

Лекция 15

Бинарные паротурбинные установки

Анализ идеального обобщенного цикла теплосиловой установки, цикла Карно, однозначно показал, что его эффективность и термический коэффициент полезного использования энергии в виде теплоты однозначно определяется высотой диапазона перепада температур между участками подвода и отвода теплоты.

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

Также как и анализ паротурбинной установки, работающей по схеме Ренкина, термический к. п. д. цикла повышается при повышении начальных параметров пара, перед турбиной. В том числе, термический к. п. д. цикла повышается при понижении конечных параметров состояния пара на выходе из турбины, после расширения и перед поступлением в конденсатор.

Использование водяного пара в качестве рабочего тела в паротурбинных установках получило широкое использование только благодаря высокой доступности и высокой безопасности. К числу недостатков следует отнести относительно низкие температуры при достижении критического давления.

Критическая температура водяного пара относительно не высокая $T_{кр} = 677,3^{\circ} K$ и достигается при высоком давлении $P_{кр} = 229,29$,бар . Использование перегретого пара с температурой близкой 800 – 900К может быть достигнуто при давлениях 245 – 260 бар. И даже в этих условиях термический к. п. д. паротурбинной установки будет значительно ниже к. п. д. цикла Карно.

Решением может быть использование в качестве рабочего тела пара вещества с более высокой критической температурой при сравнительно невысоких значениях давлениях. В том числе, давление процесса конденсации и перехода рабочего тела в насыщенный пар, после расширения, не должно быть слишком низким, желательно без дополнительных затрат работы. Такого вещества пока не нашлось. Тогда и была предложена идея организации бинарного цикла. Это паротурбинная установка с двумя контурами. В первом контуре будет использоваться рабочее тело с высокими температурными параметрами при сравнительно низких давлениях. Во втором контуре будет использоваться рабочее тело со свойствами перехода в область насыщения при давлениях близких к атмосферному давлению.

Примером можно рассматривать бинарную ртутно-водную установку, где в первом контуре высоких температур будет использоваться пар ртути, во втором контуре водный пар. Критическая температура паров ртути составляет $T_{кр} = 1693^{\circ} K$, при сравнительно умеренных значениях давления.

Схема такой установки приведена на рисунке 45. Сплошными линиями показан теплосиловой контур с использованием ртутного пара. Пунктирными линиями показан теплосиловой контур бинарной установки с использованием водяного пара.

Принцип и последовательность работы. В процессе подвода тепловой энергии к паровому ртутному котлу 1, в паровом котле образуется сухой насыщенный ртутный пар.

Ртутный пар при давлении 10 – 15 бар и температурой 790 ... 840 К поступает на лопатки ртутной турбины 2, совершает полезную работу вращения вала турбины с последующим расширением. После расширения пар направляется и поступает в конденсатор-испаритель 3 при давлении 0,1 ... 0,04 бар с температурой 520 ... 500 °Кельвина.

