

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

КОЛОСОВ М.В.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	2
1 Основные параметры состояния рабочего тела, уравнение состояния идеальных газов.....	3
2 Смеси идеальных газов.....	11
3 Теплємкость газов	15
4 Смешение газов	19
5 Основные законы термодинамики	22
6 Процессы изменения состояния идеальных газов	27
7 Циклы газовых двигателей.....	36
8 Компрессоры.....	52
9 Водяной пар	60
10 Процессы изменения состояния водяного пара	63
11 Циклы паровых двигателей.....	68
12 Циклы тепловых электрических станций	79
13 Циклы холодильных установок и тепловых насосов	94
14 Истечение и дросселирование газов и паров	106
15 Влажный воздух	114
Заключение	119
Список использованных источников	120

ВВЕДЕНИЕ

Термодинамика — раздел физики, изучающий наиболее общие свойства макроскопических систем и способы передачи и превращения энергии в таких системах. В термодинамике изучаются состояния и процессы, для описания которых можно ввести понятие температуры. Процессы, происходящие в термодинамических системах, описываются макроскопическими величинами (температура, давление, концентрации компонентов), которые вводятся для описания систем, состоящих из большого числа частиц, и не применимы к отдельным молекулам и атомам, в отличие, например, от величин, вводимых в механике или электродинамике. Законы термодинамики носят общий характер и не зависят от конкретных деталей строения вещества на атомарном уровне. Поэтому термодинамика успешно применяется в широком круге вопросов науки и техники.

Современную термодинамику принято делить на равновесную (или классическую) термодинамику, изучающую равновесные термодинамические системы и процессы в таких системах, и неравновесную термодинамику, изучающую неравновесные процессы в системах, в которых отклонение от термодинамического равновесия относительно невелико и ещё допускает термодинамическое описание.

В равновесной термодинамике вводятся такие переменные, как внутренняя энергия, температура, энтропия, химический потенциал. Все они носят название термодинамических параметров (величин). Классическая термодинамика изучает связи термодинамических параметров между собой и с физическими величинами, вводимыми в рассмотрение в других разделах физики, например, с гравитационным или электромагнитным полем, действующим на систему. Химические реакции и фазовые переходы также входят в предмет изучения классической термодинамики. Однако изучение термодинамических систем, в которых существенную роль играют химические превращения, составляет предмет химической термодинамики, а техническими приложениями занимается теплотехника.

В системах, не находящихся в состоянии термодинамического равновесия, например, в движущемся газе, может применяться приближение локального равновесия, в котором считается, что соотношения равновесной термодинамики выполняются локально в каждой точке системы. Однако в неравновесной термодинамике переменные рассматриваются как локальные не только в пространстве, но и во времени, то есть в её формулы время может входить в явном виде.

1 Основные параметры состояния рабочего тела, уравнение состояния идеальных газов

Рабочим телом называют вспомогательное вещество, используемое для работы той или иной тепловой машины (теплового двигателя, холодильной установки, теплового насоса). В подавляющем большинстве случаев рабочее тело является газообразным веществом.

Рабочие газообразные тела обычно делят на идеальные и реальные газы. Под **идеальным газом** понимают воображаемый газ, в котором отсутствуют силы межмолекулярного взаимодействия, а сами молекулы имеют пренебрежимо малый объем. Реальный газ состоит из молекул, объемом которых пренебречь нельзя и между молекулами существуют силы взаимодействия. Одно и то же рабочее тело относят к идеальному газу или реальному в зависимости от термодинамического состояния, в котором оно находится.

Термодинамическое состояние газообразного вещества характеризуется тремя основными параметрами: абсолютное давление, удельный объем и температура.

Для измерения давления используют барометры, манометры и вакуумметры различных типов. С помощью барометров измеряют атмосферное давление. Манометры используют для измерения разности давлений в резервуаре (установке) и атмосферным в том случае, если это давление больше атмосферного. В противном случае используются вакуумметры.

Абсолютное давление подсчитывают по формулам:

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{ман}} + p_{\text{бар}}, \quad (1)$$

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{бар}} - p_{\text{вак}}. \quad (2)$$

В этих формулах $p_{\text{абс}}$, $p_{\text{ман}}$, $p_{\text{бар}}$, $p_{\text{вак}}$ – соответственно, абсолютное, манометрическое, барометрическое давление и давление вакуумметра.

Удельный объем вещества представляет собой объем, занимаемый единицей массы этого вещества.

$$v = \frac{V}{m} \quad (3)$$

где v – удельный объем, м³/кг; V – объем тела, м³; m – масса тела, кг.

При измерении температуры пользуются термометрами различных типов и двумя основными температурными шкалами: шкалой Цельсия и абсолютной (шкалой Кельвина).

Для сравнения различных газов между собой по объему их приводят к так называемым **нормальным физическим условиям (НФУ)**, характеризующимся давлением $p_{\text{н}} = 760$ мм рт. ст. (0.1013 МПа) и температурой $t_{\text{н}} = 0$ °С (273.15 К).

Основные параметры газа связаны между собой функциональной зависимостью, называемой **уравнением состояния**:

$$F(p, v, T) = 0. \quad (4)$$

Далее рассмотрим основные величины молекулярной физики и соотношения между ними.

$$m = \rho \cdot V, \quad (5)$$

где ρ – плотность вещества (масса единицы объёма). В свою очередь:

$$m = m_0 \cdot N, \quad (6)$$

где m_0 – масса частицы вещества, N – число частиц вещества (атомов или молекул).

Концентрация вещества n (число частиц в единице объёма) рассчитывается по формуле, м^{-3} :

$$n = \frac{N}{V}. \quad (7)$$

Произведение массы частицы m_0 на число частиц в единице объёма n даст массу единицы объёма, т.е. плотность:

$$m_0 \cdot n = \frac{m_0 \cdot N}{V} = \frac{m}{V} = \rho. \quad (8)$$

Тогда:

$$m_0 \cdot n = \rho. \quad (9)$$

Массы и размеры частиц невообразимо малы по нашим обычным меркам. Например, масса атома водорода порядка 10^{-24} г, размер атома порядка 10^{-8} см. Из-за столь малых значений масс и размеров число частиц в макроскопическом теле огромно. Оперировать столь грандиозными числами, как число частиц, неудобно. Поэтому для измерения количества вещества используют специальную единицу – моль.

Один моль – это количество вещества, в котором содержится столько же атомов или молекул, сколько атомов содержится в 12 граммах углерода. А в 12 граммах углерода содержится примерно $6.02 \cdot 10^{23}$ атомов. Стало быть, в одном моле вещества содержится примерно $6.02 \cdot 10^{23}$ частиц. Это число называется постоянной Авогадро $N_A \approx 6.02214129(27) \cdot 10^{23} \text{ моль}^{-1}$.

Количество вещества обозначается ν . Это число молей данного вещества. Число молей, умноженное на число частиц в моле, даст общее число частиц:

$$N = \nu \cdot N_A. \quad (10)$$

Масса одного моля вещества называется молярной массой этого вещества μ и рассчитывается по формуле, кг/моль:

$$m = \mu \cdot \nu. \quad (11)$$

Как найти молярную массу химического элемента? Нужно просто взять атомную массу A (число нуклонов) данного элемента – это будет его молярная масса, выраженная в г/моль. Например, для алюминия $A = 27$, поэтому молярная масса алюминия равна 27 г/моль или 0.027 кг/моль. Почему так получается? Молярная масса углерода равна 12 г/моль по определению. В то же время ядро атома углерода содержит 12 нуклонов. Выходит, что каждый нуклон вносит в молярную массу 1 г/моль. Поэтому молярная масса химического элемента с атомной массой A оказывается равной A г/моль. Масса частицы, умноженная на число частиц в моле, даст массу моля, т.е. молярную массу:

$$\mu = m_0 \cdot N_A. \quad (12)$$

Свойства идеального газа на основе молекулярно-кинетических представлений определяются исходя из физической модели идеального газа, в которой приняты следующие допущения:

- размеры молекул пренебрежимо малы по сравнению со средним расстоянием между ними, так что суммарный объём, занимаемый молекулами, много меньше объёма сосуда;
- импульс передается только при соударениях, то есть силы притяжения между молекулами не учитываются, а силы отталкивания возникают только при соударениях;
- суммарная энергия частиц газа постоянна, если отсутствует теплопередача и газ не совершает работы.

Таким образом, идеальный газ – это газ, частицы которого являются не взаимодействующими на расстоянии материальными точками и испытывают абсолютно упругие соударения друг с другом и со стенками сосуда.

Оказывается, что ключевую роль в описании идеального газа играет средняя кинетическая энергия его частиц. Частицы газа двигаются с разными скоростями. Пусть в газе содержится N частиц, скорости которых равны $v_1, v_2, \dots, v_N$. Масса каждой частицы равна m_0 . Кинетические энергии частиц:

$$E_1 = \frac{m_0 \cdot v_1^2}{2}, E_2 = \frac{m_0 \cdot v_2^2}{2}, \dots, E_N = \frac{m_0 \cdot v_N^2}{2}. \quad (13)$$

Средняя кинетическая энергия E частиц газа – это среднее арифметическое их кинетических энергий:

$$E = \frac{E_1 + E_2 + \dots + E_N}{N} = \frac{1}{N} \cdot \left(\frac{m_0 \cdot v_1^2}{2} + \frac{m_0 \cdot v_2^2}{2} + \dots + \frac{m_0 \cdot v_N^2}{2} \right) = \frac{m_0}{2} \cdot \frac{v_1^2 + v_2^2 + \dots + v_N^2}{N}.$$

Последний множитель – это средний квадрат скорости, обозначаемый просто

$$v^2 = \frac{v_1^2 + v_2^2 + \dots + v_N^2}{N}. \quad (14)$$

Тогда формула для средней кинетической энергии приобретает привычный вид:

$$E = \frac{m_0 \cdot v^2}{2}. \quad (15)$$

Корень из среднего квадрата скорости называется средней квадратической скоростью:

$$v = \sqrt{\frac{v_1^2 + v_2^2 + \dots + v_N^2}{N}}. \quad (16)$$

Связь между давлением газа и средней кинетической энергией его частиц называется основным уравнением молекулярно-кинетической теории идеального газа. По определению, давление молекул газа на стенку сосуда равно:

$$p = \frac{F}{S}, \quad (17)$$

где F – сила, действующая на стенку сосуда со стороны молекул, а S – площадь стенки сосуда. При условии, что давление постоянно в течение времени $\Delta\tau$, получаем:

$$p = \frac{K}{S \cdot \Delta\tau}, \quad (18)$$

где K – импульс, передаваемый молекулами стенкам сосуда. Если принять, что модуль импульса не меняется при соударении, получим, что каждая молекула передаёт импульс, равный $2 \cdot m \cdot v \cdot \cos(\vartheta)$, где ϑ – угол между импульсом молекулы до соударения и нормалью со стенкой.

Проинтегрировав последнее выражение по всем возможным углам и скоростям, получаем:

$$K = \frac{2}{3} \cdot n \cdot E \cdot S \cdot \Delta\tau. \quad (19)$$

где E – средняя кинетическая энергия поступательного движения молекул газа, n – концентрация газа (число частиц в единице объёма). Тогда давление молекул газа на стенку сосуда определяется по формуле:

$$p = \frac{2}{3} \cdot n \cdot E \quad (20)$$

или раскрыв среднюю кинетическую энергию поступательного движения молекул газа

$$p = \frac{1}{3} \cdot m_0 \cdot n \cdot v^2. \quad (21)$$

Произведение массы частицы m_0 на число частиц в единице объёма n даёт массу единицы объёма, то есть плотность. Получаем третью разновидность основного уравнения:

$$p = \frac{1}{3} \cdot \rho \cdot v^2. \quad (22)$$

Можно показать, что при установлении теплового равновесия между двумя газами выравниваются средние кинетические энергии их частиц. Но мы знаем, что при этом становятся равны и температуры газов. Следовательно, **температура газа – это мера средней кинетической энергии его частиц.** Собственно, ничто не мешает попросту отождествить эти величины и сказать, что температура газа – это средняя кинетическая энергия его молекул. Определённая таким образом температура измеряется в энергетических единицах – джоулях. Но для практических задач удобнее иметь дело с привычными кельвинами. Связь средней кинетической энергии частиц и абсолютной температуры газа даётся формулой:

$$E = \frac{3}{2} \cdot k \cdot T. \quad (23)$$

где $k \approx 1.38064852(79) \cdot 10^{-23}$ Дж/К – постоянная Больцмана, полученная экспериментально.

Из данной формулы можно получить выражение для средней квадратической скорости частиц.

$$\frac{m_0 \cdot v^2}{2} = \frac{3}{2} \cdot k \cdot T, \quad (24)$$

откуда

$$v = \sqrt{\frac{3 \cdot k \cdot T}{m_0}}. \quad (25)$$

В эту формулу входит масса частицы m_0 , которую ещё надо вычислить. Но можно получить более удобный вариант формулы, домножив числитель и знаменатель подкоренного выражения на число Авогадро N_A :

$$v = \sqrt{\frac{3 \cdot k \cdot N_A \cdot T}{m_0 \cdot N_A}}. \quad (26)$$

В знаменателе имеем: $m_0 \cdot N_A = \mu$ – молярная масса газа. В числителе стоит произведение двух констант, которое также является константой, Дж/моль·К:

$$\mu R = k \cdot N_A \approx 8.3144598(48). \quad (27)$$

Константа R_0 называется универсальной газовой постоянной. Универсальная газовая постоянная – термин, впервые введенный в употребление Д. Менделеевым в 1874 г. Численно равна работе расширения одного моля идеального одноатомного газа в изобарном процессе при увеличении температуры на 1 К. Этот закон представляет собой то, что в физике принято называть уравнением состояния вещества, поскольку он описывает характер изменения свойств вещества при изменении внешних условий. Строго говоря, этот закон в точности выполняется только для идеального газа.

Теперь формула для средней квадратической скорости приобретает вид:

$$v = \sqrt{\frac{3 \cdot \mu R \cdot T}{\mu}}. \quad (28)$$

Такое выражение гораздо более удобно для практических вычислений. Если взять формулу

$$p = \frac{2}{3} \cdot n \cdot E \quad (29)$$

и подставить в неё

$$E = \frac{3}{2} \cdot k \cdot T. \quad (30)$$

Получаем:

$$p = n \cdot k \cdot T. \quad (31)$$

Вспомним теперь, что $n = \frac{N}{V}$ и $N = \nu \cdot N_A$, где ν – число молей газа:

$$p = \frac{N}{V} \cdot k \cdot T = \frac{\nu \cdot N_A}{V} \cdot k \cdot T = \frac{\nu \cdot \mu R \cdot T}{V}, \quad (32)$$

откуда

$$p \cdot \frac{V}{m} = \frac{\mu R}{\mu} \cdot T \quad (33)$$

где p – давление, Па; V – объем газа, м³; T – абсолютная температура, К; μR – универсальная газовая постоянная Дж/(моль·К); m – масса газа, кг; μ – его молярная масса, кг/кмоль. Или в упрощенной форме:

$$p \cdot v = R \cdot T. \quad (34)$$

где $v = \frac{V}{m}$ – удельный объем газа, м³/кг; $R = \frac{\mu R}{\mu}$ – газовая постоянная Дж/(кг·К).

Соотношение называется уравнением Менделеева - Клапейрона. Оно даёт взаимосвязь трёх важнейших макроскопических параметров, описывающих состояние идеального газа давления, удельного объёма и температуры. Поэтому уравнение Менделеева - Клапейрона называется **уравнением состояния идеального газа**.

Идеальный газ представляет собой упрощенную математическую модель реального газа: молекулы считаются движущимися хаотически, а соударения между молекулами и удары молекул о стенки сосуда – упругими, то есть не приводящими к потерям энергии в системе. Такая упрощенная модель очень удобна, поскольку позволяет обойти очень неприятную трудность – необходимость учитывать силы взаимодействия между молекулами газа. И это себя оправдывает, поскольку в природных условиях поведение большинства реальных газов практически не отличается от поведения идеального газа – отклонения в поведении практически всех природных газов, например атмосферного азота и кислорода, от поведения идеального газа не превышают 1%. Это позволяет ученым спокойно включать уравнение состояния идеального газа даже в весьма сложные теоретические расчеты.

Задачи (n – номер варианта):

1.1. Определить абсолютное давление в паровом котле, если манометр показывает $(0.2 + 0.02 \cdot n)$ МПа, а атмосферное давление равно 755 мм рт. ст.

1.2. Разрежение в газоходе парового котла, измеряемое тягомером, равно $(15 + n)$ мм вод. ст. Определить абсолютное давление газов, если показание барометра 730 мм рт. ст., и выразить его в МПа.

1.3. В баллоне емкостью 40 л находится кислород при давлении $(100 + n)$ кгс/см² по манометру. Температура кислорода 25 °С, атмосферное давление равно 745 мм рт. ст. Определить массу кислорода и его плотность.

1.4. Чему равна масса водорода, если $p_{\text{ман}} = 6$ кгс/см²; $p_{\text{бар}} = 750$ мм рт. ст.; $t = 100$ °С? Объем газа V равен $(n + 1)$ м³. Произвести расчет также для кислорода и углекислого газа.

1.5. В резервуаре емкостью 12 м³, содержащем в себе воздух для пневматических работ, давление равно 8 ат по манометру при температуре воздуха 25 °С. После использования части воздуха для работ давление его упало до $(3 + 0.1n)$ ат, а температура – до 17 °С. Определить, сколько кг воздуха израсходовано, если $p_{\text{бар}} = 755$ мм рт. ст.

1.6. Сосуд емкостью $V = 10$ м³ заполнен углекислым газом. Определить абсолютное давление в сосуде, если масса газа равна $(1 + n)$ кг, а температура равна 27 °С.

1.7. Поршневой компрессор всасывает в минуту 3 м^3 воздуха при $t = 17^\circ\text{C}$ и барометрическом давлении $p_{\text{бар}} = 750 \text{ мм рт. ст.}$ и нагнетает его в резервуар, объем которого равен 8.5 м^3 . За какое время (в мин) компрессор поднимет давление в резервуаре до значения $p = (6 + n) \text{ ат}$, если температура в резервуаре будет оставаться постоянной? Начальное давление в резервуаре было 750 мм рт. ст. , а температура равнялась 17°C .

1.8. Плотность воздуха при нормальных условиях $\rho_n = 1.293 \text{ кг/м}^3$. Чему равна плотность воздуха при абсолютном давлении $p = (1.5 + n) \text{ МПа}$ и температуре $t = (20 + n)^\circ\text{C}$?

1.9. Дутьевой вентилятор подает в топку парового котла воздух в количестве $V = 102000 \text{ м}^3/\text{ч}$ при $t = 300^\circ\text{C}$ и давлении (избыточном) $p_m = 155 \text{ мм вод. ст.}$ Барометрическое давление $p_{\text{бар}} = (740 + n) \text{ мм рт. ст.}$ Определить часовую производительность вентилятора при нормальных условиях V_n в $\text{м}^3/\text{ч}$.

1.10. Определить диаметр воздуховода для подачи $(50 + n) \cdot 100 \text{ кг/ч}$ воздуха при абсолютном давлении 1.15 бар , если температура этого воздуха 22°C . Скорость воздуха в воздуховоде равна 8 м/с .

2 Смеси идеальных газов

Под газовой смесью понимается смесь газов, не вступающих между собой в химические реакции. Составляющие смесь отдельные газы называются компонентами. Каждый компонент смеси распространяется по всему объему смеси.

Давление, которое имел бы каждый компонент, входящий в состав смеси, если бы он находился один в том же объеме и при той же температуре, что и смесь, называется **парциальным давлением компонента** (от латинского pars – часть).

По **закону Дальтона** давление смеси равно сумме парциальных давлений ее компонентов, т. е.

$$p_{\text{см}} = p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_n = \sum_{i=1}^n p_i, \quad (35)$$

где $p_{\text{см}}$ – давление газовой смеси; p_1, p_2, p_3, p_n – парциальные давления компонентов смеси.

Итак, каждый компонент смеси, занимая весь объем смеси, находится под своим парциальным давлением. Но если этот компонент поместить под давлением $p_{\text{см}}$ при той же температуре смеси $T_{\text{см}}$, то он займет объем V_i меньший, чем объем $V_{\text{см}}$. Этот объем V_i называют приведенным или парциальным.

Объем смеси равен сумме парциальных объемов ее компонентов:

$$V_{\text{см}} = V_1 + V_2 + V_3 + \dots + V_n = \sum_{i=1}^n V_i, \quad (36)$$

где $V_{\text{см}}$ – полный объем смеси газов; V_1, V_2, V_3, V_n – парциальные объемы компонентов, приведенные к условиям смеси.

Состав газовой смеси чаще всего задается массовым или объемным способом.

Массовой долей каждого компонента называется отношение массы данного компонента к массе всей смеси:

$$g_i = \frac{M_i}{M_{\text{см}}}, \quad (37)$$

где M_i – масса данного компонента; $M_{\text{см}}$ – масса всей смеси, содержащая n компонентов.

Очевидно, что

$$\sum_{i=1}^n g_i = 1.$$

Объемной долей компонента называется отношение парциального объема данного компонента V_i к объему всей смеси $V_{\text{см}}$:

$$r_i = \frac{V_i}{V_{\text{см}}}. \quad (38)$$

Поскольку

$$V_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n V_i,$$

то

$$\sum_{i=1}^n r_i = 1.$$

Температура компонента, заполняющего объем $V_{\text{см}}$ не изменилась после приведения его к давлению $P_{\text{см}}$, когда он стал занимать объем V_i .

Поэтому из закона Бойля-Мариотта следует:

$$p_i V_{\text{см}} = p_{\text{см}} V_i, \quad (39)$$

$$r_i = \frac{V_i}{V_{\text{см}}} = \frac{p_i}{p_{\text{см}}}. \quad (40)$$

Из соотношения выше можно получить формулу для вычисления парциального давления компонента:

$$p_i = \frac{p_{\text{см}} V_i}{V_{\text{см}}} = p_{\text{см}} r_i. \quad (41)$$

Для упрощения расчетов газовую смесь условно заменяют газом, состоящим из однородных одинаковых по массе молекул, который по числу молекул и массе эквивалентен газовой смеси. К осредненной молекуле этого газа и относят понятия средней молекулярной массы смеси $\mu_{\text{см}}$ и газовой постоянной смеси $R_{\text{см}}$. Эти величины находят по формулам в зависимости от способа задания состава.

Массовый способ:

$$\mu_{\text{см}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{g_i}{\mu_i}}, \quad (42)$$

$$R_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n g_i R_i. \quad (43)$$

Объемный способ:

$$\mu_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n r_i \mu_i, \quad (44)$$

$$R_{\text{см}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{r_i}{R_i}}, \quad (45)$$

В этих соотношениях: $\mu_{\text{см}}$ – средняя молекулярная масса смеси; $R_{\text{см}}$ – газовая постоянная смеси; g_i , r_i – соответственно массовая и объемная доли компонента смеси; R_i – газовая постоянная компонента; μ_i – молекулярная масса компонента.

Объемные и массовые доли компонентов связаны между собой соотношением:

$$\frac{g_i}{r_i} = \frac{\mu_i}{\mu_{\text{см}}} = \frac{\rho_i}{\rho_{\text{см}}} = \frac{R_{\text{см}}}{R_i}. \quad (46)$$

В этом выражении, кроме уже упомянутых величин, ρ_i и $\rho_{\text{см}}$ – соответственно плотность данного компонента и смеси (в условиях $p_{\text{см}}$ и $T_{\text{см}}$).

Для газовой смеси, состоящей из идеальных компонентов, можно использовать для расчетов уравнение Клапейрона:

$$p_{\text{см}} V_{\text{см}} = M_{\text{см}} R_{\text{см}} T_{\text{см}}. \quad (47)$$

Задачи (n – номер варианта):

2.1. Объемный состав газообразного топлива следующий: $H_2 = (10 + n)\%$, $CH_4 = (90 - n)\%$. Определить среднюю молекулярную массу и газовую постоянную смеси.

2.2. Объемный состав продуктов сгорания $CO_2 = 12.3\%$; $O_2 = 7.2\%$; $N_2 = 80.5\%$. Определить плотность и удельный объем смеси при $t = 800^\circ\text{C}$ и $p_{\text{бар}} = (740 + n)$ мм рт. ст.

2.3. В резервуаре емкостью $V = (155 - n)$ м³ находится светильный газ при давлении $P = 4$ ат и температуре $t = 18^\circ\text{C}$. Объемный состав газа $H_2 = 46\%$; $CH_4 = 32\%$; $CO = 15\%$; $N_2 = 7\%$. После израсходования некоторого количества газа давление его понизилось до 3.1 ат, а температура упала до 12°C . Определить массу израсходованного газа.

2.4. Массовый состав смеси следующий: $CO_2 = 18\%$; $O_2 = n\%$; $N_2 = (82 - n)\%$. До какого давления нужно сжать эту смесь, находящуюся при нормальных условиях, чтобы при $t = 180^\circ\text{C}$ 8 кг ее занимали объем 40 л?

2.5. Анализ продуктов сгорания топлива показал следующий объемный состав: $CO_2 = 12.2\%$; $O_2 = 7.1\%$; $CO = n\%$; $N_2 = (80.7 - n)\%$. Найти массовый состав газов, составляющих продукты сгорания.

2.6. В резервуаре объемом 10 м³ находится газовая смесь, состоящая из n кг кислорода и $(40 - n)$ кг азота. Температура смеси равна 27°C . Определить парциальные давления компонентов смеси.

2.7. Плотность смеси азота и углекислого газа при давлении 1.4 бар и температуре $(45 + n)^\circ\text{C}$ равна 2 кг/м³. Определить массовый состав смеси.

2.8. Определить массовый состав газовой смеси, состоящей из углекислого газа и азота, если известно, что парциальное давление углекислого газа $p_{CO_2} = (120 + 10n)$ кПа, а давление смеси $p_{\text{см}} = 300$ кПа.

2.9. Определить газовую постоянную, удельный объем газовой смеси и парциальные давления ее составляющих, если объемный состав смеси следующий: $CO_2 = (12 + n)\%$, $O_2 = 8\%$ и $N_2 = (80 - n)\%$, а общее давление $p = 100$ кПа и температура $t = 40^\circ\text{C}$.

2.10. Газовая смесь имеет следующий массовый состав: $CO_2 = (12 + n)\%$, $O_2 = 8\%$ и $N_2 = (80 - n)\%$. До какого давления нужно изотермически

сжать эту смесь, находящуюся при нормальных условиях, чтобы плотность ее составляла 1.6 кг/м^3 ?

3 Теплоемкость газов

Теплоёмкость тела (обычно обозначается латинской буквой C) — физическая величина, определяемая отношением бесконечно малого количества теплоты dQ , полученного телом, к соответствующему приращению его температуры dT :

$$C = \frac{dQ}{dT}, \quad (48)$$

или

$$Q = \int_{T_1}^{T_2} C dT, \quad (49)$$

где Q — количество теплоты процесса; T_1 и T_2 — температуры начала и конца процесса.

Удельной теплоёмкостью называется теплоёмкость, отнесённая к единичному количеству вещества. Количество вещества может быть измерено в килограммах, кубических метрах и молях. В зависимости от того, к какой количественной единице относится теплоёмкость, различают массовую, объёмную и молярную теплоёмкость.

Удельная массовая теплоёмкость c , также называемая просто удельной теплоёмкостью — это количество теплоты, которое необходимо подвести к единице массы вещества, чтобы нагреть его на единицу температуры. В СИ измеряется в джоулях на килограмм на кельвин (Дж/кг·К). Массовая удельная теплоёмкость связана с теплоемкостью тела следующим соотношением:

$$C = m \cdot c, \quad (50)$$

где m — масса тела.

Удельная молярная теплоёмкость c_μ — это количество теплоты, которое необходимо подвести к одному молю вещества, чтобы нагреть его на единицу температуры. В СИ измеряется в джоулях на моль на кельвин (Дж/моль·К). Массовая и киломолярная теплоемкости связаны между собой следующей зависимостью:

$$c = \frac{c_\mu}{\mu}, \quad (51)$$

где μ — молярная масса вещества.

Удельная объёмная теплоёмкость c' — это количество теплоты, которое необходимо подвести к единице объёма вещества, чтобы нагреть его на единицу температуры. В СИ измеряется в джоулях на кубический метр на кельвин (Дж/м³·К). Киломолярная и объёмная теплоемкости связаны между собой следующей зависимостью:

$$c' = \frac{c_\mu}{22.4}, \quad (52)$$

где 22.4 – объем киломоля любого идеального газа в нормальных физических условиях (следствие из закона Авогадро), м³н /кмоль.

Понятие теплоёмкости определено как для веществ в различных агрегатных состояниях (твёрдых тел, жидкостей, газов), так и для ансамблей частиц и квазичастиц (в физике металлов, например, говорят о теплоёмкости электронного газа).

Для примера, в молекулярно-кинетической теории газов показывается, что молярная теплоёмкость идеального газа с i степенями свободы при постоянном объёме (для одного моля идеального газа) равна:

$$c_{\mu v} = \frac{i}{2} \cdot \mu R, \quad (53)$$

где μR – универсальная газовая постоянная.

А при постоянном давлении:

$$c_{\mu p} = c_{\mu v} + \mu R = \frac{i+2}{2} \cdot \mu R. \quad (54)$$

Теплоемкости газовых смесей определяют по формулам:

$$c_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n g_i \cdot c_i, \quad (55)$$

$$c'_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n r_i \cdot c'_i, \quad (56)$$

$$c_{\mu \text{см}} = \sum_{i=1}^n r_i \cdot c_{\mu i}. \quad (57)$$

В этих выражениях g_i , r_i – соответственно массовая и объемная доля i -го компонента газовой смеси; c_i , c'_i , $c_{\mu i}$ – соответственно массовая, объемная и киломолярная теплоемкость i -го компонента; $c_{\text{см}}$, $c'_{\text{см}}$, $c_{\mu \text{см}}$ – соответственно массовая, объемная и киломолярная теплоемкость газовой смеси; i – номер компонента смеси; n – число компонентов смеси.

Таблица 1 – Интерполяционные формулы для средних массовых и объемных теплоемкостей газов в пределах от 0 до 1500 °С.

Газ	Формула для теплоемкости (температуру подставлять в °С)	
	массовая, кДж/кг·К	объемная, кДж/м ³ ·К
H ₂	$c_v = 10.12 + 5.945 \cdot 10^{-4}t$ $c_p = 14.33 + 5.945 \cdot 10^{-4}t$	$c'_v = 0.9094 + 5.23 \cdot 10^{-5}t$ $c'_p = 1.280 + 5.23 \cdot 10^{-5}t$
H ₂ O	$c_v = 1.372 + 3.111 \cdot 10^{-4}t$ $c_p = 1.833 + 3.111 \cdot 10^{-4}t$	$c'_v = 1.102 + 2.498 \cdot 10^{-4}t$ $c'_p = 1.473 + 2.498 \cdot 10^{-4}t$
N ₂	$c_v = 0.7304 + 8.955 \cdot 10^{-5}t$ $c_p = 1.032 + 8.955 \cdot 10^{-5}t$	$c'_v = 0.9131 + 1.107 \cdot 10^{-4}t$ $c'_p = 1.306 + 1.107 \cdot 10^{-4}t$
CO	$c_v = 0.7331 + 9.681 \cdot 10^{-5}t$ $c_p = 1.035 + 9.681 \cdot 10^{-5}t$	$c'_v = 0.9173 + 1.21 \cdot 10^{-4}t$ $c'_p = 1.291 + 1.21 \cdot 10^{-4}t$

Газ	Формула для теплоемкости (температуру подставлять в °С)	
	массовая, кДж/кг·К	объемная, кДж/м³·К
Воздух	$c_v = 0.7088 + 9.3 \cdot 10^{-5}t$ $c_p = 0.9956 + 9.3 \cdot 10^{-5}t$	$c'_v = 0.9157 + 1.2 \cdot 10^{-4}t$ $c'_p = 1.287 + 1.2 \cdot 10^{-4}t$
O ₂	$c_v = 0.6594 + 1.065 \cdot 10^{-4}t$ $c_p = 0.919 + 1.065 \cdot 10^{-4}t$	$c'_v = 0.943 + 1.577 \cdot 10^{-4}t$ $c'_p = 1.313 + 1.577 \cdot 10^{-4}t$
CO ₂	$c_v = 0.6837 + 2.406 \cdot 10^{-4}t$ $c_p = 0.8725 + 2.406 \cdot 10^{-4}t$	$c'_v = 1.3423 + 4.723 \cdot 10^{-5}t$ $c'_p = 1.7132 + 4.723 \cdot 10^{-5}t$
SO ₂	$c_v = 0.5016 + 1.554 \cdot 10^{-4}t$ $c_p = 0.6314 + 1.554 \cdot 10^{-4}t$	$c'_v = 1.4763 + 4.54 \cdot 10^{-5}t$ $c'_p = 1.8472 + 4.54 \cdot 10^{-5}t$

Задачи (n – номер варианта):

3.1. Вычислить среднюю массовую теплоемкость при постоянном давлении для CO₂ в интервале температур от $t_1 = 200$ °С до $t_2 = (500 + 10n)$ °С.

3.2. Найти среднюю массовую теплоемкость при постоянном объеме для воздуха в интервале температур от $t_1 = 400$ °С до $t_2 = (700 + 10n)$ °С.

3.3. Воздух в количестве 5 м³ при абсолютном давлении $P_1 = 0.3$ МПа и температуре $t_1 = 25$ °С нагревается при постоянном давлении до $t_2 = (100 + 2n)$ °С. Определить количество теплоты, подведенной к воздуху.

3.4. В закрытом сосуде объемом $V = 300$ л находится воздух при абсолютном давлении $P_1 = 3$ кгс/см² и температуре $t_1 = 20$ °С. Какое количество теплоты необходимо подвести для того, чтобы температура воздуха поднялась до $t_2 = (120 + n)$ °С?

3.5. Воздух охлаждается от $t_1 = (1000 + 30n)$ °С до $t_2 = 100$ °С в процессе с постоянным давлением. Какое количество теплоты теряет 1 кг воздуха?

3.6. Газовая смесь имеет следующий состав по объему: CO₂ = 12 %, O₂ = 8 %, H₂O = n %, N₂ = (80– n) %. Определить для данной смеси среднюю массовую теплоемкость в интервале от t_1 до t_2 , если смесь нагревается от $t_1 = 100$ °С до $t_2 = 300$ °С

3.7. Продукты сгорания топлива поступают в газоход парового котла при температуре газов $t'_r = 1100$ °С и покидают газоход при температуре газов $t''_r = 700$ °С. Объемный состав газов следующий: CO₂ = 11 %, O₂ = 6 %, H₂O = n %, N₂ = (83– n) %. Определить, какое количество теплоты теряет 1 м³ газовой смеси, взятой при нормальных условиях.

3.8. В регенеративном подогревателе газовой турбины воздух нагревается от $t_1 = 150$ °С до $t_2 = (600 + 10n)$ °С. Определить количество теплоты, сообщенное воздуху в единицу времени, если расход его составляет 360 кг/ч.

3.9. Для использования теплоты газов, уходящих из топок паровых котлов, в газоходах последних устанавливают воздухоподогреватели. Пусть известно, что воздух нагревается в воздухоподогревателе от $t'_в = 20$ °С до $t''_в = 250$ °С, а продукты сгорания (газы) при этом охлаждаются от $t'_г = 350$ °С до

$t''_r = 160$ °С. Объемный состав продуктов сгорания, проходящих через воздухоподогреватель, следующий: $CO_2 = 12$ %, $O_2 = 6$ %, $H_2O = n$ %, $N_2 = (82 - n)$ %. Принять, что вся теплота, отдаваемая газами, воспринимается воздухом и процесс происходит при неизменном давлении. Определить расход воздуха, приведенный к нормальным условиям $V_{вн}$, если известно, что расход газов $V_{гн} = 66 \cdot 10^3$ м³н/ч.

3.10. Найти количество теплоты, необходимое для нагрева 5 м³ (при нормальных условиях) газовой смеси состава: $CO_2 = 14.5$ %, $O_2 = (6.5 + n)$ %, $N_2 = (79 - n)$ % от $t_1 = 200$ °С до $t_2 = 1200$ °С при $p = const$.

4 Смешение газов

При смешении газов, не вступающих в химическое взаимодействие и имеющих различные давления и температуры, обычно приходится определять конечное состояние смеси. При этом различают два случая – смешение газов при постоянном объеме и смешение газов при постоянном давлении.

Смешение газов при постоянном объеме $V = const$. Если суммарный объем, занимаемый газами до и после смешения, остается неизменным и газы до смешения занимали объемы $V_1, V_2, \dots, V_n$, м³ при давлениях $p_1, p_2, \dots, p_n$, Па и температурах $T_1, T_2, \dots, T_n$, К, а показатели адиабаты $\frac{c_p}{c_v}$ равны $k_1, k_2, \dots, k_n$, то параметры смеси можно рассчитать по формулам:

$$T = \frac{\sum_{i=1}^n p_i V_i C_{\mu vi}}{\sum_{i=1}^n \frac{p_i V_i}{T_i} C_{\mu vi}} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{p_i V_i}{k_i - 1}}{\sum_{i=1}^n \frac{p_i V_i}{(k_i - 1) \cdot T_i}}, \quad (58)$$

$$p = \frac{T}{V} \sum_{i=1}^n \frac{p_i V_i}{T_i}, \quad (59)$$

$$V = \sum_{i=1}^n V_i. \quad (60)$$

Для газов, у которых равны киломолярные теплоемкости и, следовательно, равны значения k формулы принимают вид:

$$T = \frac{\sum_{i=1}^n p_i V_i}{\sum_{i=1}^n \frac{p_i V_i}{T_i}}, \quad (61)$$

$$p = \frac{\sum_{i=1}^n p_i V_i}{V}. \quad (62)$$

Все эти уравнения основаны на равенстве внутренней энергии системы до и после смешения, вытекающем из первого закона термодинамики при условии отсутствия теплообмена и внешней работы.

