

Министерство образования и науки Республики Казахстан
ВОСТОЧНО-КАЗАХСТАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ им. Д.СЕРИКБАЕВА

А.Т Жапарова

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

Курс лекции для студентов специальности 050717 «Теплоэнергетика» для
дневной формы обучения

Усть-Каменогорск
2016

Круговые процессы

Газовые процессы лежат в основе работы различных тепловых двигателей ДВС (двигателей внутреннего сгорания), паровых и газотурбинных установок, реактивных двигателей.

Тепловые двигатели служат для превращения тепловой энергии в механическую, т.е. для получения механической работы. Например, в ДВС тепло, выделенное при сгорании рабочего тела (горючей смеси), с помощью кривошипно-шатунного механизма и поршня превращается в механическую энергию вращения коленчатого вала, который приводит в движение какой-то механизм: либо ходовую часть автомобиля, либо насос или компрессор и т.д.

Все тепловые двигатели работают по циклам или круговым процессам.

Круговые процессы или циклы - совокупность термодинамических процессов, в результате которых рабочее тело возвращается в исходное состояние.

Если цикл осуществляется по часовой стрелке его называют прямым, - это цикл теплового двигателя (работа l_0 положительна, т.е. совершается рабочим телом).

Если цикл осуществляется против часовой стрелки, его называют обратным, то это цикл холодильной установки или теплового насоса.

Важнейшими циклами являются:

1. цикл идеального теплового двигателя (цикл Карно), цикл ДВС;
2. цикл газотурбинных установок;
3. цикл паротурбинных установок.

Во всех этих циклах рабочее тело получает от горячего источника теплоту q_1 , и часть теплоты в количестве q_0 превращается в механическую, а оставшаяся часть q_2 передается холодному источнику теплоты, т.е.

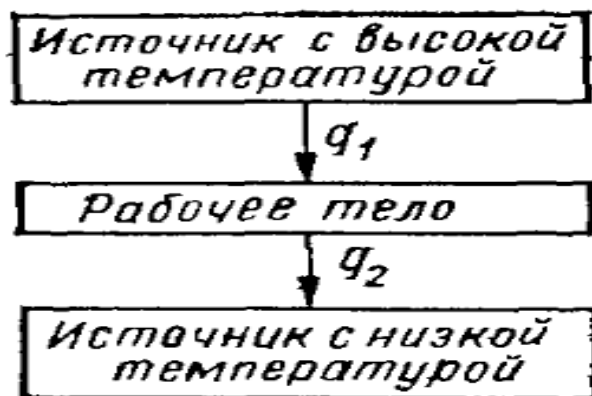


Рисунок 12 – Схема прямого цикла

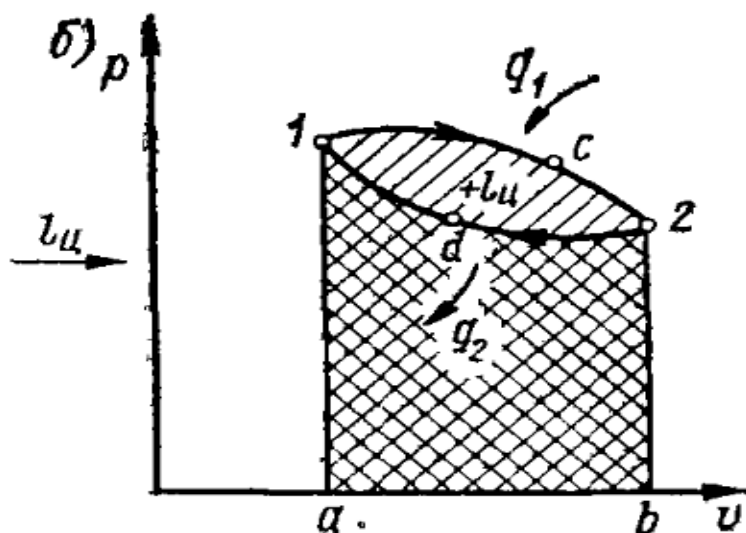


Рисунок 13 – Изображение прямого цикла в p-v диаграмме

Если от более нагретого источника к теплоты к рабочему телу подвести теплоту q_1 , то состояние рабочего тела меняется, происходит расширение по линии 1-с-2. так как p-v диаграмма рабочая, то, следовательно, полезную работу, совершенную в процессе расширения 1-с-2, можно определить площадью под линией этого процесса, т.е. пл. a-1-d-2-b. В процессе 2-d-1 рабочее тело воздействует с источником низких температур. При этом происходит отвод теплоты q_2 от рабочего тела и его сжатие. В процессе сжатия затрачивается работа, которая на диаграмме изображается пл. a-1-d-2-b. Из диаграммы видно, что работа расширения больше работы сжатия. Полезная работа цикла равна разности работ расширения и сжатия:

$$l_o = l_p - |l_{сж}|$$

или

$$l_o = q_1 - q_2$$

где q_1 – количества тепла, заимствованного 1 кг рабочего тела от внешнего источника тепла;

q_2 - количества тепла, отданного 1 кг рабочего тела от внешнему охладителю.

Это количество тепла в Ts – диаграмме изображается площадью, заключенного внутри замкнутого цикла контура.

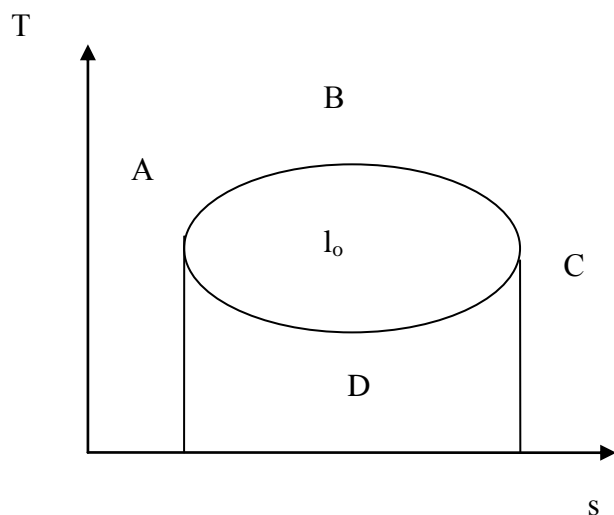


Рисунок 14 – Изображение прямого цикла в Ts диаграмме

Степень совершенства процесса превращения тепла в работу в круговых процессах характеризуется термическим к.п.д.:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l_o}{q_1}$$

Пользуясь Ts диаграммой, рисунок 14, можно определить термический к.п.д цикла графическим путем:

$$\eta_t = \frac{\text{пл.}ABCD}{\text{пл.}ABCC'A'}$$

Цикл Карно

В 1824 г. была опубликована работа французского инженера С. Карно, которая затем стала основой теории тепловых машин. Цикл Карно служит эталоном для оценки совершенства идеальных циклов, так как он имеет максимальное значение термического к.п.д. в системе, имеющих два изотермических источника тепла.

Цикл Карно изображается на pv диаграмме, следующим образом рис. 15, 16.

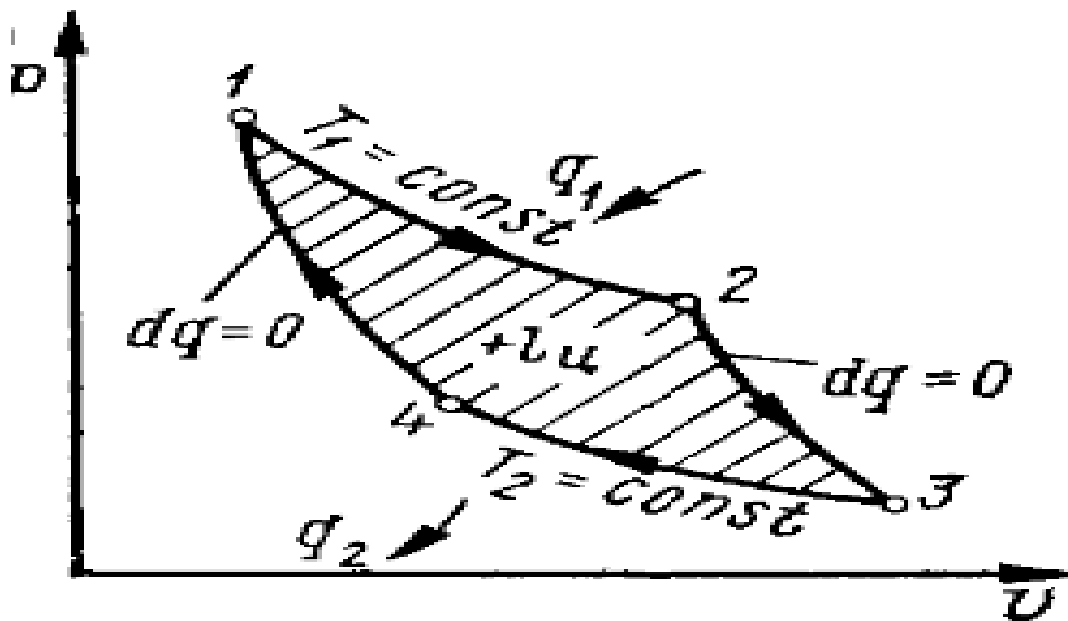


Рисунок 15 – Прямой цикл Карно на $p-v$ диаграмме

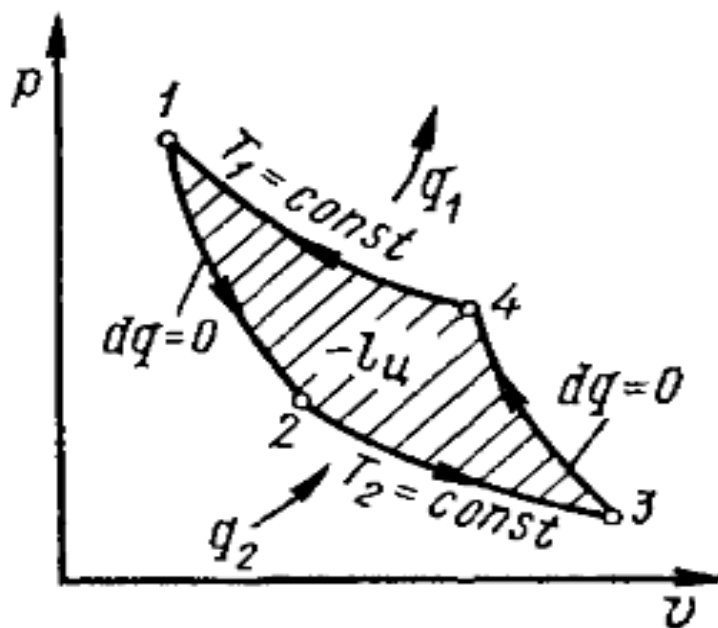


Рисунок 16 – Обратный цикл Карно на $p-v$ диаграмме

Термический к.п.д. любого цикла Карно η_t определяется:

$$\eta_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

где T_1 и T_2 соответственно температуры верхнего и нижнего источника тепла.

Цикл Карно состоит из двух адиабат и двух изотерм, это видно из рис 15, 16.

Количество подведенного тепла:

$$q_1 = R \times T_1 \ln \frac{v_2}{v_1}$$

Количество отведенного тепла (абсолютное значение):

$$q_2 = R \times T_2 \ln \frac{v_3}{v_4}$$

Работа цикла:

$$l_0 = q_1 - q_2$$

Изображение цикла Карно на Ts диаграмме, рис 17, 18.

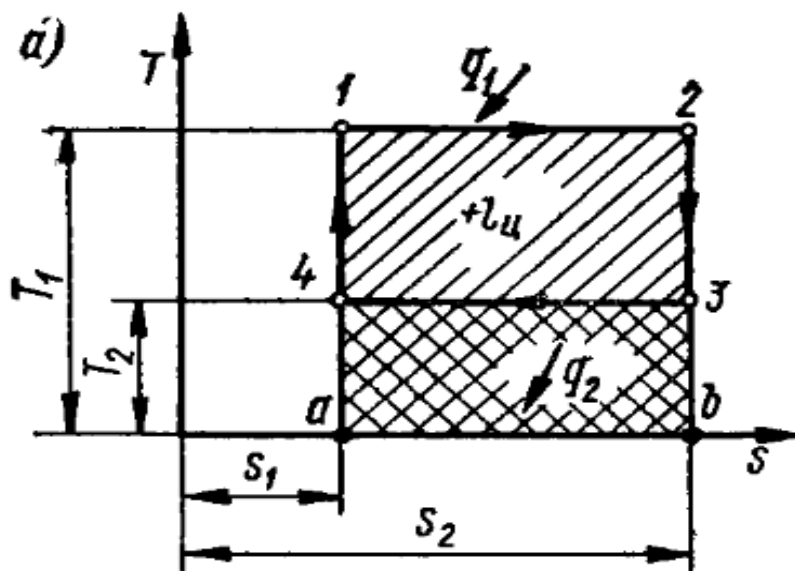


Рисунок 17 – Прямой цикл Карно на Ts диаграмме

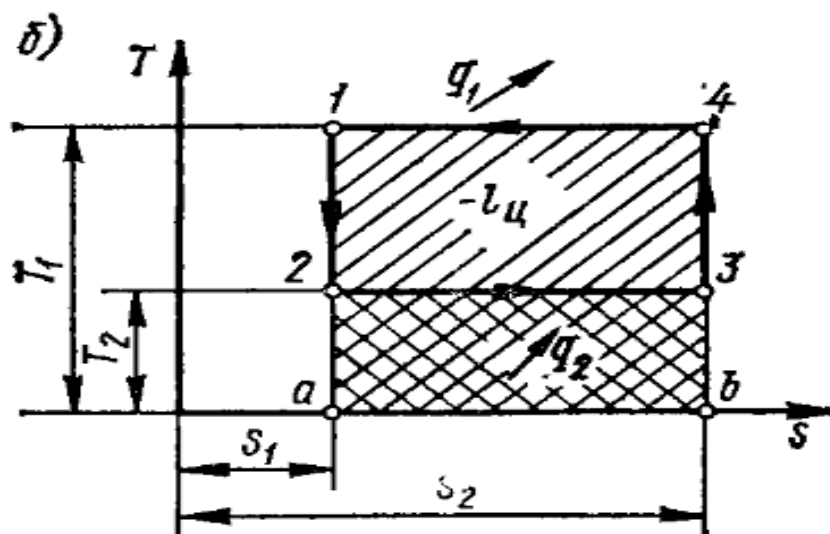


Рисунок 18 – Обратный цикл Карно на Ts диаграмме

Теоретические циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания

Во всех ниже перечисленных теоретических циклах поршневых ДВС уравнения для определения количества подведенного и отведенного тепла, а также для термического к.п.д. даны для случая $c=\text{const}$.

Цикл с подводом тепла при *постоянном объеме* состоит из двух адиабат и двух изохор, рис 19, 20.

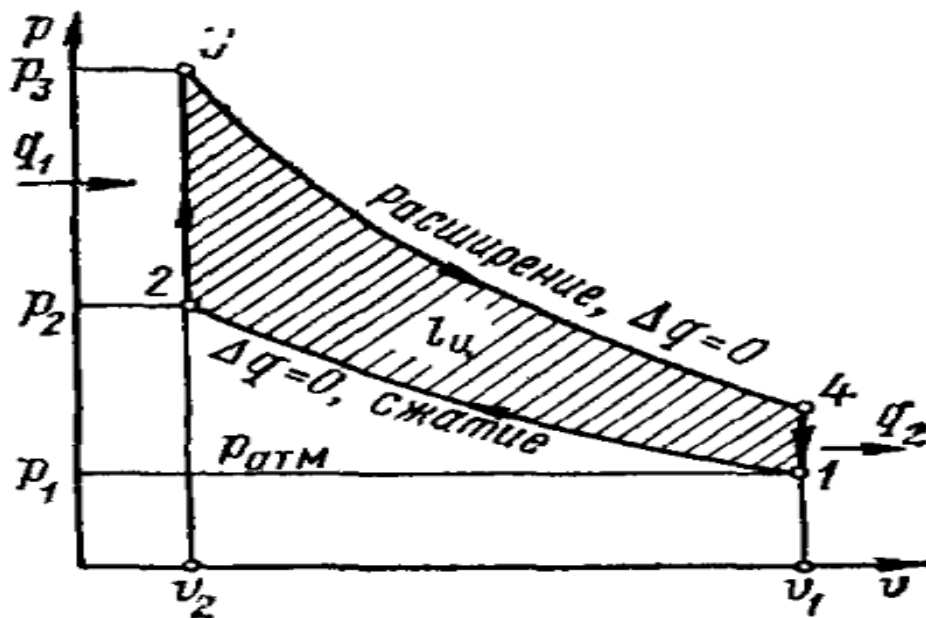


Рисунок 19 – Циклы поршневых ДВС с подводом тепла при постоянном объеме на $p-v$ диаграмме

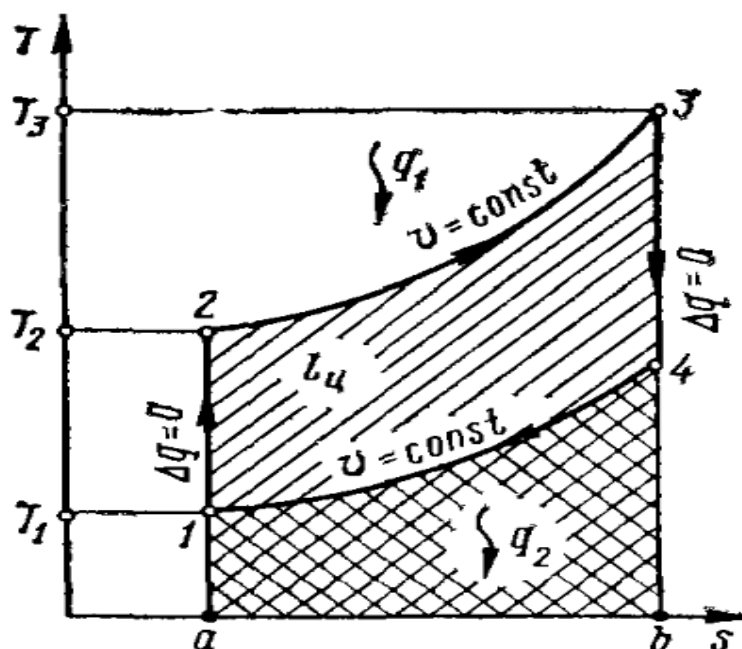


Рисунок 20 – Циклы поршневых ДВС с подводом тепла при постоянном объеме на $T-s$ диаграмме

Характеристиками цикла являются:

- степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$$

- степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2}$$

Количество подведенного тепла:

$$q_1 = c_v (T_3 - T_2)$$

Количество отведенного тепла:

$$q_2 = c_v (T_4 - T_1)$$

Работа цикла:

$$l_0 = q_1 - q_2$$

Термический к.п.д. цикла:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

Степень сжатия – отношение объемов в цилиндре двигателя при положениях поршня начале и в конце процесса сжатия.

Степень повышения давления – отношение наибольшего давления в цилиндре двигателя, образовавшегося в результате подвода теплоты, к давлению в конце процесса сжатия.

Степень предварительного расширения – отношение объемов в конце и начале подвода теплоты к рабочему телу при постоянном давлении.

Степень падения давления – отношение давлений в начале и конце отвода теплоты холодному источнику при постоянном объеме.

Степень сокращения объема – отношение объемов в начале и конце отвода теплоты холодному источнику при постоянном давлении.

Цикл с подводом тепла при *постоянном давлении* состоит из двух адиабат, одной изобары и одной изохоры, рис 21, 22.

