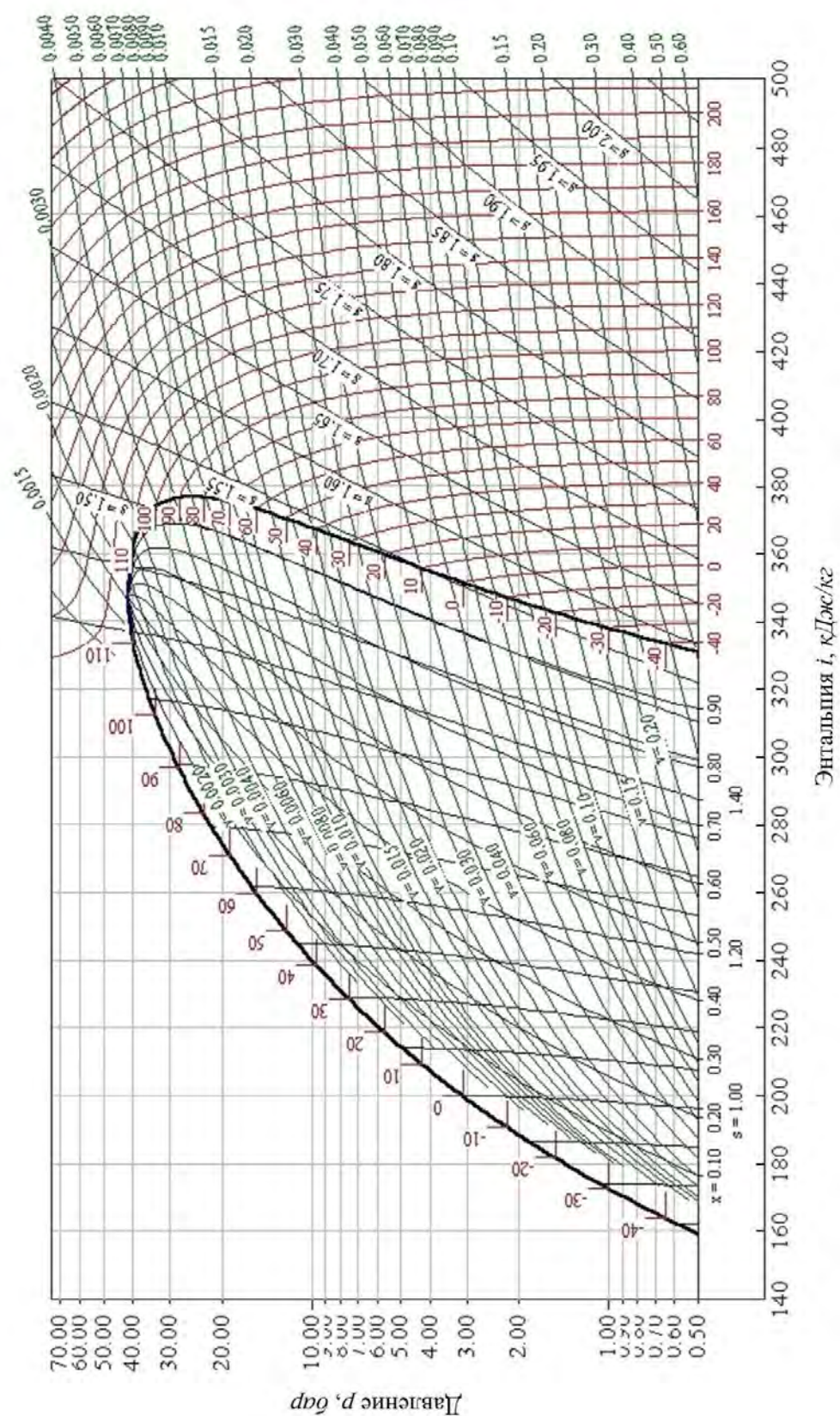
pi-диаграмма углекислоты (двуокиси углерода)