2. Смешение газовых потоков. Если массовые расходы смешивающихся потоков равны $M_1, M_2, \dots, M_n$, кг/с; объемные расходы – $V_1, V_2, \dots, V_n$, м³/с; давления газов – $p_1, p_2, \dots, p_n$, Па; температуры $T_1, T_2, \dots, T_n$, К; а показатели адиабаты $\frac{c_p}{c_v}$ равны соответственно $k_1, k_2, \dots, k_n$, то температура T смеси определяется по формуле:

$$T = \frac{\sum_{i=1}^n p_i V_i C_{\mu vi}}{\sum_{i=1}^n \frac{p_i V_i}{T_i} C_{\mu vi}} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{k_i}{k_i - 1} p_i V_i}{\sum_{i=1}^n \frac{k_i}{k_i - 1} \frac{p_i V_i}{T_i}}, \quad (63)$$

Объемный расход смеси при температуре T и давлении p :

$$V = \frac{T}{p} \sum_{i=1}^n \frac{p_i V_i}{T_i}, \quad (64)$$

Для газов, у которых значения k равны, температуру смеси определяют по формуле:

$$T = \frac{\sum_{i=1}^n p_i V_i}{\sum_{i=1}^n \frac{p_i V_i}{T_i}}, \quad (65)$$

Если газовые потоки, помимо одинаковых значений k , имеют также равные давления, тогда:

$$T = \frac{\sum_{i=1}^n V_i}{\sum_{i=1}^n \frac{V_i}{T_i}}, \quad (66)$$

$$V = T \sum_{i=1}^n \frac{V_i}{T_i}, \quad (67)$$

Отсутствие при смешении потоков теплообмена с окружающей средой и внешней работы приводит поставленную задачу к условию, что энтальпия системы остается неизменной.

Задачи (n – номер варианта):

4.1. $(2 + n)$ м³ воздуха при давлении 0.5 МПа и температурой 50 °С смешивается с $(10 + n)$ м³ воздуха при давлении 0.2 МПа и температуре 100 °С. Определить давление и температуру смеси. Теплообмен с окружающей средой отсутствует.

4.2. $(6+n)$ м³ азота при давлении 0.1 МПа и температурой 100 °С смешивается с $(1 + n)$ м³ кислорода при давлении 0.6 МПа и температуре 40 °С. Определить давление и температуру смеси. Теплообмен с окружающей средой отсутствует.

4.3. В двух разобщенных между собой сосудах А и В содержатся следующие газы: в сосуде А – $(50 + n)$ л азота при давлении $p_{N_2} = 2$ МПа и температуре $t_{N_2} = 200$ °С, в сосуде В – $(200 + 2n)$ л углекислого газа при давлении $p_{CO_2} = 0.5$ МПа и температуре $t_{CO_2} = 600$ °С. Определить давление и температуру, которые установятся после соединения сосудов. Теплообменом с окружающей средой и зависимостью теплоемкости от температуры пренебречь.

4.4. В сосуде А находится $(100 + 2n)$ л водорода при давлении 1,5 МПа и температуре 1200 °С, а в сосуде В – $(50 + 2n)$ л азота при давлении 3 МПа и температуре 200 °С. Найти давление и температуру, которые установятся после соединения сосудов при условии отсутствия теплообмена с окружающей средой. Учесть зависимость теплоемкости от температуры.

4.5. Три разобщенных между собой сосуда А, В, С заполнены различными газами. В сосуде А, имеющим объем $(20 - n)$ л, находится сернистый ангидрид SO_2 при давлении 6 МПа и температуре 100 °С, в сосуде В с объемом 5 л – азот при давлении 0.4 МПа и температуре 200 °С и в сосуде С с объемом $(5 + n)$ л – азот при давлении 2 МПа и температуре 300 °С.

Определить давление и температуру, которые установятся после соединения сосудов между собой. Считать, что теплообмен со средой отсутствует.

4.6. В газоходе котельной смешиваются уходящие газы трех котлов, имеющие атмосферное давление. Будем считать, что эти газы имеют одинаковый состав (массовый): $CO_2 = 12 \%$, $O_2 = 8 \%$, $H_2O = n \%$, $N_2 = (80 - n) \%$. Часовые расходы газов составляют $V_1 = 7100 \text{ м}^3/\text{ч}$; $V_2 = 2600 \text{ м}^3/\text{ч}$; $V_3 = 11200 \text{ м}^3/\text{ч}$, а температура газов соответственно равна $t_1 = 170 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_2 = 220 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_3 = 120 \text{ }^\circ\text{C}$. Определить температуру газов после смешения и их объемный расход через дымовую трубу при этой температуре. Теплообменом в окружающую среду и зависимостью теплоемкости от температуры пренебречь.

4.7. Уходящие газы из трех паровых котлов при давлении 0.1 МПа смешиваются в сборном газоходе и через дымовую трубу удаляются в атмосферу. Объемный состав уходящих газов из отдельных котлов следующий:

из первого: $CO_2 = 10 \%$; $O_2 = 7 \%$; $H_2O = n \%$; $N_2 = (83 - n) \%$;

из второго: $CO_2 = 12 \%$; $O_2 = 8 \%$; $H_2O = n \%$; $N_2 = (80 - n) \%$;

из третьего: $CO_2 = 13 \%$; $O_2 = 10 \%$; $H_2O = n \%$; $N_2 = (77 - n) \%$.

Часовые расходы газов составляют $M_1 = 12000 \text{ кг/ч}$; $M_2 = 6500 \text{ кг/ч}$; $M_3 = 8400 \text{ кг/ч}$, а температуры газов соответственно равны $t_1 = 130 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_2 = 180 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_3 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$. Определить температуру уходящих газов после смешения в сборном газоходе и объемный расход. Принять, что киломолярные теплоемкости смешивающихся газов одинаковы.

4.8. В газоходе смешиваются три газовых потока, имеющие одинаковое давление, равное 0.2 МПа. Первый поток представляет собой азот с объемным расходом $V_1 = (8000 + 10n) \text{ м}^3/\text{ч}$ при температуре $200 \text{ }^\circ\text{C}$, второй поток – углекислый газ с расходом $V_2 = (7000 + 20n) \text{ м}^3/\text{ч}$ при температуре $500 \text{ }^\circ\text{C}$ и третий поток – воздух с расходом $V_3 = (6000 + 20n) \text{ м}^3/\text{ч}$ при температуре $800 \text{ }^\circ\text{C}$. Найти температуру газов после смешения и их объемный расход в общем газопроводе.

4.9. Продукты сгорания из газохода парового котла в количестве $(300 + 10n) \text{ кг/ч}$ при температуре $900 \text{ }^\circ\text{C}$ должны быть охлаждены до $500 \text{ }^\circ\text{C}$ и направлены в сушильную установку. Газы охлаждаются смешением газового потока с потоком воздуха, имеющего температуру $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Давление в обоих газовых потоках одинаковые. Определить часовой расход воздуха, если известно, что $R_{\text{газ}} = R_{\text{возд}}$. Теплоемкость продуктов сгорания принять равной теплоемкости воздуха.

4.10. В канале смешиваются газы, поступающие из трех трубопроводов: кислород $m = 0.8 \text{ кг/с}$ при $t_1 = 400 \text{ К}$ и $p_1 = 1.8 \cdot 10^5 \text{ Па}$, водород $m = 2.2 \text{ кг/с}$ при $t_2 = 340 \text{ К}$ и $p_2 = 3.4 \cdot 10^5 \text{ Па}$, двуокись углерода $m = (3.4 + 0.1n) \text{ кг/с}$ при $t_3 = 380 \text{ К}$ и $p_3 = 2.5 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Определить температуру и удельный объем смеси.

5 Основные законы термодинамики

В технической термодинамике используются три основные функции состояния: удельная внутренняя энергия u , удельная энтальпия h и удельная энтропия s . Эти функции зависят только от состояния рабочего тела, их изменение в ходе термодинамического процесса не зависит от хода процесса.

Удельная внутренняя энергия – функция состояния закрытой термодинамической системы, определяемая тем, что ее приращение в любом процессе, происходящем в этой системе, равно сумме теплоты, сообщенной системе, и работы, совершенной над ней.

Если рабочее тело – идеальный газ, то внутренняя энергия зависит только от температуры.

$$du = c_v dT. \quad (68)$$

Тогда для процесса идеального газа изменение внутренней энергии равно:

$$\Delta u = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT. \quad (69)$$

Условно принимают, что при нормальных условиях ($t = 0^\circ\text{C}$) внутренняя энергия равна 0, тогда в данном состоянии, характеризуемом температурой t , внутренняя энергия равна:

$$u = \int_{273.15\text{K}}^T c_v dT. \quad (70)$$

Удельная работа изменения объема совершается при любом изменении объема неподвижного газа. Эта работа обозначается l (Дж/кг, кДж/кг). При элементарном изменении объема 1 кг газа соответствующая элементарная работа равна:

$$dl = p dv. \quad (71)$$

Для термодинамического процесса, в котором объем 1 кг рабочего тела изменяется от v_1 до v_2 , работа изменения объема равна:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv. \quad (72)$$

Для нахождения удельной работы изменения объема по выражению выше надо знать функциональную связь между p и v в ходе процесса. Для анализа работы рабочего тела удобно пользоваться диаграммой $p - v$.

Первый закон термодинамики представляет собой закон сохранения энергии, примененный к процессам, протекающим в термодинамических системах. Этот закон можно сформулировать так: энергия изолированной термодинамической системы остается неизменной независимо от того, какие

процессы в ней протекают. Для незамкнутого термодинамического процесса, протекающего в простейшей изолированной системе, состоящей из источника теплоты, рабочего тела и объекта работы, уравнение баланса энергии примет вид:

$$dq = du + dl. \quad (73)$$

или

$$dq = du + pdv. \quad (74)$$

Последнее выражение можно видоизменить, введя в него энтальпию и техническую работу:

$$dq = du + d(pv) - vdp = d(u + pv) - vdp = dh + dl'. \quad (75)$$

Удельная энтальпия – функция состояния термодинамической системы, равная сумме внутренней энергии и произведения удельного объема на давление:

$$h = u + p \cdot v. \quad (76)$$

Энтальпия идеального газа зависит только от температуры. Изменение энтальпии в процессе идеального газа подсчитывается по формуле:

$$\Delta h = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT. \quad (77)$$

Поскольку энтальпия при нормальных условиях принимается равной нулю, то энтальпия рабочего тела в данном состоянии равна:

$$h = \int_{273.15K}^T c_p dT. \quad (78)$$

Удельная техническая работа совершается потоком движущегося газа за счет изменения кинетической энергии газа. Эта работа обозначается и l' (Дж/кг, кДж/кг). Элементарная техническая работа равна:

$$dl' = -vdp. \quad (79)$$

Для термодинамического процесса удельная техническая работа 1 кг рабочего тела равна:

$$l' = - \int_{p_1}^{p_2} vdp. \quad (80)$$

Второй закон термодинамики определяет направление, в котором протекают процессы, устанавливает условия преобразования тепловой энергии в механическую, а также определяет максимальное значение работы, которое может быть произведена тепловым двигателем.

Второй закон термодинамики математически может быть выражен следующим образом:

$$ds \geq \frac{dq}{T}. \quad (81)$$

Знак неравенства соответствует необратимым процессам, а знак равенства – обратимым. Следовательно, аналитическое выражение второго закона термодинамики для бесконечно малого обратимого процесса имеет вид:

$$dq = Tds. \quad (82)$$

Тогда согласно первому закону термодинамики:

$$Tds = du + pdv. \quad (83)$$

Удельная энтропия – функция состояния термодинамической системы, определяемая тем, что ее дифференциал ds при элементарном равновесном (обратимом) процессе равен отношению бесконечно малого количества теплоты dq , сообщенной системе, к термодинамической температуре T системы:

$$ds = \frac{dq}{T}. \quad (84)$$

Изменения удельной энтропии между двумя произвольными состояниями газа определяют по следующим формулам:

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{dl}{T} = \frac{du}{T} + \frac{pdv}{T} = \frac{du}{T} + \frac{Rdv}{v}. \quad (85)$$

$$\Delta s = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_v}{T} dT + \int_{v_1}^{v_2} \frac{R}{v} dv. \quad (86)$$

или

$$ds = \frac{dh}{T} + \frac{dl'}{T} = \frac{dh}{T} + \frac{-vdp}{T} = \frac{dh}{T} - \frac{Rdp}{p}. \quad (87)$$

$$\Delta s = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_p}{T} dT - \int_{p_1}^{p_2} \frac{R}{p} dp. \quad (88)$$

Поскольку в технической термодинамике приходится иметь дело не с абсолютными значениями энтропии, а с ее изменением, отсчет значений энтропии можно вести от любого состояния. Для газов принято считать значение энтропии равным нулю при нормальных условиях, тогда значение энтропии отсчитанного от нормального состояния можно определить по формулам:

$$s = \int_{273.15K}^T \frac{c_v}{T} dT + \int_{v_H}^v \frac{R}{v} dv. \quad (89)$$

или

$$s = \int_{273.15K}^T \frac{c_p}{T} dT - \int_{p_H}^p \frac{R}{p} dp. \quad (90)$$

Максимальная полезная работа, которую может произвести система – это часть максимальной работы за вычетом работы, затрачиваемой на сжатие окружающей среды:

$$l_{max} = l - l_0. \quad (91)$$

Предположим далее, что температура T_0 и давление p_0 окружающей среды неизменны или, во всяком случае, не зависят от того, сообщается ли теплота среде или забирается у нее. Поскольку в общем случае $p \neq p_0$ и $T \neq T_0$, то рассматриваемая изолированная система неравновесна и, следовательно, способна произвести работу.

Учитывая первый закон термодинамики, можно написать выражение для максимальной полезной работы изолированной системы:

$$l_{max} = (u - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0). \quad (92)$$

Как видно из этого соотношения, максимальная полезная работа системы однозначно определяется начальными параметрами источника работы и параметрами окружающей среды.

Эксергия. Максимальную полезную работу (работоспособность) в современной термодинамике принято называть эксергией. В данном случае величина l_{max} – это эксергия источника работы.

Задачи (n – номер варианта):

5.1. В сосуд, содержащий 5 л воды при температуре 20 °С, помещен электронагреватель мощностью $(500 + 10n)$ Вт. Определить, сколько времени потребуется, чтобы вода нагрелась до температуры кипения 100 °С. Потерями теплоты в окружающую среду пренебречь.

5.2. В котельной электростанции за 10 ч работы сожжено $(100 + 10n)$ т каменного угля с теплотой сгорания $Q_H^p = 7000$ ккал/кг. Найти количество выработанной электроэнергии и среднюю мощность станции за указанный период работы, если КПД процесса преобразования тепловой энергии в электрическую составляет 22 %.

5.3. Найти изменение внутренней энергии 1 кг воздуха при охлаждении его от $t_1 = (300 + 10n)$ °С до $t_2 = 50$ °С. Учесть зависимость теплоемкости от температуры.

5.4. Определить изменение внутренней энергии 2 м³ воздуха, если температура его понижается от $t_1 = (200 + 10n)$ °С до $t_2 = 70$ °С. Учесть

зависимость теплоемкости от температуры. Начальное давление воздуха (абсолютное) $p_1 = 0.6$ МПа.

5.5. Найти внутреннюю энергию, энтальпию и энтропию 1 кг азота, если температура его равна $(100 + 10n)$ °С, а давление (абсолютное) 0.6 МПа.

5.6. Газ, состояние которого определяется на диаграмме $p - v$ точкой 1 (рисунок ниже), переходит в состояние 2 по пути 1с2. При этом к газу подводится $(50 + 2n)$ кДж/кг энергии в виде теплоты и газом совершается 30 кДж/кг работы. Затем этот газ возвращается в исходное состояние в процессе, который в диаграмме $p - v$ изображается линией 2а1.

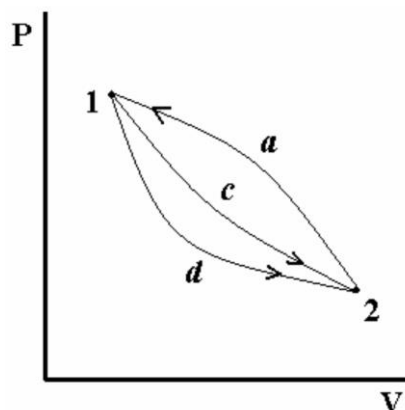


Рисунок 1 – $p - v$ диаграмма.

Сколько теплоты нужно подвести к рассматриваемому газу в некотором другом процессе 1d2, чтобы от газа получить 10 кДж/кг работы? Сколько нужно подвести или отвести теплоты в процессе 2а1, если на сжатие в этом процессе расходуется 50 кДж/кг?

5.7. Определить внутреннюю энергию, энтальпию и энтропию 1 кг газовой смеси, объемный состав которой следующий: $r_{O_2} = (40 - n) \cdot 0.01$; $r_{N_2} = (60 + n) \cdot 0.01$. Температура смеси $(200 + n)$ °С, а давление (абсолютное) 0.4 МПа.

5.8. Рабочим телом газотурбинного двигателя является смесь идеальных газов. Массовый состав смеси следующий: $CO_2 = 20$ %, $O_2 = 8$ %, $H_2O = n$ %, $N_2 = (72 - n)$ %. При прохождении через газовую турбину температура потока газовой смеси снижается с $t_1 = 1200$ °С до $t_2 = 400$ °С. Определить техническую работу газовой турбины в расчете на 1 кг рабочего тела, пренебрегая теплообменом в окружающую среду.

5.9. В сосуде объемом 200 л находится углекислота при температуре $t_1 = 20$ °С и давлении $p_1 = (10 + n)$ МПа. Температура среды $t_0 = 20$ °С, давление среды $p_0 = 0.1$ МПа. Определить максимальную полезную работу, которую может произвести находящаяся в сосуде углекислота.

5.10. Определить максимальную полезную работу, которая может быть произведена 10 кг кислорода, если его начальное состояние характеризуется параметрами $t_1 = (400 + 10n)$ °С и $p_1 = 0.1$ МПа, а состояние среды – параметрами $t_0 = 20$ °С и $p_0 = 0.1$ МПа.

6 Процессы изменения состояния идеальных газов

К основным термодинамическим процессам относят следующие четыре процесса: изохорный – при постоянном объеме ($v = const$); изобарный – при постоянном давлении ($p = const$); изотермический – при постоянной температуре ($T = const$); адиабатный – без теплообмена с внешней средой ($dq = 0$).

В реальных условиях указанные ограничения практически не выполняются. В связи с этим в технической термодинамике существует понятие политропного процесса как общего случая термодинамического процесса. Предполагается, что политропный процесс обратим и теплоемкость рабочего тела (идеального газа) c_n в ходе данного процесса не изменяется ($c_n = const$). Уравнение политропного процесса имеет вид:

$$pv^n = const, \quad (93)$$

где $n = \frac{c_n - c_p}{c_n - c_v}$ – постоянная величина, называемая показателем политропы. Политропных процессов существует бесчисленное множество, т.к. $-\infty < c_n < \infty$ и $-\infty < n < \infty$.

Изохорный процесс – термодинамический процесс, который происходит при постоянном объёме. Параметры состояния идеального газа на изохоре связаны соотношением

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}. \quad (94)$$

В идеальном газе повышение температуры (нагрев газа) в сосуде постоянного объема всегда приводит к росту давления, причем давление растет тем быстрее, чем меньше значение v на данной изохоре.

Работа расширения системы в изохорном процессе равна нулю:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = 0. \quad (95)$$

Количество теплоты, сообщаемой системе при нагреве в изохорном процессе, определяется из уравнения первого закона термодинамики:

$$dq = du + dl = du = c_v dT, \quad (96)$$

или

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT. \quad (97)$$

Изменение энтропии в изохорном процессе определяется следующим образом:

$$\Delta s = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_v}{T} dT + \int_{v_1}^{v_2} \frac{R}{v} dv = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_p}{T} dT. \quad (98)$$

Изобарный процесс – термодинамический процесс, происходящий в системе при постоянном давлении. Параметры состояния идеального газа на изобаре связаны соотношением:

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}. \quad (99)$$

Отсюда следует, что чем выше температура газа, тем больше его удельный объем (т.е. тем меньше плотность). При этом величина v на изобаре при повышении температуры растет тем быстрее, чем меньше давление.

Работа расширения системы в изобарном процессе определяется следующим образом:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p \cdot (v_2 - v_1). \quad (100)$$

Для идеального газа работа расширения системы в изобарном процессе может быть представлена также в следующем виде:

$$l = R \cdot (T_2 - T_1). \quad (101)$$

Количество теплоты, сообщаемой системе при нагреве (или отдаваемой системой при охлаждении) в изобарном процессе, определяется следующим образом:

$$dq = dh + dl' = dh - v dp = dh = c_p dT, \quad (102)$$

или

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT. \quad (103)$$

Изменение энтропии в изобарном процессе, т.е. разность энтропий, соответствующих состояниям 1 и 2, определяется из соотношения:

$$\Delta s = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_p}{T} dT - \int_{p_1}^{p_2} \frac{R}{p} dp = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_p}{T} dT. \quad (104)$$

Изотермический процесс – процесс изменения состояния термодинамической системы при постоянной температуре.

Для идеального газа давления и объемы в любых точках на изотерме связаны уравнением Бойля—Мариотта, т.е. зависимость объема от давления на изотерме для идеального газа имеет характер гиперболы:

$$pv = const, \quad (105)$$

или

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1}. \quad (106)$$

Работа расширения системы в изотермическом процессе между точками изотермы 1 и 2 определяется с помощью общего соотношения:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = RT \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = p_1 v_1 \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v}. \quad (107)$$

Количество теплоты, подводимой к системе (или отдаваемой системой) в изотермическом процессе, определяется из известного соотношения:

$$dq = T ds, \quad (108)$$

или

$$q = \int_{s_1}^{s_2} T ds = T \cdot (s_2 - s_1). \quad (109)$$

Количество работы, совершаемой идеальным газом в изотермическом процессе, равно количеству теплоты, подведенной к этому газу:

$$q = l. \quad (110)$$

Изменение энтропии в изотермическом процессе, т.е. разность энтропий, соответствующих состояниям 1 и 2, вычисляется следующим способом:

$$\Delta s = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_v}{T} dT + \int_{v_1}^{v_2} \frac{R}{v} dv = \int_{v_1}^{v_2} \frac{R}{v} dv. \quad (111)$$

Адиабатный процесс – такой термодинамический процесс, в котором к системе не подводится и от системы не отводится теплота. Термодинамическую систему, в которой протекает адиабатный процесс, можно представить себе в виде некоторого объема, ограниченного оболочкой, снабженной идеальной теплоизоляцией, абсолютно не пропускающей теплоту. В реальных условиях процесс является адиабатным в тех случаях, когда система снабжена хорошей теплоизоляцией или когда процесс расширения (сжатия) газа происходит настолько быстро, что не успевает произойти скольконибудь заметный теплообмен газа с окружающей средой.

Поскольку для обратимого процесса $dq = T ds$, получаем, что в обратимом адиабатном процессе $ds = 0$, т.е. энтропия системы сохраняется постоянной. Иными словами, обратимый адиабатный процесс является в то же время **изоэнтропным процессом**.

Для любого состояния системы в изоэнтропном процессе справедливо соотношение Пуассона:

$$pv^k = const. \quad (112)$$

Если показатель изоэнтропы k изменяется с изменением состояния системы и известен характер зависимости k на изоэнтропе, то для расчета величины p_2 по известным p_1 , v_1 и v_2 следует вычислить интеграл, стоящий в правой части по известным значениям k .

Для идеального газа показатель изоэнтропы k можно определить:

$$k = \frac{c_p}{c_v}. \quad (113)$$

Так как для идеального газа $c_p = c_v + \mu R$, тогда:

$$k = 1 + \frac{\mu R}{c_v}. \quad (114)$$

Как известно, теплоемкости идеального газа слабо изменяются с температурой, поэтому и величину k с высокой степенью точности можно считать практически не зависящей от температуры. Известно, что мольная изохорная теплоемкость μc_v идеального газа равна примерно 13 кДж/(кмоль·К) для одноатомного идеального газа, 21 кДж/(кмоль·К) для двухатомного и 29 кДж/(кмоль·К) для трех- и многоатомного газа. Поскольку $\mu R \approx 8.3$ кДж/(кмоль·К), то получаем следующие примерные значения показателя изоэнтропы k идеального газа: одноатомный $k = 1.67$, двухатомный $k = 1.40$, трех- и многоатомный $k = 1.29$. Для воздуха показатель изоэнтропы в идеально-газовом состоянии равен примерно 1.40.

Для изоэнтропного процесса в идеальном газе можно получить соотношения, связывающие между собой значения p , T и v :

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k, \quad (115)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}, \quad (116)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (117)$$

Работа расширения системы в изоэнтропном процессе определяется следующим образом:

$$dl = -du = -c_v dT, \quad (118)$$

или

$$l = - \int_{T_1}^{T_2} c_v dT. \quad (119)$$

Таким образом, в адиабатном процессе работа расширения системы совершается за счет убыли внутренней энергии системы. Это и понятно – ведь

в адиабатном процессе к системе нет притока теплоты извне и единственный источник энергии для совершения работы – внутренняя энергия самой системы.

В случае идеального газа уравнения для расчета работы расширения могут быть представлены также в иной форме:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{v_1}^{v_2} \frac{p_1 v_1^k}{v^k} dv = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \right]. \quad (120)$$

Следует подчеркнуть, что уравнение выше пригодно для расчета в том случае, если в интервале параметров между точками 1 и 2 показатель изоэнтропы k сохраняется постоянным.

Политропные процессы. Политропными называют термодинамические процессы, удовлетворяющие уравнению:

$$pv^n = const. \quad (121)$$

при произвольном, постоянном для данного процесса значении n .

Понятие о политропных процессах было введено в термодинамике по аналогии с понятием об адиабатных процессах. Уравнение политропного процесса по внешнему виду сходно с уравнением адиабаты, однако существенная разница между этими уравнениями состоит в том, что если показатель изоэнтропы (адиабаты) k является в общем случае величиной переменной, то уже само понятие политропного процесса основано на предположении о том, что показатель политропы n является постоянной величиной. В политропном процессе к системе может подводиться (или отводиться от нее) теплота.

Понятие о политропных процессах широко используется главным образом при изучении процессов сжатия и расширения в газовых двигателях, зачастую политропные процессы оказываются удобными для аппроксимации действительных газовых процессов в двигателях. Реальные процессы сжатия в газовых двигателях и компрессорах часто не являются ни адиабатными, ни изотермическими, а занимают промежуточное положение между этими двумя видами процессов. Поэтому обычно встречаемые на практике значения показателя n политропного процесса лежат в интервале от 1 до k .

Если политропный процесс осуществляется в идеальном газе, то нетрудно получить зависимости между начальными и конечными параметрами процесса:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^n, \quad (122)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1}, \quad (123)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (124)$$

Работа расширения системы в политропном процессе между точками 1 и 2 определяется с помощью уравнения:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{v_1}^{v_2} \frac{p_1 v_1^n}{v^n} dv = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} \right]. \quad (125)$$

Это уравнение можно преобразовать в вид:

$$l = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right] = \frac{RT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} \right] = \frac{RT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (126)$$

или

$$l = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2) = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{n-1}. \quad (127)$$

Количество теплоты, подводимой к системе (или отводимой от нее) в политропном процессе можно определить с помощью уравнения первого закона термодинамики:

$$dq = du + dl = c_v dT + p dv, \quad (128)$$

или

$$q = c_v \cdot (T_2 - T_1) + \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2) = c_v \cdot \frac{n-k}{n-1} \cdot (T_2 - T_1). \quad (129)$$

Тогда теплоемкость идеального газа в политропном процессе:

$$c_n = c_v \cdot \frac{k-n}{n-1}. \quad (130)$$

Изменение энтропии системы в политропном процессе, т.е. разность энтропий, соответствующих точкам 1 и 2 на политропе, определяется из соотношения:

$$\Delta S = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_n}{T} dT = c_n \cdot \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right). \quad (131)$$

Для того чтобы определить значение показателя политропы для того или иного конкретного газового процесса, надо располагать экспериментальными данными для этого процесса.

Задачи (n – номер варианта):

6.1. В закрытом сосуде емкостью $V = 300$ л содержится 3 кг газа при давлении $p_1 = 8$ ат и температуре $t_1 = (20 + n)^\circ\text{C}$. Определить давление (ат) и удельный объем после охлаждения воздуха до 0°C .

6.2. В закрытом сосуде заключен газ при разрежении $p_1 = 6.7$ кПа и температуре $t_1 = (70 + n)$ °С. Показания барометра – 742 мм рт. ст. До какой температуры нужно охладить газ при том же атмосферном давлении, чтобы разрежение стало $p_2 = 13.3$ кПа?

6.3. В закрытом сосуде емкостью $V = 0.6$ м³ содержится азот при давлении (абсолютном) $p_1 = 0.5$ МПа и температуре $t_1 = 20$ °С. В результате охлаждения сосуда азот, содержащийся в нем, теряет $(105+n)$ кДж. Определить, какие давление и температура устанавливаются в сосуде после охлаждения.

6.4. Сосуд емкостью 90 л содержит углекислый газ при абсолютном давлении 0.8 МПа и температуре 30 °С. Определить количество теплоты, которое необходимо сообщить газу при $v = const$, чтобы давление поднялось до $(1.6 + 0.1n)$ МПа.

6.5. Какое количество теплоты необходимо затратить, чтобы нагреть $(2 + 0.1n)$ м³ воздуха при постоянном избыточном давлении $p = 2$ ат от $t_1 = 120$ °С до $t_2 = (450 + 10n)$ °С? Какую работу при этом совершит воздух? Атмосферное давление принять равным 750 мм рт. ст.

6.6. В установке воздушного отопления внешний воздух при $t_1 = -15$ °С нагревается в калорифере при $p = const$ до 60 °С. Какое количество теплоты надо затратить для нагревания $(1000 + 10n)$ м³ наружного воздуха? Давление воздуха считать равным 755 мм рт. ст.

6.7. Уходящие газы котельной установки проходят через воздухоподогреватель. Начальная температура газов $t_{г1} = 300$ °С, конечная $t_{г2} = (160 - n)$ °С; расход газов равен $(900 + 10n)$ кг/ч. Начальная температура воздуха составляет $t_{в1} = 15$ °С, а расход его равен $(800 + 10n)$ кг/ч. Определить температуру нагретого воздуха $t_{в2}$, если потери тепла в воздухоподогревателе составляет 4 %. Средние теплоемкости (c_{pm}) для газов и воздуха принять соответственно равными 1.0467 и 1.0048 кДж/(кгК).

6.8. При сжигании в топке парового котла каменного угля объем продуктов сгорания составляет $V_n = 11.025$ м³/кг (объем при нормальных условиях, приходящийся на 1 кг топлива). Анализ продуктов сгорания показывает следующий их объемный состав: $CO_2 = 10$ %; $O_2 = 8$ %; $H_2O = n$ %; $N_2 = (82 - n)$ %. Определить количество теплоты, теряемой с уходящими газами (в расчете на 1 кг топлива), если на выходе из котла температура газов равна 180 °С, а температура окружающей среды 20 °С. Давление продуктов сгорания принять равным атмосферному. Учесть зависимость теплоемкости от температуры.

6.9. Воздух в количестве $(1 + n)$ кг при температуре $t_1 = 30$ °С и начальном давлении $p_1 = 0.1$ МПа изотермически сжимается до конечного давления $p_2 = (1 + 0.1n)$ МПа. Определить конечный объем, затрачиваемую работу изменения объема и количество теплоты, отводимой от газа.

6.10. Воздух в количестве $(12 + n)$ кг при температуре $t = 27$ °С изотермически сжимается до тех пор, пока давление не становится равным 4

МПа. На сжатие затрачивается работа $L = -(6 + 0.2n)$ МДж. Найти начальные давление и объем, конечный объем и теплоту, отведенную от воздуха.

6.11. Воздух в количестве 0.5 кг изотермически расширяется от давления $p_1 = 100$ ат до p_2 . Определить давление p_2 в ат, работу изменения объема L_{1-2} и отведенную теплоту Q_{1-2} , если $\frac{v_2}{v_1} = (5 + n)$ и $t_1 = 30$ °С.

6.12. В идеально охлаждаемом компрессоре происходит изотермическое сжатие углекислого газа. В компрессор поступает $(700 + 10n)$ м³/ч газа (приведенного к нормальным условиям) при $p_1 = 0.095$ МПа и $t_1 = 47$ °С. Давление за компрессором $p_2 = 0.8$ МПа. Найти теоретическую мощность приводного двигателя N_0 (кВт) и теоретический расход G_v охлаждающей компрессор воды (в кг/ч), если она нагревается в системе охлаждения на $\Delta t = 15$ °С.

6.13. Воздух при температуре $t_1 = 20$ °С должен быть охлажден посредством адиабатного расширения до температуры $t_2 = -(30 + n)$ °С. Конечное давление воздуха при этом должно составлять 0.1 МПа. Определить начальное давление воздуха p_1 и работу расширения 1 кг воздуха.

6.14. Воздух при температуре $(120 + n)$ °С изотермически сжимается так, что его объем становится равным 0.25 начального, а затем расширяется по адиабате до начального давления. Определить температуру воздуха в конце адиабатного расширения. Представить процессы расширения и сжатия в диаграммах $p - v$ и $T - s$.

6.15. При адиабатном расширении 1 кг воздуха ($k = 1.4 = \text{const}$) температура его падает на $(100 + n)$ К. Какова полученная в процессе расширения работа и сколько теплоты следовало бы подвести к воздуху, чтобы ту же работу получить в изотермическом процессе?

6.16. Воздух в количестве 1 кг политропно расширяется от 12 до 2 ат, причем объем его увеличился в 4 раза; начальная температура воздуха равна $(120 + 2n)$ °С. Определить показатель политропы, начальный и конечный объемы, конечную температуру и работу расширения.

6.17. При политропном сжатии 1 кг воздуха до объема $v_2 = 0.1v_1$ температура поднялась с 10 до $(90 + n)$ °С. Начальное давление равно 0.8 бар; $R = 287$ Дж/(кг·К). Определить показатель политропы, конечные параметры газа, работу сжатия и количество отведенной наружу теплоты.

6.18. Воздух в компрессоре сжимается по политропе ($n = 1.25$) от 1 до 8 бар; начальная температура воздуха $(5 + n)$ °С. После сжатия воздух проходит через холодильник, охлаждаемый холодной водой, начальная температура которой $t_1 = 10$ °С, а конечная равна $t_2 = 18$ °С. Определить часовой расход охлаждающей воды, если производительность компрессора 1000 мн³/ч при нормальных физических условиях, а воздух в холодильнике изобарно охлаждается до 30 °С.

6.19. В воздушном двигателе воздух в количестве 1 кг расширяется от $p_1 = (10 + 0.5n)$ ат до $p_2 = 1$ ат. Расширение может произойти изотермически, адиабатно и политропно с показателем политропы $n = 1.2$.

Сравнить работы расширения и определить конечные параметры воздуха по этим трем процессам; начальная температура воздуха $t_1 = 227^\circ\text{C}$.

6.20. В процессе политропного расширения воздуху сообщается $(70 + n)$ кДж теплоты. Найти изменение внутренней энергии воздуха и произведенную работу, если объем воздуха увеличился в 10 раз, а давление его уменьшилось в 8 раз.

7 Циклы газовых двигателей

Прямое преобразование тепловой энергии в работу запрещается постулатом Томсона. Поэтому для этой цели используются термодинамические циклы. Термодинамические циклы это круговые процессы в термодинамике, то есть такие процессы, в которых совпадают начальные и конечные параметры, определяющие состояние рабочего тела (давление, объём, температура и энтропия). Термодинамические циклы являются моделями процессов, происходящих в реальных тепловых двигателях.

Тепловым двигателем называется устройство, способное превращать полученное количество теплоты в механическую работу. Механическая работа в тепловых двигателях производится в процессе расширения некоторого вещества, которое называется рабочим телом. В качестве рабочего тела обычно используются газообразные вещества (пары бензина, воздух, водяной пар).

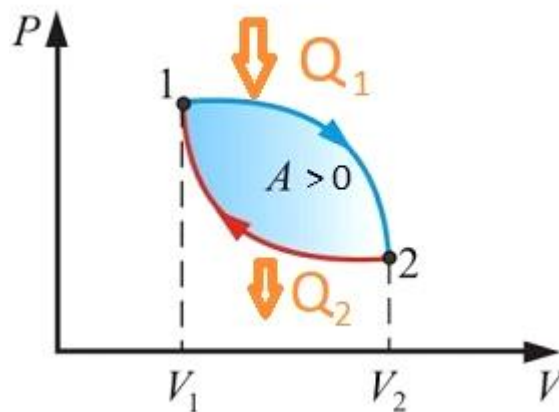


Рисунок 2 – Прямой термодинамический цикл.

Для того, чтобы управлять состоянием рабочего тела, в тепловую машину входят нагреватель и холодильник. В каждом цикле рабочее тело забирает некоторое количество теплоты Q_1 у нагревателя и отдаёт количество теплоты Q_2 холодильнику. Работа, совершённая тепловой машиной в цикле, равна, таким образом:

$$L = Q_1 - Q_2 - \Delta U = Q_1 - Q_2. \quad (132)$$

Изменение внутренней энергии ΔU в круговом процессе равно нулю (это функция состояния), а работа не является функцией состояния, иначе суммарная работа за цикл также была бы равна нулю.

Поэтому тепловой, или, как его ещё называют, термический или термодинамический коэффициент полезного действия тепловой машины (отношение полезной работы к затраченной тепловой энергии) равен:

$$\eta = \frac{L}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{Mq_1 - Mq_2}{Mq_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \quad (133)$$

Цикл Карно. Французский инженер Сади Карно в 1824 году впервые дал теоретическое объяснение работы тепловых машин. Основное положение теории С. Карно, впоследствии получившее название принципа Карно, состоит в том, что для получения работы в тепловой машине необходимы, по крайней мере, два источника теплоты с разными температурами.

Карно предложил идеальный цикл тепловой машины, где используются два источника теплоты с постоянными температурами: источник с высокой температурой – горячий источник и источник с низкой температурой – холодный источник. Поскольку цикл идеальный, то он состоит из обратимых процессов теплообмена между рабочим телом и источниками теплоты, протекающим по двум изотермам, и двух идеальных адиабат перехода рабочего тела с одной изотермы на другую.