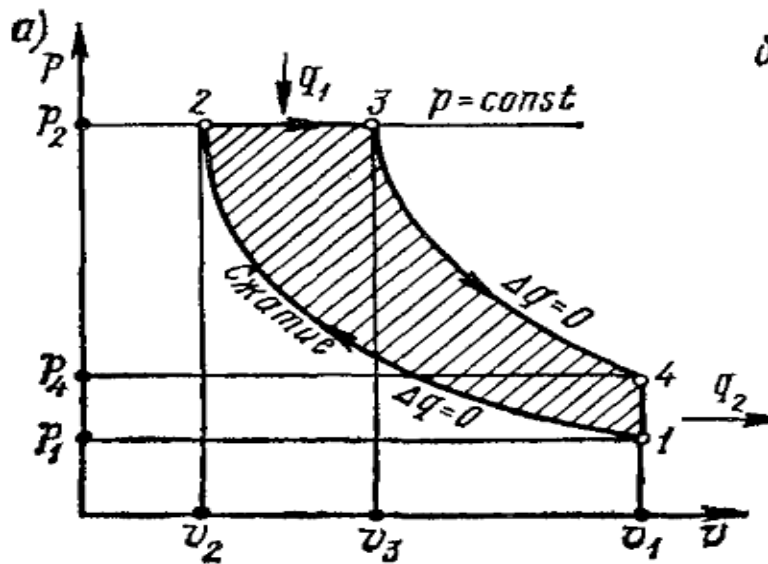


Рисунок 21 – Циклы поршневых ДВС с подводом тепла при постоянном давлении на $p-v$ диаграмме

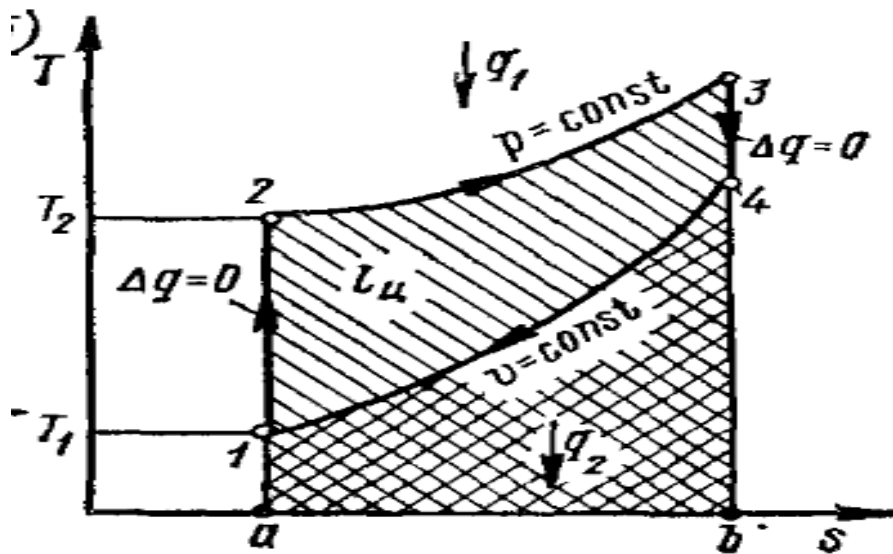


Рисунок 22 – Циклы поршневых ДВС с подводом тепла при постоянном давлении на $T-s$ диаграмме

Характеристиками цикла являются:

- степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$$

- степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{v_3}{v_2}$$

Количество подведенного тепла:

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2)$$

Количество отведенного тепла:

$$q_2 = c_v (T_4 - T_1)$$

Работа цикла:

$$l_0 = q_1 - q_2$$

Термический к.п.д. цикла:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^k - 1} \times \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}$$

Цикл с *комбинированным* подводом тепла состоит из двух адиабат, двух изохор, одной изобары рис 23, 24.

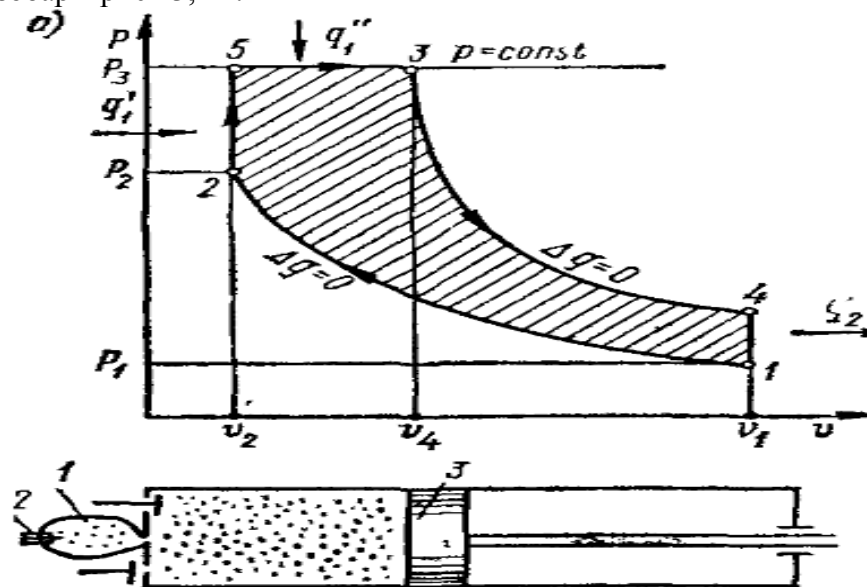


Рисунок 23 – Циклы поршневых ДВС с комбинированным подводом тепла на p-v диаграмме

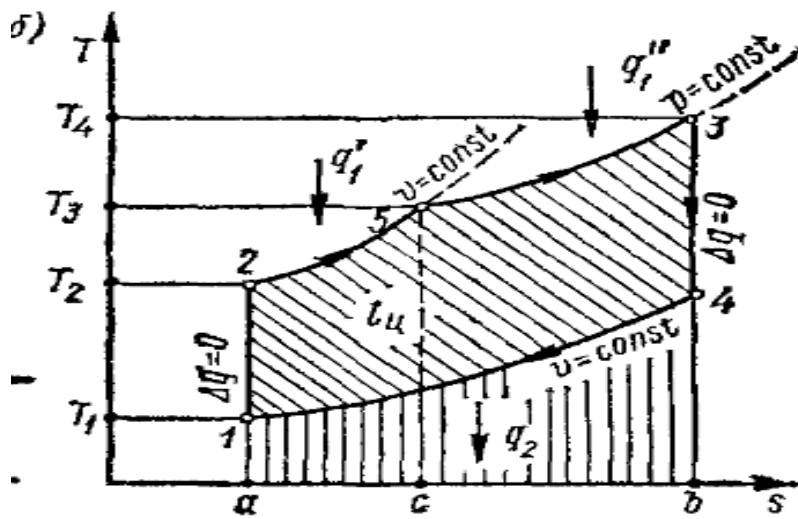


Рисунок 24 – Циклы поршневых ДВС с комбинированным подводом тепла на Ts диаграмме

Характеристиками цикла являются:

- степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$$

- степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2}$$

- степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{v_4}{v_3}$$

Количество подведенного тепла:

$$q_1 = c_v (T_3 - T_2) + c_p (T_4 - T_3)$$

Количество отведенного тепла:

$$q_2 = c_v (T_5 - T_1)$$

Работа цикла:

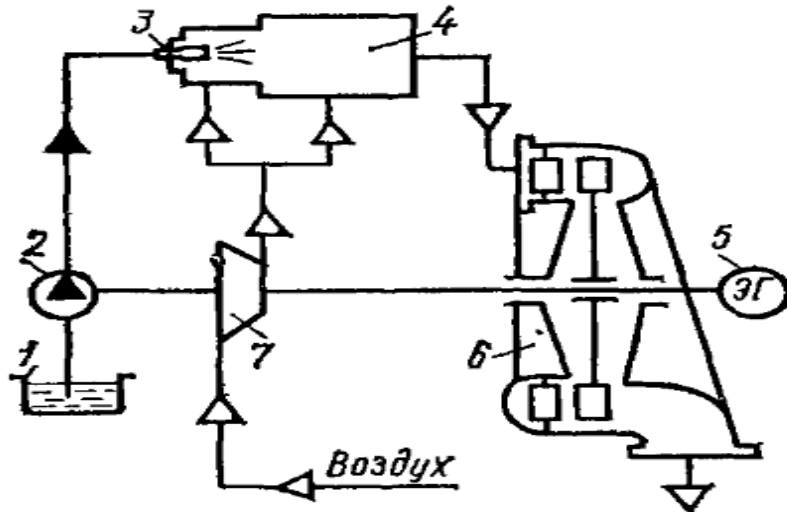
$$l_0 = q_1 - q_2$$

Термический к.п.д. цикла:

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

Циклы газотурбинных установок

На рис 25 представлена схема наиболее распространенного типа газотурбинной установки со сгорание топлива при *постоянном давлении*.



1 – топливный бак, 2 – топливный насос, 3 – клапан, 4 – камера сгорания, 5 – электрогенератор, 6 – турбина, 7 – компрессор.

Рисунок 25 – Газотурбинная установка со сгорание топлива при постоянном давлении

Компрессор К, расположенный на одном валу с газовой турбины Т, всасывает воздух из атмосферы и сжимает его до заданного давления. Сжатый в компрессоре воздух поступает в камеру сгорания КС, туда же топливным насосом ТН подается жидкое горючее. Сгорание происходит при постоянном давлении. Из камеры сгорания газы поступают в сопла С, из которых Нои большой скоростью поступают на рабочие лопатки Л турбины и приводят во вращение ее ротор. Отработавшие газы через выпускной патрубок П выпускают в атмосферу.

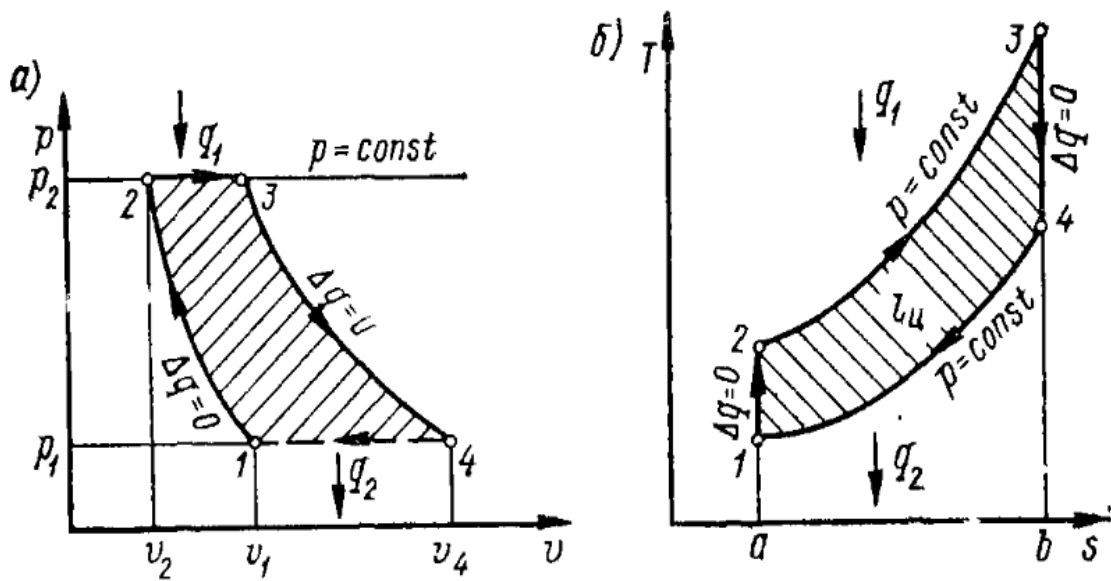


Рисунок 26 – Теоретический цикл газотурбинной установки со сгорание топлива при постоянном давлении: а) на $p-v$ диаграмме; б) на $T-s$ диаграмме

На рис 26 дан теоретический цикл газотурбинной установки со сгорание топлива при постоянном давлении. Как видно из этого рисунка, циклы состоят из двух адиабат и двух изохор. Линия 1-2 изображает процесс адиабатного сжатия в компрессоре, 2-3 изобарный подвод тепла (сгорание топлива), 3-4 адиабатное расширение в газовой турбине, 4-1 условный изобарный процесс, замыкающий цикл.

Термический к.п.д. цикла:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

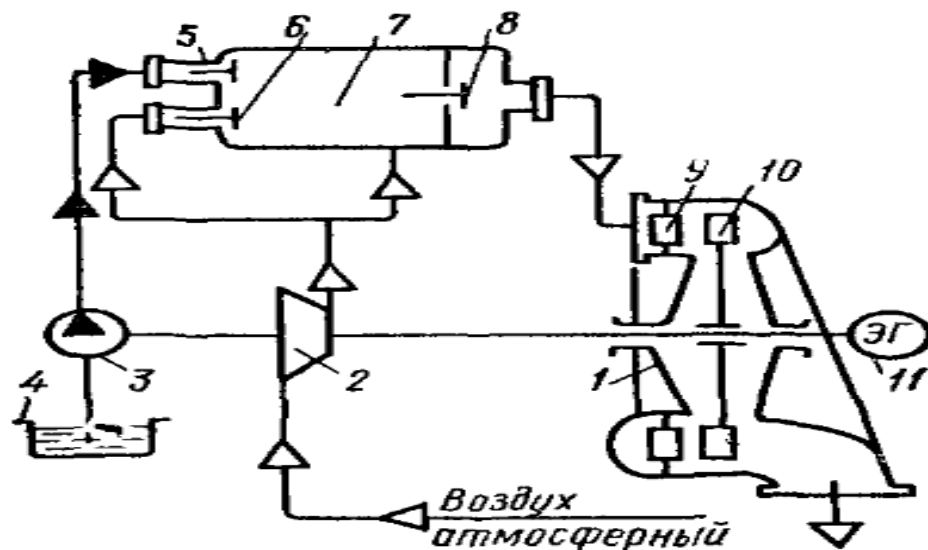
или

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\lambda^{\frac{k-1}{k}}}$$

где $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$ - степень сжатия

$\lambda = \frac{p_2}{p_1}$ - степень повышения давления

На рис 27, 28 представлена схема газотурбинной установки со сгорание топлива при *постоянном объеме*.



1 – турбина, 2 – компрессор, 3- топливный насос, 4 – топливный бак, 5 – клапан (форсунки), 6 – управляемый лапан, 7 – камера сгорания, 8 – сопловой клапан, 9 – сопло, 10 – лопатки турбины, 11 – электрогенератор.

Рисунок 27 – Газотурбинная установка со сгорание топлива при постоянном объеме

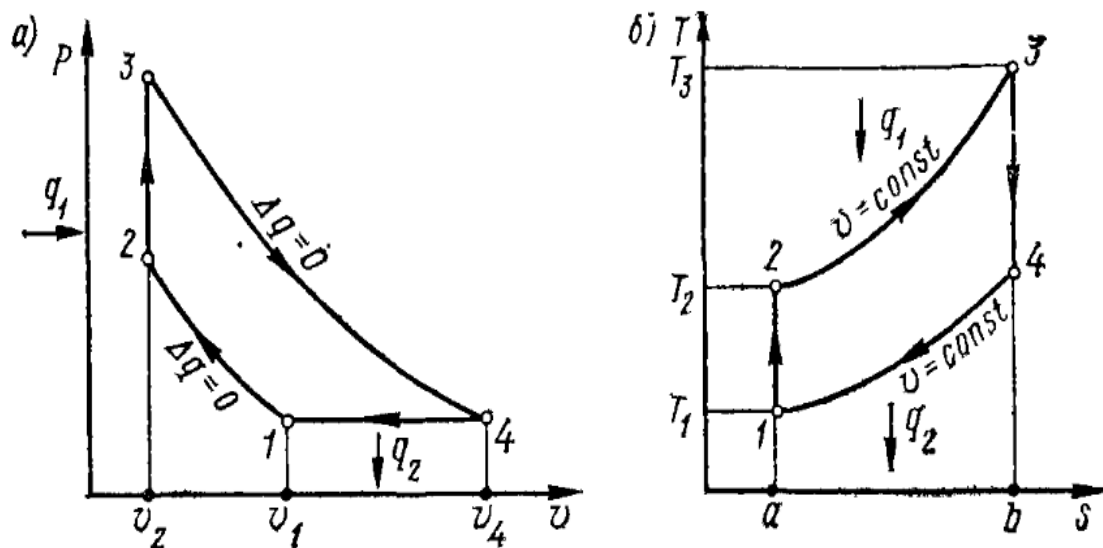


Рисунок 28 – Теоретический цикл газотурбинной установки со сгорание топлива при постоянном объеме: а) на $p-v$ диаграмме; б) на $T-s$ диаграмме

В компрессоре К происходит адиабатное сжатие воздуха линия 1-2 рис 28. Сжатый воздух попадает в камеру сгорания КС, куда одновременно топливным насосом ТН подается жидкое топливо. Сгорание происходит при постоянном объеме и закрытых клапанах. Воспламенение горючей смеси производится от электрической свечи ЭС. Продукты сгорания через выпускной клапан камеры, поступают в сопла С, где адиабатно расширяются линия 3-4 рис 28. Далее газы с большой скоростью поступают на рабочие лопатки Л турбины тем самым приводят во вращения ее ротор. Отработавшие газы через выпускной патрубок П выпускают в атмосферу. Цикл замыкается условным изобарным процессом линия 4-1 рис 28.

Термический к.п.д. цикла:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^k - 1} \times \frac{\lambda^{\frac{1}{k}} - 1}{\lambda - 1}$$

где

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2}$$

Та как уходящие из газовой турбины продукты сгорания имеют достаточно высокую температуру, то для повышения экономичности газотурбинного агрегата вводят понятие регенерация. Регенерация это предварительный подогрев сжатого в компрессоре воздуха за счет тепла уходящих газов. Термический к.п.д. цикла газовой турбины при наличии регенерации больше, чем термический к.п.д. турбины без регенерации.

Если все располагаемое тепло отработавших газов используется для подогрева воздуха, то такой цикл газовой турбины называют цикл с предварительной регенерацией.

Циклы газовой турбины с подводом тепла при постоянном давлении и регенерацией изображен на рис 29, а цикл турбины с подводом тепла при объеме давлении и регенерацией изображен на рис 30.

Регенерация – использование теплоты отходящих газообразных продуктов сгорания для подогрева поступающего топлива.

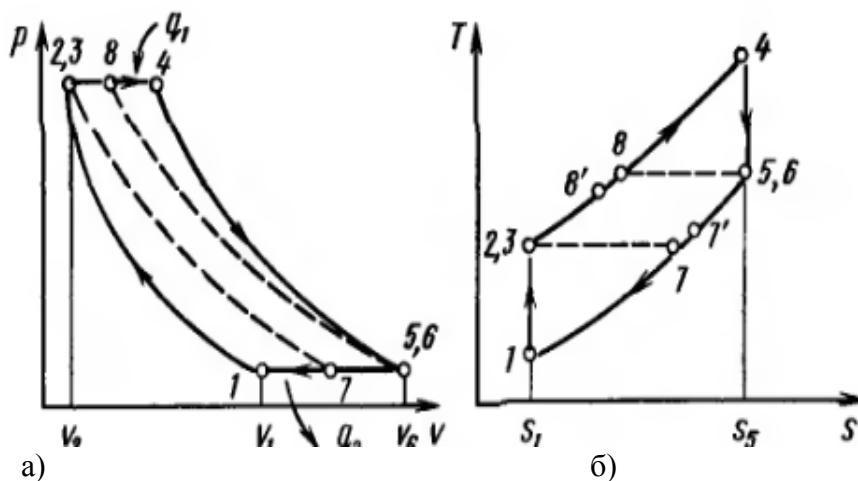


Рисунок 29 – Цикл газовой турбины с подводом тепла при постоянном давлении и регенерацией: а) на $p-v$ диаграмме; б) на $T-s$ диаграмме

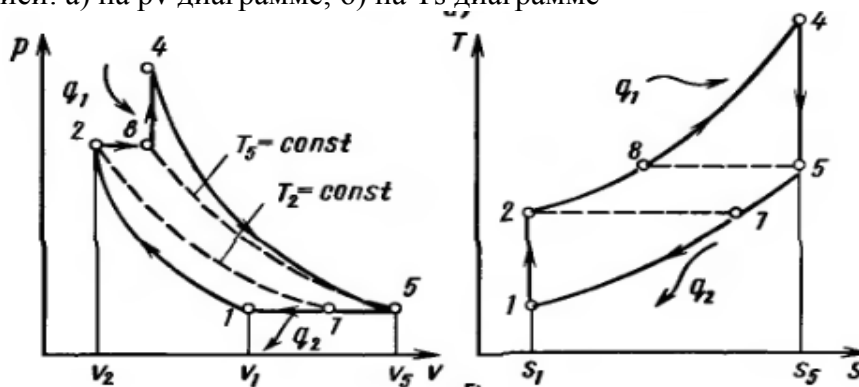


Рисунок 30 – Цикл газовой турбины с подводом тепла при объеме давлении и регенерацией: а) на $p-v$ диаграмме; б) на $T-s$ диаграмме

В обоих циклах линии 2-3 изображает изобарный подогрев сжатого воздуха в регенераторе, а линии 5-6 изобарное охлаждение продуктов сгорания в регенераторе.

Термический к.п.д. цикла турбины с подводом тепла при постоянном давлении и с предельной (полной) регенерацией и адиабатным сжатием:

$$\eta_t^{pe} = 1 - \frac{T_1}{T_5}$$

Термический к.п.д. цикла турбины с подводом тепла при постоянном давлении и с предельной (полной) регенерацией и адиабатным сжатием:

$$\eta_t = 1 - \frac{k \times T_1 \times (\lambda^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{T_5 (\lambda^{k-1} - 1)}$$

Поршневые компрессоры

На рисунке 31 изображены процессы протекающие в идеальном компрессоре. Линия 4-1 изображает процесс всасывания газа, кривая 1-2 процесс сжатия и линия 2-3 процесс нагнетания. Диаграмму 1-2-3-4 называют теоретической индикаторной диаграммой.