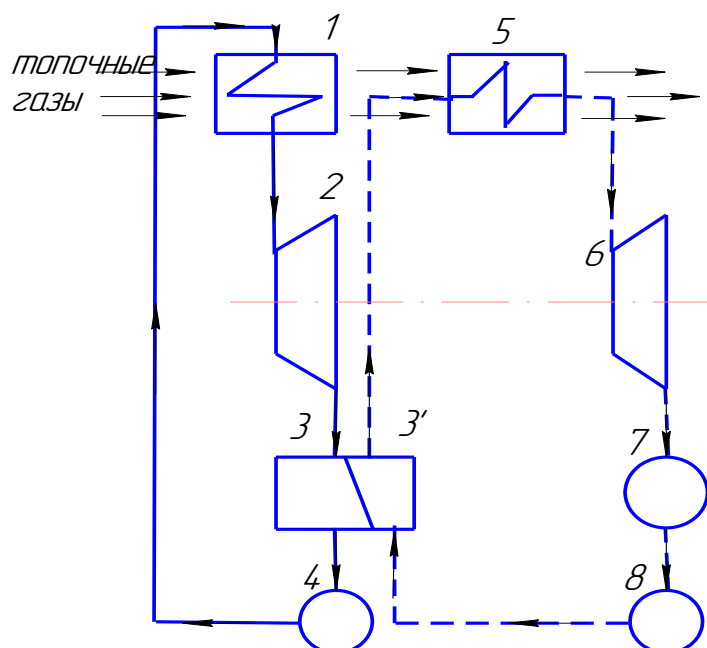


Рисунок 45– Схема бинарной паросиловой установки

Конденсатор испаритель по физическому процессу представляет собой теплообменный аппарат, где ртутный пар конденсируется и большую часть остаточной теплоты передает воде с образованием водяного пара. Начальную температуру водяного пара берут на 10 ... 20 градусов ниже температуры сконденсированной ртути, примерно 510 ... 490 °К, что соответствует давлению в контуре 33 ... 25 бар. Под таким давлением и температуре состояния, водяной пар поступает в пароперегреватель 5. Дальше сухой перегретый пар поступает на лопатки водяной паровой турбины 6. На участке паровой турбины пар совершает полезную работу движения колеса турбины с последующим расширением. После расширения на лопатках турбины влажный пар поступает в конденсатор глубокого охлаждения. Сконденсированный пар переходит в жидкое состояние и насосом перекачивается в конденсатор испаритель ртутного контура. Там получает

часть теплоты от ртутного пар и снова поступает в пароперегреватель 5 водяного контура. Пар ртутного контура, после передачи части теплоты воде, в конденсаторе-испарителе, переходит в жидкое состояние и самотеком снова поступает в паровой ртутный котел. Далее процесс повторяется.

На рисунке 46 представлена диаграмма $T-S$ бинарного ртутно-водяного цикла. При организации цикла необходимо учитывать, что энтальпия (энергетическое содержание термодинамической системы) ртутного пара на много меньше энтальпии водяного пара.

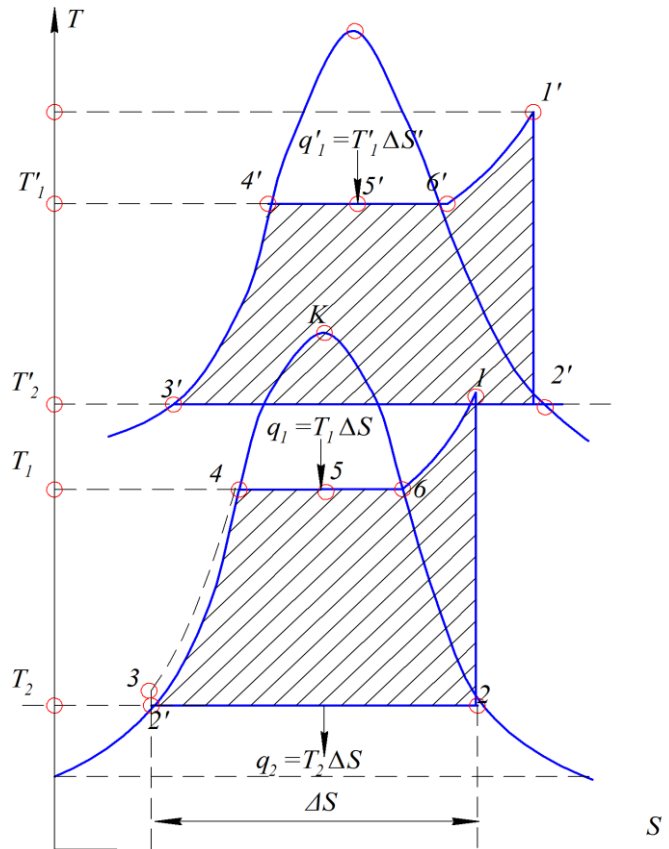


Рисунок 46 – Бинарный ртутно-водяной цикл паросиловой установки в $T-S$ координатах.