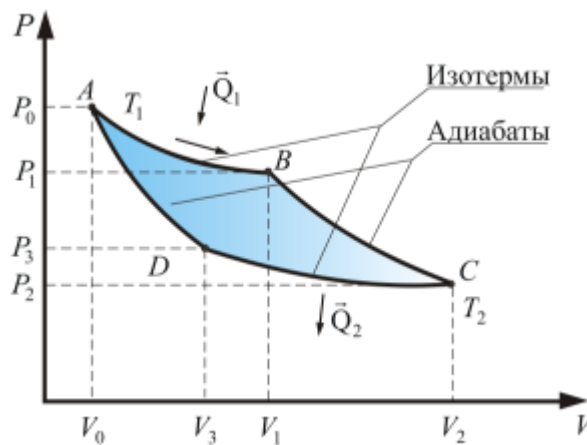


Рисунок 3 – Цикл Карно.

В цикле Карно горячий источник теплоты с $T_1 = const$ передает теплоту рабочему телу, это обратимый процесс, поэтому рабочее тело получает теплоту q_1 по изотерме АВ. На процессе ВС рабочее тело расширяется по обратимой адиабате от T_1 до T_2 . В обратимом процессе CD рабочее тело передает теплоту q_2 холодному источнику по изотерме $T_2 = const$. На процессе DA рабочее тело сжимается по обратимой адиабате от T_2 до T_1 .

Для цикла Карно в $T - s$ диаграмме подведенная q_1 и отведенная q_2 теплота к рабочему телу представляют площади под изотермическими процессами, которые соответствуют прямоугольникам со сторонами: для q_1 – с T_1 и Δs , для q_2 – с T_2 и Δs . Величины q_1 и q_2 определяются по формулам изотермического процесса:

$$q_1 = T_1 \Delta s, \quad (134)$$

$$q_2 = T_2 \Delta s. \quad (135)$$

Работа цикла Карно равна разности подведенной и отведенной теплоты:

$$l_{\text{ц}} = q_1 - q_2 = (T_1 - T_2) \cdot \Delta s. \quad (136)$$

В соответствии с выражением выше получить работу возможно только при наличии разности температур у горячего и холодного источников теплоты. Максимальная работа Цикла Карно теоретически была бы при $T_2 = 0 \text{ К}$, но в качестве холодного источника в тепловых машинах, как правило, используется окружающая среда (вода, воздух) с температурой около 300 К . Кроме этого, достижение абсолютного нуля в природе невозможно (этот факт относится к третьему закону термодинамики). Таким образом, в цикле Карно не вся теплота q_1 превращается в работу, а только ее часть. Оставшаяся после получения работы теплота q_2 , отдается холодному источнику, и при заданных T_1 и T_2 она не может быть использована для получения работы, величина q_2 является тепловыми потерями (тепловым сбросом) цикла.

Термический КПД цикла Карно может быть записан в виде

$$\eta = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2 \Delta s}{T_1 \Delta s} = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (137)$$

Таким образом, КПД цикла Карно будет тем больше, чем больше T_1 и меньше T_2 . При $T_1 = T_2$ КПД равен нулю, т.е. при наличии одного источника теплоты получение работы невозможно.

Цикл поршневого двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Тепловые двигатели, рабочим телом которых являются газообразные продукты сгорания топлива, сжигаемого непосредственно внутри цилиндра двигателя, называются поршневыми двигателями внутреннего сгорания (ДВС).

Поршневые ДВС делятся на двухтактные, у которых один рабочий ход приходится на два хода поршня, и четырехтактные с одним рабочим ходом на четыре хода поршня. Кроме того, поршневые ДВС подразделяются на двигатели с подводом теплоты при постоянном объеме (быстрого сгорания), двигатели с подводом теплоты при постоянном давлении (постепенного сгорания) и двигатели, работающие по смешанному циклу.

Идеализируя рабочий цикл как двухтактных, так и четырехтактных карбюраторных двигателей внутреннего сгорания, получают термодинамический цикл, называемый часто **циклом Отто**. В этом цикле процесс сжатия рабочей смеси происходит по адиабате 1-2. Изохора 2-3 соответствует горению топлива, воспламененного от электрической искры, и подводу теплоты q_1 . Рабочий ход, осуществляемый при адиабатном расширении продуктов сгорания, изображен линией 3-4. Отвод теплоты q_2 осуществляется по изохоре 4-1, соответствующей в четырехтактных двигателях выпуску газов и всасыванию новой порции рабочей смеси, а в двухтактных – выпуску и продувке цилиндра.

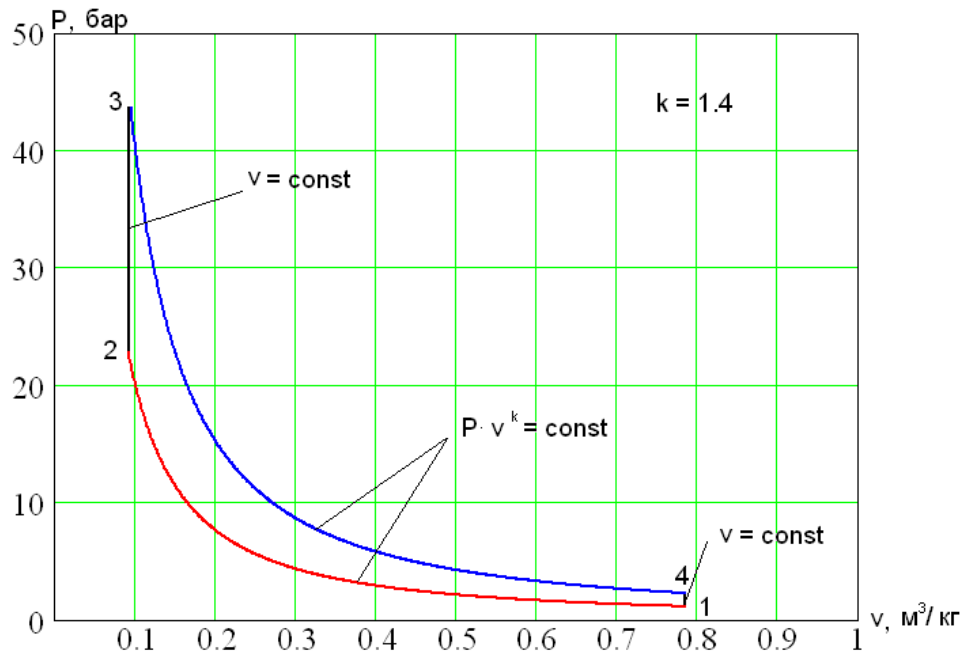


Рисунок 4 – Термодинамический цикл поршневого ДВС с подводом тепла при постоянном объеме $v = \text{const}$ (цикл Отто).

Термический КПД рассматриваемого цикла вычисляется следующим образом:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v \cdot (T_4 - T_1)}{c_v \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \cdot \frac{T_1}{T_2}. \quad (138)$$

Сравнивая адиабаты 1-2 и 3-4, можно показать, что:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}. \quad (139)$$

и, следовательно получим:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2}. \quad (140)$$

Отношение всего объема цилиндра v_1 к объему камеры сгорания v_2 называется степенью сжатия ε :

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}. \quad (141)$$

и является одной из основных конструктивных характеристик поршневого ДВС.

Учитывая, что для адиабаты 1-2 между v и T существует связь:

$$T_1 \cdot v_1^{k-1} = T_2 \cdot v_2^{k-1}, \quad (142)$$

окончательно имеем:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (143)$$

Из этого выражения видно, что термический КПД двигателей, работающих по циклу Отто, зависит только от степени сжатия ε , и с увеличением ε η_t возрастает. Понятно, что температура в конце сжатия T_2 не должна достигать температуры самовоспламенения горючей смеси. Поэтому степень сжатия в реальных двигателях такого типа составляет порядка $7 \div 10$ или несколько больше, в зависимости от антидетонационных свойств применяемого топлива.

Степень сжатия в цикле ДВС может быть повышена, если сжимать не горючую смесь, а воздух, и затем получив высокое давление и температуру, обеспечить самовоспламенение распыленного в цилиндре топлива. В этом случае процесс горения затягивается, и двигатели такого типа характеризуются постепенным (или медленным) сгоранием топлива при постоянном давлении. Идеализированный цикл такого двигателя внутреннего сгорания называется **циклом Дизеля**. Рабочее тело (воздух) сжимается по адиабате 1-2, а изобарный процесс 2-3 соответствует процессу горения топлива, т.е. подводу теплоты q_1 . Рабочий ход выражен адиабатным расширением продуктов сгорания 3-4. Наконец, изохора 4-1 характеризует отвод теплоты q_2 , заменяя для четырехтактных двигателей выпуск продуктов сгорания, а для двухтактных выпуск и продувку цилиндра.

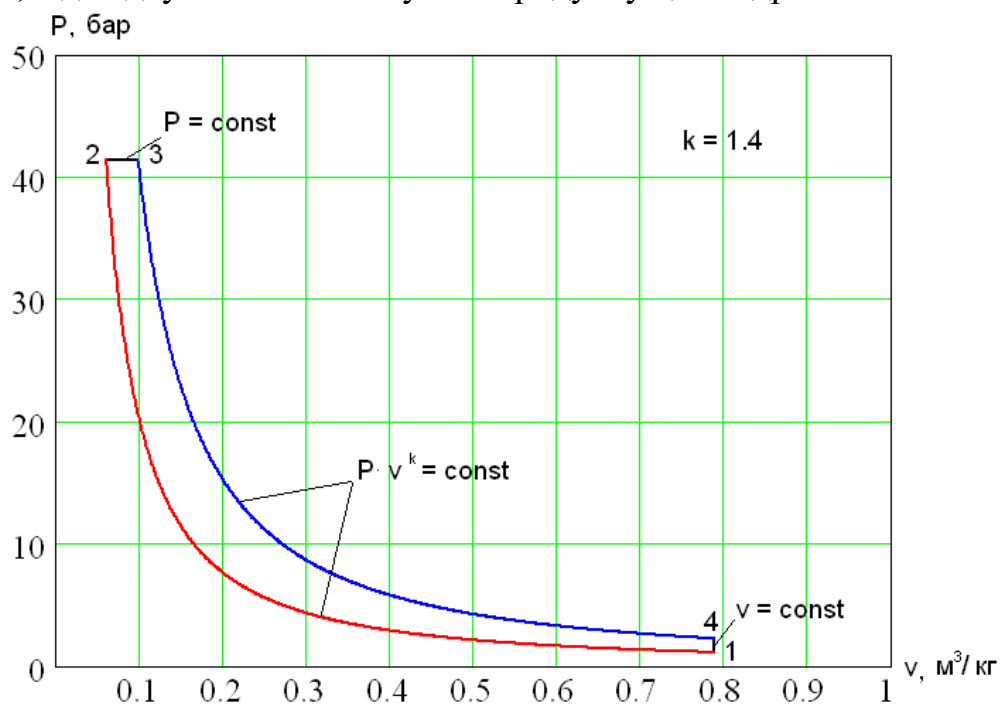


Рисунок 5 – Термодинамический цикл поршневого ДВС с подводом тепла при постоянном давлении $p = const$ (цикл Дизеля).

Формула для расчета термического КПД в этом случае принимает вид:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v \cdot (T_4 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{k \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)} \frac{T_1}{T_2}. \quad (144)$$

Кроме степени сжатия ε , у цикла Дизеля имеется еще одна характеристика – степень предварительного расширения:

$$\rho = \frac{v_3}{v_2}. \quad (145)$$

Для изобары 2-3 можно записать $\frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2}$. Рассматривая изохору 4-1 и учитывая $p_4 \cdot v_4^k = p_3 \cdot v_3^k$, $p_1 \cdot v_1^k = p_2 \cdot v_2^k$ и $v_4 = v_1$, получаем:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{p_4}{p_1} = \frac{p_4 \cdot v_4^k}{p_1 \cdot v_1^k} = \frac{p_3 \cdot v_3^k}{p_2 \cdot v_2^k} = \rho^k. \quad (146)$$

Окончательно, с учетом соотношения $T_1 \cdot v_1^{k-1} = T_2 \cdot v_2^{k-1}$, формула для расчета термического КПД цикла Дизеля имеет вид:

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^{k-1}}{k \cdot (\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (147)$$

Это выражение показывает, что основным фактором, определяющим экономичность двигателей, работающих по циклу Дизеля, также является степень сжатия ε , с увеличением которой термический КПД цикла возрастает. Нижний предел для ε обусловлен необходимостью получения в конце сжатия температуры воздуха, значительно превышающей температуру самовоспламенения топлива. Верхний предел ε (до 20) ограничен допустимым давлением в цилиндре, превышение которого приводит к утяжелению конструкции двигателя и увеличению потерь на трение. Повышение степени предварительного расширения ρ вызывает снижение термического КПД цикла. Отсюда следует, что с увеличением нагрузки и удлинением процесса горения топлива экономичность двигателя уменьшается. Это следует учитывать, наряду с другими обстоятельствами, при определении оптимального режима работы двигателя.

Цикл Тринклера или цикл со смешанным подводом теплоты, по которому работают современные бескомпрессорные дизели, осуществляется по следующей схеме. Адиабата 1-2 соответствует сжатию в цилиндре воздуха до температуры, превышающей температуру самовоспламенения топлива, впрыскиваемого в цилиндр, а изобара 3-4 изображает процесс горения остальной части топлива по мере поступления его из форсунки. Расширение продуктов сгорания происходит по адиабате 4-5, а изохора 5-1 соответствует выпуску отработавших газов в атмосферу.

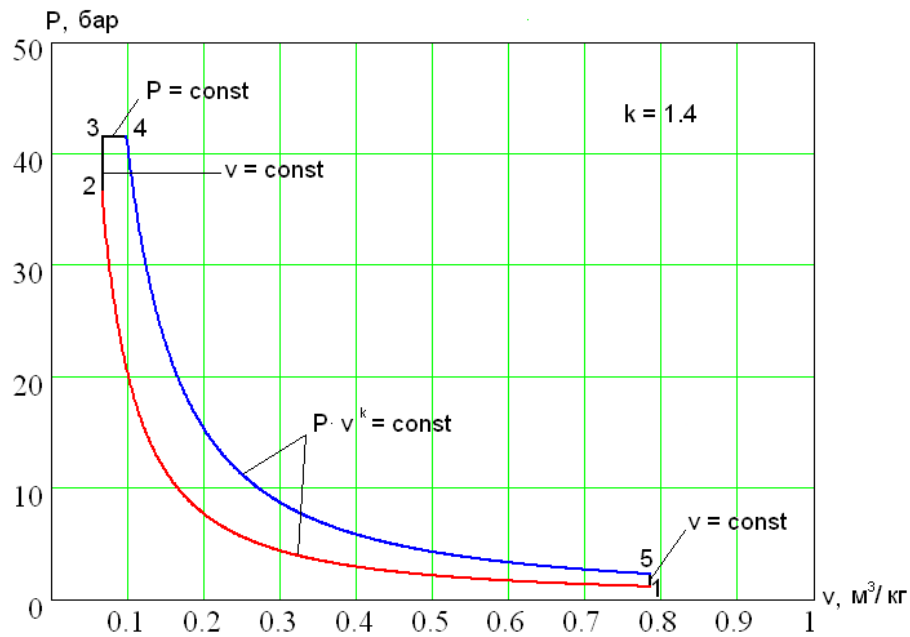


Рисунок 6 – Термодинамический цикл поршневого ДВС со смешанным подводом тепла (цикл Тринклера).

Таким образом, теплота q_1 подводится в двух процессах 2-3 и 3-4:

$$q_1 = q_1' + q_1'' \quad (148)$$

Приведем без вывода выражение для термического КПД цикла со смешанным подводом теплоты:

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \cdot \rho^{k-1}}{(\lambda-1) + k \cdot \lambda \cdot (\rho-1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (149)$$

Параметр λ называется степенью повышения давления и рассчитывается так:

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2} \quad (150)$$

В двигателях, работающих по циклу Тринклера, распыл топлива производится механическим топливным насосом высокого давления, а воздушный компрессор, применяемый в двигателе Дизеля, отсутствует. Степень сжатия ε в рассматриваемом цикле может достигать 18 и более.

Легко показать, что математическое выражение термического КПД цикла со смешанным подводом теплоты является общим для циклов поршневых ДВС.

Сравнение эффективности рассмотренных циклов проведем на $T-s$ диаграмме, предположив, что в каждом из них достигается одинаковая максимальная температура T_3 .

Одинаковы и количества отведенной теплоты q_2 в каждом цикле (площадь 14ab). При таких условиях теплота цикла $q_{ц}$, равная полезной работе

цикла $l_{ц}$, будет наибольшей для цикла Дизеля $12''34$ и наименьшей для цикла Отто 1234 . Цикл Тринклера $12'3'3'4$ занимает промежуточное положение.

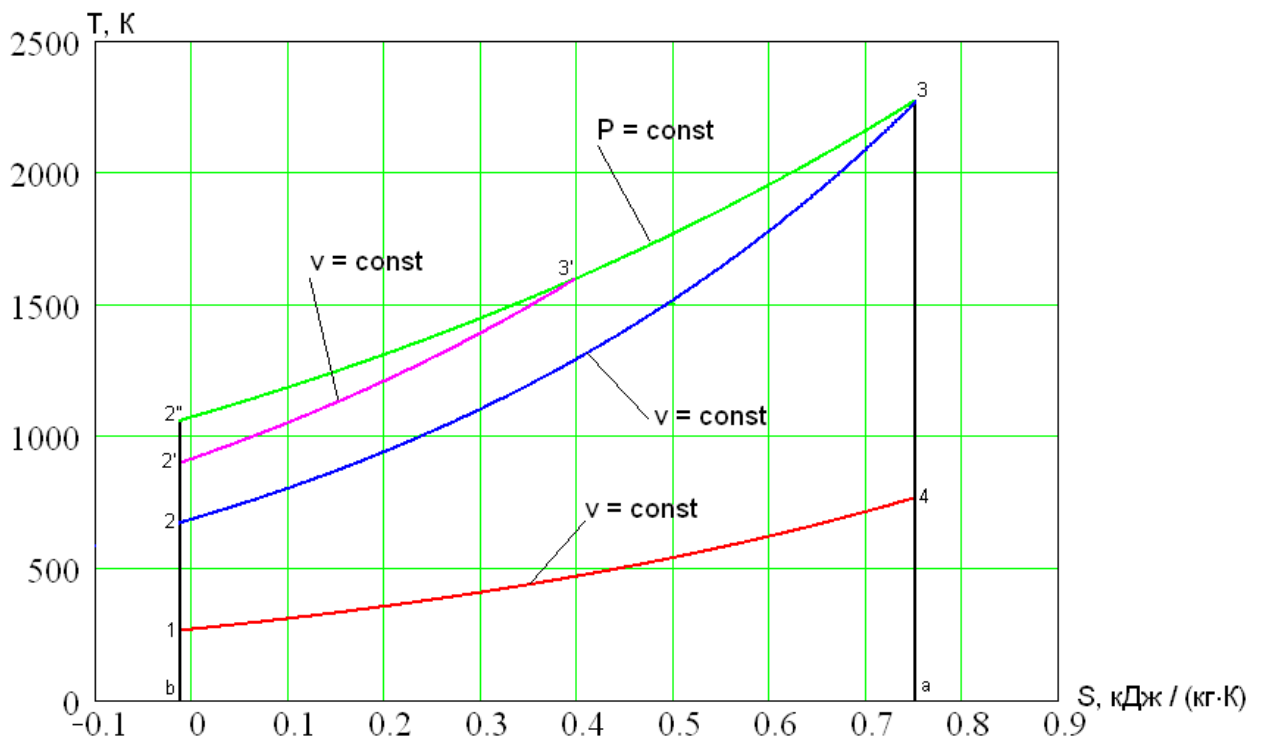


Рисунок 7 – Сравнение циклов ДВС на T-s диаграмме
1234 – цикл Отто; $12''34$ – цикл Дизеля; $12'3'3'4$ – цикл Тринклера.

Таким образом, термический КПД, характеризующий степень термодинамического совершенства цикла, будет наибольшим для цикла Дизеля с подводом теплоты при постоянном давлении и наименьшим для цикла Отто с подводом теплоты при постоянном объеме.

Цикл двигателя Стирлинга представляет собой цикл газового двигателя поршневого типа с внешним подводом теплоты, которая получается в результате сгорания твердых, жидких, газообразных топлив. Внешний подвод теплоты осуществляется через теплопроводящую стенку. Рабочее тело (водород, гелий, аргон, углекислый газ) находится в замкнутом пространстве и во время работы не заменяется.

В общем виде схема работы устройства выглядит следующим образом: в нижней части двигателя рабочее вещество (например, воздух) нагревается и, увеличиваясь в объеме, выталкивает поршень вверх. Горячий воздух проникает в верхнюю часть мотора, где охлаждается радиатором. Давление рабочего тела снижается, поршень опускается для следующего цикла. При этом система герметична и рабочее вещество не расходуется, а только перемещается внутри цилиндра.

Существует несколько вариантов конструкции силовых агрегатов, использующих принцип Стирлинга. Например двигатель стирлинга модификации «Альфа» состоит из двух отдельных силовых поршней (горячего и холодного), каждый из которых находится в своем цилиндре. К

цилиндру с горячим поршнем подводится тепло, а холодный цилиндр расположен в охлаждающем теплообменнике.

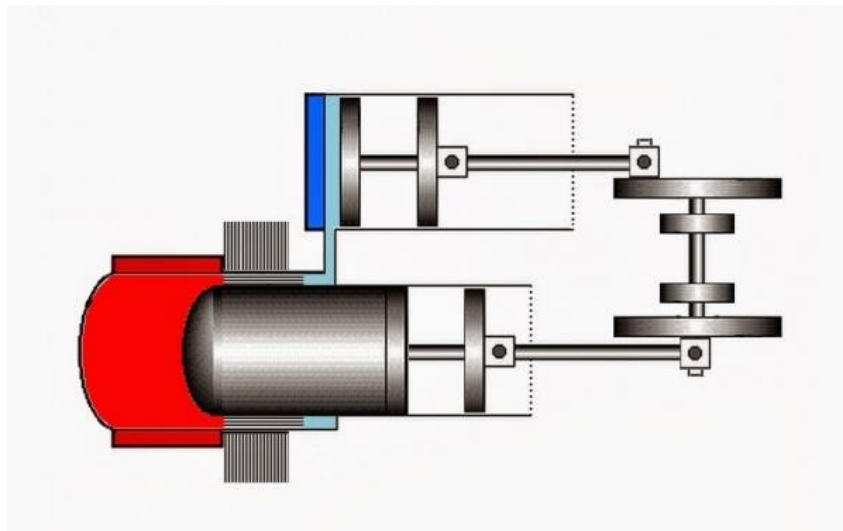


Рисунок 8 – Двигатель стирлинга модификации «Альфа».

Идеальный цикл Стирлинга состоит из четырех процессов. В процессе 3 холодное рабочее тело сжимается в изотермическом процессе $T_2 = \text{const}$ при интенсивном отводе теплоты q_2'' . В процессе 4 поршень-вытеснитель перемещает рабочее тело из холодной полости в горячую, так что $v = \text{const}$ (изохорный процесс), а температура увеличивается от T_2 до T_1 при подводе теплоты q_1' .

В изотермическом процессе расширения 1 $T_1 = \text{const}$ к рабочему телу подводится теплота q_1'' . Затем в процессе 2 поршень-вытеснитель, перемещаясь в обратном направлении, выталкивает рабочее тело из горячей полости в холодную ($v = \text{const}$) с отводом теплоты q_2' . Отличительной особенностью цикла Стирлинга является то, что рабочее тело, перемещаясь из холодной полости в горячую и обратно через регенератор, то воспринимает теплоту от рабочего тела, то, охлаждаясь, отдает теплоту рабочему телу.

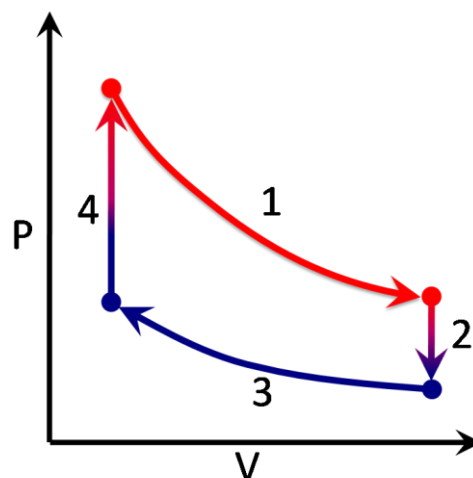


Рисунок 9 – Диаграмма работы идеального цикла Стирлинга.

Работа в цикле Стирлинга представляет собой разность работы, полученной в процессе изотермического расширения (подвод теплоты q_1''), и работы, затраченной в процессе изотермического сжатия с отводом теплоты q_2'' :

$$l_{\text{ц}} = q_1'' - q_2'' \quad (151)$$

Термический КПД цикла:

$$\eta_t = \frac{q_1'' - q_2''}{q_1' + q_1''} \quad (152)$$

Дизельная электростанция как правило, объединяет в себе генератор переменного тока и двигатель внутреннего сгорания, а также систему контроля и управления установкой. Такие электростанции и установки применяются в качестве основных, резервных или аварийных источников электроэнергии для потребителей одно- или трёхфазного переменного тока.

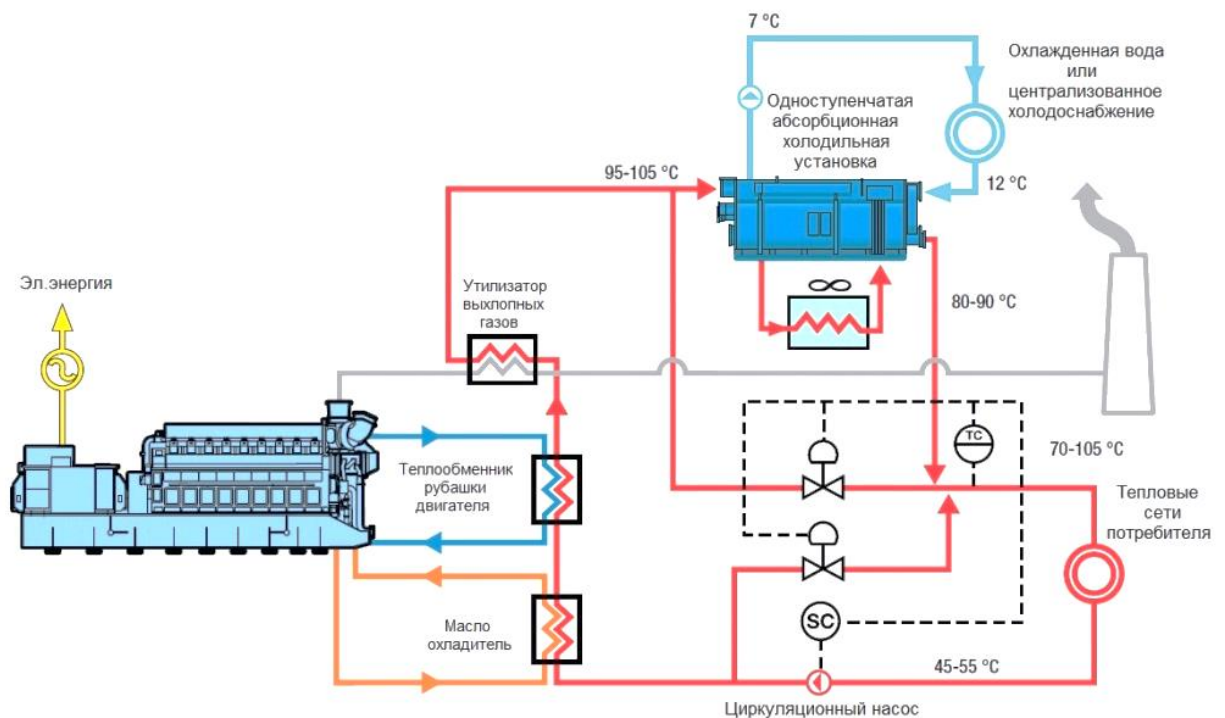


Рисунок 10 – Схема дизельной электростанции.

Цикл газотурбинной установки. Одним из основных недостатков поршневых двигателей является невозможность достижения больших мощностей в одном агрегате, что сужает нишу возможного использования ДВС поршневого типа. Это связано, прежде всего с наличием кривошипно-шатунного механизма, предназначенного для преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала. Периодичность производства рабочего хода поршня неизбежно вызывает неравномерность работы конструкции и требует наличие маховика, что заметно увеличивает удельный вес двигателя – отношение веса двигателя

к вырабатываемой им мощности. Этих недостатков лишены двигатели внутреннего сгорания газотурбинного типа, к числу которых относятся воздушно-реактивные двигатели.

В газотурбинных установках подвод теплоты к рабочему телу может осуществляться при постоянном давлении (цикл Брайтона) или при постоянном объеме (цикл Гемфри).

Цикл Брайтона. Принципиальная схема газотурбинной установки со сгоранием при постоянном давлении содержит в себе все основные элементы, присущие турбокомпрессорному воздушно-реактивному двигателю. Газотурбинный двигатель состоит из размещенных на одном валу турбины, компрессора, топливного насоса и потребителя мощности. В схему входит также камера сгорания, выхлопное сопло или патрубок отвода отработавших газов и свеча зажигания.

Турбина приводит во вращение компрессор, в котором сжимается воздух, поступающий из окружающей среды. Процесс сжатия предполагается протекающим по адиабате 1-2. Сжатый воздух подается в камеру сгорания, куда насосом из топливной емкости прокачивается топливо. Тщательно перемешанная смесь в камере сгорания воспламеняется свечой зажигания, и при постоянном давлении реализуется процесс сжигания топлива. В результате протекания экзотермической реакции возрастает энтальпия продуктов сгорания – газа. Высокоэнтальпийный поток газа поступает на турбину расширяется в ней по адиабате 3-4. В процессе расширения газа на турбине генерируется мощность, снимаемая частично приводом полезной мощности (электрогенератором), частично она расходуется на привод компрессора, насоса и других агрегатов установки.

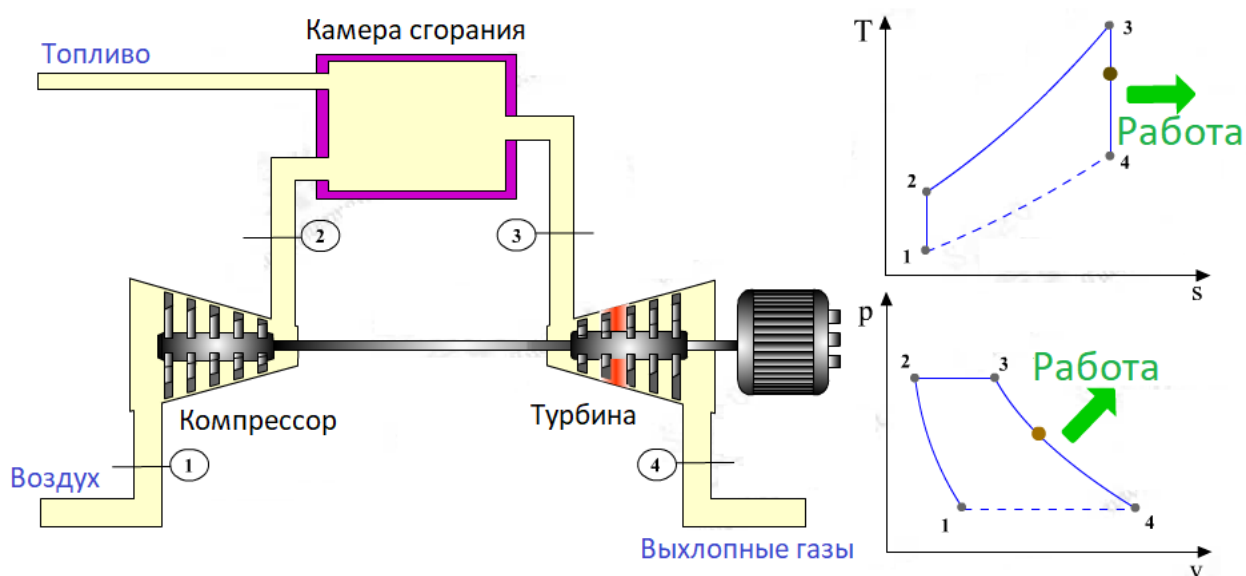


Рисунок 11 – Схема газотурбинной установки.

Термодинамическая эффективность теплосилового цикла оценивается термическим коэффициентом полезного действия:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{\lambda^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (153)$$

где $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$ – степень сжатия, а $\lambda = \frac{p_2}{p_1}$ – степень повышения давления.

Энергетический кризис, связанный с истощением запасов ископаемых энергоресурсов в виде органического топлива (газ, нефть, уголь и т. д.), делает необходимостью бережное отношение к его использованию. Вместе с тем, температура газа, покидающего турбину, еще достаточно велика и поэтому целесообразно частично вернуть избыточную по отношению к окружающей среде энергию уходящих газов в форме тепла в цикл. Обычно такой процесс называют регенерацией, суть которой состоит в полезном использовании вторичных энергоресурсов.

Отличие регенеративной газотурбинной установки от рассмотренной ранее состоит во введении дополнительного конструктивного узла в виде теплообменника регенератора, в котором тепло от уходящих газов передается к газу, сжатому компрессором установки.

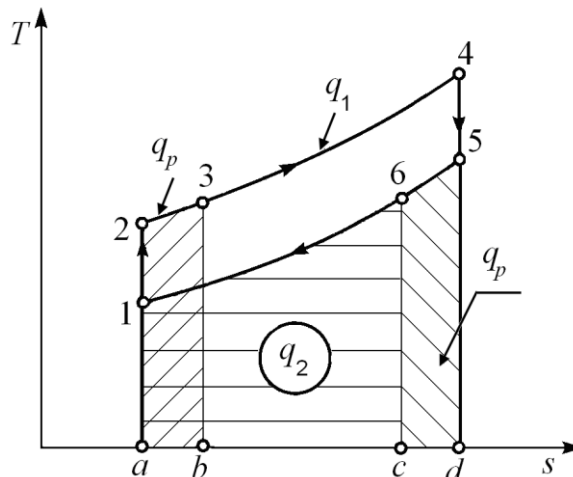


Рисунок 12 – $T - s$ диаграмма регенеративного цикла.

По условиям организации цикла не все избыточное тепло уходящих газов может быть передано воздуху, сжатому в компрессоре. Тогда коэффициент полезного действия можно определить:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = \frac{(T_5 - T_1) - (T_3 - T_2)}{T_4 - T_2}. \quad (154)$$

Цикл Гемфри. Газотурбинная установка со сгоранием при $v = const$ в случае, если предельные давления одинаковы и подведенные теплоты равны, будут иметь несколько большую эффективность по сравнению с изобарным циклом. Это связано с тем, что при отмеченных условиях сравнения в цикле с $v = const$ по сравнению с циклом $p = const$ отводимая теплота будет несколько меньше, чем в цикле со сгоранием при $p = const$. Это видно из сравнения циклов, построенных в $T - s$ диаграмме.

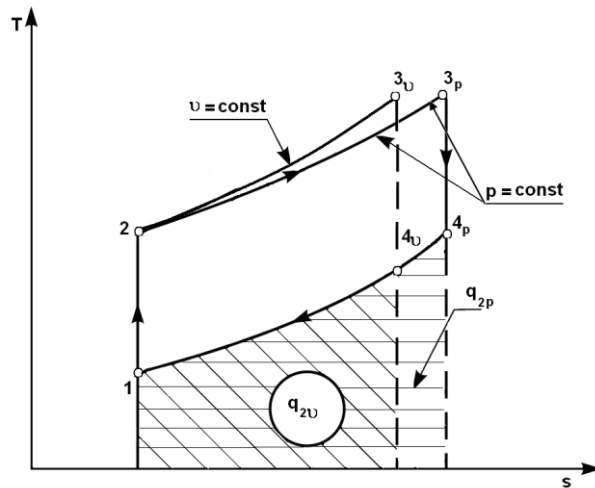


Рисунок 13 – Сравнение циклов газотурбинных установок с подводом тепла при $v = const$ и $p = const$.

Однако в конструкторском отношении газотурбинная установка с подводом тепла при $v = const$ заметно сложнее. Турбина приводит во вращение сидящие с ней на одном валу компрессор, насос и потребитель выработанной установкой механической энергии, обычно в виде трехфазного электрогенератора. Одновременно в камеру сгорания поступает воздух, сжатый в компрессоре, и топливо подаваемое насосом. В камере сгорания при закрытых клапанах, свечой зажигания осуществляется воспламенение топлива. Сгорание топлива происходит при закрытых клапанах, т.е. при постоянном объеме. В конце процесса сгорания при достижении заданного давления открываются выпускные клапаны и рабочее тело – продукты сгорания в виде высокоэнтальпийного потока – поступает на лопатки соплового аппарата, а затем рабочего колеса, на которых энтальпия рабочего тела сбрасывается, превращаясь в механическую энергию, воспринимаемую приводами. Отработавшие продукты сгорания – газы отводятся из двигателя через выхлопной патрубок.

Коэффициент полезного действия такого цикла определяется и соотношения:

$$\eta_t = 1 - \frac{k}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda^{\frac{1}{k}} - 1}{\lambda - 1}. \quad (155)$$

где $\lambda = \frac{p_3}{p_2}$ – степень повышения давления.

Парогазовая установка – электрогенерирующая станция, служащая для производства электроэнергии. Парогазовая установка содержит два отдельных двигателя: паросиловой и газотурбинный. В газотурбинной установке турбину вращают газообразные продукты сгорания топлива. Топливом может служить как природный газ, так и продукты нефтяной промышленности (дизельное топливо). На одном валу с турбиной находится генератор, который за счет вращения ротора вырабатывает электрический ток.

Проходя через газовую турбину, продукты сгорания отдают лишь часть своей энергии и на выходе из неё, когда их давление уже близко к наружному и работа не может быть ими совершена, все ещё имеют высокую температуру. С выхода газовой турбины продукты сгорания попадают в паросиловую установку, в котел-утилизатор, где нагревают воду и образующийся водяной пар. Температура продуктов сгорания достаточна для того, чтобы довести пар до состояния, необходимого для использования в паровой турбине (температура дымовых газов около 500 °С позволяет получать перегретый пар при давлении около 100 атмосфер). Паровая турбина приводит в действие второй электрогенератор.