Теоретическая работа компрессора l_0 определяется площадью индикаторной диаграммой и зависит от процесса сжатия, рис. 32. Кривая 1-2 изображает процесс изотермического сжатия, кривая 1-2'' адиабатное сжатие и кривая 1-2' политропное сжатие.

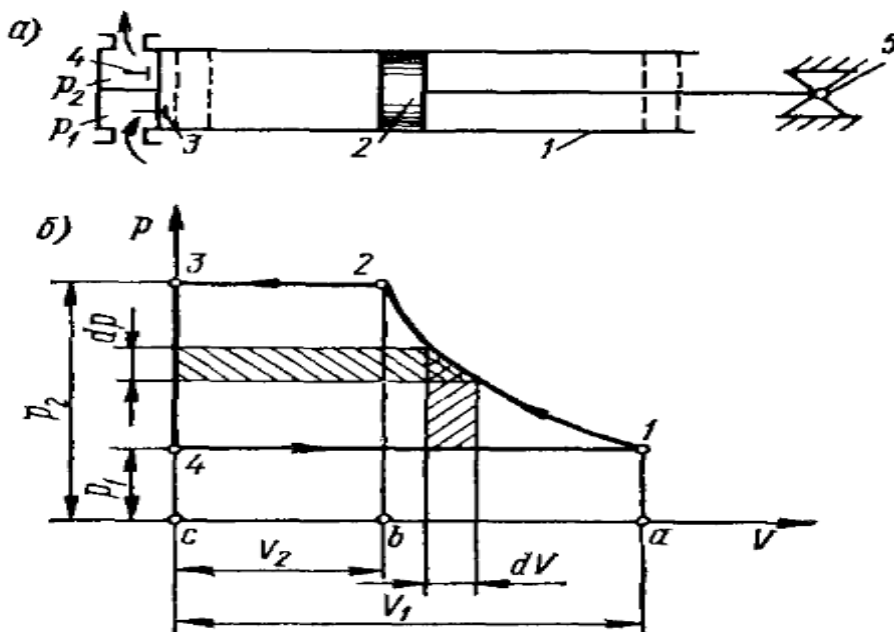


Рисунок 31 – Изображения процессов протекающих в идеальном компрессоре а) схема, б) индикаторная диаграмма

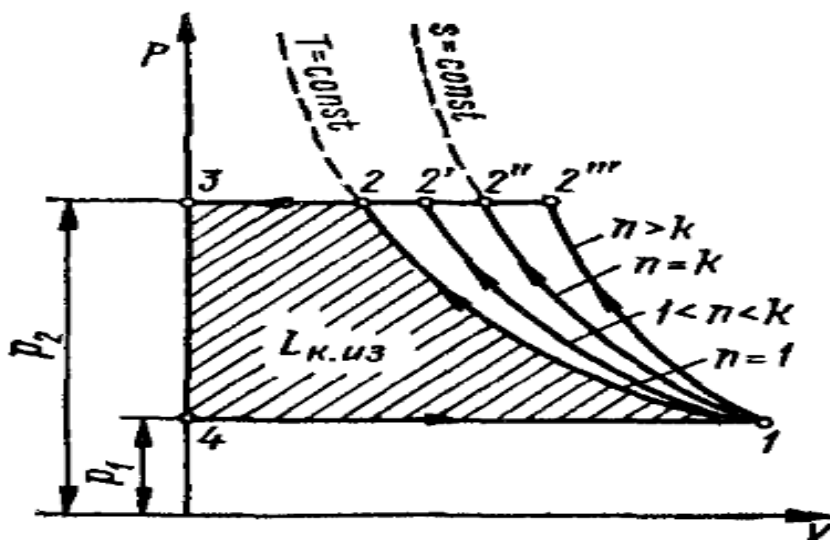


Рисунок 32 – Теоретическая индикаторная диаграмма

При изотермическом сжатии теоретическая работа компрессора равна работе изотермического сжатия:

$$l_0 = p_1 \times v_1 \times \ln \frac{p_2}{p_1} = R \times T \ln \frac{p_2}{p_1}$$

Если масса всасываемого воздуха М кг, а объем V_1 м³, то:

$$L_0 = p_1 \times v_1 \times \ln \frac{p_2}{p_1}$$

Работа, отнесенная к 1 м³ всасываемого воздуха:

$$l'_0 = p_1 \times \ln \frac{p_2}{p_1}$$

Работа для получения 1 м³ сжатого воздуха:

$$l''_0 = p_2 \times \ln \frac{p_2}{p_1}$$

Количества тепла, которое должно быть отведено при изотермическом сжатии: $q=l_0$ или $Q=L_0$.

При адиабатном сжатии теоретическая работа компрессора в k раз больше адиабатного сжатия:

$$l_0 = \frac{k}{k-1} \times p_1 \times v_1 \times \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Если масса всасываемого воздуха М кг, а объем V_1 м³, то:

$$L_0 = \frac{k}{k-1} \times p_1 \times V_1 \times \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Работа, отнесенная к 1 м³ всасываемого воздуха:

$$l'_0 = \frac{k}{k-1} \times p_1 \times \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Работа для получения 1 м³ сжатого воздуха:

$$l''_0 = \frac{k}{k-1} \times p_1 \times \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

Температура газа в конце сжатия можно определить из соотношения параметров адиабатного процесса.

Работа компрессора при адиабатном сжатии может быть также определена:

$$l_0 = i_2 - i_1$$

где i_1 и i_2 – соответственно начальное и конечное значения энтальпии воздуха.

При политропном сжатии теоретическая работа компрессора в n раз больше работы в политропном сжатии:

$$l_0 = \frac{n}{n-1} \times p_1 \times v_1 \times \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Если масса всасываемого воздуха М кг, а объем V_1 м³, то:

$$L_0 = \frac{n}{n-1} \times p_1 \times V_1 \times \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Работа, отнесенная к 1 м³ всасываемого воздуха:

$$l_0' = \frac{n}{n-1} \times p_1 \times \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Работа для получения 1 м³ сжатого воздуха:

$$l_0'' = \frac{n}{n-1} \times p_1 \times \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

Количество тепла, сообщаемого или отнимаемого о него:

$$q = c \times (t_2 - t_1) = c_v \times \frac{n-k}{n-1} \times (t_2 - t_1)$$

$$Q = M \times c \times (t_2 - t_1) = M \times c_v \times \frac{n-k}{n-1} \times (t_2 - t_1)$$

Все приведенные выше формулы для определения работы компрессора дают абсолютную величину работы.

Теоретическая мощность двигателя для привода компрессора определяется по формуле:

$$N = \frac{L_0}{3600 \times 1000}$$

$$N = \frac{V \times l_0'}{3600 \times 1000}$$

$$N = \frac{V \times l_0''}{3600 \times 1000}$$

В данном разделе в формулах значения p , v , l_0 , l_0' , l_0'' , L_0 даны соответственно в следующих единицах p_1 и p_2 в Н/м², v в м³/час, l_0 в Дж/час, l_0' , l_0'' в Дж/м³, и N в кВт.

Действительная индикаторная диаграмма отличается от теоретической главным образом вследствие наличия в действительном компрессоре вредного пространства, потерь давления во впускном и нагнетательном клапанах и теплообмена между газом и стенами цилиндра.

При наличии вредного пространства в индикаторную диаграмму вводится добавочный процесс линия 3-4, рисунок 33 – процесс расширения сжатого газа, оставшегося к концу нагнетания во вредном пространстве цилиндра.

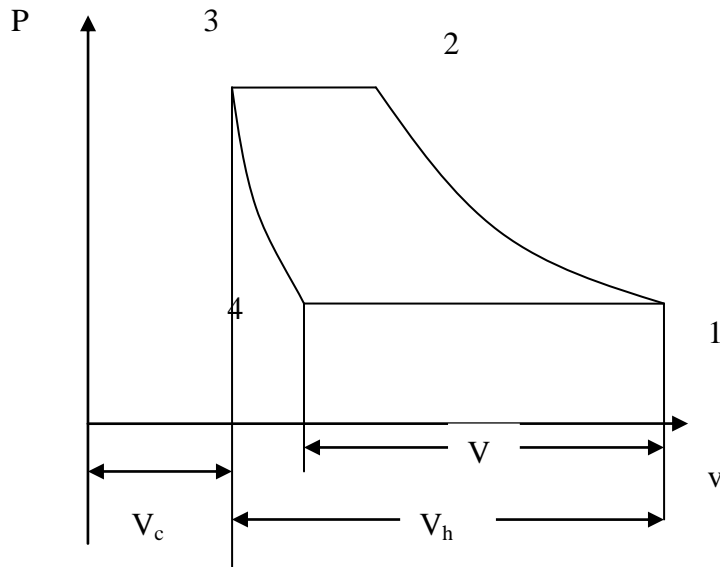


Рисунок 33 – Вредное пространство в индикаторной диаграмме

Отношение объема вредного пространства к объему, описываемому поршнем, т.е. величину называют относительной величиной вредного пространства:

$$a = \frac{V_c}{V_h}$$

Вследствие наличия вредного пространства производительность компрессора уменьшается.

Величину характеризующую степень полноты использования рабочего объема цилиндра, называют объемным к.п.д. компрессора:

$$\lambda_v = \frac{V_1 - V_4}{V_h}$$

Объемный к.п.д. компрессора также выражают через величину вредного пространства и отношения давления нагнетания и всасывания:

$$\lambda_v = 1 - a \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]$$

где n – показатель политропы расширения газа, оставшегося во вредном пространстве.

Теоретическая работа идеального компрессора является минимальной. Действительную работу реального компрессора определяют при помощи изотермического или адиабатного к.п.д. и механического к.п.д.:

$$\eta_{из} = \frac{l_{из}}{l_k}$$

$$\eta_{ad} = \frac{l_{ad}}{l_k}$$

где $l_{из}$, $l_{ад}$ – соответственно теоретическая работа компрессора при изотермическом и адиабатном сжатии,

l_k – действительная работа компрессора.

Эти коэффициенты характеризуют степень совершенства действительного процесса в сравнении с идеальным.

Механический к.п.д. учитывает механические потери в компрессоре. Произведение изотермического или адиабатного .п.д. на механический называют эффективным к.п.д. компрессора η_k .

Действительная мощность, потребляемая двигателем компрессора, для сжатия M кг/час газа определяется по формуле:

$$N = \frac{L_0}{3600 \times 1000 \times \eta_k}$$

С увеличением конечного давления объемный к.п.д. одноступенчатого компрессора уменьшается, в следствии уменьшается производительность компрессора.

В пределе, когда кривая сжатия пересекает линию, характеризующую объем вредного пространства, всасывания воздуха в цилиндр прекращается и, следовательно, объемный к.п.д. и производительность становятся равным нулю.

На рисунках 35, 36 показаны процессы сжатия в двух и трехступенчатом компрессоре. Линии 1-2, 3-4, и 5-6 изображают процесс адиабатного сжатия в каждом цилиндре компрессора, а линии 2-3 и 4-5 процессы изобарного охлаждения воздуха в специальных холодильниках.

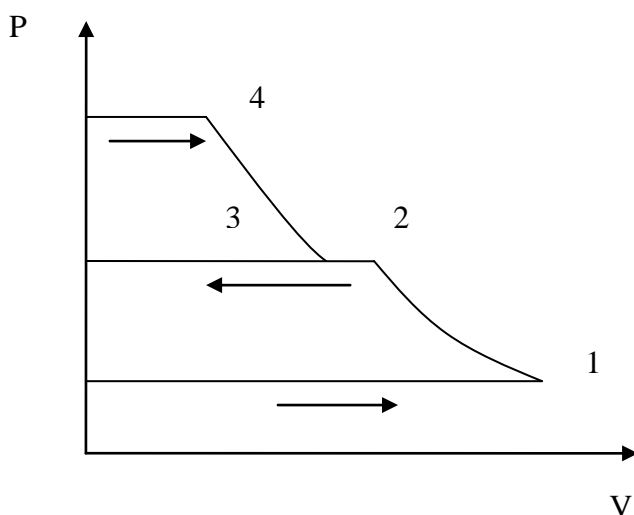


Рисунок 35- Двухступенчатый компрессор

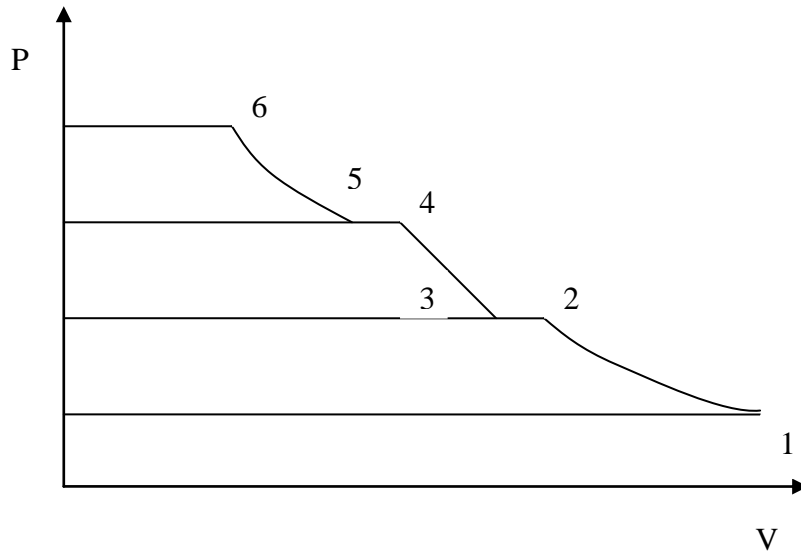


Рисунок 36- Трехступенчатый компрессор

Процесс сжатия воздуха или газа в многоцилиндровых или многоступенчатых компрессорах осуществляется последовательно во всех цилиндрах с охлаждением воздуха после сжатия в каждом цилиндре. Обычно при этом стремятся тому, чтобы воздух или газ после холодильника имел ту же температуру, с которой он поступил в предыдущую ступень. Таким образом, для трех ступенчатого компрессора:

$$t_1 = t_3 = t_5$$

Наиболее выгодным оказывается многоступенчатое сжатие в случае, если отношение давлений в каждом ступени принимается одинаковым для всех ступеней.

Для трехступенчатого компрессора:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_4}{p_3} = \frac{p_6}{p_5} = x$$

откуда:

$$x = \sqrt[3]{\frac{p_6}{p_1}}$$

т.е.

$$x = \sqrt[n]{\frac{p_K}{p_1}}$$

где x – отношение давлений в каждом ступени;

n – число ступеней компрессора;

p_K – давление воздуха, выходящего из последней ступени;

p_1 – давление воздуха, поступающего в первую ступень.

Распределение давлений по последней формуле приводит к тому, что температуры воздуха на выходе из каждой ступени равны между собой $t_2=t_4=t_6$, а также к равенству работ многоступенчатого компрессора достаточно определить работу одной ступени и увеличить ее в n раз.

Водяной пар

Все вещества в зависимости от физических условий находятся в твердом, газообразном или жидком состоянии. Переход из одного состояния в другой называется фазовым переходом. Фазовое превращение из жидкого состояния в газообразное называется парообразованием, из газообразного в жидкое конденсацией.

Водяной пар может быть получен двумя способами: испарением или кипением.

В процессе испарения парообразование происходит только на свободной поверхности жидкости. Это двусторонний процесс, в котором наряду с уходом части из жидкого происходит и частичное возвращение молекул обратно в жидкость. В случае, если процессы ухода и возвращения молекул взаимно компенсируются, то наступает состояние динамического равновесия, пар над поверхностью становится насыщенным. Процесс испарения происходит в любой температуре, причем температура жидкости уменьшается, так как с ее открытой поверхности уходят молекулы, обладающие энергией.

В процессе кипения пар образуется по всей массе жидкости. При нагревании жидкости понижается растворимость в ней газов, в результате чего на дне и на стенках сосуда, в котором находится вода, образуются пузырьки. В процессе нагревания внутри пузырьков начинается испарение жидкости, при определенной температуре давление насыщенного пара внутри пузырьков становится равным наружному давлению. В этот момент пузырьки отрываются, и жидкость начинает кипеть. Таким образом, если испарение происходит с поверхности жидкости при любой температуре, то кипение при одной, вполне определенной для данного давления температуре. Эта температура называется температурой кипения или температурой насыщения.

Смесь жидкости и пара при температуре кипения называется влажным насыщенным паром. Такое состояние может быть определено, если известна степень сухости. Степень сухости это массовая доля сухого насыщенного пара во влажном насыщенном паре. Пар который имеет температуру насыщения называется сухим насыщенным паром. Пар имеющий температуру выше температуры насыщения жидкости, из которой он получился, называется перегретым паром. Состояние перегретого пара характеризуется степенью перегрева, которая обозначается Δt и определяется разностью температур:

$$\Delta t = t - t_n$$

где t – температура перегретого пара

t_n – температура насыщения.

рв диаграмма для водяного пара, рисунок 37. Кривой I соответствует воды 0°C, кривой II – вода при температуре кипения (или температура насыщения) и кривой III сухой насыщенный пар.

Кривую II называют нижней пограничной кривой, кривую III верхней пограничной кривой, а точку и К разделяющую обе пограничные кривые, называют критической.

Кривые I II и III делят всю диаграмму на три части: область между кривыми I и II жидкость, область между II и III смесь кипящей жидкости и пара, т.е. влажный насыщенный пар, и область правее кривой III перегретый пар.

Критическая точка К характеризует критическое состояние, при котором исчезает различие в свойствах жидкости и пара. Критическая температура является наивысшей температурой жидкости и ее насыщенного пара. При температурах выше критической возможно существование только для перегретого пара.

Критические параметры водяного пара следующие: $t_{кр}=374,15^{\circ}\text{C}$; $p_{кр}=221,29$ бар; $v_{кр}=0,00326\text{м}^3/\text{кг}$.

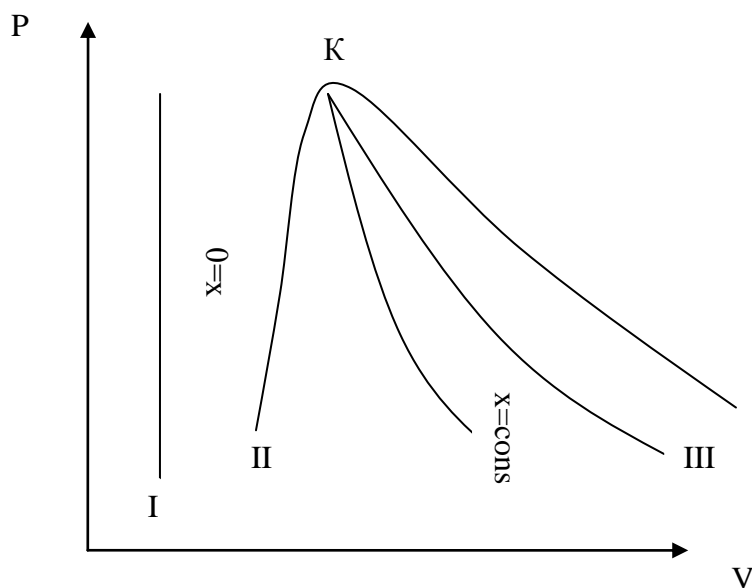


Рисунок 37 – Пограничные кривые жидкости и пара на $p-v$ диаграмме

Влажный насыщенный пар. Состояние влажного насыщенного пара определяется его давлением или температурой и степенью сухости x . Значение $x=0$ соответствует воде в состоянии кипения, $x=1$ сухому насыщенному пару. Температура влажного пара есть функция только давления и определяется по таблицам насыщенного водяного пара. Удельный объем влажного пара зависит от давления и от степени сухости и определяется из уравнения:

$$v_x = v_x'' + (1-x)v_x'$$

Из этой формулы получаем значение x :

$$x = \frac{v_x - v_x'}{v_x'' - v_x'}$$

Для давления до 30бар и $x \geq 0,8$ можно пренебречь последним членом равенства предпоследнего уравнения и получим:

$$v_x = v_x'' \times x$$

Плотность влажного пара :

$$\rho_x = \frac{1}{v_x} = \frac{1}{v_x'' \times x + (1-x)v_x'}$$

Или приближенно

$$\rho_x = \frac{1}{v'' \times x} = \frac{\rho''}{x}$$

Сухой насыщенный пар. Состояние сухого насыщенного пара определяется его давлением или температурой. Состояние сухого насыщенного пара неустойчиво, при отводе теплоты он начинает конденсироваться, при подводе теплоты перегревается.