В связи с этим количество ртутного пара проходящего через конденсатор-испаритель за тот же промежуток времени, при теплообмене, должно быть в 10 – 12 раз больше, чем водяного пара. Циклы первого и второго контура располагают так, чтобы процесс адиабатного расширения ртутного пара на лопатках паровой ртутной турбины проходил над точкой термодинамического состояния сухого насыщенного водяного пара. Для уменьшения конечной влажности водяного пара после расширения на лопатках турбины в контуре с водяным паром предусматривается участок предварительного перегрева водяного пара перед турбиной.

Эффективность бинарного цикла составляет 0,8 – 0,85 термического к. п. д. цикла Карно, работающего в том же диапазоне перепада температур.

Термический к. п. д. бинарного цикла определяется из общего уравнения

$$\eta_t = \frac{L}{Q_1} = \frac{L_p + l_e}{Q_1} = \frac{m \cdot (i_8^p - i_7^p) + (i_1^e + i_2^e)}{m(i_8^p - i_7^p) + (i_1^e - i_5^e)},$$

где L_p – работа m кг ртутного пара;

l_e – работа 1 кг водяного пара;

m – кратность циркуляции ртутного пара, масса ртути по отношению к одному кг водяного пара;

i_8^p – энтальпия ртутного пара за ртутным котлом;

i_7^p – энтальпия ртутного пара за ртутной турбиной;

i_6^p – энтальпия ртути за конденсатором;

i_1^e – энтальпия перегретого водяного пара за пароперегревателем;

i_2^e – энтальпия водяного пара за турбиной;

i_5^e – энтальпия насыщенного водяного пара при выходе из котла.

Кратность циркуляции ртути m определяется из уравнения теплового баланса по теплообменному аппарату конденсатор-испаритель.

Следует отметить, что пар ртути как материал представляет особую опасность для окружающей среды.

Основы теплофикации

Термический к.п.д. паротурбинных установок при самых оптимальных условиях организации цикла не превышает 50%. С учетом тепловых потерь на отдельных участках, в реальных условиях действительный к. п. д. конденсационной паротурбинной установки составляет 30 – 35 %. Максимальные потери теплоты происходят на участке конденсации и отвода теплоты. Вода, которая используется для охлаждения пара в конденсаторе, имеет не высокие параметры по температуре и не имеет ресурса практического использования. Если конечное давление P_2 после расширения на лопатках турбины повысить до значений $P_2 = 2,0 \dots 5$,бар , что соответствует температуре 120150° С , то отработавший пар можно использовать для коммунально-бытовых и производственных нужд предприятий. Первая и большая часть теплоты используется для выполнения технической работы, выработки электроэнергии, вторая часть общей теплоты для бытовых и производственных нужд. Такие установки получили название теплоэлектроцентралей, сокращенно ТЭЦ.

В установках ТЭЦ, при повышении конечного давления P_2 , несколько снижается термический к. п. д. цикла, но дополнительное использование отработавшего пара для коммунальных и производственных нужд позволяет

повысить степень использования общей подведенной теплоты, $K = \frac{l + q_2}{q_1}$,

где l – теплота, переведенная в работу, в электрическую энергию;

q_2 – теплота, использованная тепловыми потребителями.

Циклы холодильных установок

Основные понятия о работе холодильных установок

Согласно второму закону термодинамики, превращение энергии в виде теплоты в другой вид энергии, в виде механической работы, можно при наличии термодинамической системы с двумя источниками энергии, рабочего тела и разности температур между горячим и холодным источником. Цикл перехода и превращения тепловой энергии в механическую работу мы называем прямым циклом. Вторая часть тепловой энергии должна и будет передана от горячего источника к холодному. Процесс перехода от более нагретого тела к менее нагретому телу совершается самопроизвольно. При этом часть энергии используется для совершения полезной механической работы.

Но можно решать и другую задачу.

Например, при организации цикла в обратном направлении, можно через рабочее тело передать часть теплоты q_2 от менее нагретого тела к телу с более высокой температурой. Однако, для этого необходимо будет совершить (затратить) механическую работу. Рабочее тело, с температурой ниже температуры охлаждаемого холодного тела, воспринимает (отводит теплоту) от холодного тела часть теплоты – q_2 . Далее рабочее тело сжимается, для этого используется механическая работа. В результате выполнения процесса сжатия, механическая работа переходит в тепловую энергию (теплоту) с повышением температуры рабочего тела несколько выше температуры горячего тела. Таким образом, появляются условия возможности передачи отведенной теплоты q_2 , от тела с более низкой температурой, к телу с более высокой температурой.