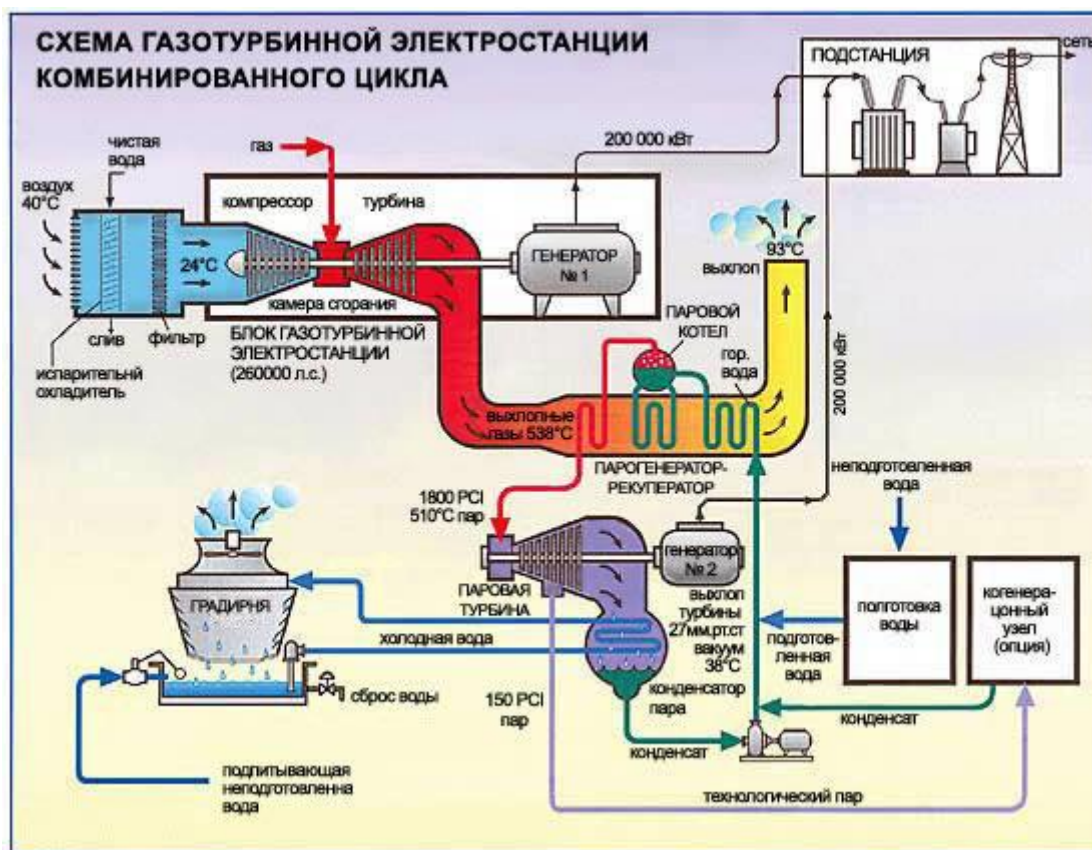


Рисунок 14 – Схема газотурбинной электростанции комбинированного цикла.

Задачи (n – номер варианта):

7.1. К газу в круговом процессе подведено $(250 + 10n)$ кДж теплоты. Термический КПД равен 0.46. Определить работу, полученную за цикл.

7.2. В результате осуществления кругового процесса получена работа, равная $(80 + n)$ кДж, а отдано охладителю 50 кДж теплоты. Определить термический КПД цикла.

7.3. 1 кг воздуха совершает цикл Карно в пределах температур $t_1 = 620 + n$ °С и $t_2 = 27$ °С, причем наивысшее давление составляет 6 МПа, а наинизшее 0.1 МПа. Определить параметры состояния воздуха в характерных точках цикла, работу, термический КПД цикла, а также количество подведенной и отведенной теплоты.

7.4. 1 кг воздуха совершает цикл Карно в пределах температур $t_1 = 250$ °С и $t_2 = 27$ °С, причем наивысшее давление составляет $(1 + 0.1n)$ МПа, а наинизшее 0.12 МПа. Определить параметры состояния воздуха в характерных точках цикла, работу, термический КПД цикла, а также количество подведенной и отведенной теплоты.

7.5. Исходными данными для выполнения расчетов служат: одна из схем цикла, степень сжатия ε , степень повышения давления λ и степень предварительного расширения ρ , температура воздуха T_1 , поступающего в цилиндры двигателя, и теоретическая мощность двигателя N .

Таблица 2.

Предпоследняя цифра шифра										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ε	7	16	14	8	18	15	9	20	16	17
λ	2.5	1	1.7	3	1	1.6	3.5	1	1.5	1.5
ρ	1	2.4	1.5	1	2.6	1.6	1	2.8	1.7	1.8
Последняя цифра шифра										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
T_1 , °С	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70
N , кВт	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140

При выполнении расчетов давление рабочего тела (воздух) в точке 1 принять равным $p_1 = 10^5$ Па для всех вариантов. Теплоемкость воздуха считать не зависящей от температуры. Принять: $c_p = 1.005$ кДж/кг·К, $c_v = 0.71$ кДж/кг·К.

Требуется рассчитать параметры рабочего тела p, v, T, u, h для узловых точек заданного цикла, построить цикл в координатах $p - v$ и $T - s$, определить подведенное тепло q_1 , отведенное тепло q_2 и работу цикла $l_{\text{ц}}$, рассчитать термический коэффициент полезного действия цикла η_t .

7.6. Температура воспламенения топлива, подаваемого в цилиндр двигателя с изобарным подводом теплоты, равна $800 + 10n$ °С. Определить минимально необходимое значение степени сжатия, если начальная температура воздуха $t_1 = 77$ °С. Сжатие считать адиабатным.

7.7. Для идеального цикла газовой турбины с подводом теплоты при $p = \text{const}$ найти параметры в характерных точках, полезную работу, термический КПД, количество подведенной и отведенной теплоты, если дано: $p_1 = 100$ кПа, $t_1 = 27$ °С, $t_3 = 700 + 10n$ °С, $\lambda = \frac{p_2}{p_1} = 10$. Рабочее тело – воздух. Теплоемкость принять постоянной.

7.8. Для идеального цикла газовой турбины с подводом теплоты при $p = \text{const}$ найти параметры в характерных точках, полезную работу, термический КПД, количество подведенной и отведенной теплоты, если дано: $p_1 = 0.1 + 0.1n$ МПа, $t_1 = 17$ °С, $t_3 = 600$ °С, $\lambda = \frac{p_2}{p_1} = 8$. Рабочее тело – воздух. Теплоемкость принять постоянной.

7.9. Газотурбинная установка работает с подводом теплоты $v = const$ и с полной регенерацией. Известны параметры: $t_1 = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $t_5 = 400 + 10n\text{ }^{\circ}\text{C}$, а также $\lambda = \frac{p_2}{p_1} = 4$. Рабочее тело – воздух. Определить термический КПД этого цикла.

7.10. Газотурбинная установка работает с подводом теплоты $p = const$ и с полной регенерацией. Известны параметры: $t_1 = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $t_5 = 800 + 10n\text{ }^{\circ}\text{C}$, а также $\lambda = \frac{p_2}{p_1} = 6$. Рабочее тело – воздух. Определить термический КПД этого цикла. Какова экономия от введения регенерации?

8 Компрессоры

Компрессорами называют машины, предназначенные для сжатия воздуха, а также других газов и паров. Широко применяемые в технике компрессоры делятся на лопаточные и объемные. В лопаточных компрессорах (центробежных и осевых) рабочее тело в результате вращения ротора разгоняется до значительных скоростей, а затем кинетическая энергия потока превращается в потенциальную энергию давления. При этом давление в вентиляторах возрастает до 0.01 МПа, в воздуходувных машинах – до 0.3 МПа. В объемных компрессорах (поршневых и ротационных) газ сжимается за счет уменьшения замкнутого объема, в котором он находится.

Хотя компрессоры различных типов отличаются принципом сжатия газа и имеют значительные конструктивные различия, сущность термодинамических процессов в них одинакова.

Рассмотрим работу идеального поршневого одноступенчатого компрессора и процессы, происходящие при получении 1 кг сжатого газа с заданным давлением p_2 на $p - v$ и $T - s$ диаграммах.

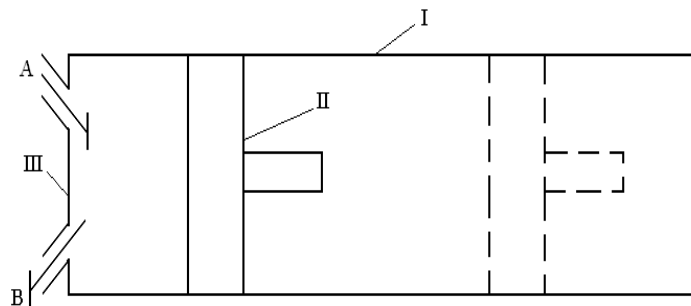


Рисунок 15 – Схема одноступенчатого поршневого компрессора
I – цилиндр; II – поршень; III – крышка цилиндра.

Линия 6-1 изображает процесс всасывания газа в цилиндр I в результате перемещения поршня II вправо от крышки цилиндра III, в которой находятся впускной клапан A и выпускной клапан B. Давление газа повышается при обратном ходе поршня (линия 1-2) до значения p_2 в момент открытия выпускного клапана B. Продолжая движение влево, поршень выталкивает сжатый газ в резервуар (линия 2-5) и выпускной клапан закрывается. Затем происходит открывание впускного клапана A и заполнение цилиндра новой порцией газа.

Процесс повышения давления от p_1 до p_2 может происходить по адиабате 1-3 при отсутствии теплообмена между рабочим телом и окружающей средой.

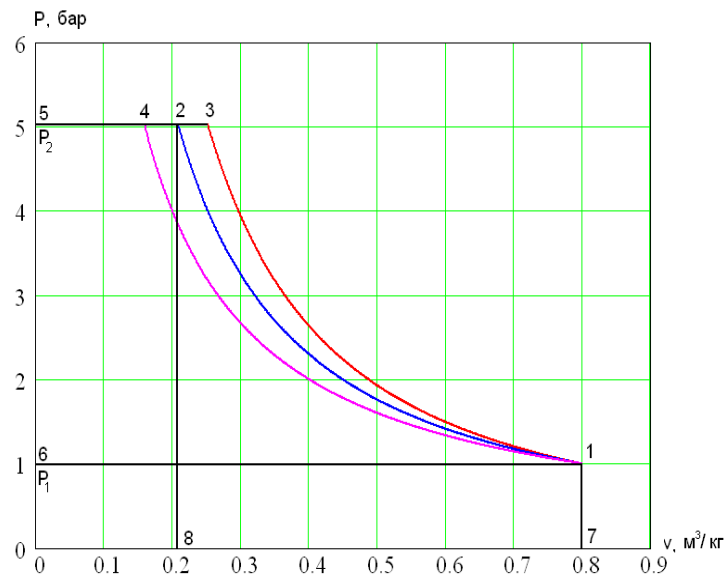


Рисунок 16 – Диаграмма работы идеального одноступенчатого поршневого компрессора в P-v координатах.

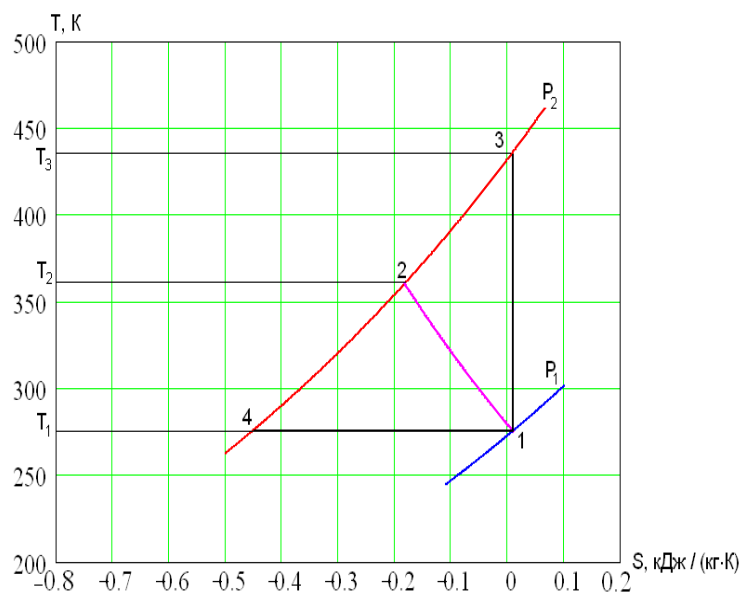


Рисунок 17 – Диаграмма работы идеального одноступенчатого поршневого компрессора в T-s координатах.

Если отвести от рабочего тела количество теплоты, эквивалентное работе, затраченной на сжатие от p_1 до p_2 , то температура останется постоянной и процесс 1-4 будет изотермическим. В реальных условиях вода, циркулирующая в рубашке компрессора или внешний принудительный обдув цилиндров, обеспечивают охлаждение сжимаемого газа, отводя лишь часть теплоты, и процесс 1-2 является политропным с показателем $1 < n < k$ (у реальных машин $n = 1.15 \div 1.35$).

Полная теоретическая работа l_0 , затрачиваемая на получение одного кг газа с давлением p_2 , складывается из работ сжатия $l_{\text{сж}}$, выталкивания $l_{\text{выт}}$ и всасывания $l_{\text{вс}}$:

$$l_0 = l_{\text{сж}} + l_{\text{выт}} - l_{\text{вс}}. \quad (156)$$

Работа $l_{\text{сж}}$ изображается площадью 12871, работа $l_{\text{выт}}$ – площадью 25082 и работа $l_{\text{вс}}$ – площадью 16071. Работа всасывания $l_{\text{вс}}$ имеет противоположный знак по отношению к работам $l_{\text{сж}}$ и $l_{\text{выт}}$. Суммирование указанных площадей дает теоретическую работу компрессора l_0 .

Работа сжатия в процессе 1-2 в общем случае:

$$l_{\text{сж}} = \int_{v_1}^{v_2} p dv. \quad (157)$$

Для адиабатного сжатия идеального газа:

$$l_{\text{сж}}^{\text{ад}} = \frac{1}{k-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1). \quad (158)$$

Для изотермического сжатия:

$$l_{\text{сж}}^{\text{т}} = p_1 v_1 \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right). \quad (159)$$

Для политропного сжатия:

$$l_{\text{сж}}^{\text{ад}} = \frac{1}{n-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1). \quad (160)$$

Работу всасывания и выталкивания вычисляют следующим образом:

$$l_{\text{вс}} = p_1 v_1. \quad (161)$$

$$l_{\text{выт}} = p_2 v_2. \quad (162)$$

Окончательно получаем для политропного сжатия:

$$l_0 = \frac{1}{n-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1) + p_2 v_2 - p_1 v_1 = \frac{n}{n-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1). \quad (163)$$

Преобразуя можно получить:

$$l_0 = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right). \quad (164)$$

Полную теоретическую работу также можно найти из соотношения:

$$l_0 = \int_{p_1}^{p_2} v dp. \quad (165)$$

Количество отводимой теплоты при сжатии в цилиндре определяется по формуле:

$$q = c_n \cdot (T_2 - T_1) = c_v \cdot \frac{n-k}{n-1} \cdot (T_2 - T_1). \quad (166)$$

При адиабатном сжатии работа будет наибольшей. По мере увеличения количества отводимой теплоты она уменьшается и при изотермическом сжатии будет наименьшей. Отметим также, что в конце адиабатного сжатия температура может достигнуть высоких значений. Это приводит к ухудшению качества смазки деталей цилиндропоршневой группы и соответственно к повышенному износу в процессе эксплуатации. Применение же охлаждения стенок цилиндров водой или воздухом окружающей среды кроме уменьшения работы сжатия создает еще и более благоприятные условия работы деталей цилиндро-поршневой группы.

В реальных компрессорах из конструктивных соображений предусматривается некоторый объем v_0 , представляющий собой пространство между поршнем, находящимся в верхней мертвой точке и поверхностью крышки цилиндра. Этот объем с термодинамической точки зрения принято называть “вредным” пространством. Оставшийся в этом объеме сжатый газ при обратном ходе поршня в цилиндре компрессора расширяется по политропному процессу (линия 3-4).

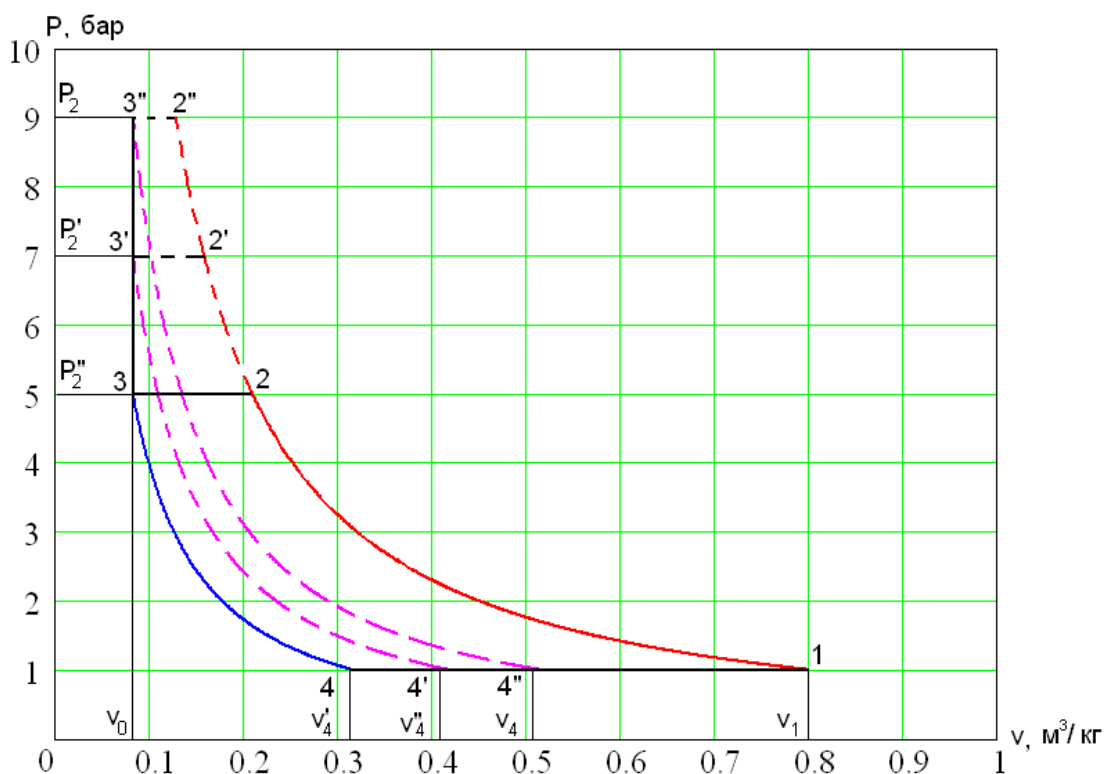


Рисунок 18 – Влияние вредного пространства на работу компрессора при разных конечных давлениях.

Всасывающий клапан откроется лишь после прохождения части хода поршня, когда давление в цилиндре снизится до p_1 . В связи с этим объем поступившего газа будет меньше $v_1 - v_0$ и производительность компрессора следовательно уменьшится. При увеличении конечного давления p_2 до значений p_2' и p_2'' и т.д. производительность продолжает падать, так как количество газа, остающегося в конце процесса выталкивания возрастает и для снижения давления до p_1 , увеличивается участок хода поршня на этапе политропного расширения $3'' - 4''$. При некотором конечном давлении, когда объем сжатого газа будет равен v_0 , производительность компрессора станет равной нулю.

Из изложенного видно, что по мере повышения давления нагнетания снижается производительность компрессора, поэтому для получения высоких давлений применяют многоступенчатые компрессоры, в которых после каждой ступени газ поступает в промежуточный холодильник, где охлаждается при постоянном давлении до исходной температуры.

В идеальном трехступенчатом компрессоре осуществляются следующие процессы: всасывание газа в первую, вторую и третью ступени-линии $a1$, $b3$ и $c5$; выталкивание сжатого газа из первой ступени во вторую, из второй в третью и из третьей ступени в резервуар (каждый раз через промежуточные холодильники-линии $2b$ $4c$ и $6d$). Отрезки линий $2-3$ и $4-5$ определяют изобарное охлаждение газа в холодильниках. Те же процессы представлены на $T - s$ диаграмме.

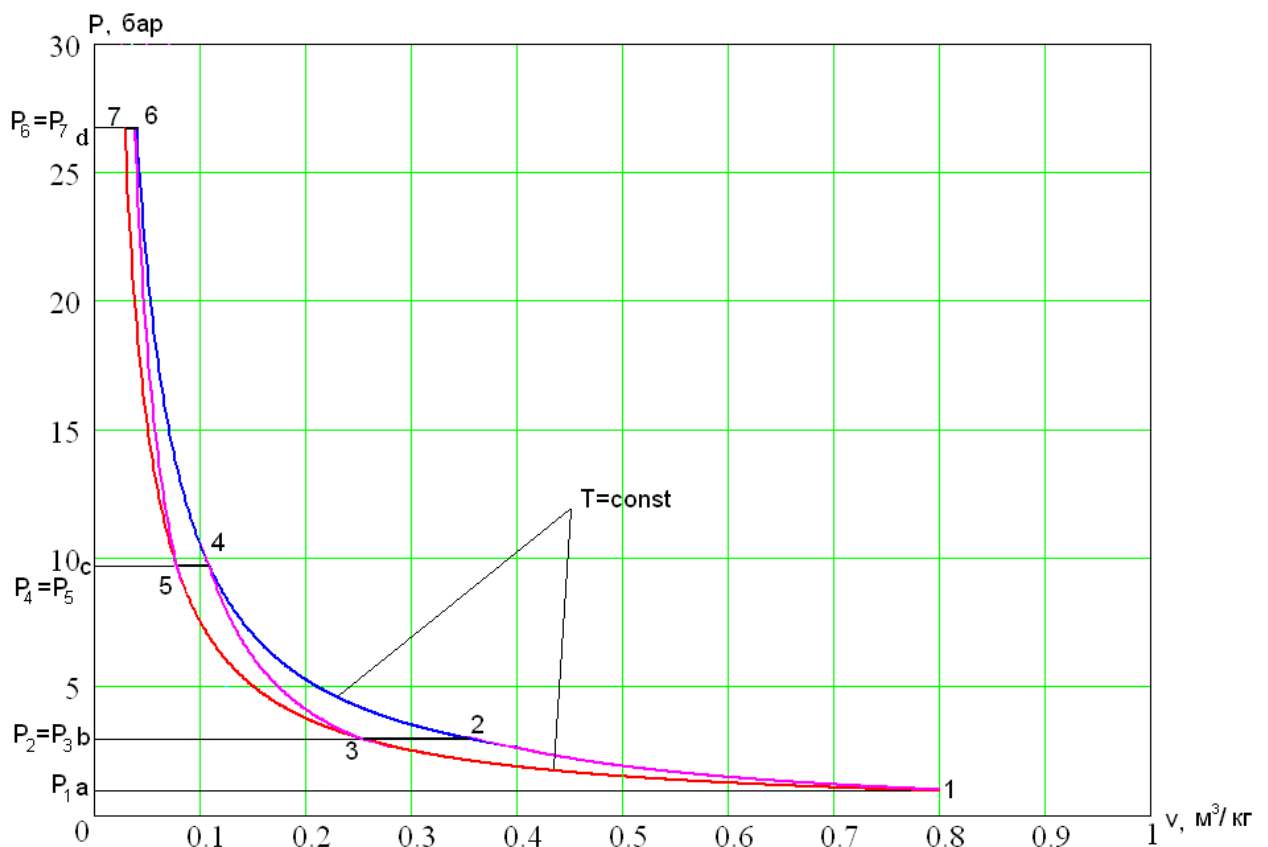


Рисунок 19 – Диаграмма работы идеального трехступенчатого компрессора в $p - v$ координатах

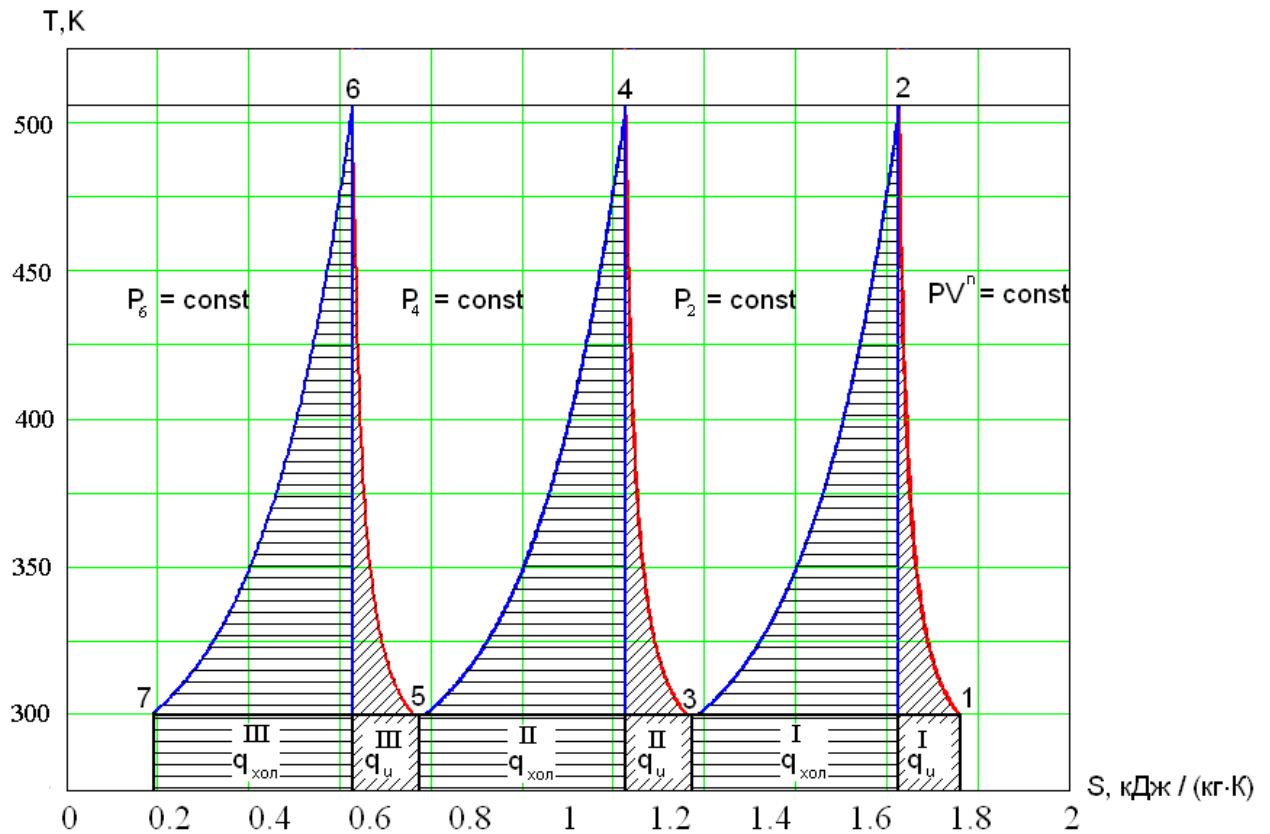


Рисунок 20 – Диаграмма работы идеального трехступенчатого компрессора в $T - s$ координатах.

Если температура газа после каждого холодильника равна исходной ($T_1 = T_3 = T_5$), конечные температуры на выходе из каждой ступени также одинаковы ($T_2 = T_4 = T_6$) и все процессы идут с одинаковым показателем политропы, то и степени повышения давления в ступенях x будут равны между собой:

$$x = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_4}{p_3} = \frac{p_6}{p_5}. \quad (167)$$

Учитывая, что $p_2 = p_3$ и $p_4 = p_5$, получим:

$$x = \sqrt[3]{\frac{p_6}{p_1}}. \quad (168)$$

В общем случае при числе ступеней z :

$$x = \sqrt[z]{\frac{p_{\text{кон}}}{p_{\text{нач}}}}. \quad (169)$$

Для определения общей работы, затрачиваемой многоступенчатым компрессором, необходимо просуммировать работы, расходуемые на сжатие газа в каждой ступени.

Для компрессора с числом ступеней z значение общей затраченной работы равно:

$$l_0 = z \cdot \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right). \quad (170)$$

Из $p - v$ диаграммы хорошо видно, что при промежуточном охлаждении газа существенно уменьшаются затраты работы и общая картина сжатия по мере увеличения числа ступеней приближается к изотермическому процессу.

Количество теплоты, отводимой от газа в каждом холодильнике, установленном между ступенями, определяется по формуле:

$$q_{\text{хол}} = c_p \cdot (T_2 - T_1). \quad (171)$$

Конечная температура сжатия в каждом цилиндре определяется из уравнения политропы:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = T_1 \cdot x^{\frac{n-1}{n}}. \quad (172)$$

Количество отводимой теплоты при сжатии в цилиндре и в холодильнике для многоступенчатого компрессора могут быть определены как площади под политропами и изобарами на $T - s$ диаграмме.

Задачи (n – номер варианта):

8.1. Компрессор всасывает $400 + 10n$ м³/ч воздуха при давлении $p_1 = 0.1$ МПа и температуре $t_1 = 20$ °С и сжимает его до давления $p_2 = 0.5$ МПа. Определить теоретическую работу компрессора при адиабатном сжатии и температуру воздуха в конце сжатия.

8.2. Компрессор всасывает 100 м³/ч воздуха при давлении $p_1 = 0.1$ МПа и температуре $t_1 = 27$ °С. Конечное давление воздуха составляет $p_2 = 0.8 + 0.1n$ МПа. Определить теоретическую работу компрессора и расход охлаждающей воды, если ее температура повышается на 13 °С. Расчет произвести для изотермического, адиабатного и политропного сжатия. Показатель политропы принять равным 1.2, а теплоемкость воды 4.19 кДж/кгК.

8.3. Определить мощность идеального компрессора с изотермическим сжатием и часовое количество теплоты, передаваемое охлаждающей водой, если $p_1 = 101325$ Па и $t_1 = 20$ °С, а давление сжатого воздуха $p_2 = 0.4 + 0.1n$ МПа. Расход всасываемого воздуха 500 м³/ч.

8.4. Компрессор всасывает 250 м³/ч воздуха при $p_1 = 0.09$ МПа и $t_1 = 25 + n$ °С и сжимает его до $p_2 = 0.8$ МПа. Какое количество воды нужно пропускать через рубашку компрессора в час, если сжатие происходит политропно с показателем $n = 1.2$ и температура воды повышается на 15 °С.

8.5. Компрессор всасывает воздух при давлении 0.1 МПа и температуре 20 °С и сжимает его изотермически до 0.8 МПа. Определить производительность компрессора в м³/ч, если известно, что теоретическая мощность двигателя для привода компрессора равна 40 + n кВт. Найти также часовой расход охлаждающей воды, если ее температура при охлаждении цилиндра компрессора повышается на 10 °С. Теплоемкость воды принять равной 4.19 кДж/кг·К.

8.6. Компрессор всасывает в минуту 100 + 10 n м³ водорода при температуре 20 °С и давлении 0.1 МПа и сжимает его до 0.8 МПа. Определить потребную мощность двигателя для привода компрессора при адиабатном сжатии, если эффективный КПД компрессора равен 0.7.

8.7. Трехступенчатый компрессор всасывает 60 м³/ч воздуха при $p_1 = 0.08$ МПа и $t_1 = 27$ °С и сжимает его адиабатно до 10 + n МПа. Между ступенями компрессора установлен промежуточный холодильник, в котором воздух охлаждается при постоянном давлении до начальной температуры. Определить производительность компрессора по сжатому воздуху и работу, затраченную на сжатие в компрессоре.

8.8. Двухступенчатый компрессор всасывает воздух при давлении $p_1 = 0.1$ МПа и температуре $t_1 = 20$ °С и сжимает его до конечного давления $p_2 = 4 + n$ МПа. Между ступенями компрессора установлен промежуточный холодильник, в котором воздух охлаждается при постоянном давлении до начальной температуры. Производительность компрессора равна 500 м³/ч.

Определить теоретическую мощность каждой ступени и количество теплоты, которое должно быть отведено от обеих ступеней компрессора и промежуточного холодильника, если известно, что отношение конечного давления к начальному одинаково для обеих ступеней и сжатия происходит политропно с показателем $n=1.3$.

8.9. Для лабораторных экспериментов необходимо иметь $G = 180 + 10n$ килограммов в секунду воздуха при параметрах $p_k = 10 + n$ МПа и $t_k = t_1$, где t_1 – температура окружающей среды. Рассчитать поршневой компрессор (без учета трения и вредного пространства), определить: количество ступеней компрессора; степень повышения давления в каждой ступени; количество тепла, отведенного от воздуха в цилиндрах компрессора, в промежуточных и конечном холодильниках (при охлаждении до t_1); мощность привода, если давление воздуха на входе в первую ступень компрессора $p_1 = 0.1$ МПа, а температура $t_1 = 27$ °С и допустимое повышение температуры воздуха в каждой ступени $\Delta t = 180 + 10n$, показатель политропы сжатия $n=1.25+0.1n$.

8.10. Для двигателя с воспламенением от сжатия необходим трехступенчатый компрессор, подающий 250 + 10 n кг/ч воздуха при давлении 8 МПа. Определить теоретическую мощность компрессора. Сжатие считать адиабатным. В начале сжатия $p_1 = 0.095$ МПа и $t_1 = 17$ °С.

9 Водяной пар

Водяной пар широко применяется на тепловых и атомных электростанциях в качестве рабочего тела для паротурбинных установок. Кроме того, вода и водяной пар являются самыми распространенными теплоносителями в теплообменных аппаратах, в энергетических и технологических системах, а также в системах теплоснабжения и отопления.

Для анализа процессов изменения состояния воды и водяного пара обычно используют диаграммы $p - v$ и $T - s$, а для расчета процессов – диаграмму $h - s$.

Водяной пар для промышленных целей получают в парогенераторах (паровых котлах) различного типа, общим для которых является то, что процесс получения пара является изобарным. Температура кипения воды и образующегося из нее пара является при этом постоянной, она зависит только от давления парогенератора и называется температурой насыщения t_n .

Пар, температура которого равна температуре насыщения, называется насыщенным (пар находится в термодинамическом равновесии с кипящей жидкостью). Насыщенный пар, не содержащий примеси жидкости, называют **сухим насыщенным паром**. Смесь сухого насыщенного пара и кипящей жидкости называется **влажным насыщенным паром**. Массовая доля сухого насыщенного пара в этой смеси называется **степенью сухости** и обозначается x . Для сухого насыщенного пара $x = 1$, для кипящей жидкости $x = 0$, для влажного насыщенного пара $0 < x < 1$.

Под **теплотой парообразования** r понимают количество теплоты, необходимое для превращения 1 кг кипящей жидкости при постоянном давлении (следовательно, и при постоянной температуре) в сухой насыщенный пар.

Параметры кипящей жидкости – удельный объем, энтальпия, энтропия – обозначаются, соответственно, v' , h' , s' , а параметры сухого насыщенного пара – v'' , h'' , s'' . Параметры влажного насыщенного пара обычно обозначают v_x , h_x и s_x и определяют по следующим формулам как для смеси кипящей воды и сухого пара:

$$v_x = v'' \cdot x + v' \cdot (1 - x), \quad (173)$$

$$h_x = h'' \cdot x + h' \cdot (1 - x), \quad (174)$$

$$s_x = s'' \cdot x + s' \cdot (1 - x). \quad (175)$$

Параметры перегретого пара обозначают без каких-либо штрихов и индексов, т.е. v , h и s .

Поскольку водяной пар получают в изобарном процессе, то количество теплоты, подводимой к рабочему телу, можно подсчитать как разность энтальпий в конце и начале процесса. Это очень удобно, т.к. позволяет

обойтись без теплоемкости, которая в данном случае (реальный газ) зависит не только от температуры, но и от давления.

Теплота парообразования, учитывая сказанное, равна:

$$r = h'' - h'. \quad (176)$$

На рисунке представлена диаграмма $h - s$ водяного пара. На этой диаграмме показаны нижняя пограничная кривая ($x = 0$) или линия кипящей жидкости и верхняя пограничная кривая ($x = 1$) или линия сухого насыщенного пара. Пограничные кривые соединяются в критической точке К, обозначающей критическое состояние воды, когда нет различия между кипящей жидкостью и сухим паром. Пограничные линии делят диаграммы на области капельной жидкости (воды), влажного насыщенного пара и перегретого пара. В области влажного пара изобары и изотермы совпадают.

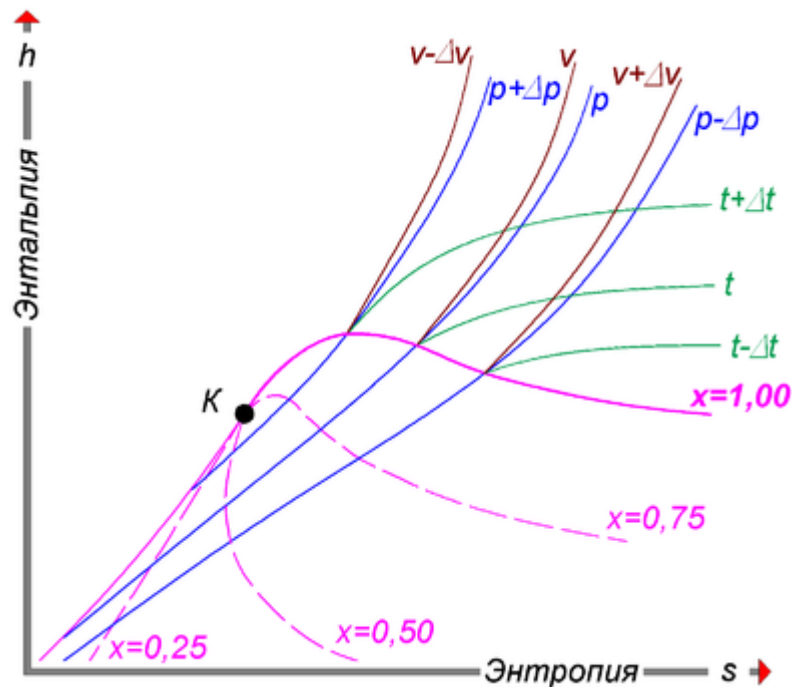


Рисунок 21 – Изолинии на $h - s$ диаграмме воды и водяного пара.

Задачи (n – номер варианта):

9.1. Определить энтальпию, удельный объем, энтропию и внутреннюю энергию пара, если дано: $p = (0.5 + n)$ МПа, $x = 0.9$.

9.2. Определить энтальпию, удельный объем, энтропию и внутреннюю энергию пара, если дано: $t = (5 + 5n)$ °С, $x = 0.7$.