Перегретый пар. Перегретый пар имеет более высокую температуру по сравнению с температурой сухого насыщенного пара того же давления. Следовательно, в отличие от насыщенного пара перегретый пар определенного давления может иметь различные температуры. Для характеристики состояния перегретого пара необходимо знать два его параметра.

Количество тепла, затраченного для подогрева жидкости от 0°C до температуры кипения при постоянном давлении, называют теплотой жидкости. Ее можно определить как разность энтальпий жидкости в состоянии кипения и жидкости при том же давлении и 0°C, т.е:

$$q_p = i_2 - i_1 = i' - i_0'$$

а так как i_0' при невысоких давлениях с достаточной для технических расчетов точностью можно считать равным нулю, то

$$q_p = i'$$

Значение внутренней энергии жидкости можно вычислить из общей зависимости:

$$i = u + pv$$

Тогда:

$$u' = i' - pv$$

а так как pv' мала, то при невысоких давлениях:

$$u' = i'$$

т.е. внутренняя энергия жидкости равна энтальпии жидкости. Значения i' следовательно u' определяют из таблицы насыщенного пара.

Количество тепла, необходимого для перевода 1кг кипящей жидкости в сухой насыщенный пар при постоянном давлении, называется теплотой парообразования и обозначается буквой r . Это количество теплоты расходуется на изменение внутренней энергии, связанное с преодолением сил сцепления d между молекулами жидкости, и на работу расширения ψ .

Величину d называют внутренней теплотой парообразования, а величину ψ внешней теплотой парообразования.

$$\psi = p(v'' - v')$$

$$r = d + \psi$$

Значения r приводятся в таблицах насыщенного пара.

Энтальпия сухого насыщенного пара i'' определяется по формуле:

$$i'' = i' + r$$

а изменение внутренней энергии при получении сухого насыщенного пара из 1 кг жидкости при 0°C определяется из выражения:

$$u'' = i'' + pv''$$

Для насыщенного пара имеет следующие соотношения:

$$i_x = i' + rx$$

$$u_x = i_x + pv_x$$

где i_x – энтальпия влажного насыщенного пара;

u_x – внутренняя энергия влажного насыщенного пара.

Количества тепла, необходимого для подогрева 1 кг сухого насыщенного пара в перегретый при постоянном давлении, называется теплотой перегрева:

$$q_n = \int_{t_H}^t c_p dt$$

где c_p – истинная массовая теплоемкость перегретого пара при постоянном давлении.

Теплота перегретого пара может быть определена:

$$q_n = i - i''$$

Энтропия пара. Энтропия водяного пара отсчитывается от условного нуля, в качестве которого принимают энтропию воды при 0,01°C при давлении насыщения, соответствующем этой температуре, т.е. при давлении 0,006108 бар (0,006228 ат).

Энтропия жидкости s определяется из выражения:

$$s' = c \times \ln \frac{T_H}{273}$$

где c – теплоемкость воды;

T_H – температура насыщения в К.

Значение теплоемкости для воды 4,19 кДж/(кг×град) или 1 ккал/(кг×град):

$$s' = \ln \frac{T_H}{273} \text{ ккал/(кг×град)}$$

$$s' = 4,19 \times \ln \frac{T_H}{273} \text{ кДж/(кг} \times \text{град)}$$

Если подогрев жидкости производится не до температуры кипения, а до произвольной температуры T , то под T_H в формулах для энтропии сухого насыщенного пара s'' получаем:

$$s'' = s' + \frac{r}{T_H}$$

где r – теплота парообразования.

Энтропия влажного насыщенного пара:

$$s_x = s' + \frac{r}{T_H} \times x$$

или

$$s_x = s' + (s'' - s') \times x$$

где x – степень сухости пара.

Значения энтропии s' и s'' приведены в таблицах насыщенного пара. Значения r/T_H можно получить из тех же таблиц как разность $s'' - s'$.

Энтропия перегретого пара, значения приводятся в таблицах перегретого пара:

$$s = s'' + \int_{T_H}^T c_p \frac{dt}{T}$$

При определении состояния пара заданных параметров необходимо исходить из следующего:

- для перегретого пара и сухого насыщенного пара одинакового давления:

$$v > v'' \text{ и } p < p_H$$

- при одной и той же температуре перегретого и сухого насыщенного пара:

$$v > v'' \text{ и } p < p_H$$

при помощи таблиц водяного пара и этих соотношений легко определить состояние пара.

Энтропийные диаграммы водяного пара

Ts диаграмма. Возьмем 1кг воды при 0°C, на диаграмме такое состояние будет обозначаться точкой 1, лежащей а оси температур, рисунок 38. энтропия жидкости, имеющей температуру 0°C и давление насыщения, соответствующей этой температуре, принимается равным нулю. По мере подвода теплоты к воде температура ее увеличивается, энтропия увеличивается до состояния насыщенной жидкости. На

диаграмме точка 2 характеризует насыщенную жидкость ($x=0$) при давлении $p=\text{const}$. В точке 2 кривая ломается, и при дальнейшем подводе теплоты температура жидкости будет оставаться постоянной, пока продолжается процесс кипения. Процесс получения сухого насыщенного пара из насыщенной жидкости на диаграмме изображается отрезком 2-3, причем на этом участке изобара совпадает с изотермой. В точке 3 ($x=1$) пар находится в состоянии сухого насыщенного; при дальнейшем подводе теплоты температура его увеличивается, энтропия увеличивается, и пар становится перегретым (точка 4). Таким образом кривая 1-2-3-4 представляет собой на Ts диаграмме процесс получения перегретого пара при постоянном давлении из воды при 0°C .

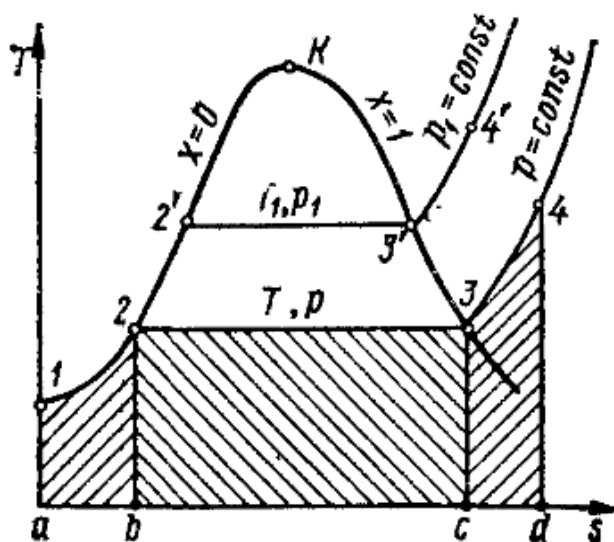


Рисунок 38 – Пограничные кривые жидкости пара в Ts диаграмме

Если подобный процесс рассмотреть при более высоком давлении p_1 , то изобара, соответствующая этому давлению, пройдет выше изобары p , точка 2' будет располагаться выше точки 2, потому что с увеличением давления увеличится и температура насыщения, соответственно 3' будет располагаться выше точки 3.

В процессе при еще более высоких давлениях, характеризующий процесс, будут располагаться аналогично, и если эти точки соединить плавными кривыми, получим пограничные кривые, которые соединяются в критической точке К и делят диаграмму на следующие области: левее пограничной кривой $x=0$ область ненасыщенной жидкости, правее пограничной кривой $x=1$ область перегретого пара.

В области влажного насыщенного пара на диаграмме наносятся линии, характеризующие постоянные степени сухости ($x=\text{const}$), наносятся линии постоянных удельных объемов – изохоры, которые располагаются круче изобары.

Площади под процессом 1-2 равна количеству теплоты, которое необходимо подвести к 1кг воды при 0°C , чтобы получить насыщенную жидкость. Площадь под процессом 2-3 равна теплоте, которую необходимо подвести к 1кг насыщенной жидкости, что превратить ее в сухой насыщенный пар. Площадь под процессом 3-4 равна количеству теплоты, которую необходимо подвести к 1кг сухого насыщенного пара, чтобы превратить ее в перегретый при теплоте перегрева и постоянном давлении. Площадь под процессом 1-2-3 равна полной теплоте сухого насыщенного пара, в площадь под всем процессом парообразования 1-2-3-4 полной теплоте перегретого пара.

is диаграмма. По оси абсцисс откладывается энтропия. По оси ординат энтальпия. На основе табличных данных наносят пограничные кривые, которые вместе с критической точкой К делят диаграмму на три части: левее пограничной кривой $x=0$ область ненасыщенной жидкости, между пограничными кривыми область влажного насыщенного пара $1 > x > 0$, правее пограничной кривой $x=1$ область перегретого пара. В области

влажного насыщенного пара наносят линии постоянной степени сухости $x=\text{const}$. Изобары в этой области совпадают с изотермами. В области перегретого пара изобары и изотермы наносятся как на рисунке 39. а диаграмму наносят линии изохоры, которые располагаются круче изобары.

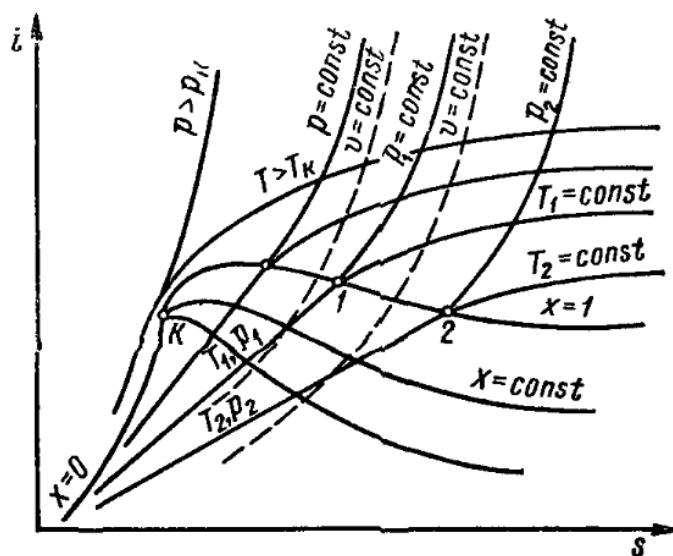


Рисунок 39 - is диаграмма водяного пара

Состояние сухого насыщенного пара на is диаграмме определяется точкой пересечения изобары с пограничной кривой $x=1$, влажного насыщенного пара – точкой пересечения изобары с линией известной постоянной степени сухости $x=\text{const}$, перегретого пара – точкой пересечения изобары с изотермой.

Процессы изменения состояния водяного пара. В термодинамических процессах для водяного пара, так же как для идеального газа, необходимо определить неизвестные параметры в начале и в конце процесса, изменение его внутренней энергии, работу и теплоту процесса. Для определения пользуются аналитическими или диаграммами, причем графический способ распространен.

Для аналитического определения необходимых параметров и величин следует пользоваться следующими соотношениями:

1. Изохорный процесс. Если в начальном состоянии пар перегрет, а в конечном влажный, то $\text{м}^3/\text{г}$:

$$v_1 = v_2 = v_2'' x_2 + (1 - x_2) v_2'$$

Так как последний член весьма мал и им можно пренебречь, то

$$x_2 = \frac{v_1}{v_2''}$$

Если в начальном и конечном состояниях пар влажный насыщенный, то

$$v_1'' x_1 + (1 - x_1) v_1' = v_2'' x_2 + (1 - x_2) v_2'$$

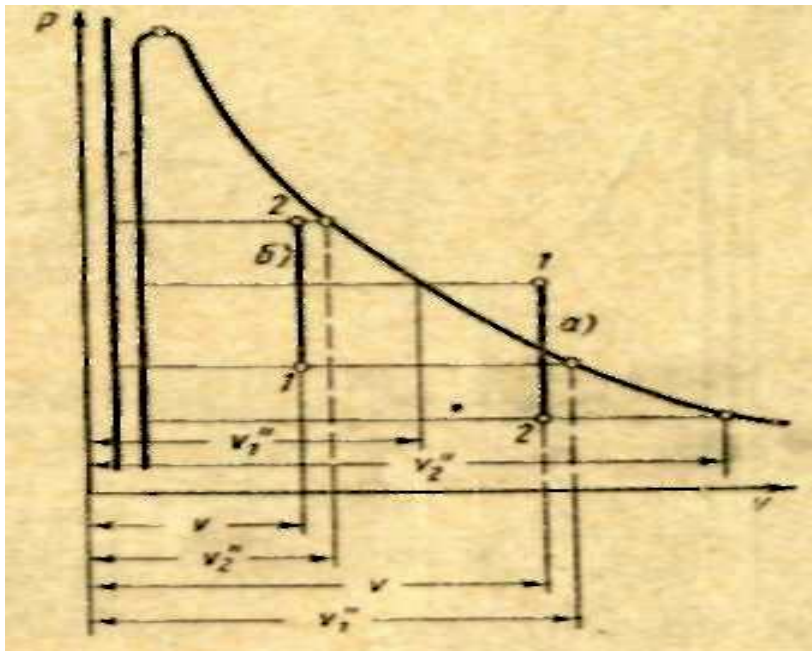


Рисунок 40 – Изохорный процесс на i_s диаграмме

Если в обоих частях пренебречь вторыми членами, то

$$\frac{x_2}{x_1} = \frac{v_1''}{v_2''}$$

Так как при постоянном объеме работа пара равна нулю, то все сообщаемое или отнимаемое пару тепло расходуется на увеличение или уменьшение его внутренней энергии и, следовательно:

$$q_v = u_2 - u_1$$

2. Изобарный процесс. Если пар в начальном состоянии влажный насыщенный, а в конечном перегретый, то $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$v_1 = v'' x_1 + (1 - x_1) v'$$

Если пар в начальном и конечном состояниях влажный, то пренебрегаем последним слагаемым:

$$\frac{x_1}{x_2} = \frac{v_1}{v_2}$$

Количества тепла, участвующего в изобарном процессе, определяется:

$$q_p = i_2 - i_1$$



Рисунок 41 – Изобарный процесс на $p-v$ диаграмме

Работа в этом процессе:

$$l = p(v_2 - v_1)$$

3. Изотермический процесс. В области влажного пара изотермический процесс одновременно является изобарным, поэтому для него справедливо уравнение $\frac{x_1}{x_2} = \frac{v_1}{v_2}$.

Количества тепла в изотермическом процессе легко определить из $T-s$ диаграммы:

$$q = T(s_2 - s_1)$$

Работа пара в изотермическом процессе находится из уравнения первого закона:

$$q = \Delta u + l$$

$$l = q - \Delta u = T(s_2 - s_1) - (u_2 - u_1)$$

4. Адиабатный процесс. С достаточной точностью можно принять для водяного пара зависимость:

$$pv^k = \text{const}$$

Однако величина k в этом уравнении не является отношением теплоемкостей, а лишь опытно подобранным коэффициентом. Для сухого насыщенного пара: $k = 1,135$, для перегретого пара $k = 1,3$

Для влажного пара:

$$k = 1,035 + 0,1x$$

где x – степень сухости.

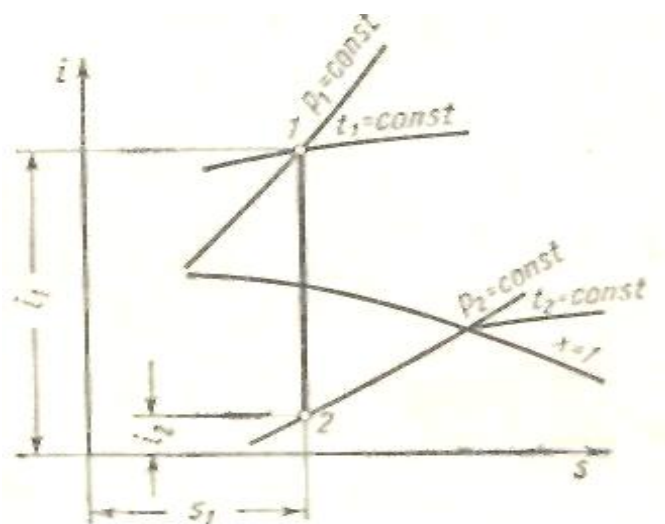


Рисунок 42 – Адиабатный процесс на $i-s$ диаграмме

Для аналитического вычисления степени сухости пара в конечном состоянии пользуются уравнением:

$$s_1 = s_2 = s_2' + \frac{r_2 x_2}{T_{H2}}$$

отсюда

$$x_2 = \frac{s_1 - s_2'}{r_2} = \frac{s_1 - s_2'}{s_2'' - s_2'}$$

Работа при адиабатном расширении:

$$l = u_1 - u_2$$

Степень сухости пара в конце адиабатного расширения определяется при помощи $i-s$ диаграммы. Если в начальном состоянии пар сухой насыщенный, то точка, характеризующая его состояние, легко находится в пересечении соответствующей изобары p_1 и верхней пограничной кривой, рисунок 42. Если в начальном состоянии пар влажный, то его состояние изображается точкой, находящейся в пересечении соответствующей изобары p_1 и кривой заданной сухости пара. Если пар перегретый, то точка 1, характеризующая его состояние, находится в пересечении изобары p_1 и изотермы t_1 . Так как для обратимого процесса адиабаты на $i-s$ диаграмме изображаются прямой, параллельной оси ординат, то конечное состояние пара определяется графически по точке пересечения этой адиабаты с заданной конечной изобарой точка 2. Степень сухости пара определяется по значению кривой равной сухости, проходящей через точку 2. Энтальпия и энтропия пара как в начальном так и в конечном определяется по соответствующим значениям оси ординат и оси абсцисс.

Температура пара в конечном состоянии находится легко. Если это состояние изображается точкой, находящейся в области перегретого пара, то температура его отсчитывается по значению изотермы, проходящей через эту точку. Если же в конечном состоянии пар влажный, то нужно от точки, характеризующей его состояние, подняться

по соответствующей изобаре до верхней пограничной кривой. Температура этой точки, отсчитывается по соответствующей изотерме, является температурой насыщенного пара конечного давления.

Циклы паросиловых установок

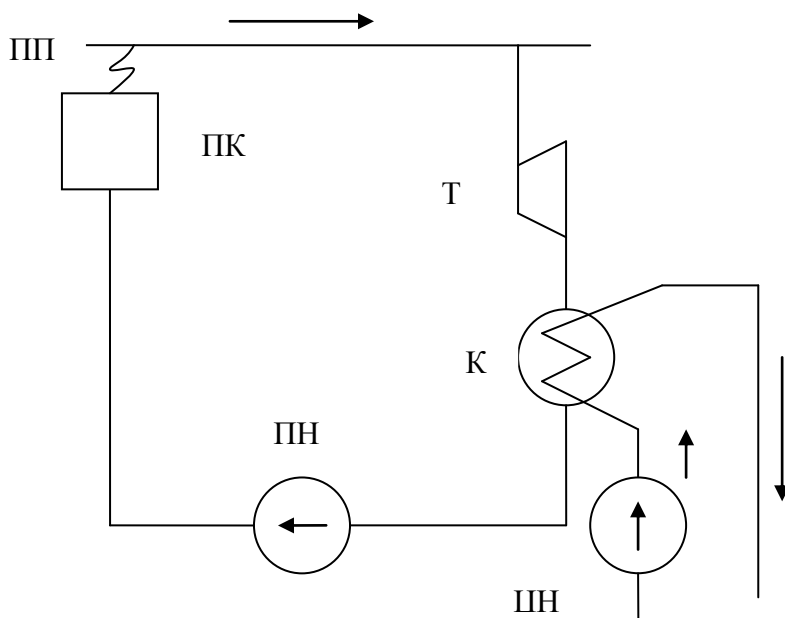


Рисунок 43 – Условная схема паросиловой установки

На рисунке 43 приведена условная схема паросиловой установки. Пар из парового котла ПК поступает в пароперегреватель ПП, откуда он направляется в турбину Т и далее в конденсатор К. в конденсаторе с помощью охлаждающей воды, подаваемой циркуляционным насосом ЦН. От пара отводится тепло, и он конденсируется. Образовавшийся конденсат питательным насосом ПН подается в котел, и цикл повторяется вновь.

На рисунке 44 дан теоретический цикл Ренкина в $p-v$ диаграмме.