Приложение К *p*-*i*-диаграмма фреона 11

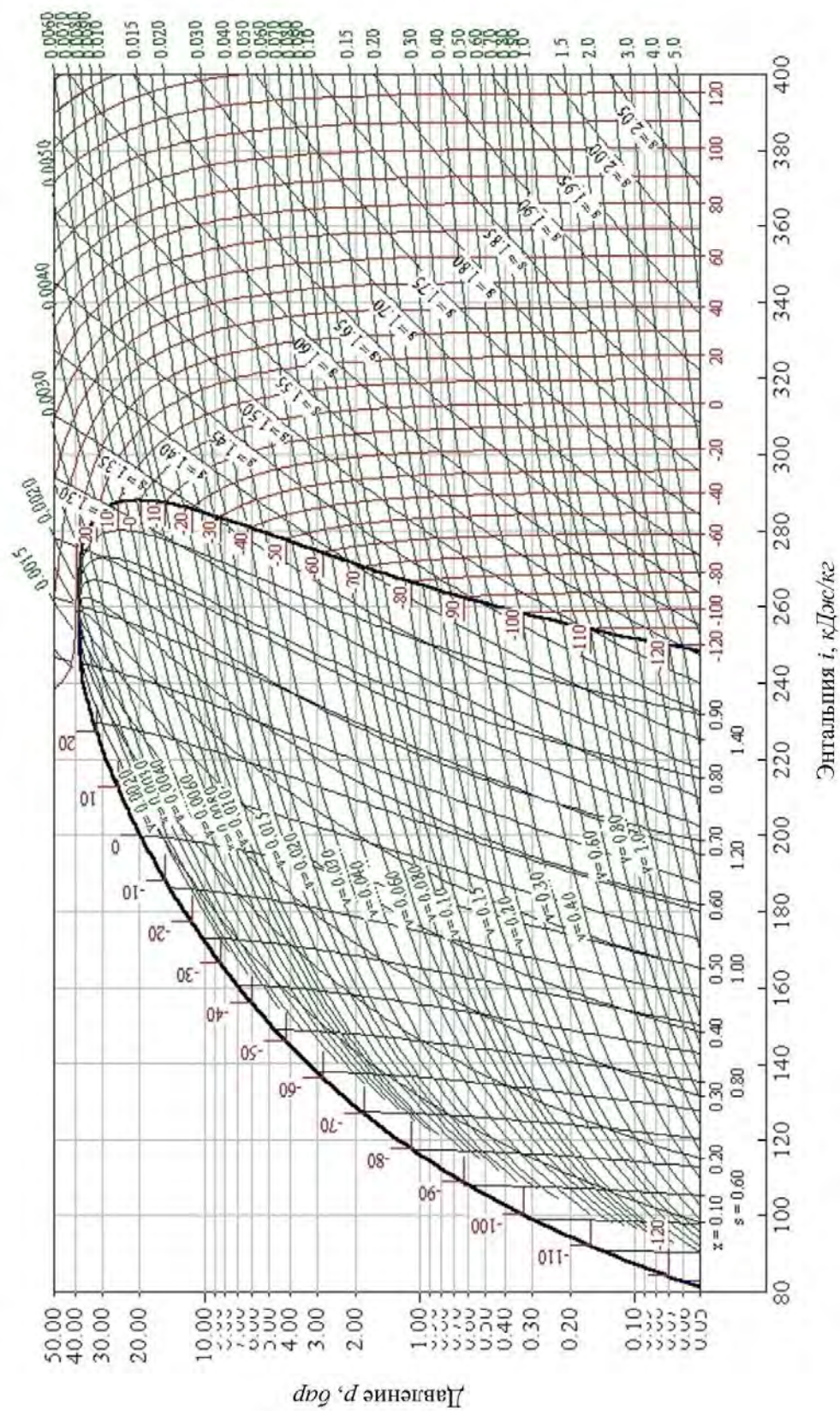


Приложение Л *p**i*-диаграмма фреона 12

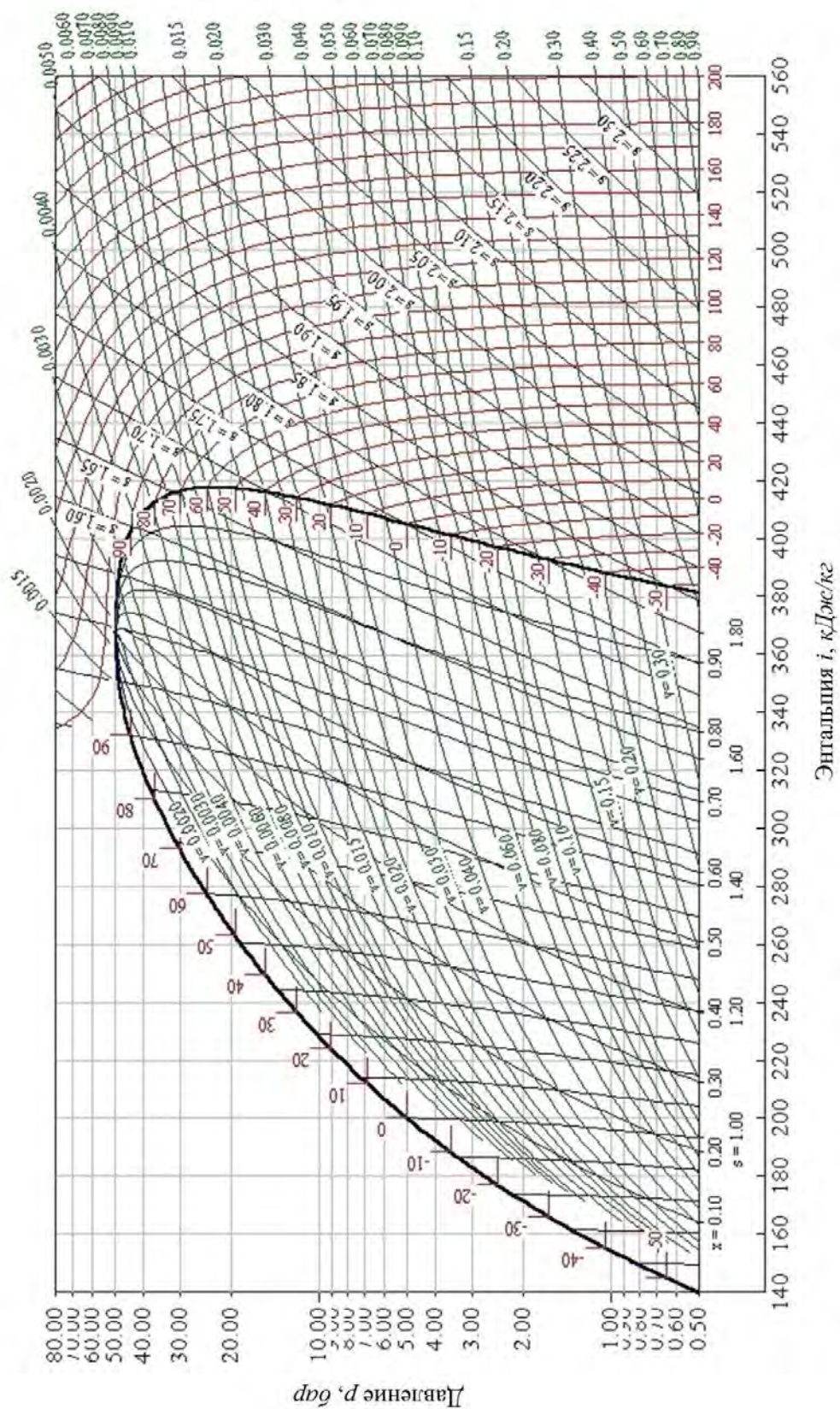


Приложение М

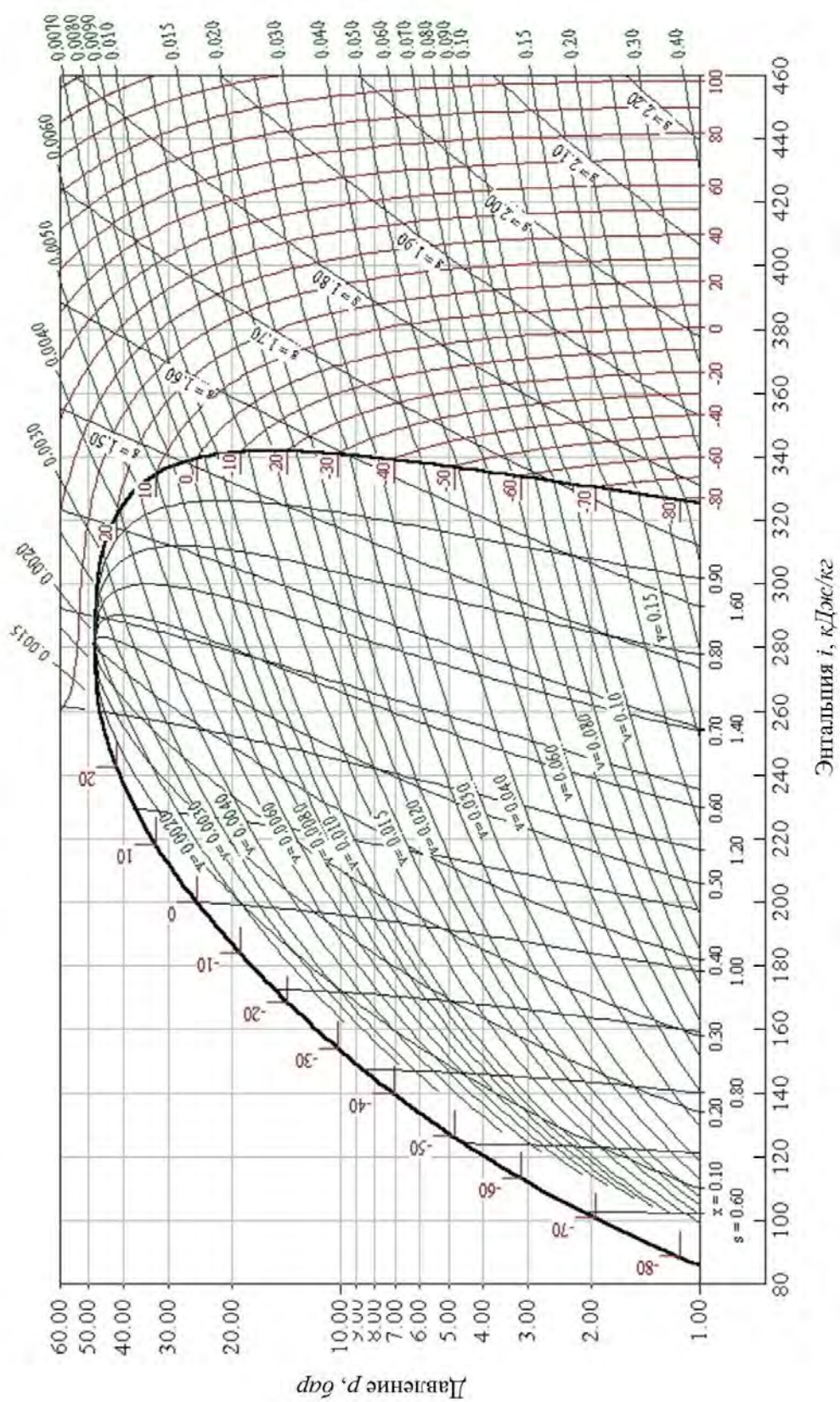
*p**i*-диаграмма фреона 13



Приложение Н *p**i*-диаграмма фреона 22



Приложение П *p**i*-диаграмма фреона 23



Учебное издание

Техническая термодинамика

Методические указания к практическим занятиям
В двух частях
Часть 2

Составители:

Ольшанский Валерий Иосифович
Котов Алексей Анатольевич

Редактор *А. В. Пухальская*
Корректор *А. В. Пухальская*
Компьютерная верстка *А. А. Котов*

Подписано к печати 21.08.2023. Формат 60x90 $\frac{1}{16}$. Усл. печ. листов 4,4.
Уч.-изд. листов 5,6. Тираж 30 экз. Заказ № 190.

Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет»
210038, г. Витебск, Московский пр., 72.

Отпечатано на ризографе учреждения образования

«Витебский государственный технологический университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 1/172 от 12 февраля 2014 г.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 3/1497 от 30 мая 2017 г.