Машины, которые обеспечивают перевод тепловой энергии от менее нагретого тела к телу с более высокой температурой, называют холодильными установками. Их используют для снижения, перевода и поддержания температурного состояния тела (газа, материалов, продуктов) ниже температуры окружающей среды.

Холодильные установки можно разделить на три группы.

К первой группе относятся газовые (воздушные) компрессорные установки. Их принцип действия основан на охлаждении газа при глубоком

расширении в детандере. Снижение температурного состояния достигает, минус 60...70 градусов, ниже принятого нуля.

Ко второй группе относятся паровые компрессорные установки. Их принцип действия основан на снижении температурного состояния пара легко кипящих жидкостей, (аммиак – NH_3 , углекислота – CO_2 , фреонов (фторохлорпроизводные углеводороды)), при дросселировании через вентиль. Основным составляющим является фреон -12 – CF_2Cl_2 .

Как в первой, так и во второй группе, для привода компрессора используется внешняя механическая работа (электродвигатели, двигатели внутреннего сгорания и т. д.).

К третьей группе можно отнести пароэжекторные и абсорбционные холодильные установки. Основным их отличием является, что для получения холода используется не механическая работа, а теплота рабочего тела с высокой температурой. Преимущества: отсутствие дорогостоящего компрессора, надежность, компактность и простота установки. Недостатки: низкое термодинамическое совершенство и тепловая экономичность.

Эффективность и термодинамическое совершенство холодильной установки оценивается холодильным коэффициентом, как отношение количества теплоты, которое отводится от охлаждаемой среды к затраченной механической работе. То есть, холодильный коэффициент выражает удельное количество теплоты, которое отводится от охлаждаемой среды при затрате единицы механической работы

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l} .$$

Значение холодильного коэффициента всегда больше единицы.

Газовые компрессорные холодильные установки

Схема воздушной компрессорной холодильной установки представлена на рисунке 47.

Принцип и порядок работы.

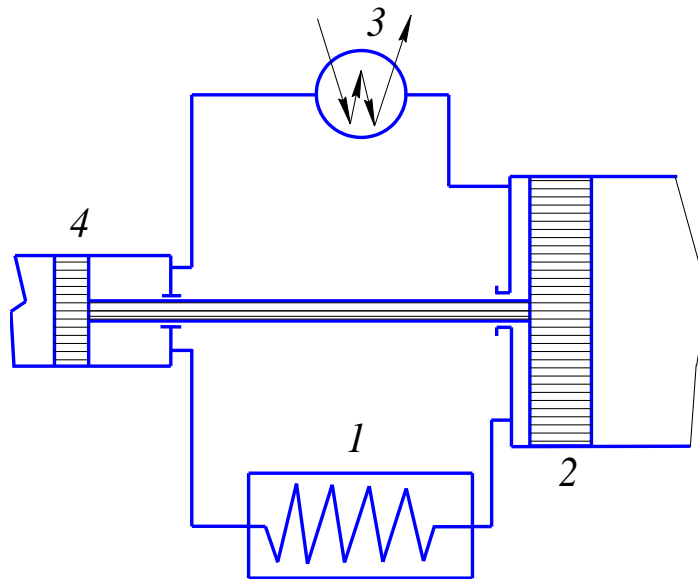


Рисунок 47 – Схема газовой воздушной холодильной установки

Воздух (газ) из закрытого охлаждаемого объема, (стационарная холодильная камера, передвижная холодильная камера на автомобиле), помещения (спортивные залы, театральные залы), поступает в компрессор. В компрессоре воздух сжимается с повышением его температуры. После компрессора сжатый воздух при постоянном давлении нагнетания поступает в охладитель, где охлаждается до температуры окружающей среды и под тем же давлением поступает в детандер. В детандере воздух подвергается глубокому расширению с резким снижением давления и температуры. Холодный воздух снова поступает в холодильную камеру, помещение.