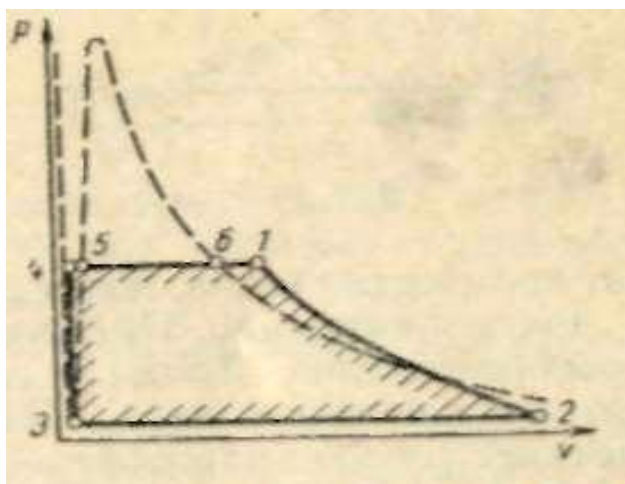
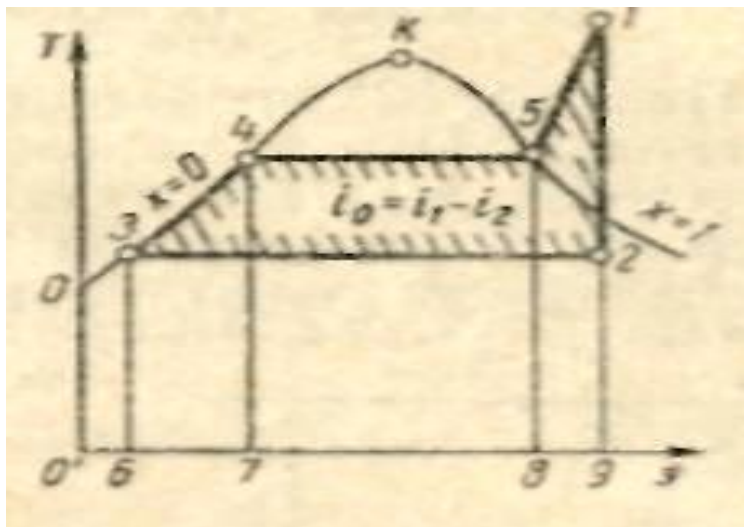


Рисунок 44 – Теоретический цикл Ренкина в $p-v$ диаграмме

Точка 3 характеризует состояние воды по выходе из конденсатора, линия 3-4 процесс повышения давления в питательном насосе, 4-5 подогрев воды в паровом котле, точка 5 состояние воды при температуре насыщения, 5-6 парообразование в котле, 6-1 перегрев пара в пароперегревателе. Точка 1 характеризует состояние пара, поступающего

Этот же цикл в Ts диаграмме показан на рисунке 45. Кривая 3-4 изображает нагревание воды в паровом котле. Точка 4 температуры кипящей воды при давлении p_1 в котле. Площадь лежащая под кривой 3-4, измеряет количество тепла, подведенного к воде при нагреве до точки кипения. Прямая 4-5 изображает процесс парообразования.



Точка 5 соответствует состоянию сухого насыщенного пара. Площадь 4-5-8-7-4 соответствует теплоте парообразования q . Кривая 5-1 изображает процесс перегрева пара в пароперегревателе, а точка 2 состояние перегретого пара после пароперегревателя. Площадь 5-1-9-8-5, лежащая под кривой 5-1, соответствует теплоте перегрева, площадь 0-4-5-1-9-0-0 энтальпии i_1 перегретого пара в точке 1. энтальпия воды i_2 , поступающей в котел, изображается площадью 0-3-6-0-0. таким образом, для получения 1кг пара в котел затрачивается $i_1 - i_2$ единиц тепла, площадь 3-4-5-1-9-6-3.

Таким образом, количества тепла, подведенного к 1г пара в этом цикле, равно $i_1 - i_2$.

$$l_0 = i_1 - i_2$$

Термический кпд цикла Ренкина есть отношение полезно использованного тепла ко всему затраченному:

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2}$$

где i_1 и i_2 – начальное и конечное значение энтальпии пара в адиабатном процессе расширения его в турбине;

i_2' – энтальпия кипящей жидкости (конденсата) при давлении p_2 .

Величины найденные в предыдущих диаграммах можно определить и по i_s диаграмме. Для перегретого пара начальное давление находится в пересечении изобары p_1 и изотермы t_1 (рисунок 46): для влажного в пересечении изобары p_1 и линии сухости x_1 ; для сухого насыщенного пара в пересечении изобары p_1 и верхней пограничной кривой. Проектируя точку 1, изображающую начальное состояние пара, на ось ординат, находим энтальпию пара i_1 , а проводя из нее адиабату расширения до конечной изобары, получаем точку 2, характеризующую состояние отработавшего пара. По этой точке находим энтальпию пара в конечном состоянии i_2 . отрезок 1-2 в определенном масштабе дает значение величины i_1-i_2 .

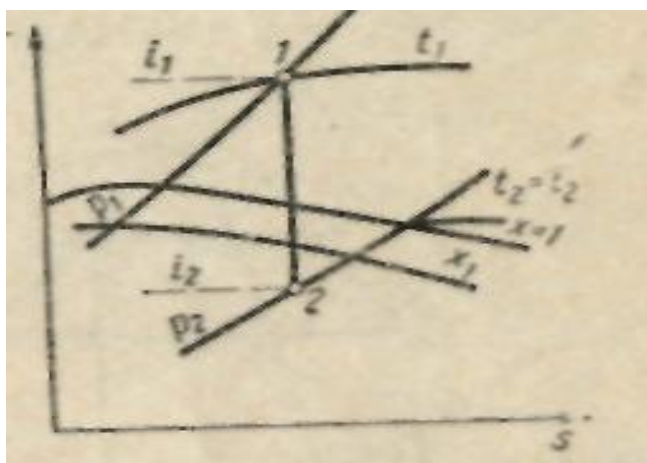


Рисунок 46 – Теоретический цикл Ренкина в i_s диаграмме

Энтальпию конденсата находим по температуре t_n , соответствующей данному давлению p_2 . для этого по изобаре p_2 надо подняться до верхней пограничной кривой.

Циклы Ренкина для сухого насыщенного и влажного насыщенного пара в Ts диаграмме представлены на рисунках 47, 48.

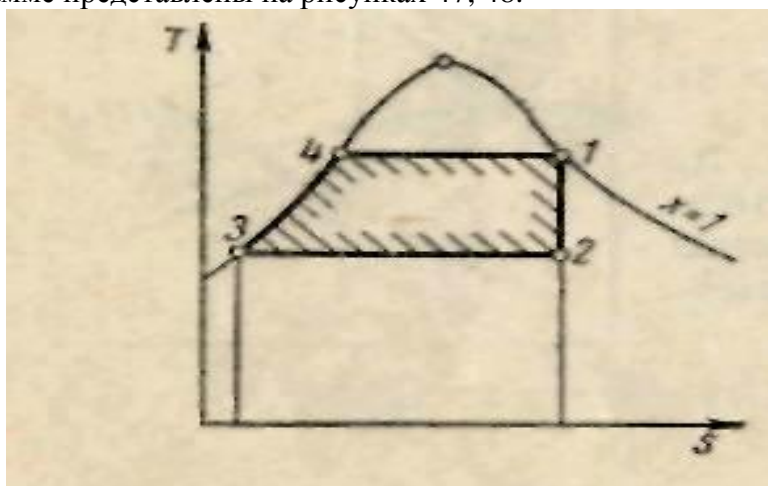


Рисунок 47 – Цикл Ренкина для сухого насыщенного пара в Ts диаграмме

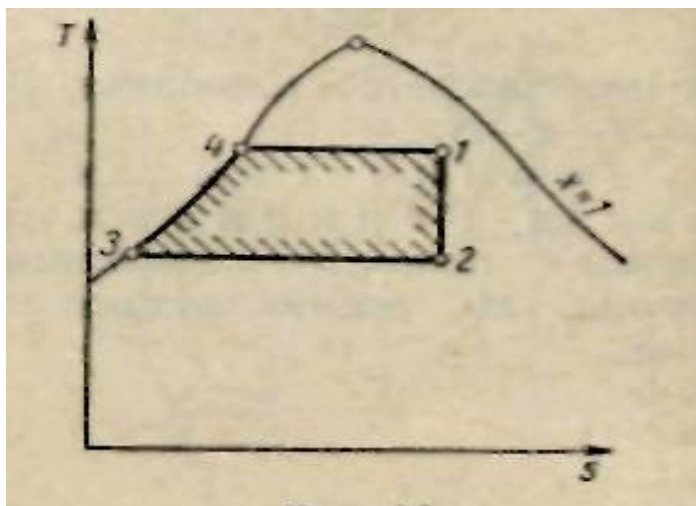


Рисунок 48 – Цикл Ренкина для влажного насыщенного пара в Ts диаграмме

Подробное исследование термического КПД цикла Ренкина при изменении параметров начального и конечного состояния рабочего тела приводит к выводу, что термический КПД этого цикла повышается с увеличением начального давления и начальной температуры и с уменьшением давления p_2 в конденсаторе.

Удельный расход пара и тепла при осуществлении идеального цикла Ренкина определяется, если i в кДж/кг, кг/(кВт×час):

$$d_0 = \frac{3600}{i_1 - i_2} = \frac{3600}{h_0}$$

если i в ккал/кг, кг/(кВт×час):

$$d_0 = \frac{860}{i_1 - i_2} = \frac{860}{h_0}$$

Величину $h_0 = i_1 - i_2$ называют располагаемым теплоперепадом.

Так как на 1 кг пара в цикле Ренкина расходуется тепла $i_1 - i_2$, то удельный расход тепла на 1 кВт×час:

$$q = d_0 (i_1 - i_2'), \text{ кДж/(кВт×час) или кВт/(кВт×час).}$$

Эти формулы определяют термический КПД и удельный расход пара и тепла в идеальном цикле паросиловой установки. Действительный цикл сопровождается неизбежными потерями, в следствие чего удельные расходы пара и тепла увеличиваются. Так, в паровой турбине процесс расширения пара сопровождается потерями, связанные с трением.

Работа трения превращенная в тепло, повышающую энтальпию пара в конечном состоянии. Поэтому в действительном процессе, протекающим необратимо, а следовательно, с увеличением энтропии, кривая процесса отклоняется вправо рисунок 49. конечное состояние пара изображается уже не точкой 2, лежащей а пересечении адиабаты 1-2 и изобары p_2 , а точкой, на той же изобаре, но расположенной правее.

Внутренняя работа, произведенная турбиной не может быть полностью использована, часть ее расходуется на механические потери в трущихся частях двигателя. Поэтому работа, полученная на валу турбины, или эффективная работа l_e , меньше внутренней работы l_i .

Отношение:

$$\frac{l_e}{l_i} = \eta_m$$

есть механический КПД турбины.

Так как преобразование механической энергии в электрическую связано с потерями в генераторе, то вводят еще понятие КПД генератора:

$$\eta_g = \frac{l_{\text{э}}}{l_e}$$

где $l_{\text{э}}$ – работа 1 кг пара, превращенная в электрическую энергию.

Для оценки экономичности паросиловой установки в целом необходимо еще знать КПД котельной установки $\eta_{\text{к.у.}}$, представляющей собой отношение полезно использованного тепла топлива к теплоте сгорания топлива, а также КПД паропровода $\eta_{\text{п}}$, учитывающие потери, обусловленные теплообменом пара с окружающей средой.

Таким образом, экономический КПД электростанции:

$$\eta_{\text{ст}} = \eta_{\text{к.у.}} \times \eta_{\text{п}} \times \eta_t \times \eta_{\text{oi}} \times \eta_m \times \eta_g$$

Цикл со вторичным перегревом.

Повышение начального давления пара с целью увеличения термического КПД цикла Ренкина приводит к увеличению влажности пара на выходе его из двигателя. Так как это обстоятельство сопряжено с вредными последствиями для работы паровых турбин, то для снижения влажности пара в конце расширения иногда применяют так называемый вторичный или промежуточный перегрев пара.

Цикл с вторичным перегревом пара в диаграмме $i-s$ показан на рисунке 50. Прямая 1-3 показывает адиабатное расширение пара до некоторого давления p_1 в первом цилиндре двигателя, линия 3-4 вторичный (или промежуточный) перегрев пара при давлении p_1 и прямая 4-2 адиабатное расширение пара во втором цилиндре двигателя до конечного давления p_2 в конденсаторе.

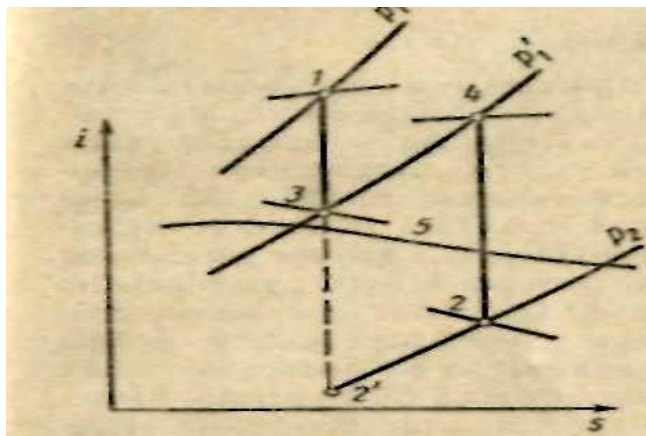


Рисунок 50 – Цикл с вторичным перегревом пара в диаграмме $i-s$

Термический к. п. д. такого цикла определяется из выражения:

$$\eta_t = \frac{(i_1 - i_3) + (i_4 - i_2)}{(i_1 - i_2) + (i_4 - i_3)}$$

Изображение цикла с вторичным перегревом в диаграмме Ts дано на рисунке 51. Линия 5-6-7-1 изображает процесс получения перегретого пара, 1-3- процесс адиабатного расширения пара в первом цилиндре, 4-2 процесс адиабатного расширения пара во втором цилиндре, 3-4 процесс вторичного перегрева пара.

Вторичный перегрев пара увеличивает термический к. п. д. основного цикла в том случае, если давление, при котором производится вторичный перегрев, выбрано так, что термический к. п. д. дополнительного цикла 3-4-2'-2 больше термического к. п. д. основного цикла.

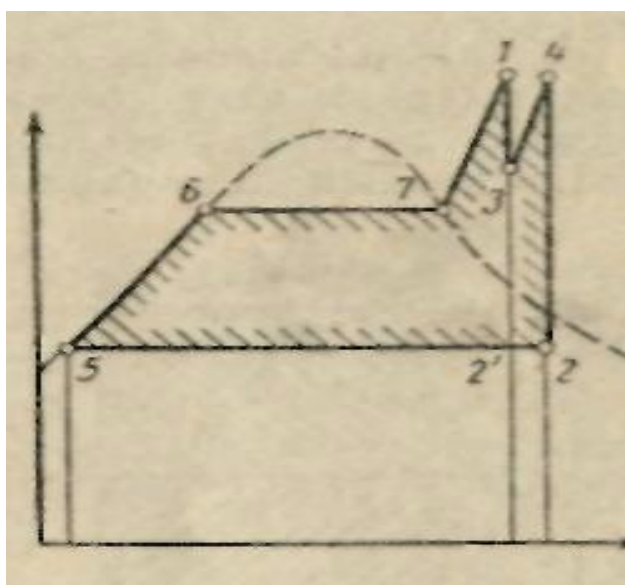


Рисунок 51 – Цикл с вторичным перегревом в диаграмме Ts

Теплофикационный цикл.

В конденсационных установках, которые вырабатывают только механическую или электрическую энергию, весь отработавший пар конденсируется охлаждающей циркуляционной водой. Последняя обычно нагревается до 15-30°C и уносит с собой огромное количество тепла, которое не может быть использовано вследствие низкой температурой давления. Эти потери с охлаждающей водой составляют в конденсационных установках до 60% тепла, выделяющегося при сгорании топлива.

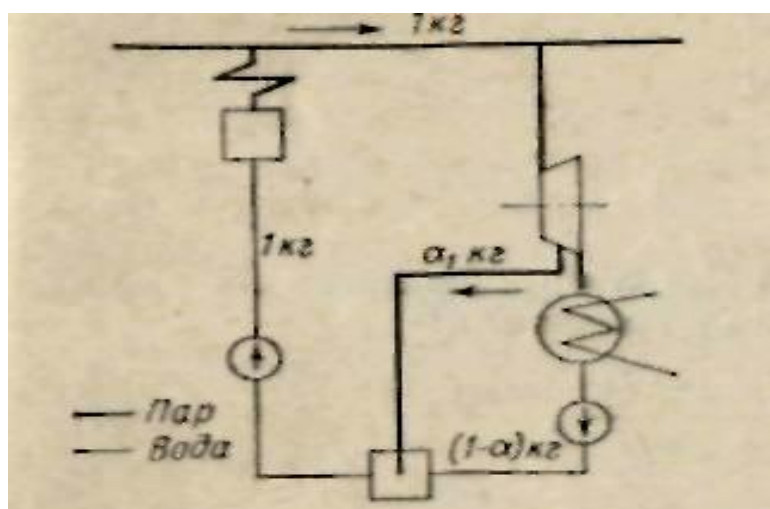
Стремление к использованию тепла, уносимого циркуляционной водой, привело к повышению ее температуры за счет повышения давления отработавшего пара и использовать ее для отопления зданий, технологических процессов, сушки и т.п.

Таким образом, осуществляется комбинированная выработка электрической и тепловой энергии. Такие установки называются теплофикационными или теплоэлектроцентралями ТЭЦ.

Повышение противодавления (конечного давления) приводит к уменьшению выработки механической или электрической энергии, но общее использование тепла при этом значительно повышается.

Регенеративный цикл..

Эффективным способом повышения кпд паросиловых установок служит регенерация.



На рисунке 52 показана схема установки с регенеративным подогревом питательной воды. Эта схема отличается от условной схемы паросиловой установки рисунок 43, тем, что не весь пар, поступающей в турбину, расширяется до конечного давления, а часть его отбирается при некотором промежуточном давлении и направляется в подогреватель, куда одновременно поступает конденсат.

Рисунок 52 – Условная схема установки с регенеративным подогревом питательной воды

При решении задач, связанных с регенеративным циклом, удобно пользоваться диаграммой $i-s$. Пересечение адиабаты расширения 1-2 рисунок 53 с изобарой отбора $p_{отб}$ дает точку, характеризующую состояние пара в отборе.

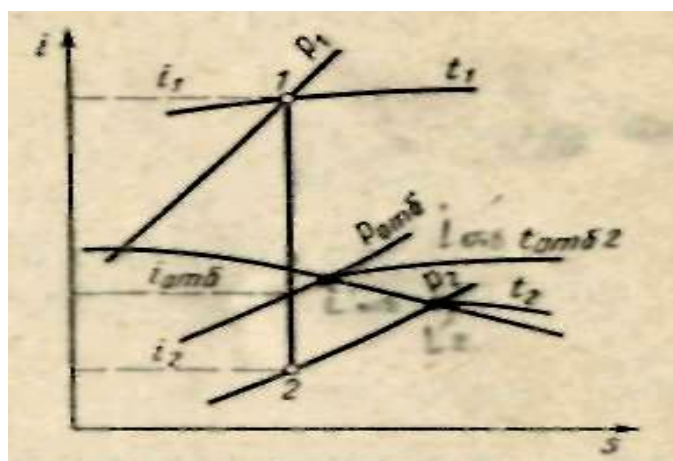


Рисунок 53 – Схема установки с регенеративным подогревом питательной воды на $i-s$ диаграмме

Все тепловые расчеты, связаны с регенерацией. Принято относить на 1 кг пара, поступающего в турбину. Из схемы, приведенной на рисунке 51, видно, что отбор пара составляет α кг/кг пара. Таким образом, от каждого килограмма пара, поступающего в двигатель, $(1-\alpha)$ г пара расширяется в двигателе до конечного давления, а α кг пара расширяется только до давления отбора.

Количество отобранного пара α определяется из уравнения баланса тепла для подогревателя:

$$\alpha = \frac{i'_{отб} - i'_2}{i_{отб} - i'_2}$$

где $i'_{отб}$ – энтальпия конденсата при давлении отбора;

$i_{отб}$ – энтальпия пара отбираемого из турбины;

i_2 – энтальпия конденсата при конечном давлении.

Полезная работа 1 кг пара в регенеративном цикле:

$$l_{op} = (1 - \alpha) \times (i_1 - i_2) + \alpha(i_1 - i_{отб})$$

или после простых преобразований:

$$l_{op} = (i_1 - i_2) - \alpha(i_{отб} - i_2)$$

Количества тепла, затраченного на 1 кг пара, составляет: $i_1 - i'_{отб}$.