9.3. При постоянном давлении $p = 1.0$ МПа смешиваются две порции водяного пара. Масса пара первой порции $M_1 = (200 - n)$ кг, его степень сухости $x_1 = 0.85$. Масса пара второй порции $M_2 = (80 + 5n)$ кг, степень сухости $x_2 = 0.10$. Определить степень сухости пара в образовавшейся смеси и его полную энтальпию H (кДж).

9.4. В сосуде находится влажный насыщенный пар. Его масса $M = (100 + 2n)$ кг и параметры $t_1 = 220$ °С, $x_1 = 0.64$. В сосуде отсепарировано и удалено 20 кг воды, причем давление все время поддерживалось постоянным. Определить параметры p , v , h , s оставшегося в сосуде пара.

9.5. В барабане котельного агрегата находится кипящая вода и над ней водяной пар под давлением $p = 9$ МПа (давление абсолютное). Масса воды $M = (5000 - 10n)$ кг. Объем барабана $V = 8$ м³. Какова масса пара, находящегося над зеркалом испарения, если пар считать сухим насыщенным?

9.6. Определить объем резервуара, заполненного влажным паром со степенью сухости $x = 0.9$, если масса пара $M = (160 - 2n)$ кг, а температура в резервуаре $t = 120$ °С.

9.7. По трубопроводу течет водяной пар при давлении $p = 20$ бар и степени сухости $x = 0.96 - 0.002n$ со скоростью $W = 10$ м/с. Расход пара $M = 5000$ кг/ч. Определить внутренний диаметр трубы.

9.8. Определить состояние водяного пара при $p = 15$ бар, если на его получение из воды с температурой 0 °С было затрачено $(2400 - 10n)$ кДж/кг теплоты.

9.9. В закрытом сосуде объемом 10 м³ находится влажный насыщенный водяной пар с абсолютным давлением $p = 1.8$ МПа. В объеме пара содержится $(50 - n)$ кг жидкости. Определить массу паровой фазы в сосуде и степень сухости пара.

9.10. Определить расход тепла в пароперегревателе котельного агрегата на 1 кг пара, если параметры при входе $p = 80$ бар и $x_1 = 0.95 + 0.001n$; при выходе $t = 500$ °С.

10 Процессы изменения состояния водяного пара

Наиболее простым и наглядным является метод расчета паровых процессов с использованием $h - s$ - диаграммы. Здесь не нужно выяснять, в какой области протекает процесс, есть ли переход из зоны перегретого пара в зону влажного пара или наоборот. Все это видно по графику процесса. Расчет сводится к чтению диаграммы и, в случае надобности, к подсчету по полученным из диаграммы данным работы, теплоты и изменений параметров и функций состояния.

Диаграммы $p - v$ и $T - s$ служат для иллюстрации особенностей процессов и могут быть применены для графического изображения в виде площадей энергетических величин q и l , характеризующих данный процесс.

Адиабатный процесс. В $p - v$ диаграмме адиабата представляет собой кривую гиперболического характера с переменным показателем адиабаты. Необходимо отметить, что показатель адиабаты для воды и пара никакого отношения к коэффициенту Пуассона не имеет.

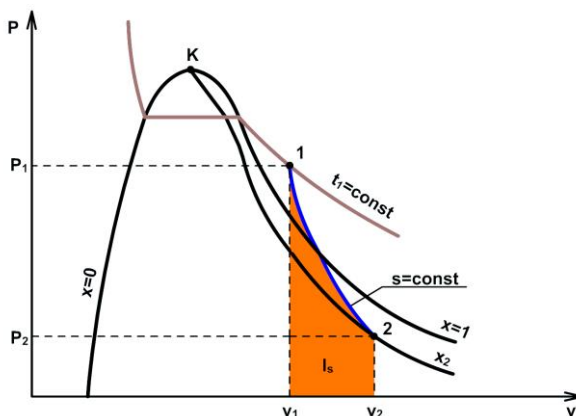


Рисунок 22 – Адиабатный процесс на $p - v$ диаграмме воды и водяного пара.

В $T - s$ и $h - s$ диаграммах обратимый адиабатный процесс представляет вертикальную прямую ($s = const$ – изоэнтропа). В $h - s$ диаграмме разность энтальпий адиабатного процесса представляет работу изменения давления в потоке (техническая работа в турбине, насосе и т.п.).

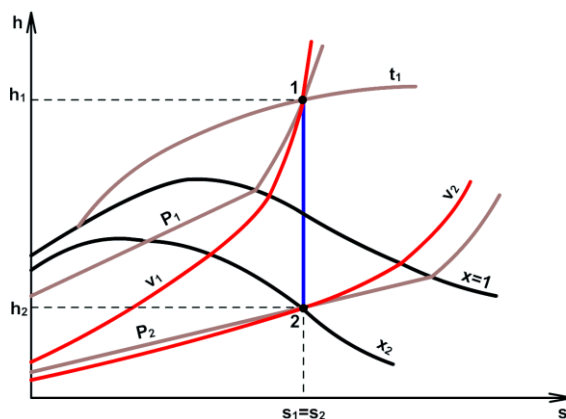


Рисунок 23 – Адиабатный процесс на $h - s$ диаграмме воды и водяного пара.

Изохорный процесс. Изохорный процесс может иметь место в случае теплообмена с внешней средой водяного пара, находящегося в сосуде постоянного объема. Работа расширения в изохорном процессе равна нулю. Теплота изохорного процесса расходуется только на увеличение внутренней энергии пара. В диаграмме $T - s$ теплота изображается площадью под изохорным процессом.

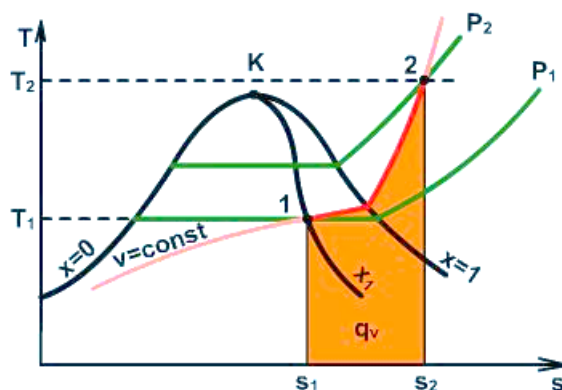


Рисунок 24 – Изохорный процесс на $T - s$ диаграмме воды и водяного пара.

Изобарный процесс. В диаграмме $p - v$ изобара представляет горизонтальную прямую, площадь под которой соответствует работе расширения.

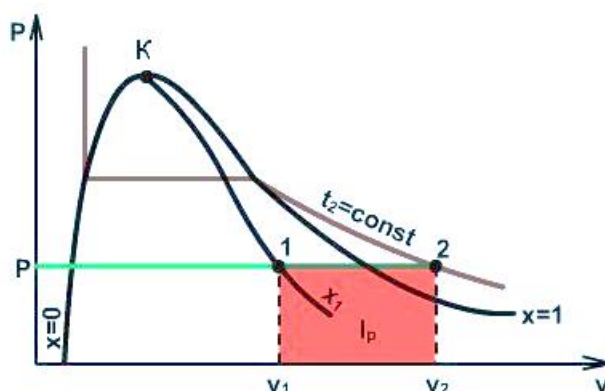


Рисунок 25 – Изобарный процесс на $p - v$ диаграмме воды и водяного пара.

Количество теплоты в изобарном процессе соответствует изменению энтальпии. В $T - s$ диаграмме теплота представлена площадью под процессом.

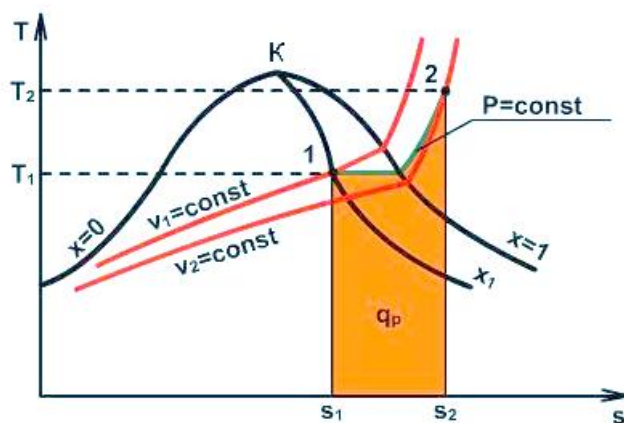


Рисунок 26 – Изобарный процесс на $T - s$ диаграмме воды и водяного пара.

Изотермический процесс. Работа расширения изотермического процесса изображается площадью под процессом в $p - v$ координатах.

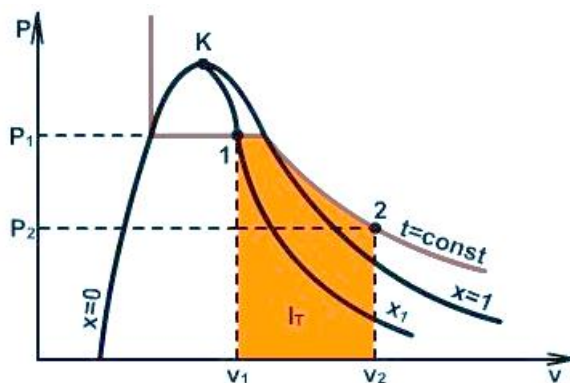


Рисунок 27 – Изотермический процесс на $p - v$ диаграмме воды и водяного пара.

В $T - s$ диаграмме изотерма представляет собой горизонтальную прямую. Площадь под изотермическим процессом в $T - s$ диаграмме представляет собой теплоту.

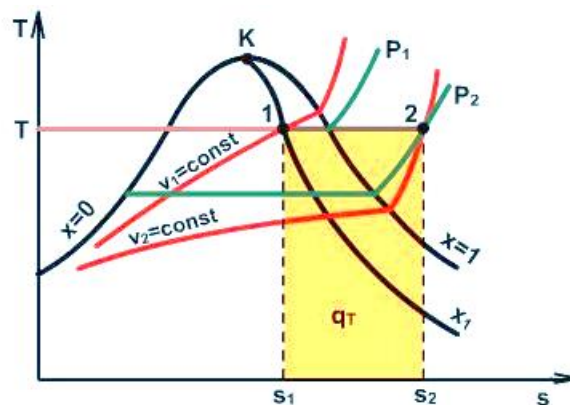


Рисунок 28 – Изотермический процесс на $T - s$ диаграмме воды и водяного пара.

Задачи (n – номер варианта):

10.1. Определить конечное давление, степень сухости и количество отведенной теплоты, если в закрытом сосуде объемом 3 м^3 сухой насыщенный водяной пар охлаждается от начальной температуры $t_1 = 210^\circ\text{C}$ до конечной $t_2 = (60 + n)^\circ\text{C}$.

10.2. Водяной пар при давлении $p_1 = 25$ бар и степени сухости $x = 0.85 + 0.001n$ нагревается при постоянном давлении до $(300 + 5n)^\circ\text{C}$. Определить теплоту процесса, работу расширения и изменение внутренней энергии (в расчете на 1 кг пара). Изобразить процесс в диаграммах $h - s$ и $p - v$.

10.3. Определить количество теплоты, сообщаемое пару, изменение внутренней энергии и работу расширения, если пар с температурой $t = 300^\circ\text{C}$ расширяется по изотерме от давления $p_1 = 50$ бар до $p_2 = (1 + 0.5n)$ бар. Задачу решить для 1 кг пара. Изобразить процесс в диаграммах $h - s$ и $T - s$.

10.4. Влажный насыщенный водяной пар с параметрами $p_1 = 0.1n$ МПа и $x_1 = 0.8$ нагревается при постоянном давлении до состояния сухого насыщенного пара. Определить количество теплоты и другие характеристики процесса в расчете на 1 кг пара.

10.5. Перегретый пар при давлении $p_1 = (20 + 2n)$ бар и температуре $t_1 = 500^\circ\text{C}$ расширяется по адиабате до $p_2 = 0.1$ бар. Определить конечное состояние пара, изменение внутренней энергии, работу расширения и техническую работу.

10.6. Водяной пар с параметрами $p_1 = 10$ МПа и $t_1 = (350 + 10n)^\circ\text{C}$ адиабатно расширяется до $p_2 = 0.1$ МПа. Определить характеристики процесса в расчете на 1 кг. Изобразить процесс в диаграмме $h - s$ и $p - v$.

10.7. Энтальпия влажного насыщенного пара при давлении $p_1 = 1.4$ МПа составляет $h = 2600$ кДж/кг. Как изменится его состояние, если к 1 кг пара будет подведено $(40 + 2n)$ кДж/кг теплоты при постоянном давлении?

10.8. Из барабана парового котла поступает в пароперегреватель $(2500 + 10n)$ кг/ч пара при $p = 1.4$ МПа и $x = 0.98$. Температура пара после пароперегревателя равна $(300 + n)^\circ\text{C}$. Найти с помощью таблиц водяного пара количество теплоты, которое пар получает в пароперегревателе за 1 час и отношение диаметров паропроводов до и после пароперегревателя, считая скорости пара в них одинаковыми. Изобразить процесс перегрева пара в диаграммах $h - s$, $p - v$ и $T - s$.

10.9. ТЭЦ отдает на производственные нужды предприятию $D_{\text{пр}} = (20 \cdot 10^3 + n \cdot 10^2)$ кг/ч пара при $p = 0.7$ МПа и $x = 0.95$. Предприятие возвращает конденсат в количестве 60 % $D_{\text{пр}}$ при температуре $t_{\text{возвр}} = 70^\circ\text{C}$. Потери конденсата покрываются химически очищенной водой, имеющей температуру $t_{\text{хим}} = 90^\circ\text{C}$. Сколько кг топлива в час нужно было бы сжечь в топке парогенератора, работающего с КПД $\eta_{\text{пр}} = 0.80$, если бы этот парогенератор специально вырабатывал пар для нужд предприятия и если теплота сгорания топлива $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 7165$ ккал/кг?

10.10. Водяной пар с начальным давлением $p_1 = 10$ МПа и степенью сухости $x_0 = 0.95$ поступает в пароперегреватель парового котла, где его температура увеличивается на $\Delta t = (150 + 5n)$ °С. После пароперегревателя пар изоэнтропно расширяется в турбине до давления $p_2 = 4$ кПа. Определить количество теплоты (на 1 кг пара), подведенное в пароперегревателе, и степень сухости в конце расширения.

11 Циклы паровых двигателей

Рассмотрим установку, работающую по циклу Карно, где в качестве рабочего тела будет выступать не абстрактный газ, а водяной пар. Цикл Карно состоит из двух изотерм и двух изобар, следовательно такая установка должна включать в себя четыре обязательных элемента: паровой котел в котором подводится теплота (горячий источник), конденсатор для отвода теплоты (холодный источник), паровую турбину, в которой будет происходить расширение пара, а также устройство для повышения давления.

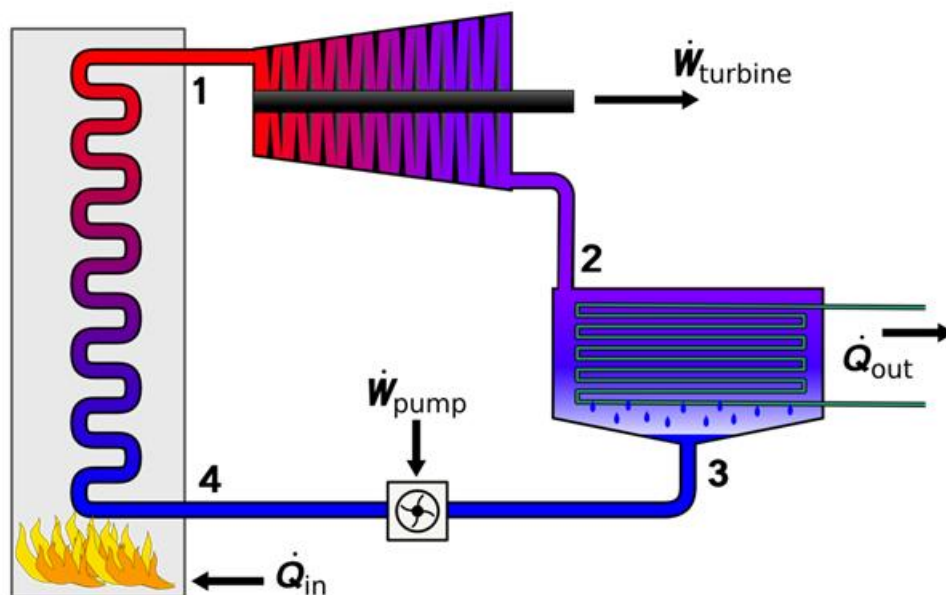


Рисунок 29 – Схема парового двигателя.

Такая установка работает следующим образом – в паровой котел поступает влажный водяной пар малой степени сухости x . За счет сгорания в топке котла топлива (уголь, мазут, природный газ и др.) к влажному пару подводится теплота, и степень сухости пара x повышается до значений, близких к единице. Процесс подвода теплоты в котле происходит при постоянном давлении p_1 и постоянной температуре T_1 , т.е. **изобарно-изотермический подвод тепла**. Из котла пар поступает в паровую турбину. При расширении в турбине (**адиабатный процесс**) поток пара приобретает значительную кинетическую энергию. На лопатках рабочего колеса турбины эта энергия превращается в кинетическую энергию вращения рабочего колеса и затем в электроэнергию с помощью электрогенератора, вращаемого турбиной. На выходе из турбины влажный пар имеет давление p_2 и соответствующую этому давлению температуру T_2 . Далее пар поступает в конденсатор – теплообменник, в котором с помощью охлаждающей воды от пара отводится теплота, пар конденсируется и, следовательно, степень сухости пара уменьшается. Процесс отвода теплоты от пара в конденсаторе осуществляется при постоянном давлении p_2 и постоянной температуре T_2 , т.е. идет **изобарно-изотермический отвод тепла**. После конденсации

влажный пар поступает в компрессор, в котором он сжимается (**адиабатный процесс**) до давления p_1 . Затем влажный пар вновь поступает в котел, и цикл замыкается. Таким образом, на участке цикла от выхода из компрессора до входа в турбину давление рабочего тела равно p_1 , а на участке цикла от выхода из турбины и до входа в компрессор давление рабочего тела равно p_2 .

Описанный цикл изображен на $T - s$ диаграмме ниже.

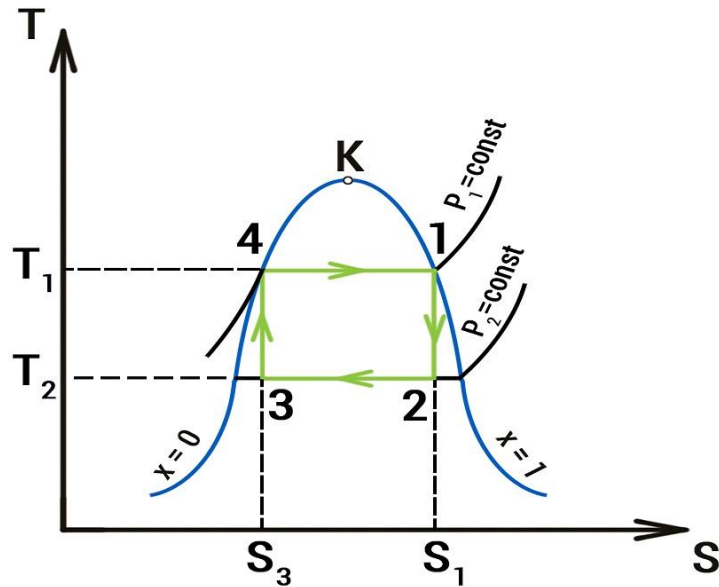


Рисунок 30 – Цикл Карно в $T-s$ диаграмме.

Подвод теплоты q_1 к пару в котле осуществляется по изобаре-изотерме 4-1, процесс расширения в паровой турбине по адиабате 1-2, отвод теплоты q_2 в конденсаторе по изобаре-изотерме 2-3, сжатие пара в компрессоре по адиабате 3-4.

Термический КПД обратимого цикла Карно, осуществляемого во влажном паре, как и цикла Карно с любым другим рабочим телом, определяется уравнением:

$$\eta = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (177)$$

Реальный цикл, осуществляемый во влажном паре и состоящий из двух изобар-изотерм и двух адиабат, условно изображен на рисунке ниже с учетом необратимых потерь на трение при расширении пара в турбине и при его сжатии в компрессоре.

насосы. Они компактные и простые по устройству, и самое главное - они потребляют весьма мало энергии для своего привода.

На рисунке ниже изображен цикл Ренкина в T-s диаграмме.

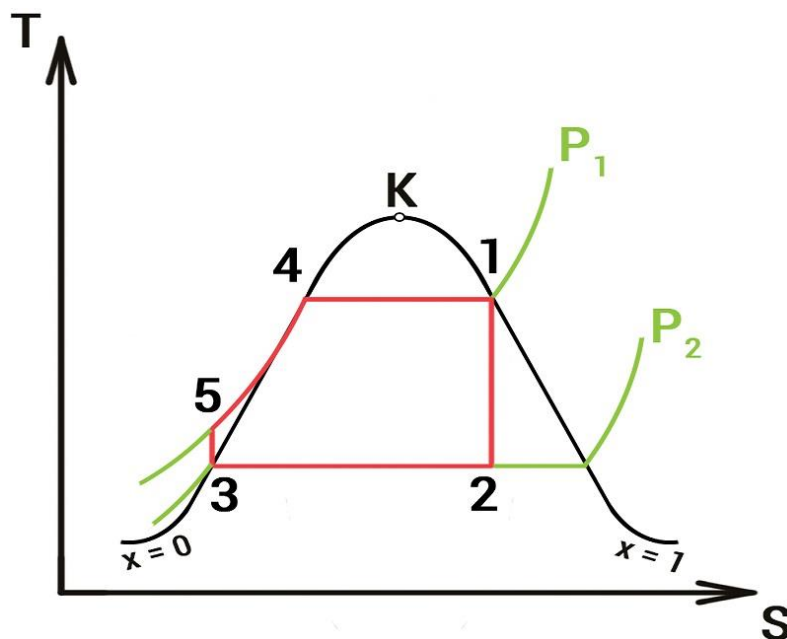


Рисунок 32 – Теоретический цикл Ренкина.

В отношении термического КПД цикл Ренкина представляется менее выгодным, чем обратимый цикл Карно, поскольку степень заполнения (равно как и средняя температура подвода тепла) для цикла Ренкина оказывается меньше, чем для цикла Карно. Однако с учетом реальных условий осуществления цикла и значительно меньшего влияния необратимости процесса сжатия воды по сравнению со сжатием влажного пара на общий КПД цикла экономичность цикла Ренкина выше экономичности соответствующего цикла Карно на влажном паре. Вместе с тем замена громоздкого компрессора для сжатия влажного пара компактным водяным насосом позволяет существенно снизить затраты на сооружение теплосиловой установки и упростить ее эксплуатацию.

Для того чтобы увеличить термический КПД цикла Ренкина, применяют так называемый перегрев пара. В специальном элементе котла – пароперегревателе пар нагревается до температуры, превышающей температуру насыщения при данном давлении p_1 .

Цикл Ренкина с перегревом пара показан на следующем рисунке. В этом случае средняя температура подвода теплоты увеличивается по сравнению с температурой подвода теплоты в цикле без перегрева, и, следовательно, термический КПД цикла возрастает.

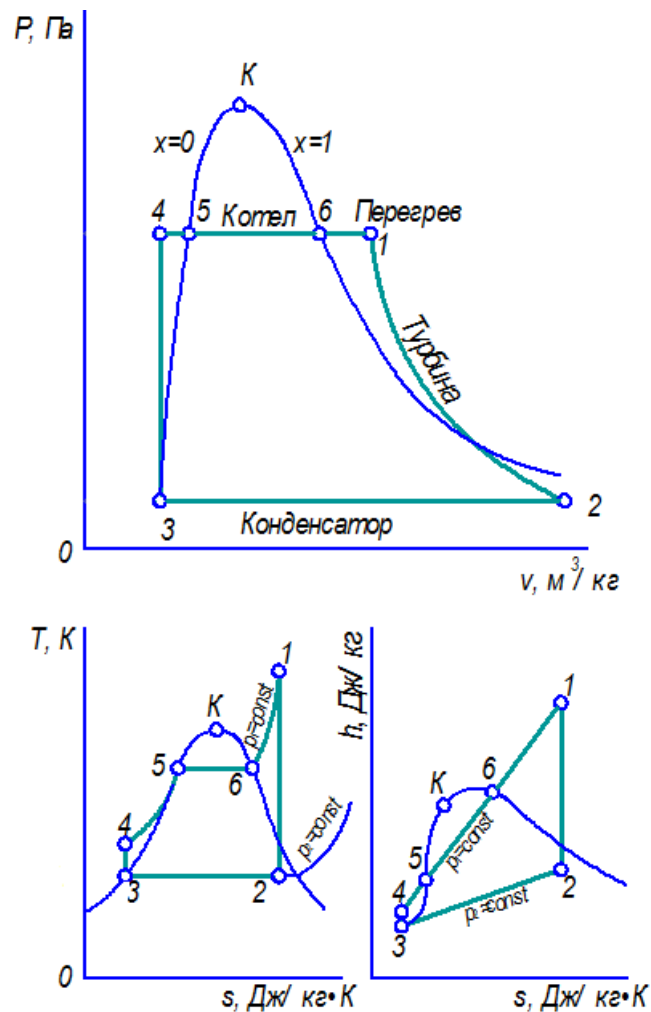


Рисунок 33 – Цикл Ренкина в $p - v$ координатах, $T - s$ координатах и $h - s$ координатах.

Из данной диаграммы видно, что для цикла с перегревом процесс расширения пара в турбине 1-2, осуществляемый до того же, что и раньше, давления p_2 , заканчивается внутри двухфазной области в районе более высоких степеней сухости x , чем для цикла без перегрева. Благодаря этому условия работы проточной части турбины оказываются более легкими.

Перейдем к термическому КПД цикла. Общее уравнение для термического КПД цикла выглядит следующим образом:

$$\eta = \frac{q_1 - q_2}{q_1}. \quad (178)$$

Поскольку процессы подвода и отвода теплоты в цикле Ренкина осуществляются по изобарам, а в изобарном процессе количество подведенной и отведенной теплоты равно разности энтальпий рабочего тела в начале и в конце процесса, применительно к циклу Ренкина имеем:

$$q_1 = h_1 - h_4, \quad (179)$$

$$q_2 = h_2 - h_3. \quad (180)$$

Теперь подставим q_1 и q_2 в уравнение с КПД:

$$\eta = \frac{(h_1 - h_4) - (h_2 - h_3)}{h_1 - h_4}. \quad (181)$$

Раскроем скобки и перегруппируем:

$$\eta = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}. \quad (182)$$

Эти два уравнения равны, просто в первом случае в числителе представлена разность подведенной и отведенной теплоты q_1 и q_2 , а во втором случае в числителе представлена разность работы, полученной в турбине $h_1 - h_2$, и работы, затрачиваемой на привод насоса $h_4 - h_3$.

Схема установки работающей по циклу Ренкина с перегревом пара представлена ниже.

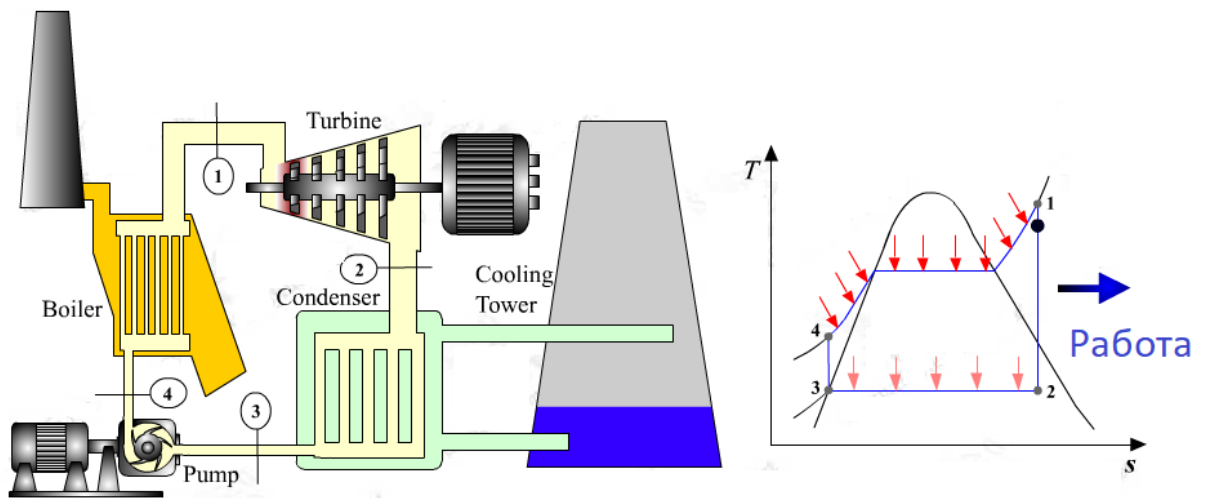


Рисунок 34 – Схема установки работающей по циклу Ренкина с перегревом пара.

Цикл Ренкина с регенеративным подогревом. Одним из способов повышения термического КПД цикла в паротурбинных теплосиловых установках, также, как и в газотурбинных установках, применяется регенерация теплоты. В реальных паросиловых циклах регенерация осуществляется с помощью регенеративных, поверхностных или смешивающих теплообменников, в каждый из которых поступает пар из промежуточных ступеней турбины (регенеративный отбор).

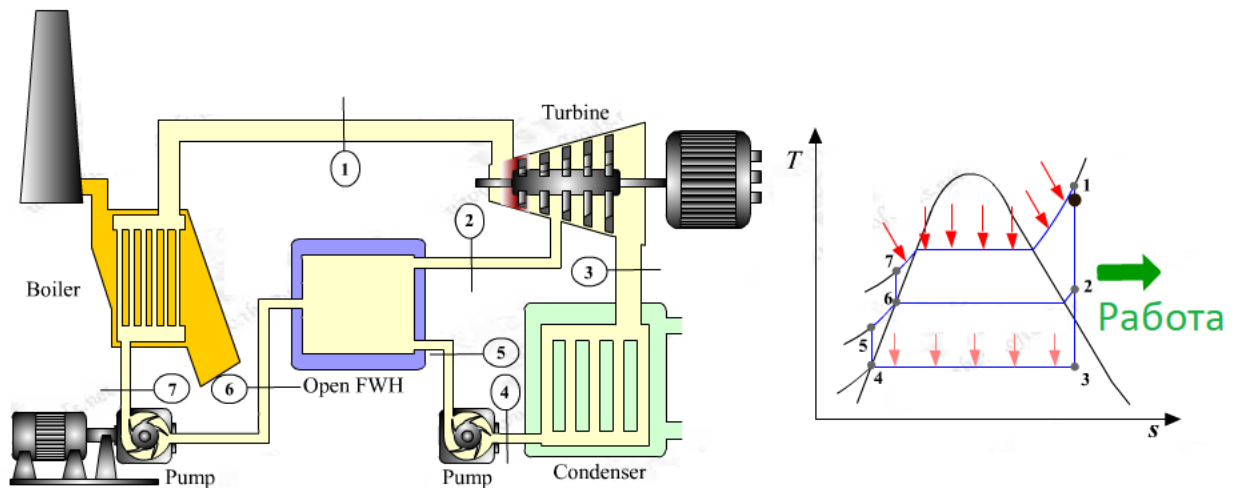


Рисунок 35 – Схема установки работающей по циклу Ренкина с перегревом пара и смешивающим регенеративным подогревателем.

Пар конденсируется в регенеративном смешивающем подогревателе, нагревая питательную воду, поступающую в котел. Конденсат греющего пара также поступает в котел или смешивается с основным потоком питательной воды. Цикл паросиловой установки с регенерацией, строго говоря, нельзя изобразить в плоской диаграмме, поскольку эта диаграмма строится для постоянного количества рабочего тела, тогда как в цикле установки с регенеративными подогревателями количество рабочего тела оказывается различным по длине проточной турбины. Поэтому, рассматривая изображение цикла этой установки в плоскости $T - s$ диаграммы, следует иметь в виду условность этого изображения.

На участке 1-3 цикла в $T - s$ диаграмме количество рабочего тела убывает с уменьшением давления, а на участке 4-7 количество рабочего тела возрастает с ростом давления (к питательной воде, поступающей из конденсатора, добавляется конденсат пара из отборов).

При применении смешивающих регенеративных подогревателей требуется несколько насосов, поскольку повышение давления воды должно быть ступенчатым — давление воды, поступающей в смешивающий подогреватель, должно быть равно давлению пара, отбираемого из турбины в этот подогреватель. В данной схеме число насосов на единицу больше числа отборов.

Рассмотрим более подробно цикл регенеративной установки с смешивающим подогревателем. Обозначим долю рабочего тела, отводимого в отборе, как a . Если расход пара, поступающего в турбину, обозначить D , то в подогреватель отбирается $a \cdot D$ кг/ч пара. Следовательно, до точки, в которой осуществляется отбор, в турбине работает D кг/ч пара, за точкой отбора $(1 - a) \cdot D$ кг/ч пара. Соответственно в конденсатор поступает $(1 - a) \cdot D$ кг/ч пара.

Если рассматривать КПД, то для нашего случая уравнение примет вид:

$$\eta = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(h_1 - h_7) - (1 - a) \cdot (h_3 - h_4)}{h_1 - h_7}, \quad (183)$$

или

$$\eta = \frac{(h_1 - h_3) - a \cdot (h_2 - h_3) - (1 - a) \cdot (h_5 - h_4) - (h_6 - h_7)}{h_1 - h_7}, \quad (184)$$

или

$$\eta = \frac{(h_1 - h_2) - (h_6 - h_7) + (1 - a) \cdot ((h_2 - h_3) - (h_5 - h_4))}{h_1 - h_7}. \quad (185)$$

Увеличение числа ступеней регенеративного подогревателя воды приводит к повышению термического КПД цикла, ибо при этом регенерация в цикле приближается к предельной. Однако каждая последующая ступень регенеративного подогрева вносит все меньший и меньший вклад в рост КПД.

Цикл Ренкина с промежуточным перегревом пара. Как уже отмечалось, если в турбине течет пар, имеющий значительную влажность, то гидродинамический режим проточной части турбины резко ухудшается и вследствие этого снижается КПД турбины. Для современных турбин допустимое значение степени сухости пара на выходе из турбины должно быть не ниже $x = 0.86$.

Одним из способов, позволяющих это реализовать, является перегрев пара. Перегрев пара приводит к увеличению термического КПД и одновременно сдвигает в $T - s$ диаграмме точку, соответствующую состоянию пара на выходе из турбины, вправо, в область более высоких степеней сухости. Конечно, можно заявить, что мы можем дальше увеличивать термический КПД за счет повышения температуры перегрева, однако надо понимать, что дальнейшее повышение температуры ограничивается свойствами конструкционных материалов; экономическая целесообразность этого мероприятия должна соотноситься также с увеличивающимися капиталовложениями на сооружение такой установки.

В соответствии с выше сказанным одним из путей снижения конечной влажности пара является так называемый промежуточный перегрев пара, сущность которого состоит в следующем: после того как поток пара совершил работу в турбине, расширившись до некоторого давления (обозначим $p_{пп}$, причем $p_{пп} > p_2$, где p_2 – это давление на входе в конденсатор), он выводится из турбины и направляется в дополнительный пароперегреватель, размещенный, например, в газоходе котла. Там температура пара повышается до величины $T_{пп}$, после чего пар вновь поступает в турбину, где расширяется до давления p_2 . Конечная влажность пара снижается.

Схема установки с промежуточным перегревом пара представлена на рисунке ниже. В случае применения промежуточного перегрева турбина выполняется в виде двухцилиндрического агрегата, состоящего по существу из двух отдельных турбин – высокого и низкого давлений. При этом обе турбины могут быть размещены на одном валу, соединенном с электрогенератором.

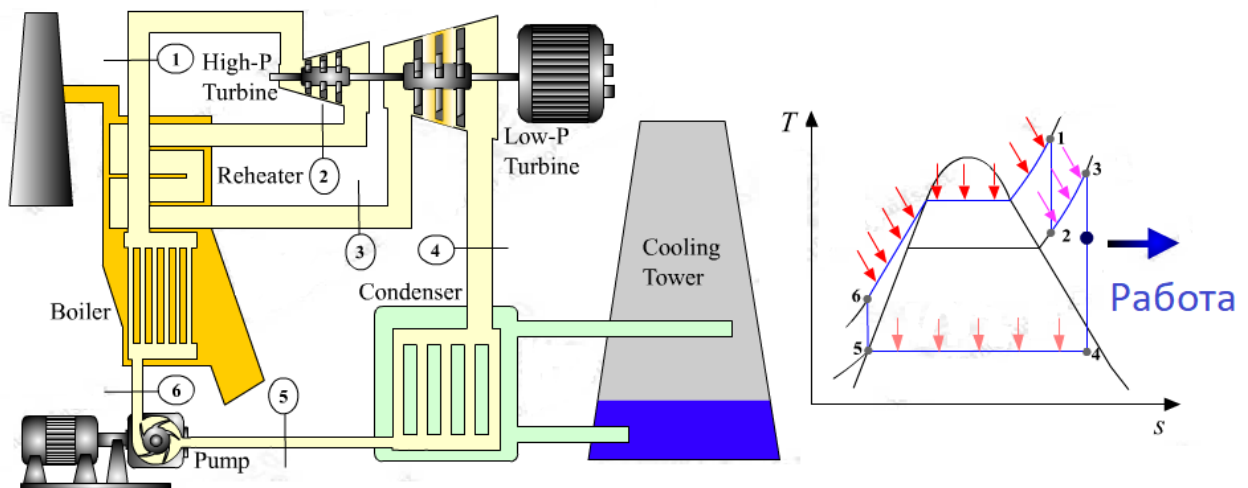


Рисунок 36 – Схема установки работающей по циклу Ренкина с перегревом пара и промежуточным дополнительным перегревом пара.

После того как к воде подвели тепло q_1 до состояния перегретого пара (точка 1), этот пар расширился не сразу до давления в конденсаторе p_2 , а до некоторого давления $p_{пп}$ (точка 2), причем эта точка лежит в области перегретого пара. Далее мы снова подводим тепло к нашему пару q_1' до некоторого состояния в точке 3, и пар вновь совершает работу до состояния точки 4.