На рисунке 48 и рисунке 49 представлен идеальный цикл воздушной компрессорной холодильной установки в координатах $P-V$ и $T-S$.

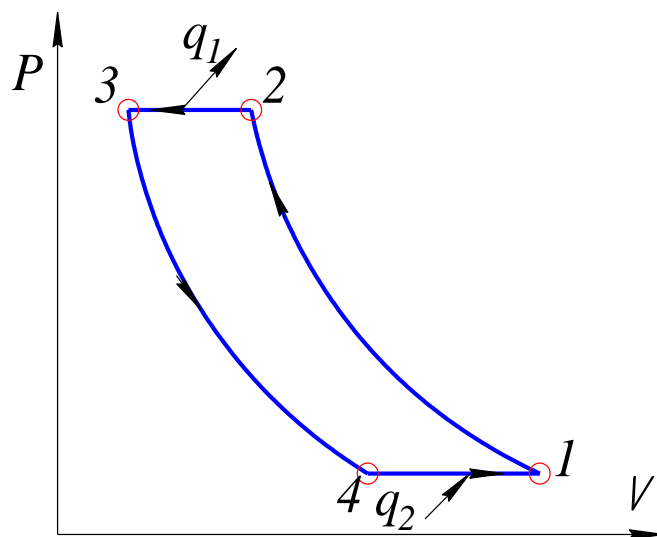


Рисунок 48 – Индикаторная диаграмма газовой воздушной холодильной установки в P-V координатах

В адиабатном процессе сжатия в компрессоре 1-2, воздух сжимается с повышением давления от P_1 до P_2 , смотреть рисунок 48, с повышением температуры от T_1 до T_2 , смотреть рисунок 49.

В изобарном процессе 2-3 при давлении нагнетания воздух подвергается охлаждению без снижения давления. Температура воздуха снижается от T_2 до T_3 , смотреть рисунок 49. На этом участке отбирается теплота q_1 и отводится в окружающую среду через охладитель (вода).

При адиабатном расширении воздуха в детандере, процессе 3-4, происходит резкое снижение (падение) давления, смотреть рисунок 45, и температура воздуха резко снижается до более низких температур, от T_3 до T_4 , смотреть рисунок 49.

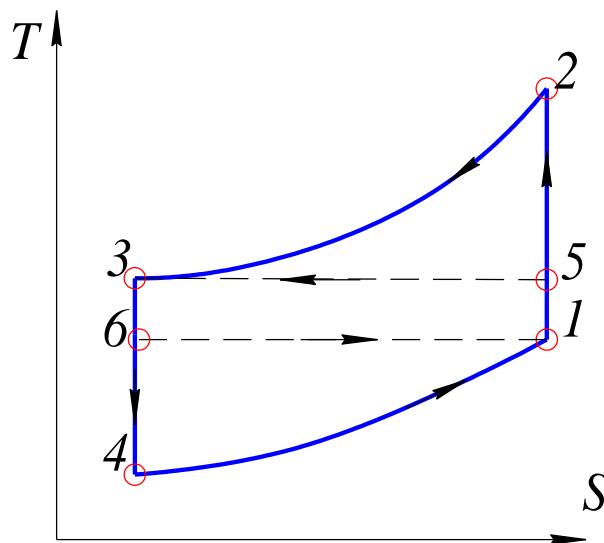


Рисунок 49 – Индикаторная диаграмма газовой воздушной холодильной установки в T-S координатах

Охлажденный воздух, при небольшом избыточном постоянном давлении P_4 и температуре T_4 , поступает в холодильную камеру. В холодильной камере холодный воздух отбирает определенное количество теплоты q_2 . Температура воздуха несколько повышается до T_1 , смотреть рисунок 49, и снова поступает в компрессор. Далее процесс повторяется.