Термический КПД регенеративного цикла равен отношению полезно использованного тепла ко всему затраченному:

$$\eta_{ip} = \frac{q_1 - q_2}{q} = \frac{l_{op}}{i_1 - i_{отб}} = \frac{i_1 - i_2 - \alpha(i_{отб} - i_2)}{i_1 - i_{отб}}$$

На рисунке 54 приведена схема установки с двумя отборами пара и смешивающими подогревателями, а на рисунке 55 дано условное изображение процесса расширения пара в турбине в i_s диаграмме. Значения α_1 и α_2 определяют из уравнения баланса тепла для первого и второго подогревателя:

$$\alpha_1 = \frac{i'_{отб1} - i'_{отб2}}{i_{отб1} - i'_{отб2}}$$

$$\alpha_1 = \frac{(1 - \alpha)(i'_{отб2} - i'_2)}{i_{отб2} - i'_2}$$

где $i_{отб1}$ – энтальпия пара в первом отборе;

$i'_{отб2}$ – энтальпия пара во втором отборе;

$i'_{отб1}$ – энтальпия конденсата при давлении пара первого отбора;

$i_{отб2}$ – энтальпия конденсата при давлении пара второго отбора;

i'_2 – энтальпия конденсата при конечном давлении.

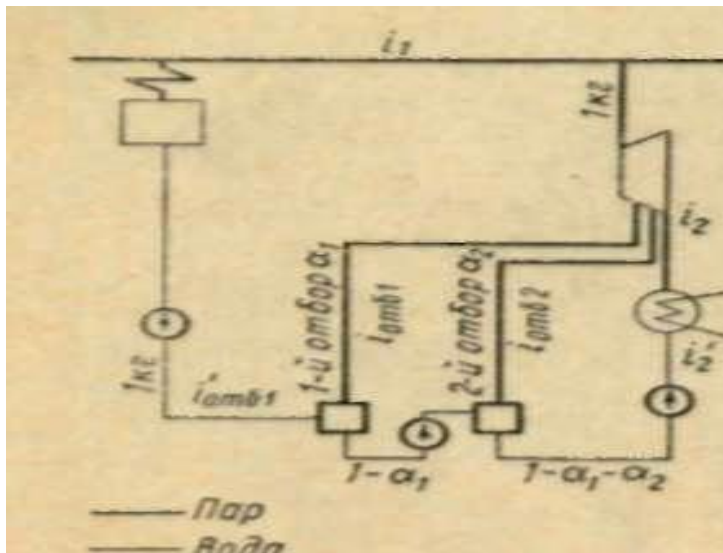


Рисунок 54 – Схема установки с двумя отборами пара со смешивающими подогревателями

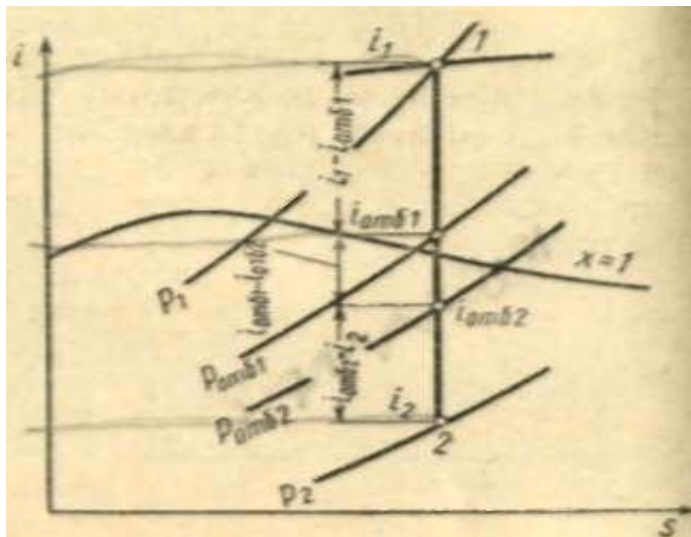


Рисунок 55 – Условное изображение процесса расширения пара в турбине в $i-s$ диаграмме

Полезная работа 1кг пара, составляет $i_1 - i'_{отб1}$

Термический КПД регенеративного цикла с двумя отборами:

$$\eta_{ip} = \frac{q_1 - q_2}{q} = \frac{l_{op}}{i_1 - i'_{отб1}} = \frac{i_1 - i_2 - \alpha_1(i_{отб1} - i_2) - \alpha_2(i_{отб2} - i_2)}{i_1 - i'_{отб1}}$$

Удельный расход пара в регенеративном цикле, кг/(кВт×час):
- если значения i в кДж/кг

$$\eta_{ip} = \frac{3600}{i_1 - i_2 - \alpha_1(i_{отб1} - i_2) - \alpha_2(i_{отб2} - i_2)}$$

- если значения i в ккал/кг

$$\eta_{ip} = \frac{860}{i_1 - i_2 - \alpha_1(i_{омб1} - i_2) - \alpha_2(i_{омб2} - i_2)}$$

Циклы холодильных установок

Холодильные установки служат для искусственного охлаждения тел ниже температуры окружающей среды. Рабочее тело в холодильных машинах совершает обратный круговой процесс, в котором в противоположность прямому циклу затрачивается работа извне и отнимается тепло от охлаждаемого тела.

Идеальным циклом холодильных машин является обратный цикл Карно рисунок 56. В результате осуществления этого цикла затрачивается работа l_0 и тепло q_0 от холодного тела переносится к более нагретому телу.

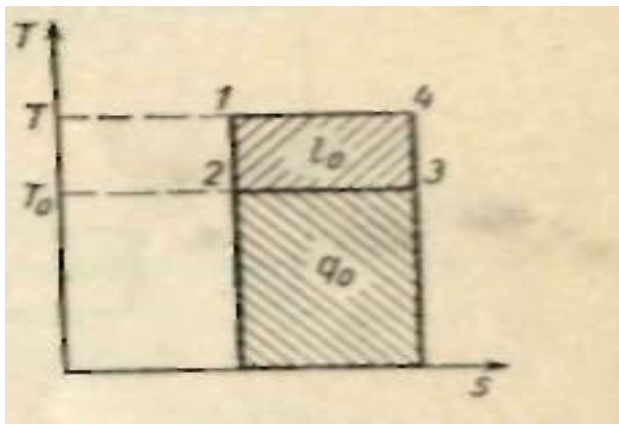


Рисунок 56 – Идеальный цикл холодильных машин или обратный цикл Карно

Отношение отведенного от охлаждаемого тела тепла q (произведенного холода) к затраченной работе $q - q_0$ носит название «холодильного коэффициента» и является характеристикой экономичности холодильной машины:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{q - q_0} = \frac{q_0}{l_0}$$

Очевидно, максимальное значение холодильного коэффициента при заданном температурном интервале равно холодильному коэффициенту обратного цикла Карно, т. е.

$$\varepsilon_K = \frac{T}{T - T_0}$$

Отношение $\varepsilon/\varepsilon_K$ характеризует степень термодинамического совершенства применяемого цикла.

В качестве холодильных агентов применяют воздух и жидкости с низкими температурами кипения: аммиак, углекислоту, сернистый ангидрид и в последнее время фреоны (галоидные производные насыщенных углеводородов).

Циклы воздушной холодильной установки.

На рисунке 57 дана схема воздушной холодильной установки: охлаждаемое помещение 1 или холодильная камера, в которой по трубам циркулирует охлажденный воздух; компрессор 2, всасывающий этот воздух и сжимающий его; охладитель 3, в котором охлаждается сжатый в компрессоре воздух; расширительный цилиндр 4, в котором воздух расширяется, совершая при этом работу и понижая свою температуру. Из расширительного цилиндра холодный воздух направляют в холодильную камеру, где он, отнимая тепло от охлаждаемых тел, нагревается и вновь поступает в компрессор. В дальнейшем этот цикл повторяется.

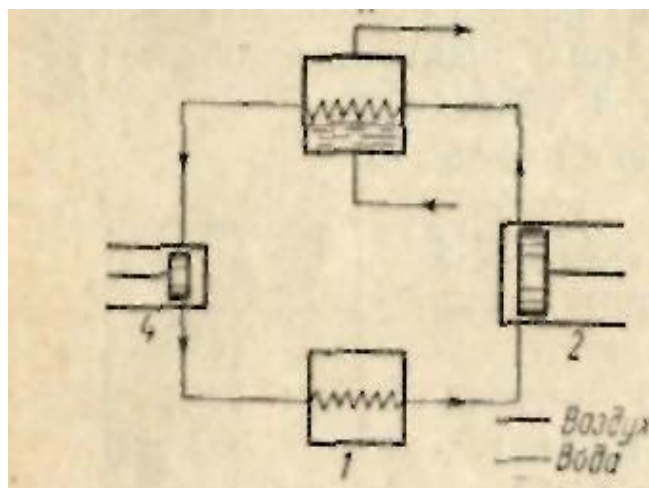


Рисунок 57 – Схема воздушной холодильной установки

На рис. 58 дан теоретический цикл воздушной холодильной установки в диаграмме $p-v$. Точка 1 характеризует состояние воздуха, поступающего в компрессор; линия 1-2 процесс адиабатного сжатия в компрессоре; точка 2 состояние воздуха, поступающего в охладитель; точка 3 состояние воздуха, поступающего в расширительный цилиндр; линия 3-4 адиабатный процесс расширения; точка 4 состояние воздуха, поступающего в холодильную камеру (охлаждаемое помещение), и линия 4-1 процесс нагревания воздуха в этой камере.

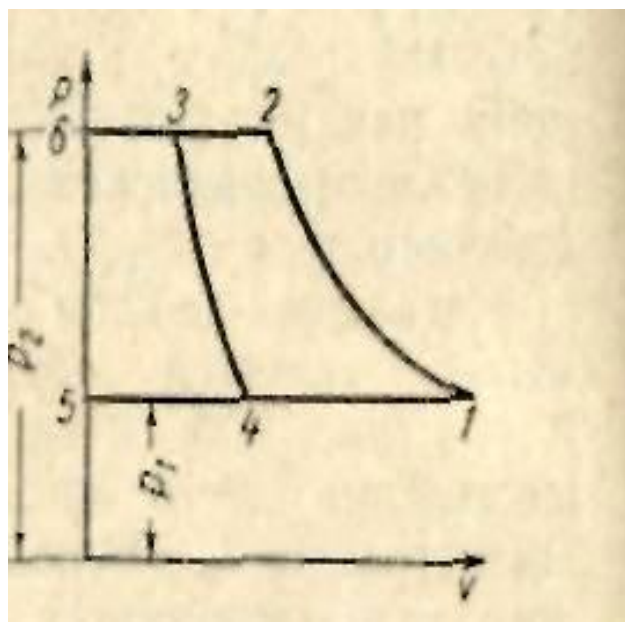


Рисунок 58 – Теоретический цикл воздушной холодильной установки в диаграмме $p-v$

Площадь 1-2-6-5-1 измеряет работу, затраченную компрессорами на сжатие, а площадь 3-6-5-4-3 представляет собой работу, полученную в расширительном цилиндре. Следовательно, затрата работы в теоретическом цикле воздушной холодильной установки измеряется площадью 1-2-3-4, а количество тепла, отнятого от охлаждаемых тел, равно количеству тепла, воспринятого воздухом в процессе 4-1. Этот же цикл в диаграмме T_s изображен на рисунке 59. Площадь, лежащая под кривой 4-1, соответствует количеству тепла q_0 отведенного от охлаждаемых тел; площадь, лежащая под кривой 1-2, соответствует количеству тепла, переданного охлаждающей воде в охладителе, а площадь 1-2-3-4 работе, затраченной в цикле.

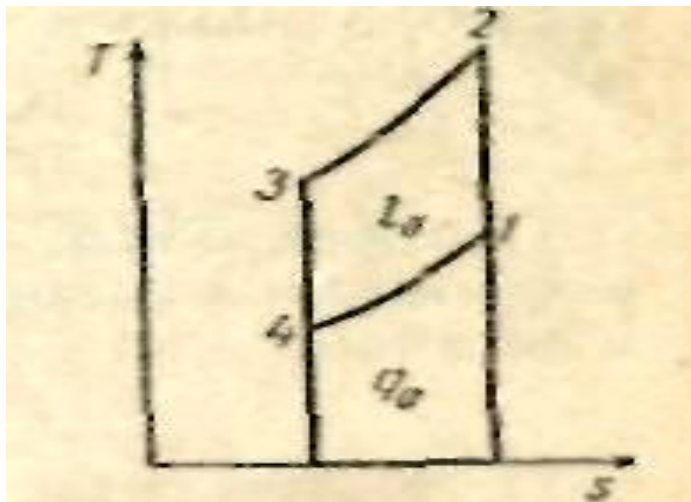


Рисунок 59 – Теоретический цикл воздушной холодильной установки в диаграмме T_s

Холодопроизводительность 1 кг воздуха q_0 определяется из уравнения:

$$q_0 = i_1 - i_4 = c_{pm}(T_1 - T_4)$$

где T_1 – температура воздуха, выходящего из холодильной камеры и поступающего в компрессор;

T_4 – температура воздуха, входящего в холодильную камеру;

c_{pm} – средняя массовая теплоемкость воздуха при постоянном давлении.

Работа, затраченная компрессором:

$$l_K = i_2 - i_1 = c_{pm}(T_2 - T_1)$$

где T_2 — температура воздуха после его сжатия в компрессоре.

Работа, полученная в расширительном цилиндре:

$$l_{p.ц.} = i_3 - i_4 = c_{pm}(T_3 - T_4)$$

где T_3 — температура воздуха перед расширительным цилиндром.

Работа, затраченная в цикле, определяется по уравнению:

$$l_0 = l_K - l_{p.ц.}$$

Расход холодильного агента:

$$M = \frac{Q_0}{q_0}$$

где Q_0 q_0 – соответственно холодопроизводительность установки и холодопроизводительность 1 кг воздуха в кДж/сек и кДж/кг или в ккал/сек и ккал/кг.

Холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{q - q_0} = \frac{q_0}{l_0} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_4}{T_3 - T_4}$$

Холодильный коэффициент можно выразить также в функции отношения конечного и начального давления в компрессоре:

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{k}{k-1}} - 1}$$

Теоретическая мощность, необходимая для привода компрессора, кВт:
если l_0 выражено в кДж/г

$$N_{теор} = M \times l_0$$

Основным недостатком воздуха как холодильного агента является его малая теплоемкость, а следовательно, и малое количество тепла, отнимаемого от охлаждаемого тела одним килограммом агента. Вследствие этого, а также других причин воздушные холодильные установки в настоящее время не имеют широкого распространения.

Цикл паровой компрессорной холодильной.

Схема паровой компрессорной холодильной установки дана на рисунке 60. Насыщенный пар аммиака (или другого рабочего тела) при температуре, близкой к температуре охлаждаемого помещения 1, всасывается компрессором 2 и адиабатно сжимается. Из компрессора аммиачный пар поступает в конденсатор 3, где при постоянном давлении он конденсируется вследствие отнятия у него тепла охлаждающей водой.

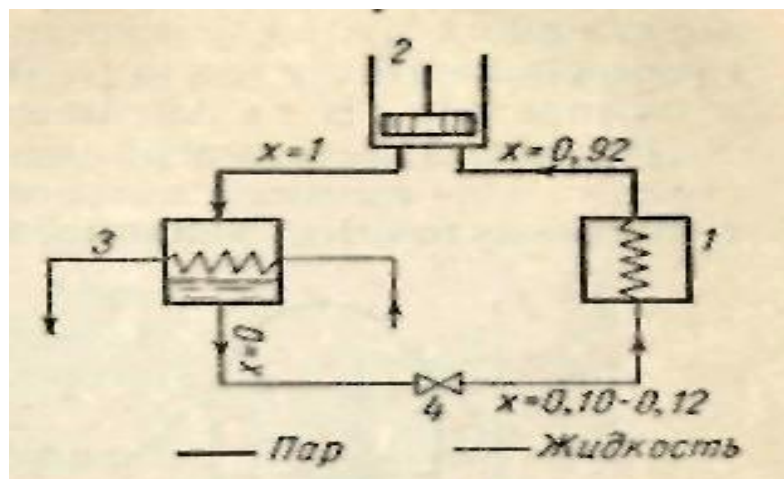


Рисунок 60 – Схема паровой компрессорной холодильной установки

Полученный жидкий аммиак поступает в редукционный вентиль 4, в котором происходит его дросселирование, сопровождаемое падением давления и температуры. При этом аммиак частично испаряется. Полученный весьма влажный насыщенный пар (степеней сухости x обычно находят в пределах 0,01-0,15) с низкой температурой и является хладоносителем. Его направляют в трубы охлаждаемого помещения, где за счет тепла отбираемого от охлаждаемых тел, степень сухости его увеличивается, и он снова направляется в компрессор. В дальнейшем этот цикл повторяется.

На практике применяют паровые компрессорные установки с промежуточным теплоносителем. В качестве такого теплоносителя применяют рассолы, т. е. растворы в воде различных солей, главным образом поваренной соли NaCl , хлористого кальция CaCl_2 и хлористого магния MgCl_2 , не замерзающие при низких температурах. В этом случае в схему установки, изображенной на рисунке 60, вводится дополнительно испаритель 5, в который направляется влажный аммиачный пар после редукционного вентиля (рисунок 61). В испарителе аммиак испаряется, отнимая тепло от рассола. Охлажденный рассол при

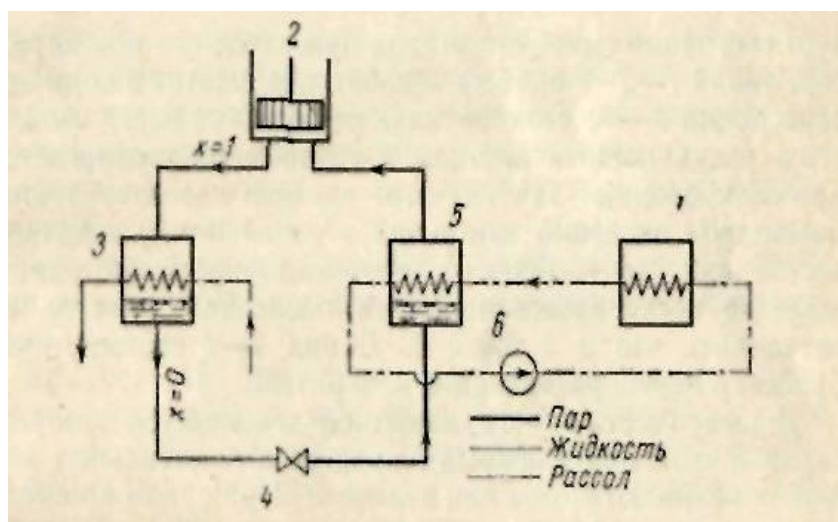


Рисунок 61 – Схема паровой компрессорной холодильной установки с испарителем

помощи насоса 6 направляется в охлаждаемое помещение 1, в котором он нагревается вследствие отнятия тепла от тел, подлежащих охлаждению, и возвращается в испаритель, где он снова отдает тепло аммиачному пару, поступающему в компрессор. В дальнейшем этот цикл повторяется.

На рисунке 62 в диаграмме Ts дан цикл изменения состояния 1кг аммиака в паровой компрессорной установке с промежуточным теплоносителем. Точка 1 характеризует состояние аммиачного пара при входе его в компрессор, линия 1-2 процесс адиабатного сжатия в компрессоре, точка 3 состояние жидкого аммиака перед входом его в редукционный вентиль, в котором он подвергается дросселированию. Так как этот процесс характеризуется равенством значений энтальпий в начальном и конечном состояниях, то в точке 4, соответствующей состоянию аммиака после дросселирования, последний имеет ту же энтальпию, что и в точке 3. Линия 4-1 соответствует процессу парообразования в испарителе.

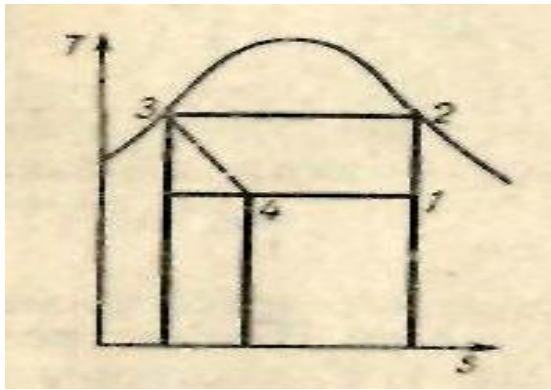


Рисунок 62 – Схема паровой компрессорной холодильной установки в диаграмме Ts (для цикла изменения состояния 1 кг аммиака)

В зависимости от того, какой пар всасывается компрессором (сухой или влажный), процесс в холодильных машинах называют сухим или влажным. При сухом процессе в испарителе получается сухой насыщенный пар. Чтобы обеспечить поступление в компрессор сухого пара, холодильную установку снабжают отделителем жидкости, или сепаратором, через который жидкость возвращается в испаритель. Схема такой установки дана на рисунке 63.