Тогда КПД установки можно рассчитать:

$$\eta = \frac{(q_1 + q_1') - q_2}{q_1 + q_1'} = \frac{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2) - (h_4 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)}. \quad (186)$$

Если раскрыть скобки и перегруппировать получим:

$$\eta = \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)}. \quad (187)$$

Также следует обратить ваше внимание на то, что обычно после первичного расширения пара в турбине, вторичный перегрев совершают таким образом, чтобы нагреть пар до первоначальной температуры. Промежуточный перегрев пара, который в свое время вошел в энергетику главным образом как средство борьбы с высокой влажностью пара в последних ступенях турбины, является средством повышения термического КПД цикла. В современных паросиловых установках обычно применяется не только однократный, но и двухкратный промежуточный перегрев пара.

Задачи (n – номер варианта):

11.1. Определить термический КПД цикла Ренкина с учетом работы питательного насоса по заданным $p_1 = 5 + n$ МПа, $t_1 = 370 + 20n$ °С и $p_2 = 5$ кПа.

11.2. Определить термический КПД цикла Ренкина с учетом работы питательного насоса, если параметры пара на входе в турбину: $p_1 = (20 + 6n)$ бар и $t_1 = 400$ °С. Давление пара на выходе из турбины $p_2 = 0.05$ бар.

11.3. В паротурбинной установке с начальными параметрами пара $p_1 = 14$ МПа, $t_1 = 550$ °С и давлением в конденсаторе $p_2 = 5$ кПа был введен промежуточный перегрев пара при давлении $p_{пп} = 1$ МПа до температуры $t_{пп} = (380 + 10n)$ °С. Найти КПД цикла с промежуточным перегревом и сравнить его с КПД цикла Ренкина до введения промежуточного перегрева пара.

11.4. Найти термический КПД цикла Ренкина, если начальные параметры пара $p_1 = 10$ МПа, $t_1 = 500$ °С. Давление в конденсаторе $p_2 = 0.05$ бар. Определить, насколько уменьшится КПД, если на входе в турбину пар дросселируется до давления $p'_1 = (9.0 - 0.08n)$ МПа.

11.5. Заводская ТЭЦ работает по схеме Р-установки, на ней работают две паровые турбины с противодавлением мощностью $(4000 + 10n)$ кВт каждая. Весь пар из турбин направляется на производство, откуда он возвращается обратно в котельную в виде конденсата при температуре насыщения. Турбины работают с полной нагрузкой, потери конденсата на производство отсутствуют. Параметры пара: на входе в турбины – $p_1 = 3.5$ МПа, $t_1 = 435$ °С; на выходе из турбин – $p_2 = 0.12$ МПа. Принимая, что установка работает по циклу Ренкина, определить часовой расход топлива, если КПД котельной ($\eta_{ку}$) равен 0.84, а теплота сгорания топлива $Q_H^p = (28470 + 10n)$ кДж/кг. Определить также количество теплоты, потребляемой на производстве, $Q_{пр}$.

11.6. Паросиловая установка работает при начальных параметрах $p_1 = 9$ МПа и $t_1 = (450 + 10n)$ °С. Конечное давление $p_k = 0.006$ МПа. При $p_2 = 2.4$ МПа введен вторичный перегрев до 440 °С. Определить термический КПД цикла с вторичным перегревом и влияние вторичного перегрева на термический КПД.

11.7. Паровая турбина электростанции работает при параметрах пара: $p_1 = 3.5$ МПа; $t_1 = 435$ °С; $p_2 = 0.004$ МПа. Для подогрева питательной воды из турбины собирается пар при $p_{отб} = (120 + 10n)$ кПа. Регенеративный подогреватель смешивающего типа, конденсат в нем подогревается до температуры насыщения, соответствующей давлению в отборе. Определить термический КПД установки, теоретический удельный расход пара, а также повышение термического КПД в сравнении с установкой тех же параметров, но работающей по циклу Ренкина без регенеративного подогрева питательной воды. Показать процесс расширения в диаграмме $h - s$.

11.8. Турбина мощностью 24 МВт работает при параметрах пара: $p_1 = 2.6$ МПа, $t_1 = 420$ °С, $p_k = 0.004$ МПа. Для подогрева питательной воды из турбины отбирается пар при $p_2 = 0.1 + 0.01n$ МПа. Регенеративный подогреватель смешивающего типа, конденсат в нем подогревается до температуры насыщения, соответствующей давлению в отборе. Определить термический КПД установки, теоретический удельный расход пара, а также повышение термического КПД в сравнении с установкой тех же параметров, но работающей по циклу Ренкина без регенеративного подогрева питательной воды.

11.9. Из паровой турбины мощностью $N = 25 + n$ МВт, работающей при $p_0 = 9 + 0.1n$ МПа, $t_1 = 480$ °С, $p_k = 4$ кПа, производится два регенеративных отбора: один при давлении $p_1 = 1$ МПа и другой при $p_2 = 0.12$ МПа. Определить термический КПД установки, улучшение термического КПД по сравнению с циклом Ренкина и часовой расход пара через каждый отбор.

11.10. Турбогенератор работает при параметрах пара $p_0 = 12$ МПа, $t_1 = 500 + 5n$ °С, $p_k = 3.5$ кПа, производится два регенеративных отбора: один при давлении $p_1 = 3 + 0.2n$ МПа и другой при $p_2 = 1.1$ МПа. Определить термический КПД установки при использовании регенерации и сравнить его с циклом без регенерации.

12 Циклы тепловых электрических станций

Расчет тепловой схемы электростанции является основой комплексной технико-экономической оптимизации. Он производится по исходным данным, к основному числу которых относятся электрическая и тепловая нагрузки, параметры перегретого пара на входе турбины и за ней, а так же давление пара в отборах.

По начальным параметрам пара перед турбиной, а так же по давлению пара в конденсаторе и давлению пара в отборах строится процесс расширения пара в проточной части турбины.

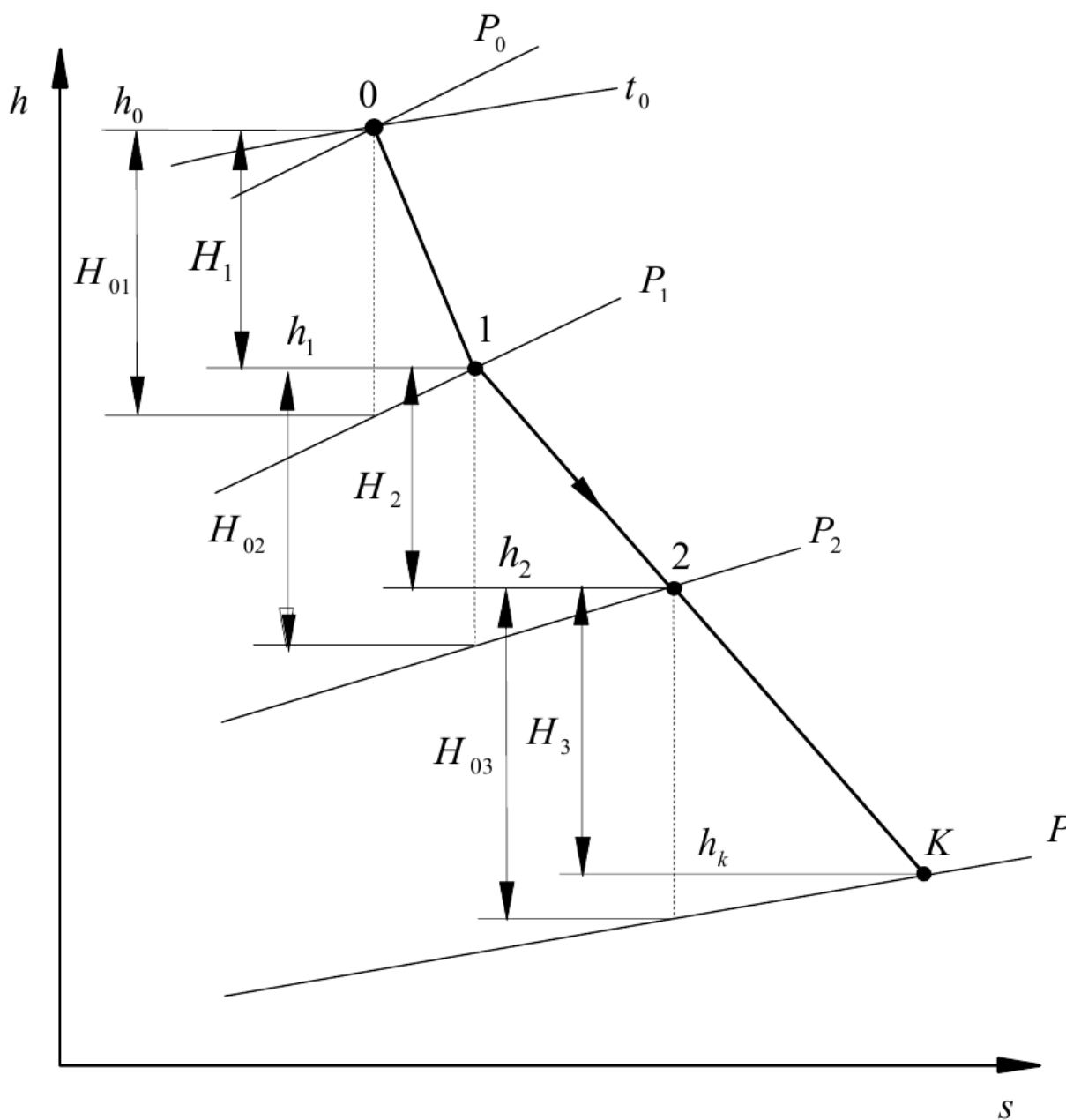


Рисунок 37 – Процесс расширения пара в проточной части турбины.

На $h - s$ диаграмме параметры пара в точке 0 определяются по p_0 и T_0 . Далее из точки 0 проводится линия адиабаты, перпендикулярная оси абсцисс

($s = const$), до пересечения с изобарой p_1 . Получают значение идеального теплоперепада на первый отсек Δh_{01} . Для оценки действительного теплоперепада на отсек, необходимо значение теоретического теплоперепада умножить на относительно внутренний КПД отсека $\Delta h_1 = \Delta h_{01} \cdot \eta_{oi}$. Значение энтальпии пара в первом регенеративном отборе определяется как $h_1 = h_0 - \Delta h_1$.

Для определения энтальпии пара во втором отборе откладывают изоэнтропу из точки 1 до пересечения с изобарой p_2 . По аналогии находят значения энтальпий во всех нижеследующих отборах. Линия 0–К на рисунке выше соответствует действительному процессу расширения пара в проточной части турбины.

После определения параметров пара в регенеративных отборах приступают к расчету расхода пара на турбину:

$$D_0 = k_{\text{рег}} \cdot \left(\frac{W_э}{\sum_{i=1}^n \Delta h_i \cdot \eta_{эм}} + y_{\text{п}} \cdot D_{\text{п}} + y_{\text{т}} \cdot D_{\text{т}} \right), \quad (188)$$

где $k_{\text{рег}}$ – коэффициент регенерации, для расчета тепловой схемы, принимается ориентировочно в диапазоне $1.15 \div 1.3$; $W_э$ – электрическая мощность, кВт; $\eta_{эм}$ – электромеханический к.п.д., принимается в расчетах равным $0.98 \div 0.99$; $y_{\text{п}}$, $y_{\text{т}}$ – коэффициент недовыработки паром соответственно отопительного и теплофикационного отборов, значения этих коэффициентов определяются по следующим формулам:

$$y_{\text{п}} = \frac{h_{\text{п}} - h_{\text{к}}}{h_0 - h_{\text{к}}}, \quad (189)$$

$$y_{\text{т}} = \frac{h_{\text{т}} - h_{\text{к}}}{h_0 - h_{\text{к}}}, \quad (190)$$

где $h_{\text{п}}$, $h_{\text{т}}$ – энтальпии в производственном и теплофикационном отборах, кДж/кг; $D_{\text{п}}$, $D_{\text{т}}$ – расходы пара на производство и отопление, кг/с.

Расход пара промышленного отбора $D_{\text{п}}$ определяется обычно производственными потребностями в технологическом паре и является известной величиной. Расход пара (кг/с) на теплофикацию $D_{\text{т}}$ определяется потребностью потребителя в тепловой энергии $Q_{\text{т}}$.

$$D_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{т}}}{(h_{\text{т}} - h_{\text{кт}}) \cdot \eta_{\text{т}}}, \quad (191)$$

где $\eta_{\text{т}}$ – к.п.д. теплообменника (сетевой установки); $h_{\text{кт}}$ – энтальпия конденсата пара теплофикационного отбора, кДж/кг.

Расход питательной воды для барабанного котла определяется по формуле:

$$G_{\text{пв}} = D_0 + D_{\text{ут}} + D_{\text{сн}} + D_{\text{пр}}, \quad (192)$$

где $D_{\text{ут}}$ – внутренние потери пара и конденсата $D_{\text{ут}} = (1 \div 2)\% \cdot D_0$; $D_{\text{сн}}$ – расход пара на собственные нужды станции, $D_{\text{сн}} = (1 \div 5)\% \cdot D_0$; $D_{\text{пр}}$ – расход котловой воды в расширители непрерывной продувки, $D_{\text{пр}} = (2 \div 2.5\%) \cdot D_0$.

При расчете величины расхода питательной воды для прямоточного котла в последней формуле отсутствует расход продувочной воды.

Тепловая схема энергоблока состоит из теплообменников поверхностного и смешивающего типов. При расчете тепловой схемы определяют расход греющей среды на каждый теплообменник и температуру обогреваемой среды на выходе из теплообменника. Эти величины определяются из уравнений тепловых и материальных балансов, составленных для элементов тепловой схемы. Уравнения материального и теплового баланса объединяются в систему алгебраических уравнений.

Подогреватель поверхностного типа. Как правило, предназначен для подогрева основного конденсата или питательной воды за счет тепла пара отбираемого, из проточной части паровой турбины. Как правило, нагреваемая вода течет внутри трубной системы, греющий пар – в межтрубном пространстве. Для расчета подогревателя необходимо составить уравнение теплового баланса, заключающееся в равенстве теплоты отдаваемого греющим паром и теплоты воспринимаемой нагреваемой средой.

$$D_{\text{п}} \cdot (h_{\text{п}} - h_{\text{кп}}) = G_{\text{в}} \cdot (h_{\text{в}}'' - h_{\text{в}}'), \quad (193)$$

где $G_{\text{в}}$ – расход нагреваемой среды, кг/с; $h_{\text{в}}'$, $h_{\text{в}}''$ – энтальпии нагреваемой среды соответственно на входе и на выходе из теплообменника, кДж/кг; $h_{\text{п}}$ – энтальпия греющего пара, кДж/кг; $h_{\text{кп}}$ – энтальпия дренажа греющего пара, кДж/кг.

Энтальпия греющего пара является функцией его давления и температуры: $h_{\text{п}} = h(p_{\text{п}}, t_{\text{п}})$. Энтальпия дренажа греющего пара равна энтальпии насыщенной воды, определяемой по давлению греющего пара $h_{\text{кп}} = h'(p_{\text{п}})$.

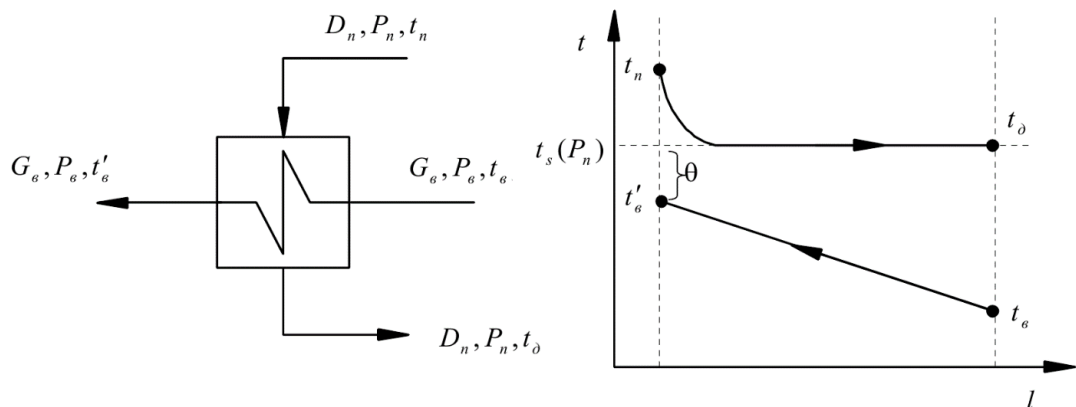


Рисунок 38 – Принципиальная схема и температурный график работы подогревателя поверхностного типа.

Энтальпия нагреваемой воды на выходе из подогревателя поверхностного типа зависит от давления и температуры воды: $h'_B = h(p_B, t'_B)$, где t'_B – температура нагреваемой воды на выходе из подогревателя, определяемая в свою очередь, как разность температуры дренажа греющего пара и величины недогрева: $t'_B = t_s(p_{\Pi}) - \theta$. Значение θ в инженерных расчетах для подогревателей принимается 3 °С. Величина энтальпии нагреваемой среды на входе в теплообменник определяется типом элемента тепловой схемы стоящего перед рассчитываемым элементом против хода движения нагреваемой среды. Нагрев теплоносителя в таких теплообменниках осуществляется в основном за счет скрытой теплоты, выделяющейся при изменении агрегатного состояния (конденсации) греющего пара.

Подогреватель смешивающего типа. Предназначен для подогрева воды за счет теплоты пара, отбираемого из проточной части турбины. Нагрев осуществляется путем непосредственного контакта и смешения греющей и нагреваемой сред.

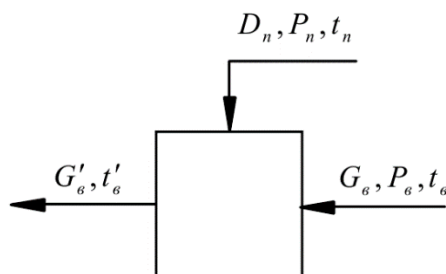


Рисунок 39 – Расчетная схема подогревателя смешивающего типа.

Уравнение материального баланса записывается в следующем виде:

$$D_{\Pi} + G_B = G'_B. \quad (194)$$

Уравнение теплового баланса:

$$D_{\Pi} \cdot h_{\Pi} + G_B \cdot h_B = G'_B \cdot h'_B. \quad (195)$$

где $h'_B = h'(p_{\Pi})$ – энтальпия нагреваемой среды на выходе из подогревателя смешивающего типа равна энтальпии насыщенной воды, определяемой по давлению греющего пара.

Деаэрационная установка. Предназначена для дегазации технологической воды от растворенных в ней агрессивных газов (CO_2 , O_2), приводящих к химической коррозии металла станционного оборудования. Одновременно деаэрационная установка служит подогревателем смешивающего типа, состоящая из бака аккумулятора и деаэрационной колонки, в которой собственно и происходит деаэрация (дегазация) воды. Для организации вышеназванных процессов в деаэратор подается греющий пар из отборов турбины и считается, что давление пара p_d по всему объему аппарата остается неизменным, сам процесс теплообмена происходит в области насыщения, причем греющий пар полностью конденсируется. Целью расчета

деаэрационной установки является определение расхода отборного пара D_{Π} и расхода теплоносителя, поступающего на деаэрацию $G_{ок}$.

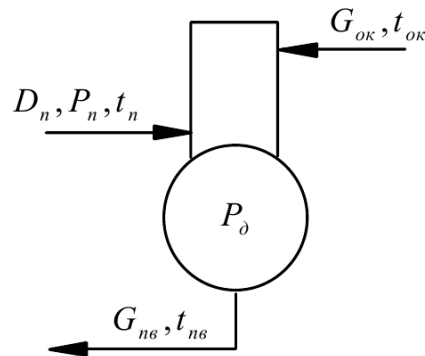


Рисунок 40 – Расчетная схема деаэрационной установки.

Для определения неизвестных величин необходимо совместно решить уравнения материального и теплового балансов:

$$D_{\Pi} + G_{ок} = G_{пв}. \quad (196)$$

$$D_{\Pi} \cdot h_{\Pi} + G_{ок} \cdot h_{ок} = G_{пв} \cdot h_{пв}. \quad (197)$$

где $t_{пв} = h'(p_d)$ – энтальпия питательной воды (насыщенная среда) на выходе из деаэрационной установки; p_d – давление в деаэраторе.

Конденсатор. Предназначен для конденсации отработавшего в турбине пара за счет охлаждающей технической (циркуляционной) воды. При этом также полагают, что все процессы происходят на линии насыщения, а давление в конденсаторе p_k является известной величиной. Параметры охлаждающей воды определяются так же, как для соответствующих потоков у подогревателя поверхностного типа. При этом расход основного конденсата на выходе из конденсатора $G_{ок}$ равен расходу пара в конденсатор D_k . Задача расчета конденсационной установки сводится к определению энтальпии основного конденсата пара на выходе, которая в свою очередь вычисляется как энтальпия насыщенной жидкости в зависимости от давления пара в конденсационной установке: $h_{ок} = h'(p_k)$.

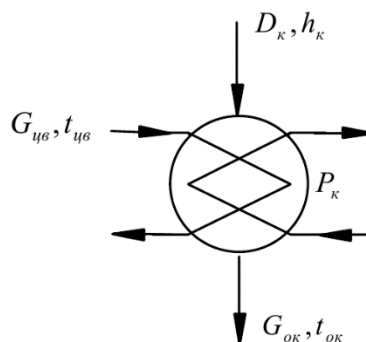


Рисунок 41 – Расчетная схема конденсационной установки.

Точки смешения и разветвления. Являются элементами тепловой схемы и предназначены для смешения или разветвления различных материальных потоков.

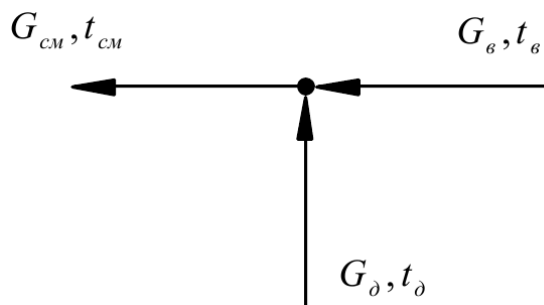


Рисунок 42 – Расчетная схема точки смешения.

Целью расчета любой точки смешения является определение одного из расходов теплоносителя, подходящего к точке ($G_{в}$ или $G_{д}$), и температуры теплоносителя, получающейся в результате смешения потоков ($t_{см}$). Для решения поставленной задачи, как и в случае расчета подогревателя смешивающего типа и деаэрационной установки, необходимо составить, систему уравнений, состоящую из уравнений материального и теплового балансов:

$$G_{в} + G_{д} = G_{см}. \quad (198)$$

$$G_{в} \cdot h_{в} + G_{д} \cdot h_{д} = G_{см} \cdot h_{см}. \quad (199)$$

Расширитель непрерывной продувки. Данные устройства используются в тепловой схеме ТЭС для утилизации тепла потока продувочной воды, поступающей из соленых отсеков барабанов паровых котлов. Принцип работы расширителей непрерывной продувки основан на резком изменении давления продувочной воды ($G_{пр}$) от давления в барабане или выносном циклоне котла (p_6) до давления в расширителе (p_p). За счет резкого перепада давлений происходит вскипание продувочной воды, сопровождаемое образованием обессоленного насыщенного пара, который далее используется на технологические нужды и продувочную воду с повышенной концентрацией растворенных в ней солей. Если расширители в тепловой схеме используются одноступенчатые, то давление в расширителе (p_p) обычно поддерживается равным 0.7 МПа. Если схема включения расширителей двухступенчатая, то в аппарате первой ступени давление равно 0.7 МПа, а второй ступени – 0.12 МПа.

Целью расчета расширителя непрерывной продувки является определение расхода вторичного пара $D_{п}'$ и расхода соленой продувочной воды после расширителя $G_{пр}'$.

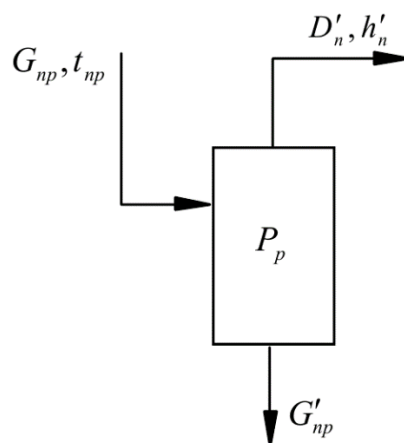


Рисунок 43 – Расчетная схема расширителя непрерывной продувки.

Для определения искомых величин необходимо составить систему линейных алгебраических уравнений из уравнений материального и теплового балансов:

$$G_{np} = D'_n + G'_{np}. \quad (200)$$

$$G_{np} \cdot h_{np} = D'_n \cdot h'_n + G'_{np} \cdot h'_{np}. \quad (201)$$

где $h'_n = h''(p_p)$ – энтальпия насыщенного пара, определяемая по давлению в расширителе; $h'_{np} = h'(p_p)$ – энтальпия насыщенной соленой воды на выходе из расширителя; $h_{np} = h'(p_6)$ – энтальпия продувочной воды на входе в расширитель.

Испарительная установка. Используется в тепловых схемах ТЭС для генерации вторичного, влажного насыщенного пара из добавочной воды за счет тепла пара, отбираемого из проточной части турбины или коллектора собственных нужд.

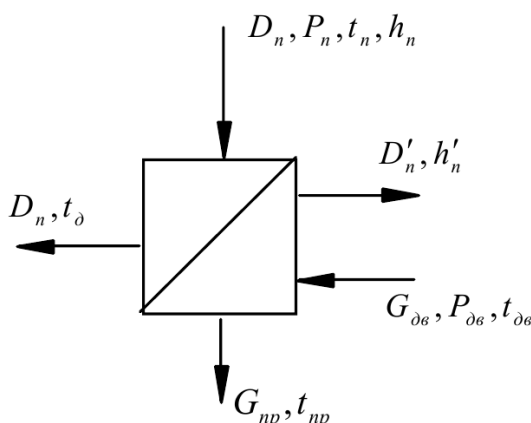


Рисунок 44 – Расчетная схема испарительной установки.

Целью расчета испарителя является определение расхода греющего пара D_n , расхода вторичного пара D'_n или расхода продувочной воды G_{np} на выходе из установки. Для определения искомых величин необходимо составить

уравнение теплового баланса испарителя, дополненное уравнением материального баланса по добавочной воде:

$$G_{\text{дв}} = D_{\text{п}}' + G_{\text{пр}}. \quad (202)$$

$$G_{\text{дв}} \cdot h_{\text{пр}} + D_{\text{п}} \cdot h_{\text{п}} = D_{\text{п}}' \cdot h_{\text{п}}' + G_{\text{пр}} \cdot h_{\text{пр}} + D_{\text{п}} \cdot h_{\text{кп}}. \quad (203)$$

где $h_{\text{кп}} = h'(p_{\text{п}})$ – энтальпия дренажа греющего пара; $h_{\text{п}} = h''(p_{\text{дв}})$ – энтальпия получаемого насыщенного вторичного пара; $h_{\text{пр}} = h'(p_{\text{дв}})$ – энтальпия продувочной воды на выходе из испарителя.

Насос. Имеет однозначную расходную характеристику, поэтому задача его расчета сводится к оценке величины прироста энтальпии в результате сжатия теплоносителя с давления на входе $p_{\text{вс}}$ до давления нагнетания $p_{\text{н}}$.

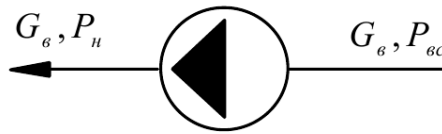


Рисунок 45 – Расчетная схема насосной установки.

Тогда математическая модель насоса может быть записана в следующем виде:

$$h_{\text{н}} = h_{\text{вс}} + \frac{(p_{\text{н}} - p_{\text{вс}}) \cdot v_{\text{вс}}}{\eta}. \quad (204)$$

где $v_{\text{вс}}$ – удельный объем теплоносителя на входе в насос; η – КПД насоса (принимается в расчетах равным 0.7).

После определения расходов пара в регенеративные отборы определяют расчетную мощность отсеков паровой турбины и общую суммарную электрическую нагрузку:

$$W_{\text{э}}^{\text{р}} = \sum_{i=1}^n W_{\text{э}i}^{\text{р}} = \sum_{i=1}^n D_i \cdot \Delta h_i \cdot \eta_{\text{эм}}, \quad (205)$$

где $W_{\text{э}i}^{\text{р}}$ – расчетная мощность i -го отсека турбины, кВт; D_i – расход пара через i -й отсек турбины; Δh_i – действительный теплоперепад на i -й отсек.

Путем сравнения заданной электрической мощности ($W_{\text{э}}$) и расчетной ($W_{\text{э}p}$) обосновывается вывод о необходимости уточнения расчета. При этом определяется погрешность расчета (δ), которая затем сравнивается с допустимой погрешностью (в инженерных расчетах принимается обычно равной $\varepsilon = 0.5\%$).

$$\delta = \left| \frac{W_{\text{э}} - W_{\text{э}}^{\text{р}}}{W_{\text{э}}} \right|. \quad (206)$$

Если $\delta \leq \varepsilon$, то расчет заканчивается. Если $\delta > \varepsilon$, то расчет повторяется с уточнением значения коэффициента регенерации:

$$k_{\text{рег}} = k_{\text{рег}} \cdot \frac{W_3}{W_3^p}. \quad (207)$$

Полученные результаты далее используются для оценки технико-экономических показателей тепловой схемы в целом. Подведенная теплота определяется:

$$Q_1 = D_0 \cdot (h_0 - h_{\text{пвк}}), \quad (208)$$

где D_0 – расход острого пара на турбину, кг/с; h_0 , $h_{\text{пвк}}$ – соответственно энтальпии острого пара и питательной воды на входе в котел, кДж/кг.

Отведенная теплота определяется:

$$Q_2 = D_k \cdot (h_k - h_k'), \quad (209)$$

где D_k – расход пара на конденсатор, кг/с; h_k , h_k' – соответственно энтальпии пара перед конденсатором и воды после конденсатора, кДж/кг.

Тогда КПД установки работающей по тепловой схеме можно определить:

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}, \quad (210)$$

где W_{hi} – мощность i -ого насоса тепловой схемы, кВт.

Расход условного топлива (кг/с) на ТЭС определяется по следующему выражению:

$$B = \frac{Q_1}{\eta_{\text{ка}} \cdot Q_{\text{н}}^p}, \quad (211)$$

где $\eta_{\text{ка}}$ – коэффициент полезного действия котельного агрегата (принимается из диапазона $90 \div 93\%$); $Q_{\text{н}}^p$ – теплота сгорания условного топлива (принимается равной 29330 кДж/кг).

Выполнить расчет технико-экономических показателей работы энергоблока. В списке исходных данных к расчету используются следующие условные обозначения: W_3 – номинальная электрическая нагрузка, МВт; p_0 , t_0 – соответственно давление (МПа) и температура ($^{\circ}\text{C}$) острого пара перед турбиной; p_1 , p_2 , ..., p_i – давление пара в регенеративных отборах, МПа; p_d – давление пара в деаэрационной установке, МПа; p_k – давление пара в конденсационной установке, МПа; p_p – давление в расширителе, МПа; $D_{\text{п}}$ – расход пара на производственные нужды, кг/с; $\delta D_{\text{п}}$ – доля возврата конденсата с производства; $Q_{\text{т}}$ – нагрузка теплофикационного отбора пара, МВт; $t_{\text{хов}}$ – температура химически очищенной воды, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{вк}}$ – температура возврата конденсата пара с производства, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{сл}}$ – температура слива, $^{\circ}\text{C}$.

Задачи (вариант схемы – предпоследняя цифра зачетной книжки, данные – последняя цифра зачетной книжки):

Вариант №1. $W_3 = 165$ МВт; $p_0 = 20$ МПа; $t_0 = 565$ °C; $p_1 = 2.8$ МПа; $p_2 = 1.3$ МПа; $p_3 = 0.4$ МПа; $p_4 = 0.32$ МПа; $p_d = 0.7$ МПа; $p_k = 0.003$ МПа; $D_{\Pi} = 12$ кг/с; $\delta D_{\Pi} = 0.75$; $t_{BK} = 76$ °C; $Q_T = 15$ МВт; $t_{xOB} = 35$ °C; $t_{cл} = 60$ °C; $\eta_{0i} = 0.86$; $\eta_{эм} = 0.98$.

Вариант №2. $W_3 = 25$ МВт; $p_0 = 9.2$ МПа; $t_0 = 545$ °C; $p_1 = 3.2$ МПа; $p_2 = 2.0$ МПа; $p_3 = 0.5$ МПа; $p_4 = 0.35$ МПа; $p_d = 0.6$ МПа; $p_k = 0.006$ МПа; $D_{\Pi} = 12$ кг/с; $\delta D_{\Pi} = 0.75$; $t_{BK} = 76$ °C; $Q_T = 34$ МВт; $t_{xOB} = 42$ °C; $t_{cл} = 60$ °C; $\eta_{0i} = 0.87$; $\eta_{эм} = 0.99$.

Вариант №3. $W_3 = 70$ МВт; $p_0 = 13$ МПа; $t_0 = 570$ °C; $p_1 = 3.3$ МПа; $p_2 = 1.5$ МПа; $p_3 = 0.45$ МПа; $p_4 = 0.38$ МПа; $p_d = 0.7$ МПа; $p_k = 0.003$ МПа; $D_{\Pi} = 20$ кг/с; $\delta D_{\Pi} = 0.60$; $t_{BK} = 70$ °C; $Q_T = 15$ МВт; $t_{xOB} = 28$ °C; $t_{cл} = 60$ °C; $\eta_{0i} = 0.86$; $\eta_{эм} = 0.98$.

Вариант №4. $W_3 = 135$ МВт; $p_0 = 14$ МПа; $t_0 = 570$ °C; $p_1 = 2.5$ МПа; $p_2 = 1.7$ МПа; $p_3 = 0.4$ МПа; $p_4 = 0.32$ МПа; $p_d = 0.6$ МПа; $p_k = 0.003$ МПа; $D_{\Pi} = 16$ кг/с; $\delta D_{\Pi} = 0.70$; $t_{BK} = 90$ °C; $Q_T = 15$ МВт; $t_{xOB} = 32$ °C; $t_{cл} = 60$ °C; $\eta_{0i} = 0.89$; $\eta_{эм} = 0.99$.

Вариант №5. $W_3 = 60$ МВт; $p_0 = 9.2$ МПа; $t_0 = 550$ °C; $p_1 = 2.7$ МПа; $p_2 = 1.8$ МПа; $p_3 = 0.5$ МПа; $p_4 = 0.31$ МПа; $p_d = 0.7$ МПа; $p_k = 0.0065$ МПа; $D_{\Pi} = 10$ кг/с; $\delta D_{\Pi} = 0.75$; $t_{BK} = 70$ °C; $Q_T = 20$ МВт; $t_{xOB} = 28$ °C; $t_{cл} = 40$ °C; $\eta_{0i} = 0.84$; $\eta_{эм} = 0.98$.

Вариант №6. $W_3 = 300$ МВт; $p_0 = 20$ МПа; $t_0 = 565$ °C; $p_1 = 3.3$ МПа; $p_2 = 1.7$ МПа; $p_3 = 0.48$ МПа; $p_4 = 0.39$ МПа; $p_d = 0.6$ МПа; $p_k = 0.005$ МПа; $D_{\Pi} = 15$ кг/с; $\delta D_{\Pi} = 0.8$; $t_{BK} = 80$ °C; $Q_T = 15$ МВт; $t_{xOB} = 30$ °C; $t_{cл} = 60$ °C; $\eta_{0i} = 0.85$; $\eta_{эм} = 0.96$.

Вариант №7. $W_3 = 110$ МВт; $p_0 = 13.4$ МПа; $t_0 = 565$ °C; $p_1 = 3.3$ МПа; $p_2 = 1.5$ МПа; $p_3 = 0.57$ МПа; $p_4 = 0.34$ МПа; $p_d = 0.7$ МПа; $p_k = 0.004$ МПа; $D_{\Pi} = 12$ кг/с; $\delta D_{\Pi} = 0.75$; $t_{BK} = 76$ °C; $Q_T = 24$ МВт; $t_{xOB} = 35$ °C; $t_{cл} = 60$ °C; $\eta_{0i} = 0.86$; $\eta_{эм} = 0.98$.

Вариант №8. $W_3 = 10$ МВт; $p_0 = 9$ МПа; $t_0 = 550$ °C; $p_1 = 2.8$ МПа; $p_2 = 1.6$ МПа; $p_3 = 0.52$ МПа; $p_4 = 0.38$ МПа; $p_d = 0.7$ МПа; $p_k = 0.005$ МПа; $D_{\Pi} = 12$ кг/с; $\delta D_{\Pi} = 0.75$; $t_{BK} = 76$ °C; $Q_T = 15$ МВт; $t_{xOB} = 27$ °C; $t_{cл} = 60$ °C; $\eta_{0i} = 0.86$; $\eta_{эм} = 0.99$.

Вариант №9. $W_3 = 80$ МВт; $p_0 = 13.5$ МПа; $t_0 = 555$ °C; $p_1 = 3.5$ МПа; $p_2 = 2.2$ МПа; $p_3 = 0.5$ МПа; $p_4 = 0.33$ МПа; $p_d = 0.7$ МПа; $p_k = 0.007$ МПа; $D_{\Pi} = 12$ кг/с; $\delta D_{\Pi} = 0.75$; $t_{BK} = 76$ °C; $Q_T = 35$ МВт; $t_{xOB} = 28$ °C; $t_{cл} = 60$ °C; $\eta_{0i} = 0.84$; $\eta_{эм} = 0.98$.

Вариант №10. $W_3 = 200$ МВт; $p_0 = 14$ МПа; $t_0 = 550$ °C; $p_1 = 2.8$ МПа; $p_2 = 2.0$ МПа; $p_3 = 0.5$ МПа; $p_4 = 0.32$ МПа; $p_d = 0.7$ МПа; $p_k = 0.006$ МПа; $D_{\Pi} = 12$ кг/с; $\delta D_{\Pi} = 0.75$; $t_{BK} = 76$ °C; $Q_T = 20$ МВт; $t_{xOB} = 30$ °C; $t_{cл} = 45$ °C; $\eta_{0i} = 0.88$; $\eta_{эм} = 0.99$.