Работа в цикле холодильной установки будет равна разности

$$q_1 - q_2 .$$

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

$$q_2 = c_p \cdot (T_1 - T_4),$$

и

$$l = q_1 - q_2 = c_p (T_2 - T_3) - c_p (T_1 - T_4),$$

отсюда холодильный коэффициент установки будет определяться из выражения

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l} = \frac{T_1 - T_4}{(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)} = \frac{1}{\frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4} - 1}.$$

Из адиабатных процессов 1-2 и 3-4

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{и} \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

В тоже время $P_2 = P_3$, $P_1 = P_4$ и, соответственно,

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

И отношения температур равны

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4}.$$

Упрощаем выражение для холодильного коэффициента и получаем

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{T_2 - T_3}{T_1} - 1} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}.$$

Цикл паровой компрессорной холодильной установки

Принцип работы паровой компрессорной установки остается таким же, как и газовой компрессорной холодильной установки. Понижение температуры хладагента происходит в результате резкого снижения давления.

Изменения:

- в качестве рабочего тела (хладагента) таких холодильных установках используются легкокипящие жидкости при невысоких давлениях – это аммиак, фреоны и другие;

- глубокое расширение предварительно сжатого и охлажденного пара хладагента происходит при дросселировании через вентиль.

Схема паровой компрессорной холодильной установки представлена на рисунке 50. Схема включает – холодильная камера -4, компрессор -1, конденсатор -2 и вентиль – 3.

Порядок работы. Из холодильной камеры 4, сухой насыщенный или влажный пар, повышенной степени сухости, хладагента поступает в компрессор -1. В компрессоре, пар хладагента сжимается с повышением температуры до состояния сухого перегретого пара.

После компрессора пар нагнетается в конденсатор, где в результате охлаждения полностью переходит в жидкость. Из конденсатора под давлением охлажденная жидкость хладагента направляется и проходит через дроссельный вентиль с последующим дросселированием, понижением давления и снижения температурного состояния. Жидкость хладагента с низкой температурой направляется в холодильную камеру, где, в результате отбора теплоты от предметов, веществ, продуктов хранения с более высокой температурой, испаряется и переходит в газовое состояние с более высокой температурой и снова направляется в компрессор для сжатия. Далее процесс повторяется.

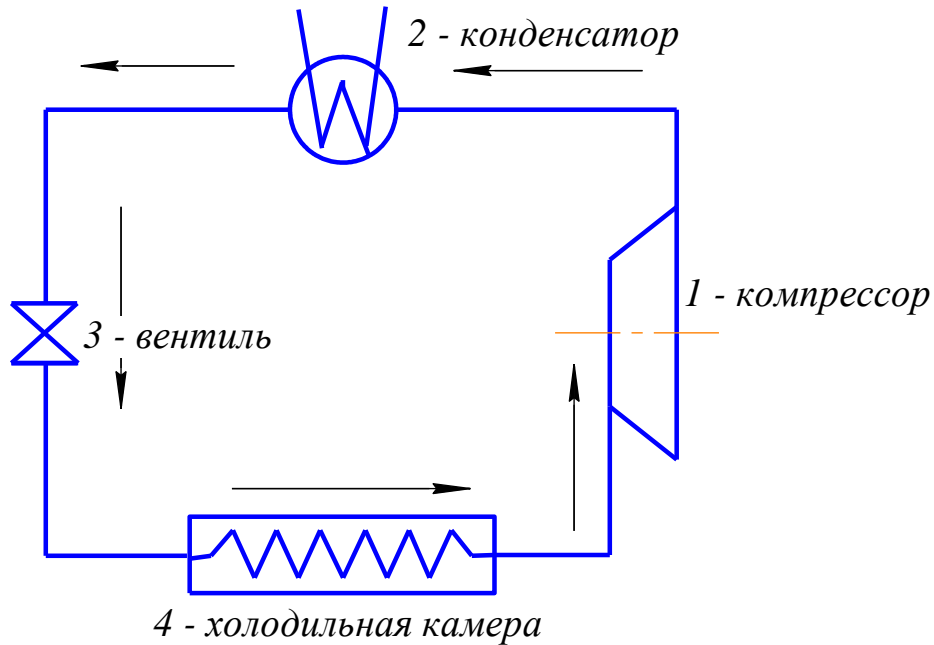


Рисунок 50 – Схема паровой компрессионной установки

Диаграмма изменения температурного состояния хладагента в процессе реализации рабочего цикла представлена на рисунке 51.