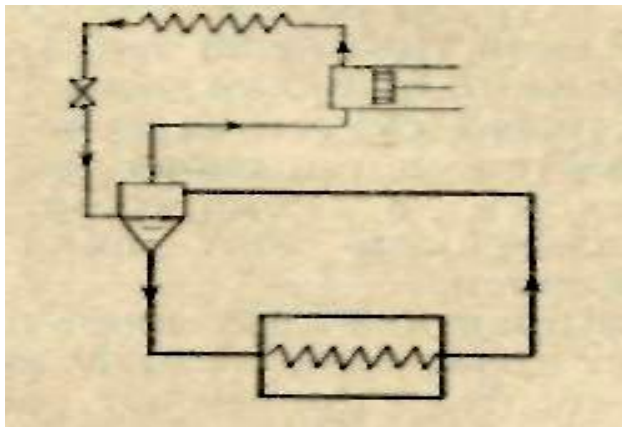


Рисунок 63 – Схема паровой компрессорной холодильной установки с сепаратором

Затрата работы в компрессоре при адиабатном сжатии определяется по формуле:

$$l_K = i_2 - i_1$$

Холодопроизводительность 1 кг холодильного агента равна:

$$q_0 = i_1 - i_4 = r(x_1 - x_4)$$

где r – теплота парообразования;

x_1 и x_4 – соответственно степень сухости пара после испарителя и после редукционного вентиля.

Тепловая нагрузка компрессора определяется по формуле:

$$q = q_0 + l_0 = i_2 - i_3$$

Количество холодильного агента и теоретическая мощность, подводимая к компрессору, определяются также как для цикла воздушной холодильной установки.

Из цикла паровой компрессорной установки, изображенной на рисунке 62, видно, что замена расширительного цилиндра редукционным вентилем обуславливает некоторую потерю холодопроизводительности, которая может быть частично уменьшена путем переохлаждения жидкости ниже температуры конденсации. Это видно на рисунке 64, где изображен цикл паровой компрессорной холодильной установки с переохлаждением конденсата до температуры t_5 , лежащей ниже температуры конденсации t_4 .

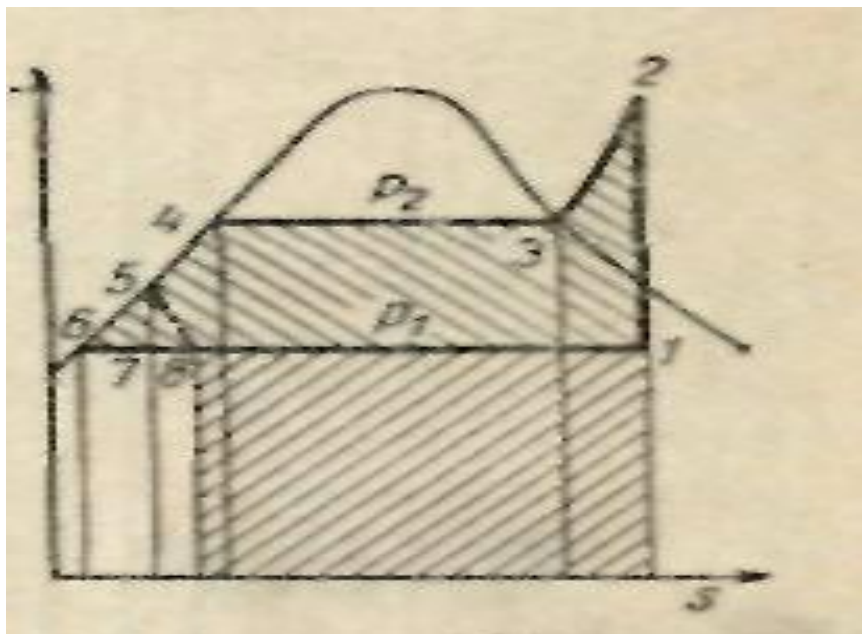


Рисунок 64 – Цикл паровой компрессорной холодильной установки с переохлаждением конденсата

При решении задач, связанных с холодильными процессами, весьма удобно пользоваться энтропийными диаграммами.

Весьма удобной является также диаграмма $i-p$ (рисунок 65). На ней по оси абсцисс отложены энтальпии, а по оси ординат - давления. Для лучшего использования площади диаграммы давления нанесены в логарифмической шкале ($i - \lg p$). На диаграмме нанесены также пограничные кривые, кривые равной сухости пара, изотермы, изохоры и кривые постоянной энтропии.

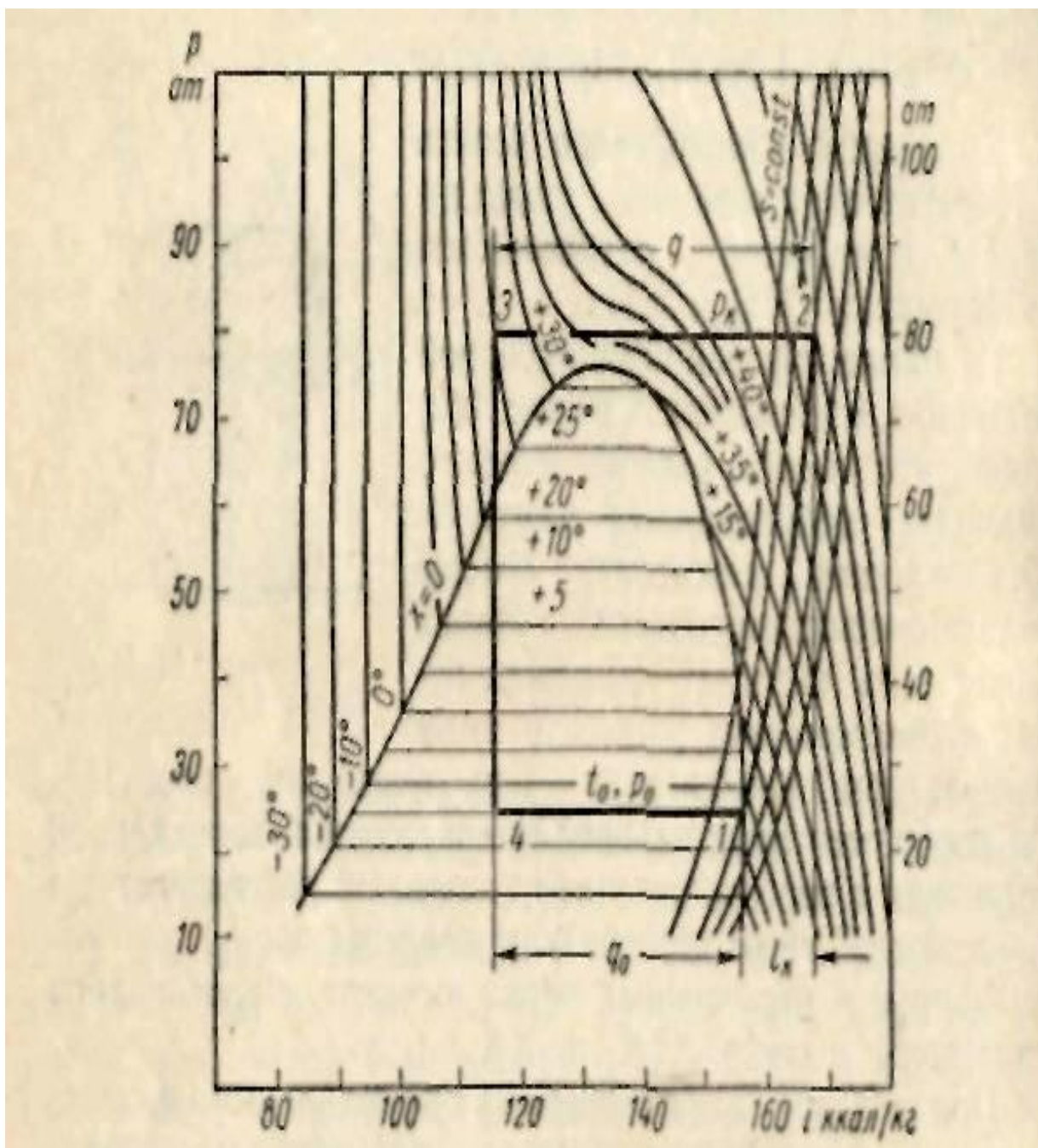


Рисунок 65 – Диаграмма ip

Диаграмма ip позволяет быстро находить параметры пара и дает возможность определять в виде отрезков прямых характеристики рабочего процесса холодильных установок: холодопроизводительность, тепловую нагрузку конденсатора и теоретическую затрату работы в компрессоре. На рисунке 65 дана диаграмма ip для углекислоты с изображением цикла холодильной установки. Точка 1 характеризует состояние сухого насыщенного пара на выходе из испарителя и перед поступлением его в компрессор, линия 1-2 процесс адиабатного сжатия в компрессоре ($s=\text{const}$), точка 2 состояние сжатой углекислоты, линия 2-3 процесс отдачи тепла (q) в конденсаторе при постоянном давлении. Процесс дросселирования в редукционном вентиле можно условно представить вертикалью 3-4, а процесс испарения углекислоты линией 4-1.

Холодопроизводительность q_0 измеряется отрезком 1-4 (i_1-i_4), тепловая нагрузка конденсатора q - отрезком 2-3 (i_2-i_3), а теоретическая затрата работы в компрессоре I_K измеряется разностью энтальпий в точках 2-1. Все указанные величины относятся к 1 кг углекислоты.

Влажный воздух

В воздухе всегда содержится то или иное количество влаги в виде водяного пара. Такую смесь сухого воздуха с водяным паром называют влажным воздухом. Так как обычно расчеты, связанные с влажным воздухом, выполняются при давлениях, близких к атмосферному, и парциальное давление пара в нем невелико, то с достаточной точностью можно применять к влажному пару все формулы, полученные для идеальных газов. Поэтому в дальнейшем принимается, что влажный воздух подчиняется уравнению состояния идеальных газов:

$$p \times V = M \times R \times T$$

а также закону Дальтона:

$$p = p_v + p_n$$

где p – давление влажного воздуха;

p_v – парциальное давление сухого воздуха;

p_n – парциальное давление пара.

Величины p , p_v и p_n измеряются в одних и тех же единицах.

Абсолютной влажностью воздуха называют массу водяного пара, содержащегося в 1 м^3 влажного воздуха, или (что то же) плотность пара ρ_n при его парциальном давлении и температуре воздуха.

Величину

$$\varphi = \frac{\rho_n}{\rho_{max}}$$

представляющую отношение абсолютной влажности воздуха при данной температуре ρ_n к его максимально возможной абсолютной влажности ρ_{max} при той же температуре, называют относительной влажностью.

Если температура влажного воздуха меньше или равна температуре насыщения водяного пара при давлении смеси, то ρ_{max} будет равна плотности насыщенного пара при данной температуре, т. е. ρ_n , и значение ее определяется по таблицам насыщенного пара. Если же температура влажного воздуха больше температуры насыщения водяного пара при давлении смеси, то ρ_{max} будет равна плотности перегретого водяного пара при температуре и давлении смеси. Значения ρ_{max} в этом случае определяют из таблиц для перегретого водяного пара.

Относительная влажность может быть также приближенно найдена из уравнения:

$$\varphi = \frac{p_n}{p_n}$$

где p_n – давление насыщения водяного пара при температуре смеси (по таблицам насыщенного пара).

Для характеристики, влажного воздуха пользуются также понятием влагосодержание, под которым понимают отношение массы влаги (пара) во влажном воздухе к массе сухого воздуха в нем:

$$d = \frac{M_n}{M_v} = \frac{\rho_n}{\rho_v}$$

Величину d обычно измеряют в г/кг (в граммах влаги на 1кг сухого воздуха, содержащегося во влажном воздухе):

$$d = 622 \frac{p_n}{p - p_n}$$

Из этого уравнения следует, что

$$p_n = p \frac{d}{622 + d}$$

Нетрудно видеть, что парциальное давление водяного пара при данном давлении влажного воздуха является функцией только влагосодержания, и наоборот. Поэтому аналогично предыдущим уравнениям можно написать:

$$d = 622 \frac{p_n}{p - p_n}$$

$$p_n = p \frac{d_{max}}{622 + d_{max}}$$

где d_{max} – максимально возможное влагосодержание влажного воздуха (если температура его ниже температуры насыщения водяного пара при давлении смеси). Отношение влагосодержания d к максимально возможному влагосодержанию влажного воздуха (при той же температуре и давлении смеси) называют степенью насыщения и обозначают через ψ :

$$\psi = \frac{d}{d_{max}}$$

Зависимость между ϕ и ψ :

$$\phi = \psi \frac{622 + d_{max}}{622 + d}$$

Та температура, до которой надо охладить при постоянном давлении влажный воздух, чтобы он стал насыщенным ($\phi=100\%$), называется точкой росы t_p . Она, следовательно, может быть определена (по таблицам насыщенного пара) как температура насыщения при парциальном давлении пара.

Плотность влажного воздуха определяется из уравнения, кг/м³:

$$\rho = \frac{p}{287 \times T} - 0,0129 \times \frac{\varphi \times p_n}{T}$$

где p и p_n выражены в н!м², а T в °К.

Энтальпия I влажного воздуха определяется как сумма энтальпий сухого воздуха и водяного пара. Энтальпию влажного воздуха относят к 1кг сухого воздуха, т. е. к $(1+d)$ кг влажного воздуха. Поэтому, если d берется в г/кг:

$$I = i_{\text{в}} + i_n d$$

или

$$I = i_{\text{в}} + \frac{i_n d}{1000}$$

Энтальпия сухого воздуха определяется из выражения, ккал/кг:

$$i_{\text{в}} = 0,24t$$

Энтальпия водяного пара, содержащегося во влажном воздухе, с достаточной точностью определяется из формулы, ккал/кг:

$$i_n = 597 + 0,46t$$

Таким образом, энтальпия влажного воздуха ккал/кг:

$$I = 0,24t + 0,001d(597 + 0,46t) \quad \text{ккал/кг сухого воздуха.}$$

При сушке различных продуктов нагретым воздухом влагосодержание его увеличивается за счет испаренной воды. Этот процесс называют адиабатным испарением воды, если тепло, необходимое для испарения, берется только из окружающего воздуха. Температура воздуха при этом понижается, причем если этот процесс продолжается до полного насыщения воздуха, то температура его понижается до так называемой температуры адиабатного насыщения воздуха, известной также под названием истинной температуры мокрого термометра.

На практике для определения относительной влажности воздуха часто пользуются психрометром – прибором, состоящим из двух термометров. Шарик одного из них обернут влажной тканью, вследствие чего показания сухого и мокрого термометров различны. Температура, показываемая мокрым термометром психрометра, не равна истинной температуре мокрого термометра, а всегда несколько выше ее. Объясняется это притоком тепла через выступающий столбик ртути и восприятием шариком термометра тепла, излучаемого окружающими предметами.

Истинная температура мокрого термометра t_m определяется из формулы, °С:

$$t_m = t'_m - \frac{x(t_c - t'_m)}{1000}$$

где t_m – показания мокрого термометра;
 $t_c - t'_m$ – психрометрическая разность;

x – поправка к показанию мокрого термометра в процентах, определяемая из рисунка 66.

Отклонение показаний мокрого термометра от истинной температуры мокрого термометра значительно уменьшается, если шарик термометра омывается потоком воздуха, имеющим большую скорость, а также если шарик и столбик термометра защищены от восприятия тепла, отдаваемого окружающими предметами.

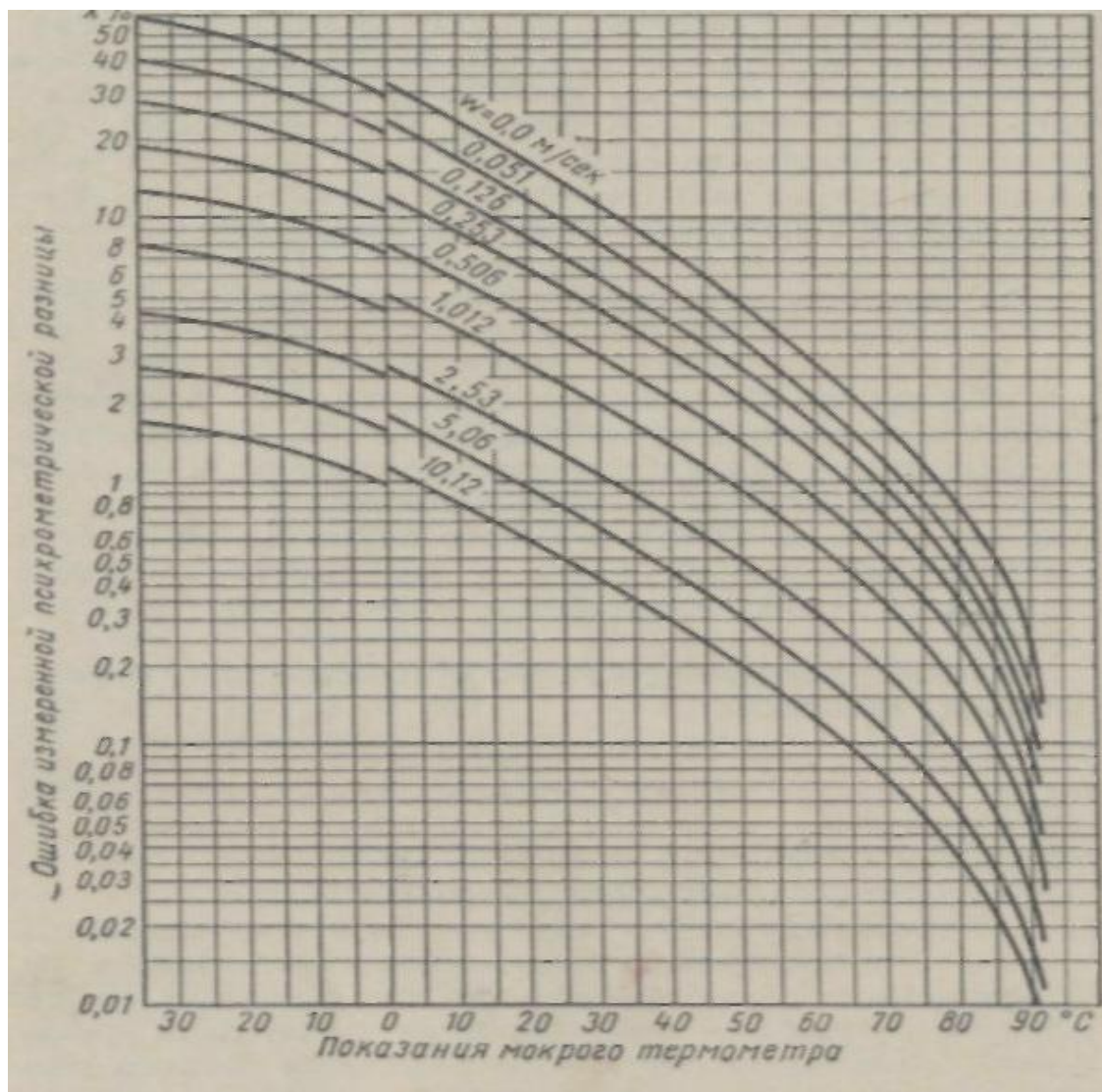


Рисунок 66 – Поправка к показанию мокрого термометра

Диаграмма Id влажного воздуха. Она значительно упрощает решение различных задач, связанных с изменением состояния влажного воздуха и особенно с процессами осушения. В этой диаграмме по оси абсцисс отложено влагосодержание d , а по оси ординат энтальпия I влажного воздуха (на 1 кг сухого воздуха). Барометрическое давление принято равным $B = 745$ мм рт. ст. Для более удобного расположения отдельных линий на диаграмме координатные оси в ней проведены под углом 135° , рисунок 67. В выполненных диаграммах наклонная ось влагосодержания не вычерчивается, а вместо нее из начала координат проводится горизонталь, на которую значения d спроектированы с наклонной оси. Поэтому линии $I = \text{const}$ идут наклонно, параллельно наклонной оси абсцисс, линии же $d = \text{const}$ идут вертикально, параллельно оси ординат. В диаграмме Id построены также изотермы ($t = \text{const}$) весьма близкие к прямым.