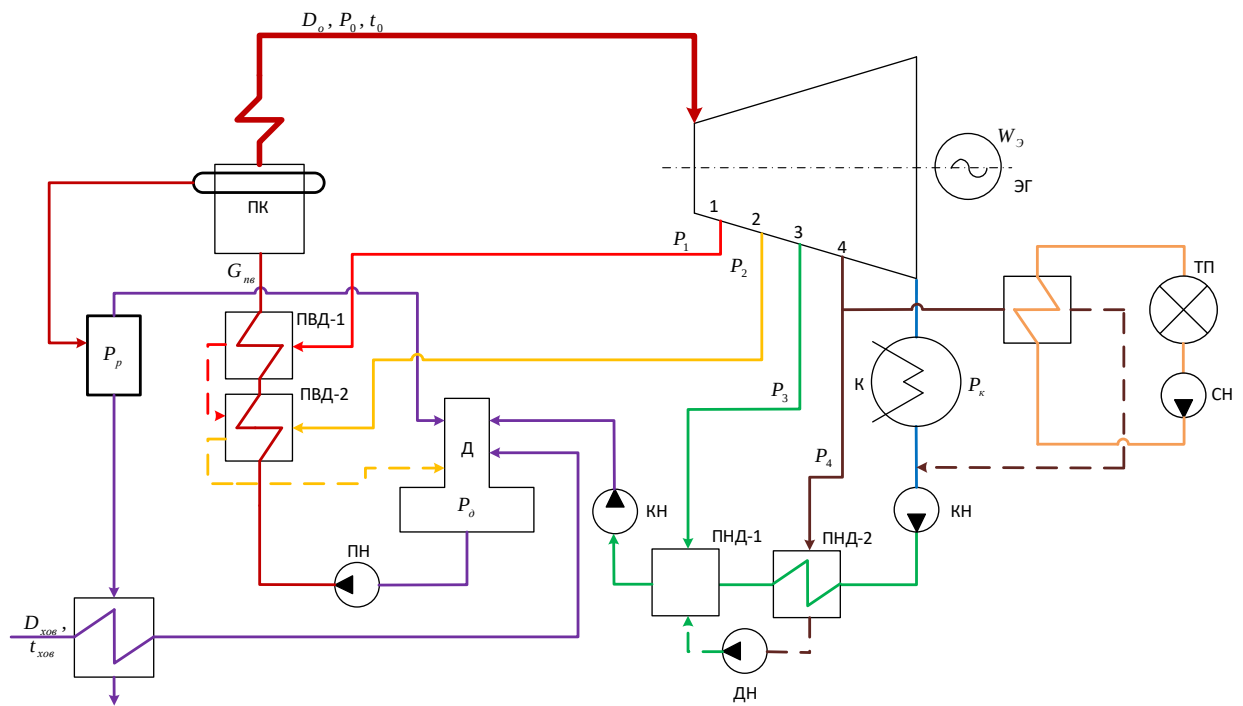


Рисунок 46 – Расчетная схема (вариант 1).

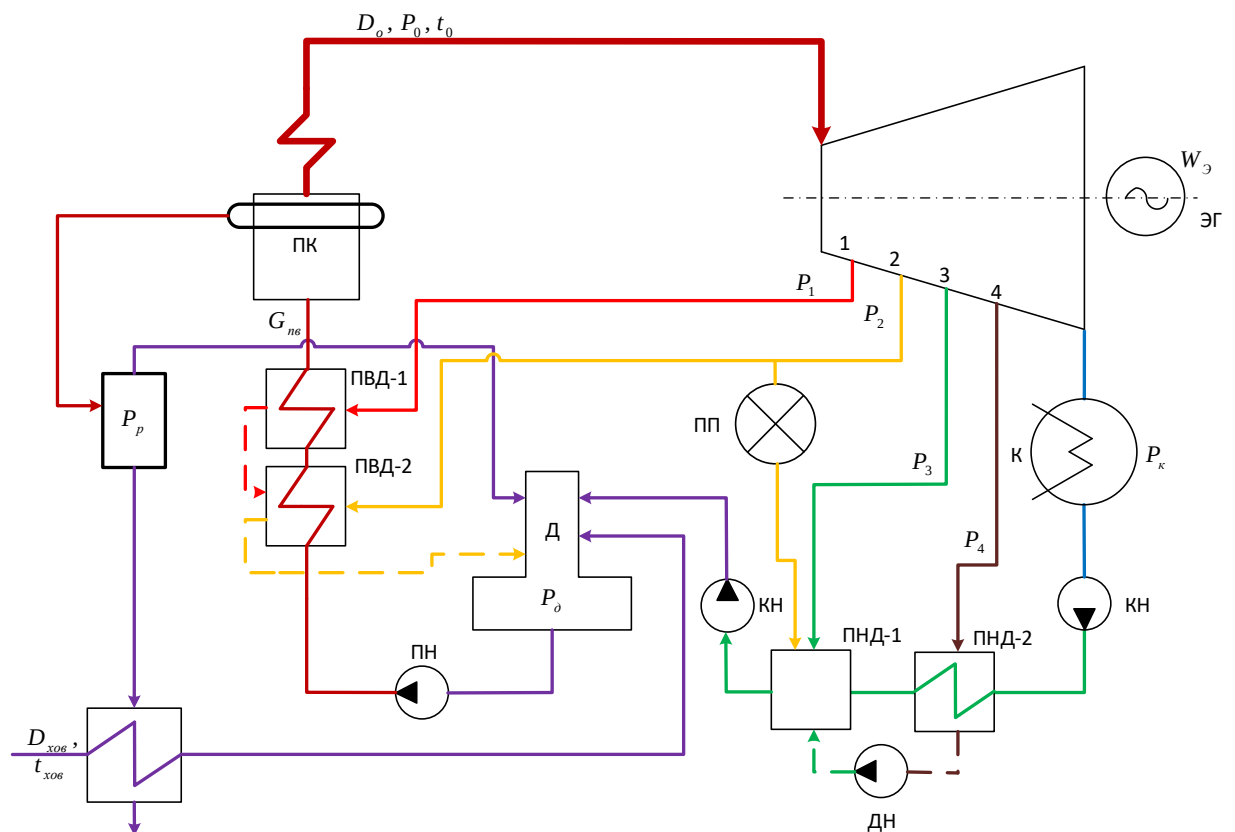


Рисунок 47 – Расчетная схема (вариант 2).

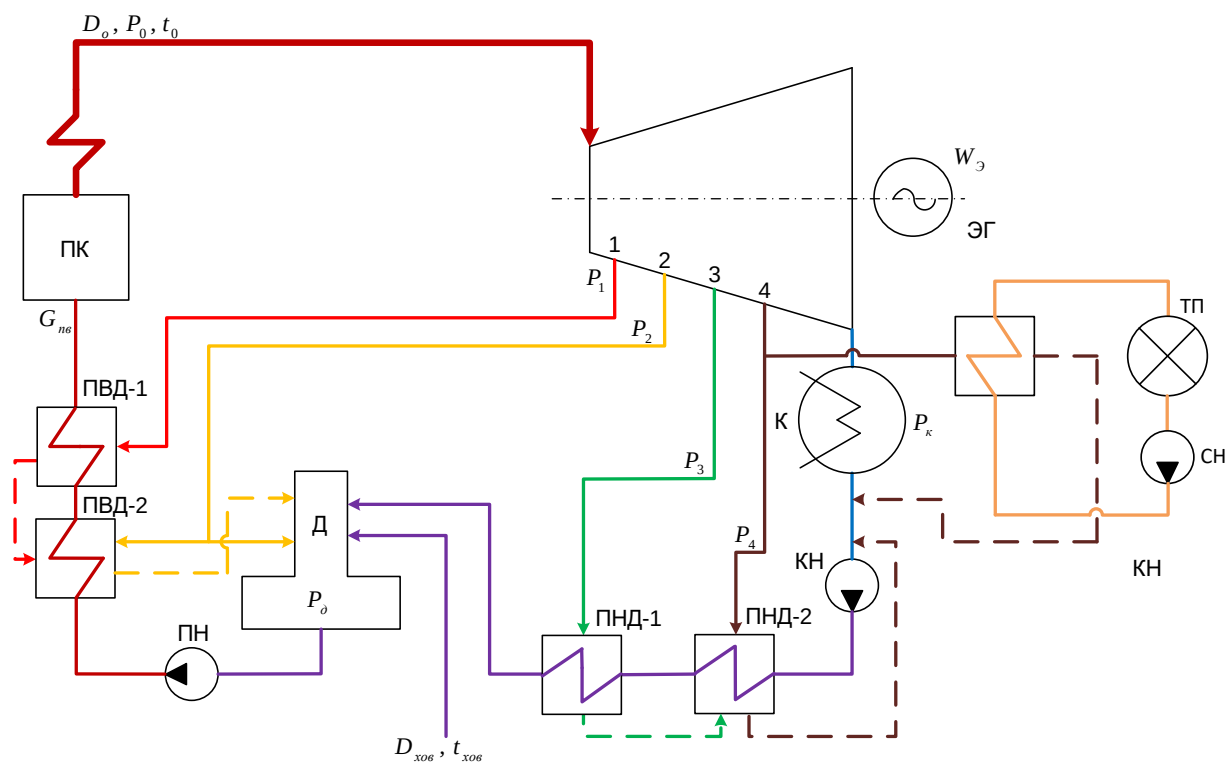


Рисунок 48 – Расчетная схема (вариант 3).

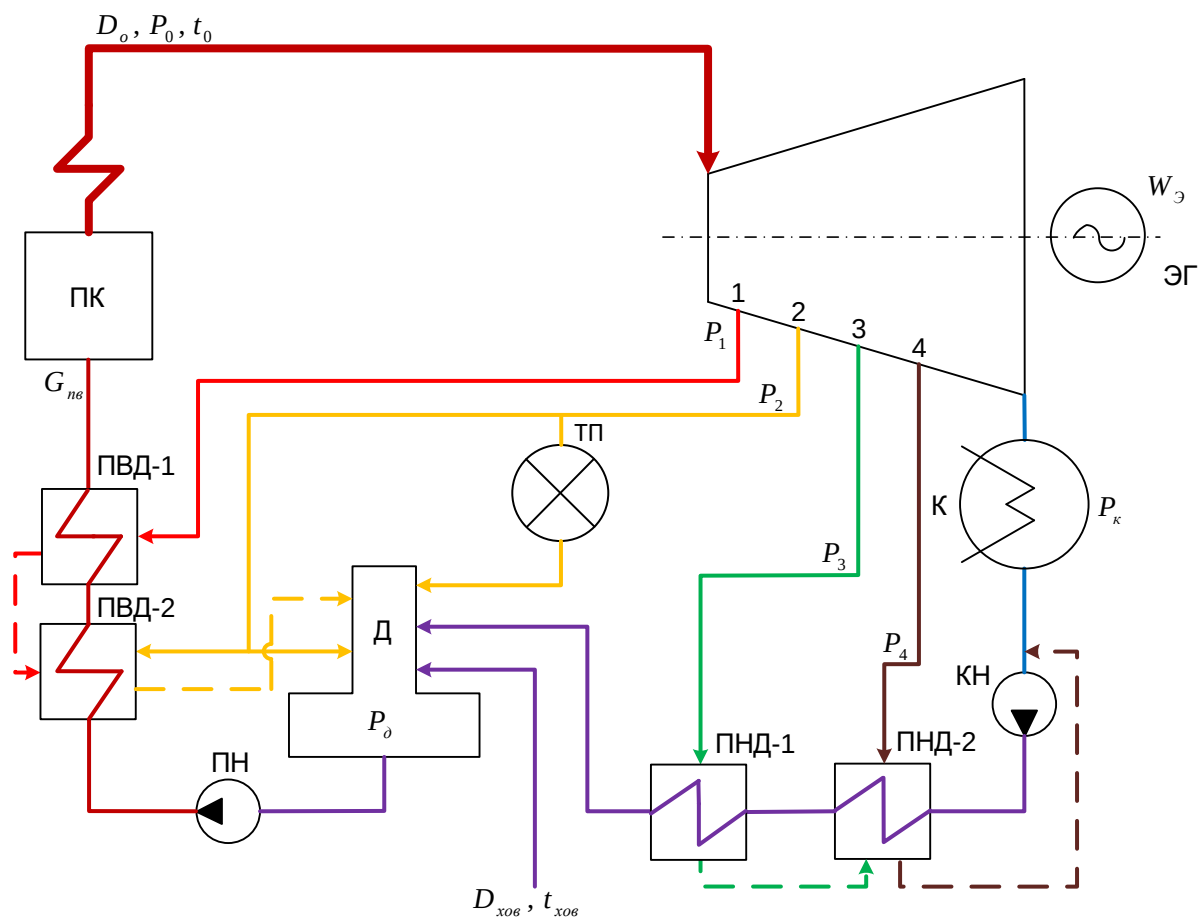
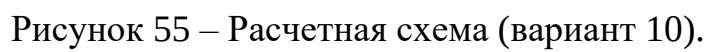


Рисунок 49 – Расчетная схема (вариант 4).





13 Циклы холодильных установок и тепловых насосов

Охлаждение тел до температуры ниже температуры окружающей среды осуществляется с помощью холодильных установок, работающих по обратному тепловому циклу, т.е. циклу в котором работа сжатия превышает работу расширения и за счет подведенной работы теплота передается от холодного источника к горячему.

При анализе холодильных циклов применять те же обозначения, что и для тепловых двигателей; теплоту, отбираемую из холодного источника, будем обозначать q_2 , теплоту, отдаваемую горячему источнику, q_1 , а работу, подводимую в цикле, $l_{\text{ц}}$. Очевидно, что $q_1 = q_2 + l_{\text{ц}}$, т.е. горячему источнику в обратном процессе передается теплота, равная сумме теплоты q_2 , отбираемой из холодного источника, и теплоты, эквивалентной подводимой в цикле работе $l_{\text{ц}}$.

Подобно теплосиловой установке холодильная установка включает в себя устройство для сжатия рабочего тела (компрессор или насос) и устройство, в котором происходит расширение рабочего тела (рабочие тела холодильных установок называют **хладагентами**); расширение рабочего тела может происходить с совершением полезной работы (в поршневой машине или турбомашине) и без совершения ее, т.е. принципиально необратимо (посредством дросселирования).

Машины, применяемые в холодильных установках для охлаждения рабочего тела (хладагента) в процессе его расширения с совершением работы, называют **детандерами**. При расширении от давления p_1 до давления p_2 наибольшее понижение температуры будет достигнуто в том случае, когда расширение происходит по изоэнтропе. Поэтому детандеры снабжаются тщательной теплоизоляцией, с тем чтобы процесс расширения был по возможности близок к адиабатному. Детандеры подразделяются на поршневые и турбинные (турбодетандеры). Принципиальная схема поршневого детандера сходна со схемой поршневого двигателя, а схема турбодетандера — со схемой турбины.

Для характеристики эффективности цикла холодильной установки применяется так называемый холодильный коэффициент ε , определяемый следующим образом:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_{\text{ц}}}. \quad (104)$$

или

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2}. \quad (104)$$

Одной из основных характеристик теплосиловых установок является мощность установки. Холодильные установки характеризуются

холодопроизводительностью – количеством теплоты, отбираемой от охлаждаемого объекта в единицу времени.

Холодильные установки по виду хладагентов делятся на две основные группы: газовые (в частности, воздушные) холодильные установки, в которых хладагент – воздух – находится в состоянии, далеком от линии насыщения и паровые холодильные установки, в которых в качестве хладагентов используются пары различных веществ. Паровые холодильные установки подразделяются на парокомпрессионные, парожетторные и абсорбционные.

Отдельную группу составляют термоэлектрические холодильные установки, принцип действия которых основан на использовании эффекта Пельтье, а также установки, основанные на термомангнитном эффекте Эттингсхаузена. В холодильных установках этого типа хладагент отсутствует.

Воздушная холодильная установка была одним из первых типов холодильных установок, примененных на практике.

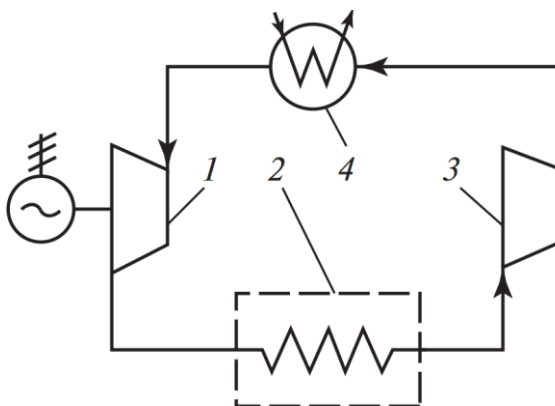


Рисунок 56 – Схема воздушной холодильной установки.

Хладагент (воздух) расширяется в детандере 1 от давления p_1 до давления p_2 , совершая работу, отдаваемую детандером внешнему потребителю (например, производя электроэнергию с помощью соединенного с детандером электрогенератора).

Воздух, охлажденный в результате процесса адиабатного расширения в детандере от температуры T_1 до температуры T_2 , поступает в охлаждаемый объем 2, из которого он отбирает теплоту. Процесс передачи теплоты от охлаждаемого объема к воздуху происходит при постоянном давлении воздуха ($p_2 = \text{const}$). Отвод теплоты из охлаждаемого объема возможен только в том случае, если температура воздуха в течение всего изобарного процесса отбора теплоты будет меньше, чем температура охлаждаемого объема. По выходе из охлаждаемого объема воздух направляется в компрессор 3, где его давление повышается от p_2 до p_1 (при этом температура воздуха возрастает от T_3 до T_4). Сжатый компрессором воздух поступает в охладитель 4. Охладитель представляет собой теплообменник поверхностного типа, в котором температура воздуха снижается вследствие отдачи теплоты охлаждающей воде, циркулирующей через охладитель. Процесс в охладителе происходит при постоянном давлении воздуха ($p_1 = \text{const}$).

Цикл воздушной холодильной установки в $p - v$ диаграмме изображен на рисунке ниже. Здесь 1-2 – адиабатный процесс расширения воздуха в детандере; 2-3 – изобарный процесс отвода теплоты из охлаждаемого объема; 3-4 – процесс сжатия в компрессоре; 4-1 – изобарный процесс охлаждения воздуха в охладителе. В этой диаграмме 3-4-1 – линия сжатия воздуха, а 1-2-3 – линия расширения. Работа, затрачиваемая на привод компрессора, изображается площадью $m-4-3-n-m$, а работа, производимая воздухом в детандере – площадью $m-1-2-n-m$. Следовательно, работа $l_{ц}$, затрачиваемая в цикле воздушной холодильной установки, изображается площадью 1-2-3-4-1.

Процесс в компрессоре может осуществляться либо по адиабате, либо по изотерме, либо по политропе с показателем $1 < n < k$. При одном и том же отношении давлений наибольшее увеличение температуры газа в компрессоре имеет место при адиабатном сжатии. Теплоотвод от воздуха интенсифицируется при увеличении температурного перепада между воздухом и водой. Однако при заданной температуре охлаждающей воды увеличение температуры воздуха влечет за собой увеличение затраты работы.

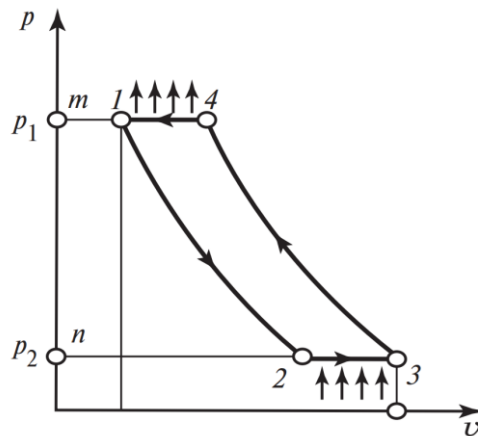


Рисунок 57 – $p - v$ диаграмма воздушной холодильной установки.

Цикл этой холодильной установки в $T - s$ диаграмме представлен на рисунке ниже. В этой диаграмме 1-2 – процесс адиабатного расширения воздуха в детандере; 2-3 – изобарный процесс в охлаждаемом объеме; 3-4 – процесс адиабатного сжатия воздуха в компрессоре и 4-1 – изобарный процесс в охладителе. Как видно из $T - s$ диаграммы, цикл воздушной холодильной машины можно рассматривать как обращенный цикл газотурбинной установки со сгоранием при $p = const$ и адиабатным сжатием воздуха в компрессоре.

В $T - s$ диаграмме теплота q_2 , отводимая из охлаждаемого объема, изображается площадью $a-2-3-b-a$; работа, затрачиваемая в цикле $l_{ц}$ – площадью 1-2-3-4-1 и теплота, отдаваемая охладителю q_1 – площадью 1-a-b-4-1.

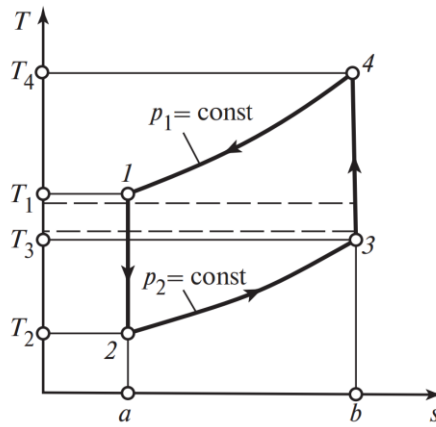


Рисунок 58 – $T - s$ диаграмма воздушной холодильной установки.

Теплота q_2 , отбираемая воздухом из охлаждаемого объема (холодного источника) в изобарном процессе 2-3, равна

$$q_2 = h_3 - h_2, \quad (104)$$

а теплота q_1 , отдаваемая воздухом охлаждающей воде в охладителе (горячему источнику) в изобарном процессе 4-1, равна:

$$q_1 = h_4 - h_1. \quad (104)$$

Считая воздух идеальным газом с постоянной теплоемкостью, получаем:

$$q_2 = c_p \cdot (T_3 - T_2), \quad (104)$$

$$q_1 = c_p \cdot (T_4 - T_1). \quad (104)$$

Тогда выражение для холодильного коэффициента цикла воздушной холодильной установки:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{T_3 - T_2}{(T_4 - T_1) - (T_3 - T_2)}. \quad (104)$$

Цикл парокомпрессионной холодильной установки. Осуществить в холодильной установке подвод и отвод теплоты по изотермам удастся в том случае, если в качестве хладагента используется влажный пар какой-либо легкокипящей жидкости, т.е. жидкости, у которой температура кипения при атмосферном давлении меньше температуры окружающей среды ($t_s \leq 20^\circ\text{C}$). В этом смысле подобный цикл напоминает теплосиловой цикл Ренкина, осуществляемый во влажном паре также с целью обеспечения изотермических процессов подвода и отвода теплоты. Схема холодильной установки, осуществляющей цикл с влажным паром, представлена на рисунке ниже.

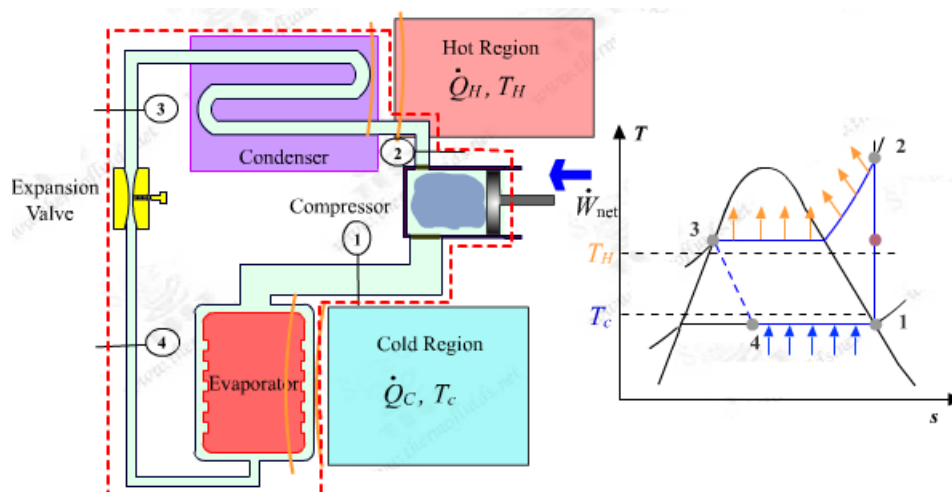


Рисунок 59 – Схема парокомпрессионной холодильной установки.

Сжатый в компрессоре до давления p_2 влажный пар поступает в охладитель (конденсатор), где за счет отдачи теплоты охлаждающей воде происходит конденсация пара. Процесс конденсации происходит по изобаре-изотерме 2-3, так что из конденсатора выходит жидкость в состоянии насыщения, соответствующем точке 3 на T-s диаграмме. В случае, когда процесс отвода теплоты происходит по изотерме, разность температур конденсирующегося пара и охлаждающей воды может быть весьма малой.

Казалось бы, что далее жидкий хладагент должен быть направлен в детандер. Однако создание детандера, в котором расширяется и совершает работу не газ и даже не пар, а насыщенная жидкость, представляет собой трудную задачу. Поэтому в холодильных установках, использующих в качестве хладагентов влажные пары легкокипящих жидкостей, детандеры не применяются и вместо процесса расширения с отдачей внешней работы используется процесс расширения без отдачи внешней работы, т.е. процесс дросселирования.

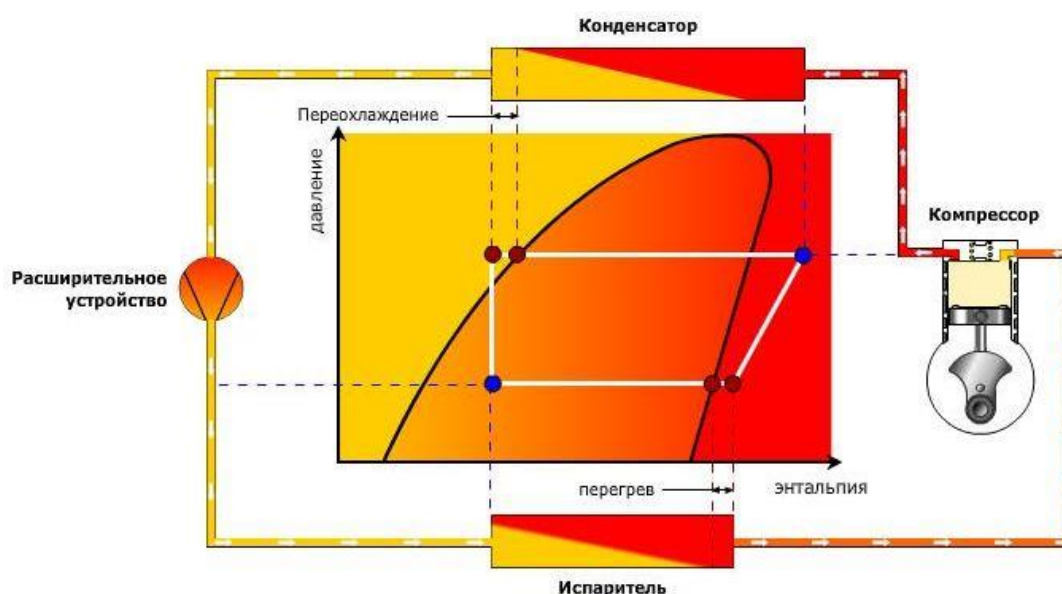


Рисунок 60 – p – h диаграмма парокомпрессионной холодильной установки.

Жидкость при давлении p_2 и температуре T_3 направляется в дроссельный (или, как иногда говорят, редукционный) вентиль, где она дросселируется до давления p_2 . Из редукционного вентиля выходит влажный пар при температуре T_4 и с малой степенью сухости. По выходе из редукционного вентиля влажный пар направляется в помещенный в охлаждаемом объеме испаритель, где за счет теплоты, отбираемой от охлаждаемых тел, содержащаяся во влажном паре жидкость испаряется; степень сухости влажного пара при этом возрастает. Изобарноизотермический процесс подвода теплоты к хладагенту в испарителе от охлаждаемого объема изображается в $T - s$ диаграмме линией 4-1. Давление p_1 выбирается таким образом, чтобы соответствующая этому давлению температура насыщения была несколько ниже температуры охлаждаемого объема. В отличие от детандера редукционный вентиль позволяет осуществлять плавное регулирование температуры в охлаждаемом объеме посредством изменения степени открытия редукционного вентиля, обуславливающей давление и температуру влажного пара в испарителе.

Из испарителя пар высокой степени сухости направляется в компрессор, где он адиабатно сжимается от давления p_1 до давления p_2 . В процессе адиабатного сжатия степень сухости пара возрастает, так что из компрессора выходит сухой насыщенный пар. Обычно пар после охлаждаемого объема сепарируется, в результате чего влага отделяется и в компрессор поступает сухой насыщенный пар; это приводит к повышению внутреннего относительного КПД компрессора. Заметим, что в разных режимах работы установки возможны случаи, когда состояние пара, выходящего из компрессора, может оказаться как в области насыщения, так и в области перегрева. Затем пар направляется в конденсатор, и цикл замыкается.

Такого рода установка называется парокомпрессионной, так как в ней сжатие влажного пара осуществляется с помощью компрессора. В рассматриваемом цикле парокомпрессионной холодильной установки работа, затрачиваемая на привод компрессора, осуществляющего адиабатное сжатие хладагента, равна:

$$l_k = h_2 - h_1. \quad (104)$$

Теплота, подводимая к хладагенту в охлаждаемом объеме, равна:

$$q_2 = h_1 - h_4. \quad (104)$$

Тогда выражение для холодильного коэффициента парокомпрессионного цикла:

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}. \quad (104)$$

Как показывают расчеты, значение ε цикла парокомпрессионной холодильной установки отличается от ε холодильного цикла Карно

значительно меньше, чем ε цикла воздушной холодильной установки. Таким образом, парокомпрессионная холодильная установка имеет по сравнению с воздушной холодильной установкой значительно более высокий холодильный коэффициент, а также обеспечивает большую холодопроизводительность. Следовательно, парокомпрессионная холодильная установка при малом температурном интервале термодинамически более совершенна, чем воздушная холодильная установка. При большом температурном интервале выгоднее окажется газовая холодильная установка.

В процессе работы всякой холодильной установки теплота отбирается из охлаждаемого объема и сообщается среде с более высокой температурой. Следовательно, результатом осуществления холодильного цикла является не только охлаждение теплоотдатчика, но и нагрев теплоприемника. Это позволило Кельвину в 1852 г. выдвинуть предложение об использовании холодильного цикла для отопления помещений, т.е. о создании так называемого теплового насоса.

Тепловым насосом называют холодильную установку, используемую обычно для подвода теплоты к нагреваемому объему. Такого рода установку называют тепловым насосом потому, что она как бы «перекачивает» теплоту из холодного источника в горячий; в горячий источник поступает теплота q_1 , равная сумме теплоты q_2 , отобранной от холодильного источника, и работы $l_{ц}$, подводимой извне для осуществления этого холодильного цикла. По существу тепловым насосом является всякая холодильная установка, однако этот термин обычно применяется для обозначения тех установок, главной задачей которых является нагрев теплоприемника.

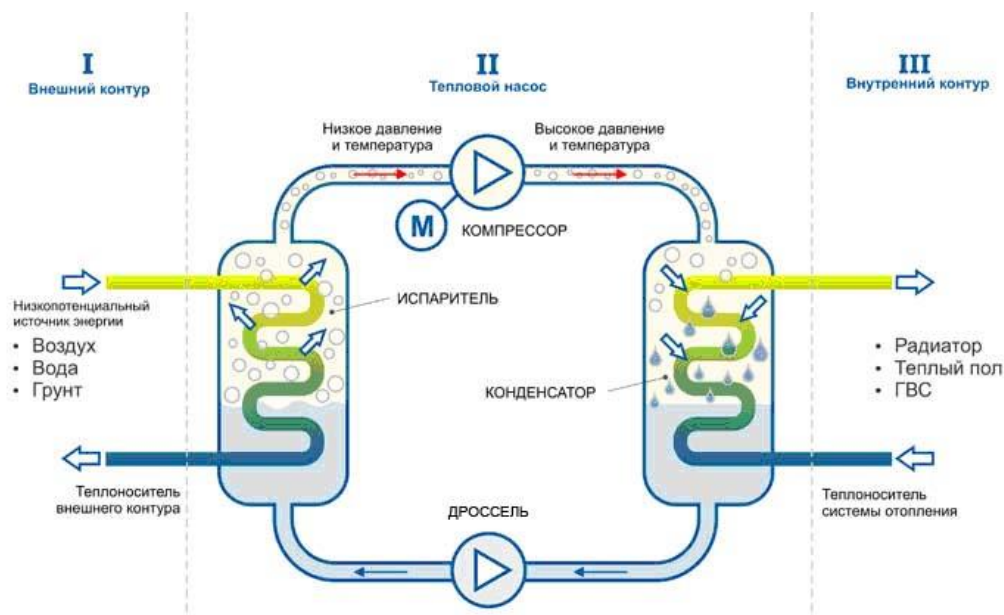


Рисунок 61 – Схема установки теплового насоса.

Эффективность теплового насоса оценивается так называемым отопительным коэффициентом, представляющим собой отношение

количества теплоты q_1 , сообщенной нагреваемому объему, к работе $l_{\text{ц}}$, подведенной в цикле:

$$\varepsilon_{\text{отоп}} = \frac{q_1}{l_{\text{ц}}}. \quad (104)$$

На осуществление любого холодильного цикла (в том числе, разумеется, и цикла установки, используемой в качестве теплового насоса) расходуется подводимая от внешнего источника работа $l_{\text{ц}}$. Эта работа затрачивается на привод компрессора или другого аппарата, осуществляющего сжатие хладагента. Разумеется, вся эта работа может быть полностью превращена в теплоту (например, в электронагревателе), которую можно будет использовать для нагрева помещения. Преимущество теплового насоса перед любыми другими отопительными устройствами состоит в том, что при затрате одного и того же количества энергии ($l_{\text{ц}}$) с помощью теплового насоса к нагреваемому помещению подводится всегда большее количество теплоты ($l_{\text{ц}} + q_2$), чем то, которое подводится при любом другом способе отопления (так, при использовании электронагрева количество теплоты, подведенной к нагреваемому объему, равно $l_{\text{ц}}$). Это не должно вызывать удивления: если электронагреватель лишь превращает работу в теплоту, то тепловой насос с помощью того же количества работы превращает теплоту низкого температурного потенциала в теплоту более высокого температурного потенциала («перекачивает» тепло).

Таблица 3 – Термодинамические свойства хладагента R12 на линии насыщения.

$t, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p, \text{ Па}$	v'	v''	h'	h''	r	s'	s''
		$\text{м}^3/\text{кг}$		кДж/кг			$\text{кДж/кг}\cdot\text{К}$	
-70	0.0123	0.000625	1.129	337.41	519.52	182.11	3.7368	4.6332
-65	0.0168	0.000630	0.8423	341.63	521.85	180.22	3.7574	4.6232
-60	0.0226	0.000635	0.6886	345.90	524.19	178.29	3.7776	4.6140
-55	0.0300	0.000641	0.4914	350.21	526.54	176.33	3.7975	4.6059
-50	0.0392	0.000647	0.3834	354.55	528.90	174.35	3.8172	4.5985
-45	0.0505	0.000653	0.3029	358.93	531.25	172.32	3.8366	4.5919
-40	0.0643	0.000659	0.2421	363.34	533.60	170.26	3.8557	4.5859
-35	0.0809	0.000665	0.1956	367.80	535.95	168.16	3.8745	4.5806
-30	0.1006	0.000672	0.1595	372.29	538.30	166.01	3.8932	4.5759
-25	0.1240	0.000678	0.1314	376.81	540.63	163.82	3.9115	4.5716
-20	0.1513	0.000685	0.1091	381.38	542.96	161.58	3.9296	4.5679
-15	0.1830	0.000693	0.09125	385.98	545.26	159.28	3.9476	4.5648
-10	0.2196	0.000700	0.07689	390.63	547.55	156.92	3.9653	4.5616
-5	0.2614	0.000708	0.06522	395.30	549.82	154.52	3.9828	4.5590
0	0.3091	0.000716	0.05566	400.00	552.06	152.06	4.0000	4.5567
5	0.3629	0.000725	0.04774	404.75	554.28	149.53	4.0171	4.5547

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{Па}$	v'	v''	h'	h''	r	s'	s''
		$\text{м}^3/\text{кг}$		кДж/кг			$\text{кДж/кг}\cdot\text{К}$	
10	0.4235	0.000734	0.04119	409.54	556.45	146.91	4.0340	4.5528
15	0.4913	0.000743	0.03569	414.36	558.59	144.23	4.0507	4.5512
20	0.5669	0.000753	0.03105	419.22	560.69	141.47	4.0672	4.5498
25	0.6508	0.000764	0.02712	425.13	562.73	138.60	4.0836	4.5485
30	0.7435	0.000775	0.02376	429.08	564.72	135.64	4.0998	4.5473
35	0.8456	0.000786	0.02088	434.09	566.65	132.55	4.1160	4.5461
40	0.9577	0.000799	0.01840	439.16	568.48	129.32	4.1320	4.5450
45	1.080	0.000812	0.01625	444.28	570.24	125.95	4.1479	4.5438
50	1.214	0.000826	0.01437	449.49	571.89	122.40	4.1638	4.5426
55	1.360	0.000842	0.01273	454.78	573.43	118.65	4.1797	4.5413
60	1.519	0.000859	0.01128	460.18	547.83	114.65	4.1956	4.5398

Таблица 4 – Термодинамические свойства аммиака R717 на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	v'	v''	h'	h''	r	s'	s''
		$\text{м}^3/\text{кг}$		кДж/кг			$\text{кДж/кг}\cdot\text{К}$	
-50	0.0409	0.00142	2.6288	275.1	1692.0	1416.9	1.0938	7.4430
-45	0.0545	0.00144	2.0072	297.2	1700.2	1403.0	1.1915	7.3411
-40	0.0717	0.00145	1.5530	319.4	1708.3	1388.9	1.2874	7.2446
-35	0.0931	0.00146	1.2162	341.6	1716.0	1374.4	1.3816	7.1529
-30	0.1195	0.00147	0.9634	363.9	1723.5	1359.6	1.4742	7.0658
-25	0.1515	0.00149	0.7710	386.3	1730.3	1344.4	1.5653	6.9828
-20	0.1901	0.00150	0.6230	408.8	1737.5	1328.7	1.6548	6.9035
-15	0.2363	0.00152	0.5081	431.4	1744.1	1312.6	1.7431	6.8277
-10	0.2908	0.00153	0.4179	454.2	1750.2	1296.1	1.8299	6.7552
-5	0.3549	0.00155	0.3463	477.0	1756.1	1279.1	1.9136	6.6955
0	0.4296	0.00157	0.2890	500.0	1761.5	1261.5	2.0000	6.6185
5	0.5160	0.00158	0.2428	523.1	1766.6	1243.5	2.0834	6.5539
10	0.6153	0.00160	0.2052	546.4	1771.2	1224.8	2.1658	6.4915
15	0.7288	0.00162	0.1745	569.8	1775.4	1205.6	2.2472	6.4312
20	0.8578	0.00164	0.1491	593.5	1779.2	1185.8	2.3278	6.3727
25	1.004	0.00166	0.1280	617.3	1782.5	1165.2	2.4075	6.3157
30	1.167	0.00168	0.1104	641.3	1785.3	1144.0	2.4866	6.2602
35	1.351	0.00170	0.09569	665.6	1787.6	1122.0	2.5650	6.2050

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	v'	v''	h'	h''	r	s'	s''
		$\text{м}^3/\text{кг}$		кДж/кг			$\text{кДж/кг}\cdot\text{К}$	
40	1.556	0.00173	0.08331	690.2	1789.2	1099.0	2.6429	6.1526
45	1.783	0.00175	0.07250	715.0	1790.3	1075.3	2.7224	6.1002
50	2.034	0.00178	0.06341	740.2	1790.7	1050.5	2.7975	6.0483
55	2.311	0.00180	0.05560	765.7	1790.4	1024.7	2.8743	5.9969
60	2.615	0.00183	0.04888	791.6	1789.2	997.6	2.9510	5.9455

Задачи (n – номер варианта):

13.1. В компрессор воздушной холодильной установки воздух поступает из холодильной камеры при давлении $p_1 = 0.1$ МПа и температуре $t_1 = (-15 + 0.5n) ^\circ\text{C}$. После изоэнтропного сжатия до давления $p_2 = 0.4$ МПа воздух поступает в теплообменник, где при $p_2 = \text{const}$ его температура снижается до $t_3 = 50 ^\circ\text{C}$. Затем воздух поступает в детандер, где происходит изоэнтропное расширение до первоначального давления p_1 , и в холодильную камеру. В холодильной камере при $p_1 = \text{const}$ воздух отнимает теплоту от охлаждаемых тел и нагревается до температуры t_1 .