Процесс 1–2 – представляет собой процесс адиабатного сжатия сухого насыщенного пара хладагента до состояния перегретого пара с повышением температурного состояния от T_1 , это температура хладагента в охлаждаемой камере, до температуры T_2 .

Процесс 2–3–4 – представляет собой процесс конденсации пара путем охлаждения пара в изобарно-изотермическом процессе с переходом в состояния кипящей жидкости и степени сухости равной нулю.

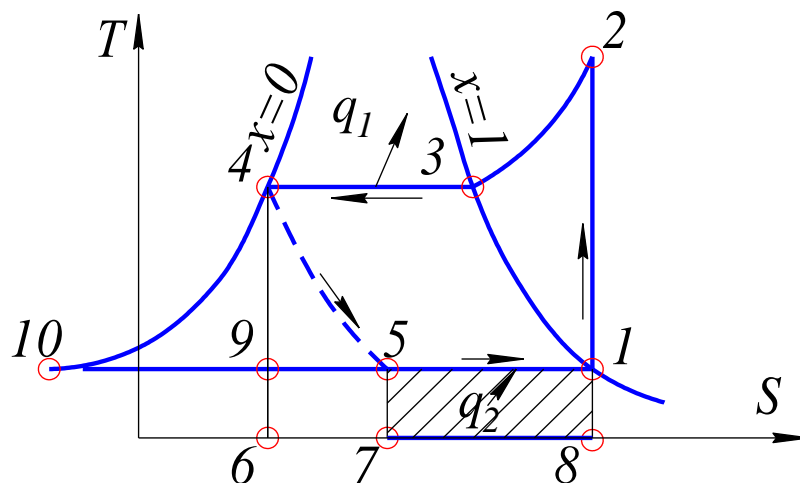


Рисунок 51 – Диаграмма паровой компрессионной установки в координатах $T - S$

Из конденсатора , в процессе 4-5, охлажденная жидкость направляется через дроссельный вентиль с понижением давления и температуры до температуры $T_5 = T_1$.

Жидкий хладагент в состоянии кипящей жидкости поступает в камеру охлаждения, где принимает определенное количество теплоты q_2 от охлаждаемых предметов, материалов, продуктов и снова переходит в состояние сухого насыщенного пара, перед поступлением в компрессор.

Таким образом, количество отведенной теплоты в холодильной камере при изобарно-изотермическом процессе 5-1 составит

$$q_2 = i_1 - i_5 = i_1 - i_4$$

Работа на привод компрессора при адиабатном сжатии в компрессоре составит

$$l = i_2 - i_1.$$

К. п. д. такой паровой компрессорной установки соответственно определится согласно общей зависимости

$$\eta_t = \frac{q_2}{l} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1}.$$

Значения энтальпий определяется по $i - S$ диаграмме или по таблицам по данному хладагенту.

Общие понятия о тепловом насосе. Тепловой насос также работает по обратному циклу. Тепловой насос представляет собой техническое устройство, которое предназначено для перекачки тепловой энергии от материала окружающей среды в среду с более высокой температурой состояния. Например для обогрева помещений при затрате определенного количества работы на повышения энергетического потенциала рабочего тела. Работа теплового насоса в принципе и представляет работу холодильной установки с перекачкой тепловой энергии от дешевых бросовых теплоносителей, например от воды охлаждения гидрогенераторов или при отсутствии других источников теплоты.

Особо благоприятными условиями использования теплового насоса можно получить, если в системе для привода компрессора и электрогенератора будет использоваться двигатель внутреннего сгорания. В таких установках в качестве дешевого источника бросовой теплоты будет использоваться теплота воды системы охлаждения двигателя, а теплота

отводящих газов будет использоваться в котлах утилизаторах отопительной системы.