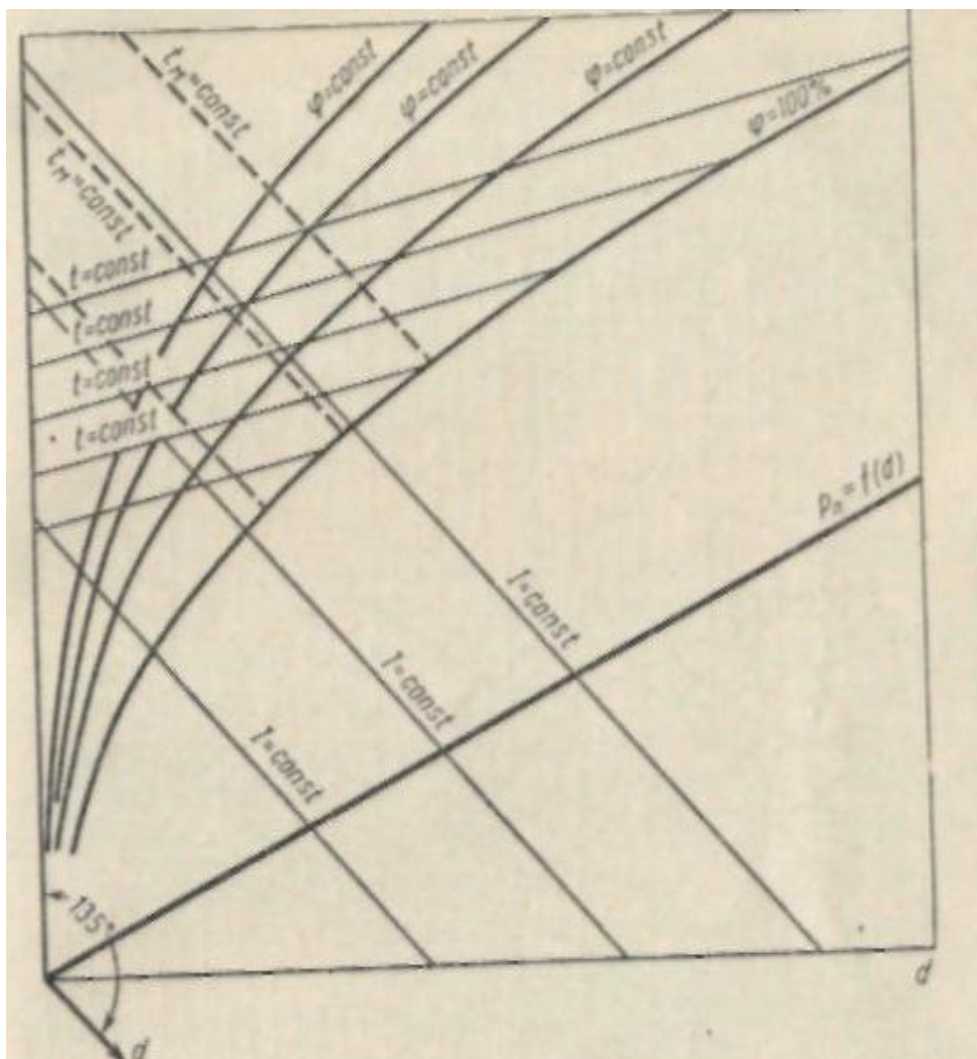


Рисунок 67 – Расположения отдельных линий на Id диаграмме

Кривая $\varphi=100\%$ является своего рода пограничной кривой, кривой насыщения. Вся область над линией $\varphi=100\%$ соответствует влажному насыщенному воздуху (для различных значений φ). Область, лежащая под этой линией, характеризует состояние воздуха, насыщенного водяным паром.

Кроме указанных кривых, в последних изданиях диаграмм Id приведены также линии постоянных истинных температур мокрого термометра t_m . Внизу диаграммы построена кривая $p_n=f(d)$ в прямоугольной системе координат. По оси ординат отложено парциальное давление в мм рт. ст., а по оси абсцисс – влагосодержание.

На рисунке 68 дана часть диаграммы Id для воздуха при барометрическом давлении $B=745$ мм.рт.ст. Процесс подогрева или охлаждения влажного воздуха изображается на этой диаграмме как процесс при постоянном влагосодержании ($d=\text{const}$), а процесс сушки – как процесс с постоянной энтальпией ($i=\text{const}$). Диаграмма Id дает возможность по двум каким-либо параметрам влажного воздуха (обычно φ и t) определить I , d и p_n . По этой диаграмме можно также найти и точку росы. Для этого нужно из точки, характеризующей данное состояние воздуха, провести вертикаль ($d=\text{const}$) до пересечения с линией $\varphi=100\%$. Изотерма, проходящая через эту точку, определяет температуру точки росы.

Состояние влажного воздуха можно также определить по диаграмме Id , если известны показания сухого и мокрого термометров психрометра. Внося необходимую поправку в показание мокрого термометра, находим истинную температуру мокрого термометра. Далее из точки, соответствующей относительной влажности $\varphi=100\%$ и истинной температуре мокрого термометра, проводят параллельно изотерме t_m прямую до

пересечения с изотермой сухого термометра t_c . Полученная точка характеризует состояние влажного воздуха.

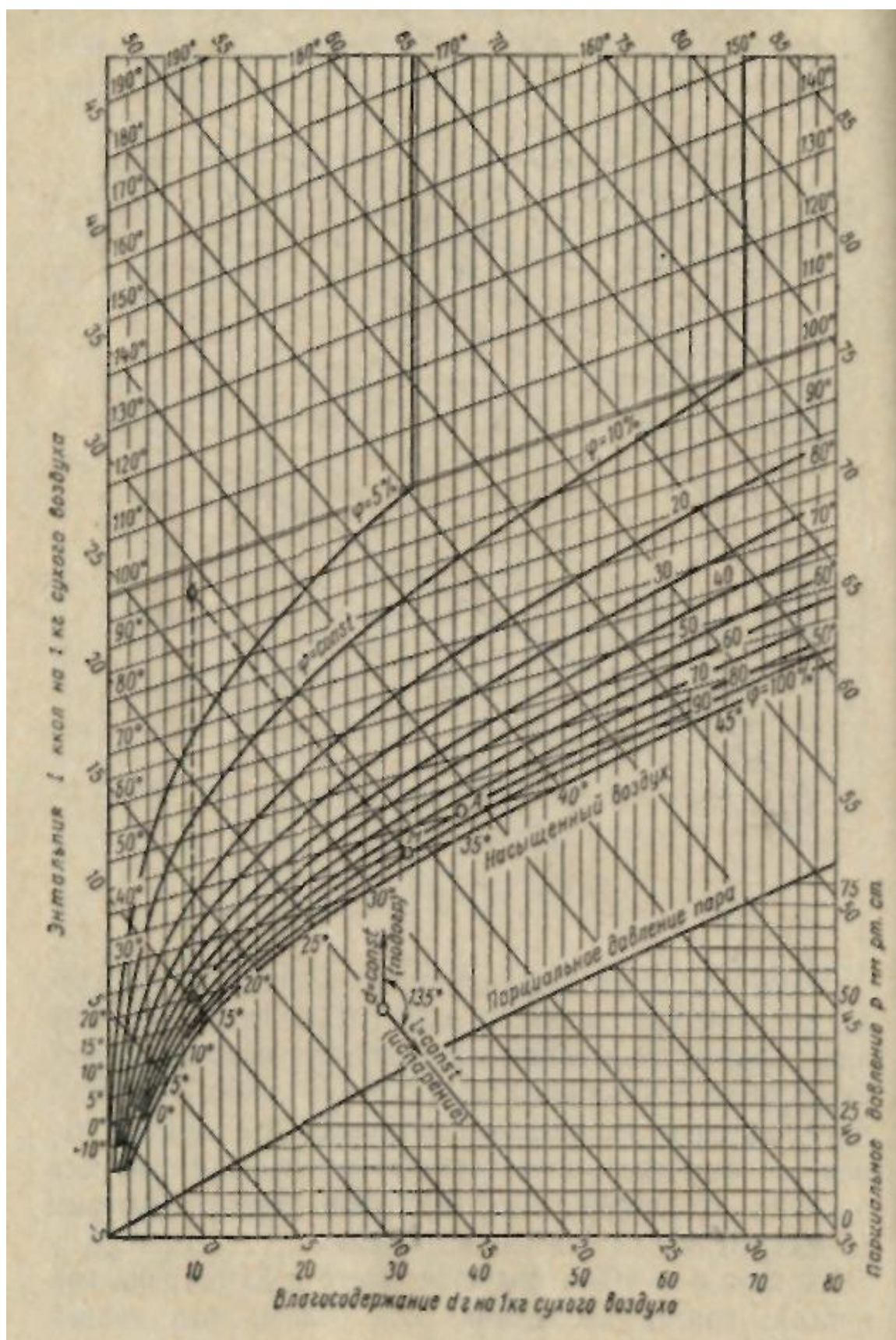


Рисунок 68 – Id диаграмма для воздуха при барометрическом давлении $B=745$ мм.рт.ст.

Термодинамика химических процессов

Химическими процессами называются процессы, в результате которых образуются новые вещества, отличающиеся по своим физическим и химическим свойствам от исходных веществ.

Все химические процессы или химические реакции сопровождаются либо выделением теплоты, либо ее поглощением. Реакции, происходящие с выделением тепла, называются экзотермическими, а реакции, сопровождающиеся поглощением тепла, – эндотермическими.

Химические реакции обычно рассматриваются при постоянном объеме или постоянном давлении и одновременно при постоянной температуре до и после реакции. Такие реакции называются соответственно изохорно-изотермическими и изобарно-изотермическими реакциями.

При протекании химических реакций число молей реагирующих веществ может оставаться неизменным ($\Delta n = n_2 - n_1 = 0$), увеличиваться ($\Delta n = n_2 - n_1 > 0$) или уменьшаться ($\Delta n = n_2 - n_1 < 0$), где n_1 и n_2 – число молей реагентов соответственно до и после реакции, а Δn – изменение числа молей.

Первый закон термодинамики в применении к химическим процессам имеет следующий вид:

$$q = \Delta U + L$$

где ΔU – изменение внутренней энергии системы;

q – тепло, подводимое к системе или отданное ею;

L – работа, совершаемая системой или полученная ею.

Изменение внутренней энергии ΔU считается положительным при увеличении внутренней энергии системы и отрицательным – при ее уменьшении.

Тепло q , подводимое к системе, считается положительным, а отводимое от нее – отрицательным.

Работа L , совершаемая системой, считается положительной, а получаемая ею – отрицательной.

Работа, производимая системой в химических процессах, может состоять из работы расширения и работы, не связанной с изменением объема системы. В дальнейшем будем считать, что расширение есть единственный вид работы, совершаемый системой (для подавляющего большинства химических процессов это в действительности так). Тогда уравнение первого закона термодинамики принимает вид:

$$q = \Delta U + \int_{v_1}^{v_2} p dv$$

Тепловым эффектом Q реакции называется количество тепла, которым система обменивается с внешней средой при условии, что температура до и после реакции остается одной и той же. Знаки тепла, подводимого к системе или отводимого от нее, и теплового эффекта реакции противоположны. Поэтому тепловой эффект экзотермической реакции считается отрицательным, а эндотермической положительным.

Для изохорных процессов первый закон термодинамики принимает следующий вид:

$$q_v = \Delta U$$

Следовательно,

$$Q_v = -\Delta U = U_1 - U_2$$

т.е. тепловой эффект Q_v в изохорных реакциях равен уменьшению внутренней энергии системы.

Для изобарных реакций первый закон термодинамики имеет следующий вид:

$$q_p = \Delta l$$

следовательно,

$$Q_p = -\Delta L = I_1 - I_2$$

т.е. тепловой эффект Q_p в изобарных реакциях равен уменьшению энтальпии системы.

Соотношение тепловых эффектов Q_v и Q_p для идеальных газов зависит от изменения в реакции числа молей:

$$Q_v = Q_p + \mu \times R \times \Delta n \times T$$

Таким образом, в реакциях, где число молей уменьшается ($\Delta n < 0$), $Q_v < Q_p$; в реакциях, где число молей увеличивается ($\Delta n > 0$), $Q_v > Q_p$, а в реакциях, где число молей остается неизменным ($\Delta n = 0$), $Q_v = Q_p$.

При пользовании уравнением $Q_v = Q_p + \mu \times R \times \Delta n \times T$ следует иметь в виду, что если в реакции участвуют твердые или жидкие вещества, то при определении Δn следует брать лишь изменение числа молей газообразных компонентов реакции. Закон Гесса: тепловой эффект реакции не зависит от пути ее протекания и от промежуточных процессов, а лишь от начального и конечного состояния.

Из закона Гесса вытекают два важнейших следствия:

1. Тепловой эффект реакции равен сумме тепла образования конечных продуктов реакции минус сумма тепла образования исходных веществ:

$$Q = Q_{\text{обр.кон}} + Q_{\text{обр.исх}}$$

2. Тепловой эффект реакции равен сумме тепла сгорания исходных веществ минус сумма тепла сгорания продуктов реакции:

$$Q = Q_{\text{сг.исх}} + Q_{\text{сг.ко}}$$

Пользуясь этими следствиями, можно вычислить тепловые эффекты реакций, осуществление которых на практике затруднительно или совершенно невозможно.

Тепловые эффекты химических реакций изменяются с изменением температуры. Закон изменения теплового эффекта в зависимости от температуры определяется уравнением:

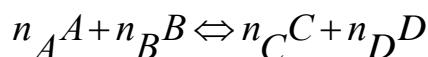
$$Q = Q_0 + \alpha T + \beta T^2 + \gamma T^3$$

где Q – тепловой эффект реакции при температуре T °К;

Q_0 – тепловой эффект реакции при абсолютном нуле;

α , β , γ – коэффициенты, определяемые на основании уравнения реакции и уравнений истинных мольных теплоемкостей реагентов.

Для реакции вида:



и уравнения температурной зависимости истинной теплоемкости

$$\mu c = a + bT + dT^2$$

коэффициенты α , β , γ соответственно равны:

$$\alpha = \sum(na_1) - \sum(na_2) = n_A a_A + n_B a_B - n_C a_C - n_D a_D$$

$$\beta = \frac{\sum(nb_1) - \sum(nb_2)}{2} = \frac{n_A b_A + n_B b_B - n_C b_C - n_D b_D}{2}$$

$$\gamma = \frac{\sum(nd_1) - \sum(nd_2)}{3} = \frac{n_A d_A + n_B d_B - n_C d_C - n_D d_D}{3}$$

Величины n_A , n_B , n_C и n_D – числа молей веществ А, В, С и D, а величины a , b и d с соответствующими индексами – коэффициенты уравнения истинной теплоемкости каждого реагента. Величина Q_0 , определяется по значению теплового эффекта реакции для известной температуры. Это дает возможность определить значение теплового эффекта реакции при любой температуре, если известны тепловой эффект реакции при какой-либо температуре и зависимости теплоемкостей всех реагентов от температуры.

Изменение теплового эффекта реакции при изменении температуры может быть также определено по таблицам теплоемкостей. В этом случае следует пользоваться формулой:

$$Q_2 - Q_1 = \sum \left[n_1(\mu c)_0^{t_2} \right] \times t_2 - \sum \left[n_2(\mu c)_0^{t_1} \right] \times t_1$$

где Q_1 – тепловой эффект реакции при температуре t_1 °С;

Q_2 – тепловой эффект реакции при температуре t_2 °С;

$n_1(\mu c)_0^{t_2}$ – сумма произведений из числа молей каждого исходного вещества на его среднюю мольную теплоемкость в пределах от 0 до t_2 °С;

$n_2(\mu c)_0^{t_1}$ – сумма произведений из числа молей каждого полученного вещества на его среднюю мольную теплоемкость в пределах от 0 до t_1 °С.

Характеристическими или термодинамическими функциями называются такие функции состояния системы, при помощи которых можно наиболее просто определить термодинамические свойства системы, а также находить условия равновесия в ней. К этим функциям принадлежат: внутренняя энергия U , энтальпия I , энтропия S , изохорный потенциал F и изобарный потенциал Z . Наиболее удобными для характеристики химических процессов являются последние две функции. Убыль этих функций в обратимых изохорно-изотермических и изобарно-изотермических реакциях позволяет определить максимальную работу этих реакций, являющуюся мерой химического сродства.

Изохорный потенциал определяется уравнением:

$$F=U-TS$$

а изобарный потенциал – уравнением:

$$Z=U-TS+pv=I-TS$$

Максимальная работа в обратимых изохорно-изотермических реакциях равна уменьшению изохорного потенциала системы:

$$L_0=F_1-F_2$$

Максимальная работа в обратимых изобарно-изотермических реакциях (за вычетом работы расширения) равна уменьшению изобарного потенциала системы:

$$L_p=Z_1-Z_2$$

Концентрация вещества может быть выражена различно. Чаще всего ее определяют числом молей вещества в единице объема. Таким образом, кмоль/м³:

$$C = \frac{n}{v}$$

где n – число кмолей вещества;
 v – объем вещества в м³.

При постоянной температуре реакции концентрации отдельных веществ прямо пропорциональны их парциальным давлениям:

$$C_i = \frac{p_i}{\mu R \times T}$$

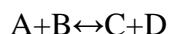
где p_i – парциальное давление отдельного газообразного вещества в газовой смеси;
 μR – газовая постоянная;
 T – температура реакции в °К.

Истинная скорость реакции определяется из уравнения:

$$\omega = -\frac{dC}{d\tau}$$

Знак минус относится к случаю, когда C обозначает концентрацию одного из исходных веществ, количество которых в ходе реакции уменьшается.

Скорость химической реакции пропорциональна концентрации веществ, принимающих участие в реакции. Если для реакции вида:



начальные концентрации элементов A , B , C и D обозначить соответственно через C_A , C_B , C_C и C_D , то на основании закона действующих масс скорость прямой реакции, идущей слева направо, будет:

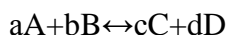
$$\omega_1 = \kappa_1 \times C_A \times C_B$$

а скорость обратной реакции, идущей справа налево,

$$\omega_2 = \kappa_2 \times C_C \times C_D$$

где κ_1 и κ_2 – коэффициенты пропорциональности, называемые константами скорости химической реакции.

Для реакции вида:



где a , b , c , d – число молей элементов A , B , C и D , скорости прямой и обратной при химическом равновесии реакций выражаются соответственно уравнениями:

$$\omega_1 = \kappa_1 \times C_A^a \times C_B^b$$

и

$$\omega_2 = \kappa_2 \times C_C^c \times C_D^d$$

Величина

$$K_c = \frac{\kappa_2}{\kappa_1} = \frac{C_A^a \times C_B^b}{C_C^c \times C_D^d}$$

в которой C_A , C_B , C_C , C_D – концентрации веществ в момент равновесия, называется константой равновесия реакции.

Константа равновесия химической реакции может быть также выражена через парциальные давления в момент равновесия:

$$K_p = \frac{\kappa_2}{\kappa_1} = \frac{p_A^a \times p_B^b}{p_C^c \times p_D^d}$$

Величины K_c и K_p связаны между собой уравнением:

$$K_c = K_p (\mu R \times T)^{\Delta n}$$

Δn равно изменению числа молей в реакции:

$$\Delta n = c + d - a - b$$

Диссоциацией называется распад соединения на более простые вещества. Степенью диссоциации α называется отношение числа молей вещества, распавшихся к моменту равновесия на продукты диссоциации, к общему числу молей в начале реакции.

Степень диссоциации зависит от температуры, а в тех реакциях, которые сопровождаются изменением числа молей, - также от давления и объема.

Между степенью диссоциации α и константой равновесия K существует прямая зависимость, следовательно, с увеличением степени диссоциации константа равновесия увеличивается, и наоборот. Имея значения констант равновесия, можно вычислить степень диссоциации при любой температуре и любом давлении.

Величина максимальной работы реакции определяется следующими уравнениями:

$$L = \mu R \times T \left[\ln \frac{C_A^a \times C_B^b}{C_C^c \times C_D^d} - \ln K_c \right]$$

$$L = \mu R \times T \left[\ln \frac{p_A^a \times p_B^b}{p_C^c \times p_D^d} - \ln K_p \right]$$

Величины p_A , p_B , p_C и p_D обозначают парциальные давления элементов А, В, С и D. Остальные обозначения, соответствуют ранее принятым. Эти уравнения часто называют уравнениями изотермы химической реакции. Они позволяют определить направление реакции::

- если $L > 0$, то реакция протекает в сторону образования конечных продуктов, т. е. слева направо;

- если $L < 0$, то прямая реакция невозможна, и происходит обратная реакция, т. е. реакция протекает справа налево;

- если $L = 0$, то система находится в химическом равновесии.

Изменение константы равновесия с изменением температуры устанавливается уравнением

$$\lg \frac{k_2}{k_1} = \frac{Q}{4,574} = \frac{T_2 - T_1}{T_2 \times T_1}$$

Это уравнение позволяет найти значение константы равновесия k_2 при любой температуре T_2 , если известны тепловой эффект реакции и константа равновесия k_1 при какой-либо температуре T_1 .

Уравнение $\lg \frac{k_2}{k_1} = \frac{Q}{4,574} = \frac{T_2 - T_1}{T_2 \times T_1}$ дает приближенное решение. Однако им широко пользуются в технических расчетах. Точность его тем больше, чем меньше разность температур T_1 и T_2 .