Определить: холодильный коэффициент холодильной установки, температуру воздуха, поступающего в холодильную камеру; количество теплоты, забираемое в теплообменнике охлаждающей водой, расход воздуха и теоретическую потребную мощность, если холодопроизводительность установки $Q_2 = (100 + 2n)$ кВт. Изобразить цикл в диаграммах $p - v$ и $T - s$.

13.2. Воздушная холодильная установка производит лед при температуре $-(3 + 0.1n) ^\circ\text{C}$ из воды с температурой $10 ^\circ\text{C}$. Воздух, поступающий в компрессор, имеет температуру $t_1 = -(10 + 0.1n) ^\circ\text{C}$, давление $p_1 = 0.1$ МПа и сжимается до давления $p_2 = 0.4$ МПа. Затем воздух поступает в теплообменник, где изобарно охлаждается до $t_3 = 20 ^\circ\text{C}$. Расход воздуха равен $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$ при нормальных условиях. Определить холодильный коэффициент, мощность, потребную для привода компрессора, и количество льда, полученного в час.

13.3. Современные мощные электрогенераторы работают с применением водородного охлаждения. Циркулирующий в системе охлаждения водород может быть использован как рабочее тело в схеме теплового насоса, работающего по газовому циклу. Чему равен коэффициент преобразования этой установки, если давление водорода в системе охлаждения генератора постоянно: $p_1 = p_4 = 0.097$ МПа, а температуры в точках 1, 3 и 4 соответственно равны: $t_1 = 40 ^\circ\text{C}$, $t_3 = (60 + n) ^\circ\text{C}$ и $t_4 = 20 ^\circ\text{C}$? Каково давление водорода p_2 , поступающего в теплообменник? Теплоемкость водорода считать не зависящей от температуры, а процессы сжатия в компрессоре и расширения в детандере – адиабатными. Давления водорода на входе и выходе из теплообменника равны (т.е. $p_1 = p_3$).

13.4. Холодопроизводительность воздушной холодильной установки $Q = 80 + 10n$ МДж/ч. Определить ее холодильный коэффициент и потребную теоретическую мощность двигателя, если известно, что максимальной давление воздуха в установке $p_2 = 0.5$ МПа, минимальное давление $p_1 = 0.11$ МПа, температура воздуха в начале сжатия $t_1 = 0$ °С, а при выходе из охладителя $t_3 = 20$ °С. Сжатие и расширение воздуха принять политропным с показателем политропы $n = 1.2 + 0.1n$.

13.5. Пар фреона-12 (R12) при температуре $t_1 = -20 + n$ °С поступает в компрессор, где адиабатно сжимается до давления, при котором его температура становится равной $t_2 = 10 + 2n$ °С, а сухость пара $x_2 = 1$. Из компрессора фреон поступает в конденсатор, где при постоянном давлении обращается в жидкость, после чего изоэнтальпийно расширяется в дросселе до температуры $t_4 = t_1$. Определить холодильный коэффициент установки, массовый расход фреона, а также теоретическую мощность привода компрессора, если холодопроизводительность установки $Q = 100 + 20n$ кВт. Изобразить схему установки и ее цикл в $T - s$ диаграмме.

13.6. Компрессор паровой холодильной установки всасывает пар фреона-12 (R12) при температуре $t_1 = (-30 + 0.5n)$ °С и степени сухости $x_1 = 0.97$ и изоэнтальпийно сжимает его до давления p_2 , при котором степень сухости $x_2 = 1$. Из компрессора фреон-12 поступает в охладитель, где изобарно охлаждается водой с температурой на входе $t'_b = 12$ °С, а на выходе $t''_b = 20$ °С, превращаясь при этом в жидкость. В редукционном вентиле жидкий фреон-12 дросселируется до состояния влажного насыщенного пара, с давлением p_1 , после чего направляется в испаритель, из которого выходит со степенью сухости x_1 . Определить теоретическую мощность двигателя холодильной установки, часовой расход фреона-12 и охлаждающей воды в охладителе, если холодопроизводительность установки $Q_2 = 200$ МДж/ч. Определить холодильный коэффициент холодильной установки, изобразить цикл в диаграмме $T - s$.

13.7. Аммиачная (R717) холодильная установка при температуре кипения хладагента $t_1 = -20$ °С и температуре его конденсации $t_2 = 25$ °С имеет холодопроизводительность 200 кВт. Определить холодильный коэффициент установки, массовый расход хладагента, а также теоретическую мощность привода компрессора, если известно, что пар аммиака после компрессора становится сухим насыщенным. Изобразить схему установки и её цикл в $T - s$ диаграмме.

13.8. Компрессор аммиачной (R717) холодильной установки всасывает пар аммиака при температуре $t_1 = -10$ °С и степени сухости $x_1 = 0.92$ и сжимает его адиабатно до давления, при котором его температура $t_2 = 20$ °С и степень сухости $x_2 = 1$. Из компрессора пар аммиака поступает в конденсатор, в котором охлаждающая вода имеет на входе температуру $t'_b = 10$ °С, а на выходе $t''_b = 20$ °С. В редукционном вентиле жидкий аммиак подвергается дросселированию до 0.3 МПа, после чего он направляется в испаритель, из которого выходит со степенью сухости $x = 0.92$ и снова поступает в

компрессор. Теплота, необходимая для испарения аммиака, заимствуется из рассола, имеющего на входе в испаритель температуру $t_p' = -2\text{ }^{\circ}\text{C}$, а на выходе из него температуру $t_p'' = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Определить теоретическую мощность машины и часовой расход аммиака, рассола и охлаждающей воды, если холодопроизводительность установки $60 + n$ кВт. Теплоемкость рассола принять равной $3\text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$.

13.9. Для отопления зданий может быть использована теплонасосная установка, в которой нижним источником теплоты служит окружающая среда. В результате работы теплового насоса теплота окружающей среды передается источнику теплоты с более высокой температурой, чем окружающая среда. Сколько можно получить теплоты в час для отопления здания при помощи теплового насоса, если температура окружающей среды $t_{oc} = (n - 15)\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура нагревательных устройств $t_n = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$? Мощность двигателя компрессора $N = 15$ кВт. Холодильный агент – фреон-12 (R12).

13.10. Идеальная холодильная машина работает как тепловой насос по обратному циклу Карно. При этом она берет тепло от воды с температурой $t_2 = 2 + n\text{ }^{\circ}\text{C}$ и передает его воздуху с температурой $t_1 = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$. Найти холодильный коэффициент машины. Холодильный агент – углекислый газ (R744).

14 Истечение и дросселирование газов и паров

Уравнение первого закона термодинамики для потока имеет вид:

$$q_{12} = (h_2 - h_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g \cdot (z_2 - z_1) + l_{\text{техн}} + l_{\text{тр}}, \quad (104)$$

или в дифференциальной форме:

$$dq = dh + wdw + gdz + dl_{\text{техн}} + dl_{\text{тр}}. \quad (104)$$

Если рассматриваемый участок потока находится на одном геометрическом уровне, то $dz = 0$, если поток не производит технической работы и эта работа не подводится к нему, то $dl_{\text{техн}} = 0$, если отсутствует вязкое трение на стенках канала, то $dl_{\text{тр}} = 0$.

Очевидно, что для этого случая:

$$dq = dh + wdw. \quad (104)$$

Для подавляющего большинства технически важных задач наибольший интерес представляет рассмотрение случая адиабатного течения, т.е. течения без подвода теплоты извне и отвода ее. Для адиабатного потока можно записать:

$$dh + wdw = 0. \quad (104)$$

Интегрируя уравнение между двумя точками потока, получаем:

$$h_1 - h_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}. \quad (104)$$

откуда

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot (h_1 - h_2) + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot \int_{p_2}^{p_1} v dp + w_1^2}. \quad (104)$$

Скоростью звука называют скорость распространения в среде малых возмущений (малыми называются такие возмущения среды, в которых местное изменение давления среды в точке возмущения, т.е. амплитуда давления, пренебрежимо мало по сравнению с общим давлением).

Скорость распространения малых возмущений (скорость звука в среде) определяется по уравнению Лапласа:

$$a = \sqrt{-v^2 \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s}. \quad (104)$$

Поскольку величины v и $\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s$ являются функциями состояния, скорость звука a , определяемая уравнением Лапласа, также является термодинамической функцией состояния.

С учетом того, что показатель адиабаты можно представить как:

$$k = -\frac{v}{p} \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s, \quad (104)$$

то

$$a = \sqrt{k \cdot p \cdot v}. \quad (104)$$

С учетом уравнения Клапейрона для идеального газа можно получить:

$$a = \sqrt{k \cdot R \cdot T}. \quad (104)$$

Скорость звука в идеальном газе зависит для данного газа только от температуры, а для реального газа скорость звука зависит не только от температуры, но и от давления.

Истечение из суживающихся сопл. Для увеличения скорости потока применяют специально спроектированные каналы, называемые соплами. Сопло представляет собой канал, суживающийся в направлении движения потока.

Для случая адиабатного истечения идеального газа можно получить:

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot \int_{p_2}^{p_1} v dp + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot p_1 v_1 \cdot \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right) + w_1^2}. \quad (104)$$

Массовый расход газа определяется из выражения:

$$G = \frac{f_2 \cdot w_2}{v_2}, \quad (104)$$

где v_2 – удельный объем газа в выходном сечении сопла; f_2 – площадь выходного сечения сопла.

Заменяя в этом соотношении v_2 с помощью уравнения адиабаты получаем:

$$G = \frac{f_2}{v_1} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} \cdot w_2 \quad (104)$$

или

$$G = \frac{f_2}{v_1} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot p_1 v_1 \cdot \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right) + w_1^2}. \quad (104)$$

Обозначив отношение давлений в сопле $\psi = \frac{p_2}{p_1}$, получим:

$$G = \frac{f_2}{v_1} \cdot \psi^{\frac{1}{k}} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot p_1 v_1 \cdot \left(1 - \psi^{\frac{k-1}{k}}\right) + w_1^2}. \quad (104)$$

Отношение давлений ψ , при котором расход газа становится максимальным, называется критическим и равно:

$$\psi_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (104)$$

При $\psi_{кр} < \psi < 1$ скорость газа и расход растут с уменьшением ψ . Если уменьшить ψ в диапазоне $0 < \psi < \psi_{кр}$, то расход не изменяется, оставаясь максимальным, а скорость также не изменяется, оставаясь равной критической скорости $w_{кр}$, которая равна местной скорости звука.

Сопло Лавалья. При течении газа (жидкости) в канале для любого сечения канала из соображений неразрывности потока справедливо уравнение:

$$G = \frac{f \cdot w}{v} = const, \quad (104)$$

где G – постоянный массовый расход газа; f – площадь сечения канала; w – скорость газа и v – удельный объем газа в данном сечении канала.

Это уравнение называют в гидродинамике уравнением неразрывности. Логарифмируя последнее уравнение, получаем:

$$\ln f + \ln w - \ln v = const. \quad (104)$$

Дифференцируя это соотношение, получаем уравнение неразрывности в дифференциальной форме:

$$\frac{df}{f} = \frac{dv}{v} - \frac{dw}{w}. \quad (104)$$

С учетом того, что:

$$w dw = -v dp \quad (104)$$

и

$$\frac{dv}{v} = -\frac{dp}{k \cdot p}, \quad (104)$$

получаем:

$$\frac{df}{f} = -\frac{dp}{k \cdot p} - \left(-\frac{v dp}{w^2}\right) = \frac{k \cdot v \cdot p - w^2}{k \cdot p \cdot w^2} dp. \quad (104)$$

С учетом $a = \sqrt{k \cdot v \cdot p}$ уравнение преобразуется к виду:

$$\frac{df}{f} = \frac{a^2 - w^2}{k \cdot p \cdot w^2} dp = \frac{1}{k \cdot p} \left(\frac{1}{M^2} - 1 \right) dp, \quad (104)$$

где $M = \frac{w}{a}$ – так называемое **число Маха** (отношение скорости течения к местной скорости звука). Значение $M < 1$ соответствует течению с дозвуковыми скоростями ($w < a$), а $M > 1$ — течению со скоростями, превышающими скорость звука ($w > a$).

Подставляя выражение для dp из уравнения $w dw = -v dp$, получаем уравнение, связывающее изменение площади сечения канала с изменением скорости потока и с числом Маха:

$$(M^2 - 1) \frac{dw}{w} = \frac{df}{f}. \quad (104)$$

Из этих уравнений следует, что при дозвуковых скоростях течения ($M < 1$) сужение канала ($df < 0$) соответствует снижению давления в потоке вдоль канала ($dp < 0$), т.е. случаю обычного суживающегося сопла. В этом случае ($M < 1$) при сужении канала, как и следовало ожидать, скорость потока увеличивается ($dw > 0$). Если же при дозвуковом течении канал расширяется ($df > 0$), то скорость потока снижается ($dw < 0$), а давление в потоке вдоль канала возрастает ($dp > 0$). Расширяющиеся каналы, применяемые для торможения дозвукового потока, т.е. для превращения кинетической энергии потока в потенциальную энергию сжатого газа, носят название диффузоров.

При $M > 1$ течение в расширяющемся канале ($df > 0$) происходит с уменьшением давления вдоль потока ($dp < 0$) и с увеличением скорости ($dw > 0$) и, наоборот, сверхзвуковой поток в суживающемся канале ($df < 0$) замедляется ($dw < 0$), а его давление возрастает ($dp > 0$). Таким образом, профили сопла и диффузора для сверхзвукового потока «меняются местами» – сверхзвуковое сопло представляет собой расширяющийся канал, а сверхзвуковой диффузор – суживающийся канал.

Из этого анализа становится очевидным, как осуществить дальнейшее ускорение потока, который приобрел на выходе из суживающегося сопла звуковую скорость. Для этого сопло должно быть спрофилировано таким образом, чтобы канал суживался до тех пор, пока давление в канале не станет равным критическому давлению истечения. За этим сечением канал должен быть выполнен расширяющимся. В соответствии со сказанным выше поток перейдет через скорость звука и будет продолжать ускоряться в расширяющейся части сопла. Таким образом, для ускорения потока будет использован весь перепад давления от давления на входе в сопло до давления среды, а не только часть этого перепада до критического давления, реализуемая в суживающемся дозвуковом сопле.

Такое комбинированное сопло, состоящее из суживающейся и расширяющейся частей, впервые было применено для получения

сверхзвуковых скоростей истечения газа шведским инженером К. Лавалем в 80-х годах XIX столетия, поэтому сопла такого типа называют соплами Лавала.

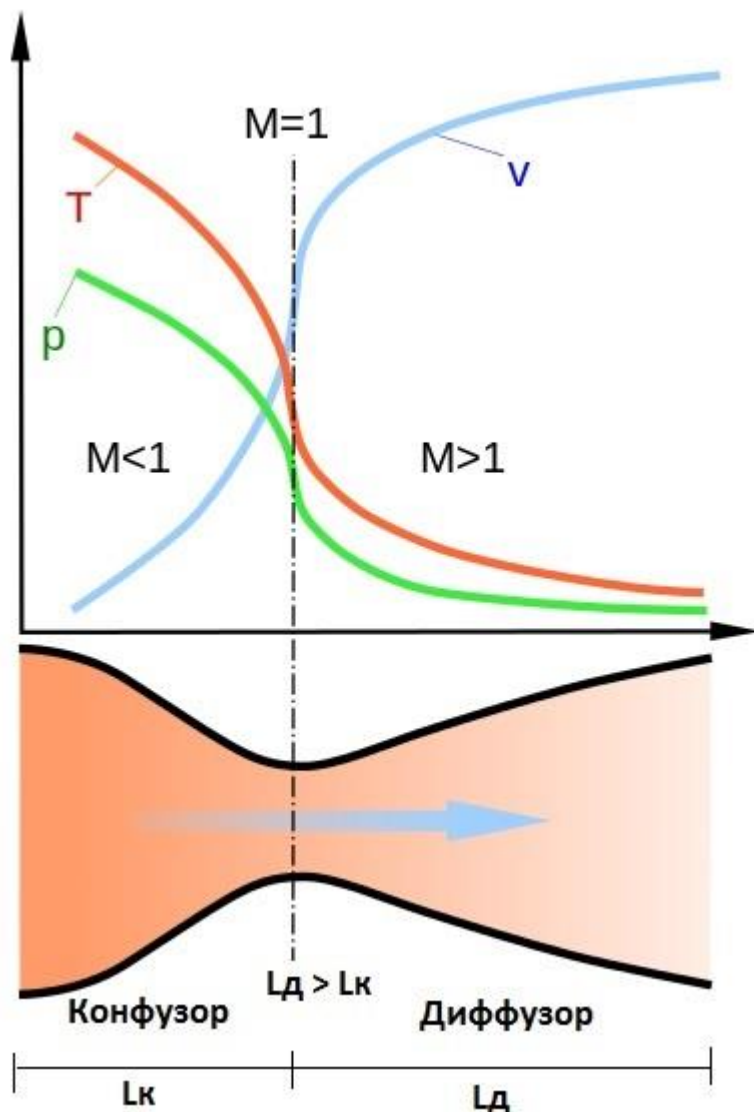


Рисунок 62 – Сопло Лавала.

Расчет суживающейся части сопла Лавала проводится так же, как и обычного суживающегося дозвукового сопла. Площадь минимального сечения сопла определяется по заданному расходу уравнением:

$$f_{\text{мин}} = \frac{G \cdot v_{\text{мин}}}{a}. \quad (104)$$

При прохождении газа или пара через сужение канала (диафрагма, вентиль, клапан и т. п.) происходит снижение его давления без совершения внешней работы, поскольку в реальных условиях течение газа или жидкости в каналах всегда сопровождается потерями энергии на преодоление трения, обусловленными вязкостью газа, шероховатостью стенок канала и т.д.. Этот необратимый процесс называется **дресселированием**.

Поскольку процесс дросселирования быстротечен, его можно считать, идущим без теплообмена с окружающей средой $q = 0$. В этом процессе практически отсутствует изменение кинетической энергии потока, т.к. площади сечений канала обычно одинаковы, а увеличение удельного объема газа за счет снижения давления уменьшает кинетическую энергию потока на очень малую величину по отношению к численным значениям энтальпий, поэтому считают, что $w_1 \approx w_2$. Уравнение первого закона термодинамики для 1 и 2 сечений канала (до и после дросселирования) будет иметь вид:

$$h_1 - h_2 = \frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}, \quad (104)$$

для нашего процесса $w_1 \approx w_2$, тогда окончательно имеем:

$$h_1 \approx h_2. \quad (104)$$

Таким образом, в результате адиабатного процесса дросселирования энтальпия вещества в начале и конце процесса одинакова.

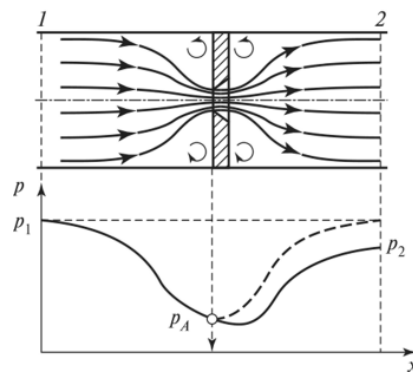


Рисунок 63 – Процесс дросселирования.

Надо иметь в виду, что при течении через сужение канала на участке ускорения потока энтальпия уменьшается, а на участке торможения – возрастает, достигая начального значения. Локальные изменения энтальпии при дросселировании практического интереса не представляют. Важен конечный результат, из которого следует, что в результате дросселирования энтальпия газа не меняется.

Изменение температуры при дросселировании связано с тем, что в каждом реальном газе действуют силы притяжения и отталкивания между молекулами. При дросселировании происходит расширение газа, сопровождающееся увеличением расстояния между ними. Все это приводит к уменьшению внутренней энергии рабочего тела, связанному с затратой работы, что, в свою очередь, приводит к изменению температуры. При дросселировании идеального газа, его температура не меняется.

Задачи (n – номер варианта):

14.1. Воздух из резервуара с постоянным давлением $p_1 = (1 + 0.1n)$ МПа и температурой $t_1 = 15^\circ\text{C}$ вытекает в атмосферу через трубку с

внутренним диаметром $(10 + n)$ мм. Найти скорость истечения воздуха и его секундный массовый расход. Атмосферное давление принять равным 0.1 МПа. Процесс расширения считать адиабатным.

14.2. Из резервуара, в котором находится кислород с постоянным давлением $p_1 = (5 + 0.1n)$ МПа, газ вытекает через сужающееся сопло в среду с давлением $p_2 = (4 + 0.1n)$ МПа. Температура кислорода в резервуаре равна 100 °С. Определить теоретическую скорость истечения и расход, если площадь выходного сечения сопла $f_2 = 20$ мм². Найти также скорость истечения кислорода и его расход, если истечение будет происходить в атмосферу. В обоих случаях считать истечение адиабатным. Атмосферное давление принять равным 0.1 МПа.

14.3. Определить скорость истечения водяного пара из сужающегося сопла (w_2') и из сопла Лавалья (w_2''), если абсолютное давление пара на входе в сопло $p_1 = 3.5$ МПа, температура пара на входе в сопло $t_1 = (300 + 10n)$ °С и давление среды (пара) на выходе из сопла (абсолютное) $p_2 = 0.1$ МПа. Найти также скорость звука α в критическом сечении (т.е. на выходе сужающегося сопла) приняв $K = 1.3$. Вычислить также отношение $\frac{w_2''}{w_2'}$, показывающее эффективность использования сопла Лавалья. Истечение считать изэнтропным.

14.4. Влажный пар с начальными параметрами $p_1 = (50 - n)$ бар и степенью сухости $x_1 = 0.95$ вытекает из сопла Лавалья в среду с давлением $p_2 = 1$ бар. Найти скорость истечения и состояние пара в конце процесса, а также площадь выходного сечения сопла, если $M = 3$ кг/с.

14.5. Влажный пар с начальными параметрами $p_1 = (50 - n)$ бар и степенью сухости $x_1 = 0.95$ вытекает из сужающегося сопла в среду с давлением $p_2 = 1$ бар. Найти скорость истечения и состояние пара в конце процесса, а также площадь выходного сечения сопла, если $M = 3$ кг/с.

14.6. Водяной пар с параметрами $p_1 = 30$ бар и $t_1 = (300 + 5n)$ °С расширяется адиабатно в сопле Лавалья до давления среды $p_2 = 1$ бар. Определить скорость истечения w_2' и параметры пара в выходном сечении сопла. Для сравнения определить скорость истечения w_2 в случае, когда используется сужающееся сопло.

14.7. До какого давления p_2 необходимо дросселировать влажный насыщенный пар при $p_1 = (50 - n)$ бар и $x_1 = 0.95$, чтобы он стал сухим насыщенным?

14.8. Влажный насыщенный водяной пар с параметрами: давление $p_1 = (50 - n)$ бар и $x = 0.65$ дросселируется до давления $p_2 = 1$ бар. Определить параметры пара после дросселирования. Как изменилась при дросселировании температура пара?

14.9. Давление воздуха при движении через вентиль понижается от $p_1 = (0.8 + 0.01n)$ МПа до $p_2 = 0.6$ МПа. Начальная температура воздуха $t_1 = 20$ °С. Определить изменение температуры и энтропии в рассматриваемом процессе дросселирования.

14.10. Воздух в количестве 5 кг при температуре $t_1 = 200$ °С дросселируется от давления $p_1 = (1.2 + 0.01n)$ МПа до давления 0.7 МПа. Определить энтальпию воздуха после дросселирования (принимая, что энтальпия его при температуре 0 °С равна нулю) и изменение энтропии в рассматриваемом процессе.

15 Влажный воздух

Воздух, не содержащий водяного пара, называется **сухим**; если же в его состав входит водяной пар, то воздух называется **влажным**. Таким образом, влажный воздух можно рассматривать как смесь сухого воздуха и водяного пара.

Влажный воздух обычно рассматривают при атмосферном давлении (сушильные установки, вентиляционные системы, установки кондиционирования воздуха и т. д.), поэтому водяной пар, содержащийся в нем, можно с достаточной точностью считать идеальным газом. В таком случае к влажному воздуху можно применить закон Дальтона, т. е. давление влажного воздуха равно:

$$p = p_v + p_p, \quad (104)$$

где p_v и p_p – соответственно, парциальные давления сухого воздуха и водяного пара в смеси.

Абсолютной влажностью воздуха называют массу водяного пара, содержащегося в 1 м^3 влажного воздуха или (что то же самое) плотность пара ρ_p при его парциальном давлении p_p и температуре воздуха t . Влажный воздух, содержащий перегретый водяной пар, называют ненасыщенным, потому что его абсолютная влажность может быть больше чем ρ_p . Максимально возможное содержание водяного пара в воздухе при температуре t будет в том случае, когда парциальное давление пара p_p станет равным давлению насыщения p_n . В этом случае абсолютная влажность воздуха будет равна плотности сухого насыщенного пара при давлении p_p и температуре t . Такой влажный воздух называют насыщенным, он представляет собой смесь воздуха и сухого насыщенного пара.

Отношение действительного содержания водяного пара в 1 м^3 влажного воздуха к максимально возможному содержанию его в том же объеме влажного воздуха при данной температуре называется относительной влажностью воздуха и обозначается ϕ . Часто ϕ выражают в процентах, т.е.:

$$\phi = \frac{c_p}{c_{max}} \cdot 100\% = \frac{\rho_p}{\rho_{max}} \cdot 100\% = \frac{p_p}{p} \cdot 100\%. \quad (104)$$

Если ненасыщенный воздух нагревать при постоянном давлении, то давление насыщения будет увеличиваться, а поскольку парциальное давление пара остается неизменным, относительная влажность ϕ уменьшаться до тех пор, пока температура воздуха не достигнет температуры насыщения, а давление насыщения не станет равным p .

Наоборот, если этот воздух охлаждать при постоянном давлении, то давление насыщения будет уменьшаться, а относительная влажность ϕ – соответственно расти. При значении давления насыщения равном парциальному давлению пара получим $\phi = 1$, т. е. воздух станет насыщенным. Дальнейшее охлаждение приведет к конденсации пара и влага будет

выделяться из смеси в виде росы. Температура, при которой влажность равна единице, называется **температурой точки росы** и обозначается t_p . Чем выше парциальное давление пара, тем выше температура точки росы.

Состав влажного воздуха можно задать объемными долями сухого воздуха водяного пара:

$$r_B = \frac{p_B}{p}, \quad (104)$$

$$r_{\Pi} = \frac{p_{\Pi}}{p}. \quad (104)$$

Тогда средняя молекулярная масса влажного воздуха составит:

$$\mu = \mu_B \cdot r_B + \mu_{\Pi} \cdot r_{\Pi} = 28.97 \cdot \frac{p_B}{p} + 18.02 \cdot \frac{p_{\Pi}}{p} = 28.97 - 10.95 \cdot \frac{p_{\Pi}}{p}. \quad (104)$$

Одной из основных характеристик влажного воздуха является его **влажностное содержание** d , представляющее собой количество влаги (пара), приходящееся на 1 кг сухого воздуха в смеси.

$$d = \frac{\rho_{\Pi}}{\rho_B}. \quad (104)$$

Используя уравнение Клапейрона, можно получить:

$$d = 0.622 \cdot \frac{p_{\Pi}}{p - p_{\Pi}}. \quad (104)$$

Влажностное содержание определяет массовый состав влажного воздуха как смеси, массовые доли воздуха и пара соответственно равны:

$$g_B = \frac{1}{1+d}, \quad (104)$$

$$g_{\Pi} = \frac{d}{1+d}. \quad (104)$$

Газовая постоянная влажного воздуха может быть вычислена по формуле:

$$R = g_B \cdot R_B + g_{\Pi} \cdot R_{\Pi}. \quad (104)$$

Влажностное содержание является весьма удобной для расчетов характеристик влажного воздуха, т.к. в процессах влажного воздуха количество сухого воздуха остается неизменным, а меняется количество водяного пара.

Энтальпию влажного воздуха можно определить как:

$$h = h_B + h_{\Pi} \cdot d. \quad (104)$$

где $h_{\text{в}}$ – энтальпия сухого воздуха, кДж/кг; $h_{\text{п}}$ – энтальпия пара, кДж/кг.

Параметры влажного воздуха, легко определяются графическим путем при помощи $h - d$ диаграммы влажного воздуха, предложенной в 1918 г. Л.К. Рамзиным. В ней по оси абсцисс откладывается влагосодержание влажного воздуха, а по оси ординат – энтальпия. И то, и другое отнесено к 1 кг сухого воздуха, содержащегося во влажном воздухе.

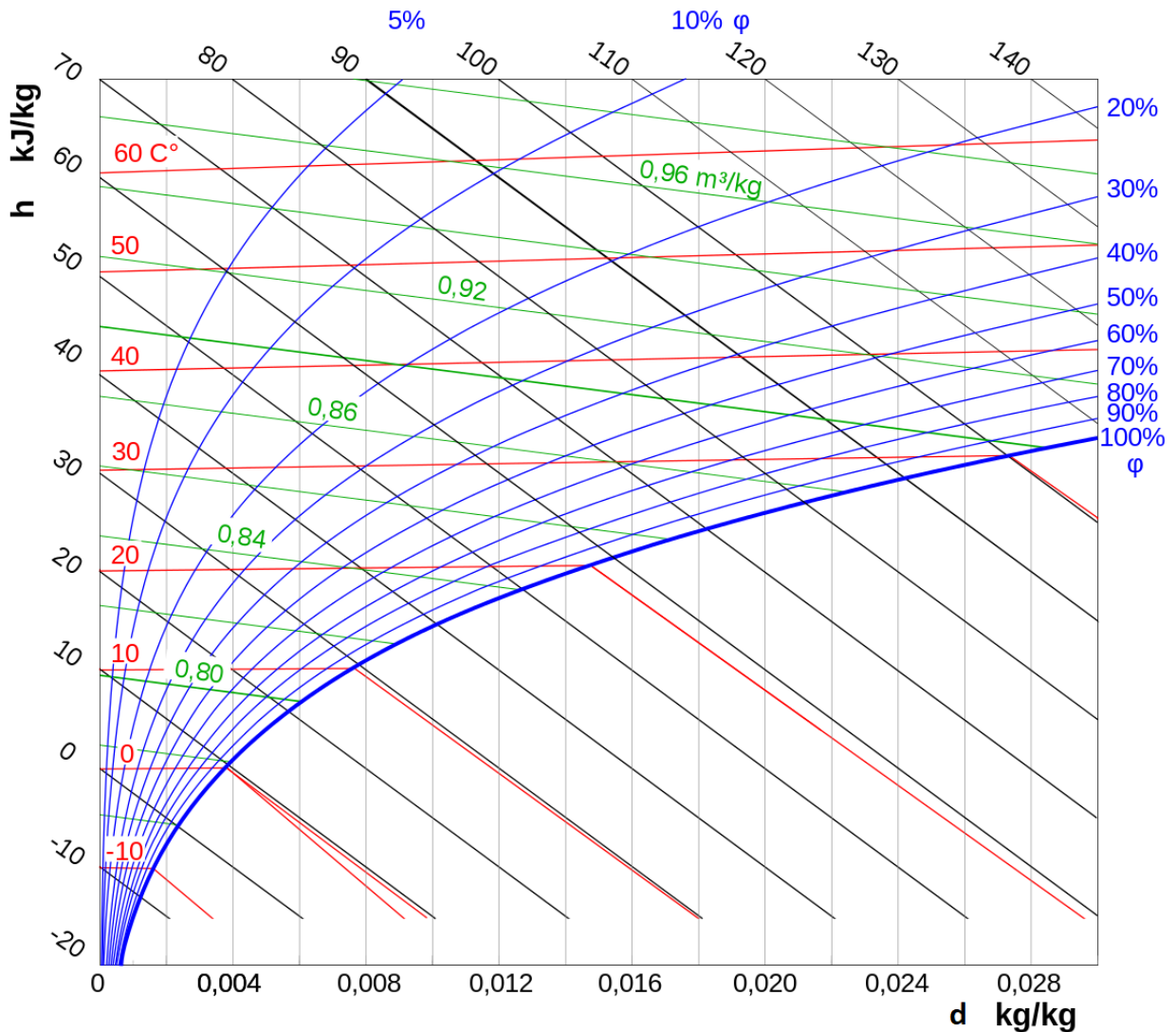


Рисунок 64 – $h - d$ диаграмма влажного воздуха.

Кривая $\varphi = 100\%$ на диаграмме $h - d$ является своего рода пограничной линией, кривой насыщения. Вся область диаграммы над этой кривой соответствует влажному ненасыщенному воздуху (для различных значений φ). Область, лежащая под кривой $\varphi = 100\%$, характеризует состояние воздуха, насыщенного водяным паром.

Задачи (n – номер варианта):

15.1. Определить абсолютную влажность воздуха, если парциальное давление пара в нем $p_{\text{п}} = 0.03$ МПа, а температура воздуха $t = (80 - n)$ °С. Барометрическое давление, при котором находится воздух, равно 745 мм рт.ст.

15.2. Определить абсолютную влажность воздуха, если парциальное давление пара в нем $p_n = 0.014 + 0.01n$ МПа, а температура воздуха $t = 60$ °С. Барометрическое давление, при котором находится воздух, равно 745 мм рт.ст.

15.3. Определить влагосодержание воздуха при температуре $t = 60$ °С и барометрическом давлении $p_{\text{бар}} = (735 + n)$ мм рт.ст, если относительная влажность воздуха $\varphi = 60$ %.

15.4. Определить плотность влажного воздуха при параметрах $t = (300 + n)$ °С, $p = 0.3$ МПа, $d = 30$ г/кг.

15.5. Определить относительную влажность воздуха, если температура его равна 50 °С, а парциальное давление пара в нем $p_n = 8 + n$ кПа. Барометрическое давление, при котором находится воздух, равно 745 мм рт.ст.

15.6. Парциальное давление пара в атмосферном воздухе составляет 0.01 МПа, температура воздуха равна $(50 + n)$ °С. Определить относительную влажность воздуха. Найти точку, соответствующую состоянию воздуха на диаграмме $h - d$. Барометрическое давление, при котором находится воздух, равно 745 мм рт.ст.

15.7. Состояние влажного воздуха характеризуется температурой $t = (25 + n)$ °С и относительной влажностью $\varphi = 30$ %. Барометрическое давление, при котором находится воздух, равно 745 мм рт.ст. Найти парциальное давление пара в воздухе и его влагосодержание. Найти на диаграмме $h - d$ точку, соответствующую состоянию воздуха, определить из диаграммы d и сравнить с результатом решения.

15.8. Наружный воздух имеющий температуру $t = 20$ °С и влагосодержание $d = (6 + 0.1n)$ г/кг, подогревается до температуры 50 °С. Определить относительную влажность наружного и подогретого воздуха. Барометрическое давление воздуха принять равным 0.1 МПа. Изобразить процесс подогрева воздуха в диаграмме $h - d$.

15.9. В сушилку помещен материал, от которого необходимо отнять 30 кг воды. Температура наружного воздуха $t_1 = 10 + 2n$ °С при относительной влажности $\varphi = 0.5 - 0.02n$. На выходе из сушилки воздух имеет параметры $t_2 = 40$ °С и $\varphi = 0.85$. Определить количество воздуха, которое необходимо пропустить через сушилку.

15.10. Для использования теплоты газов, уходящих из паровых котлов, газоходах последних устанавливают водоподогреватели, называемые водяными экономайзерами. Минимально допустимая температура воды, поступающей в экономайзер, должна быть, по крайней мере, на 10° выше температуры точки росы водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания. В противном случае возможна конденсация паров на трубах экономайзера и коррозия металла, особенно если в уходящих газах присутствует продукт сгорания серы (SO_2).

Определить допускаемую температуру питательной воды, если объем продуктов сгорания $V_{\text{псн}} = 9.60$ м³н/кг, а объем водяных паров $V_{\text{впн}} =$

$(0.24 + n \cdot 10^{-3}) \text{ м}^3/\text{кг}$. Давление продуктов сгорания в газоходе экономайзера принять равным 0.1 МПа.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Автор будет считать свою задачу выполненной, если читатель почувствует в себе силы не остановиться на достигнутом и продолжить самообразование.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Энергетическое образование URL: <http://www.energyed.ru/>.