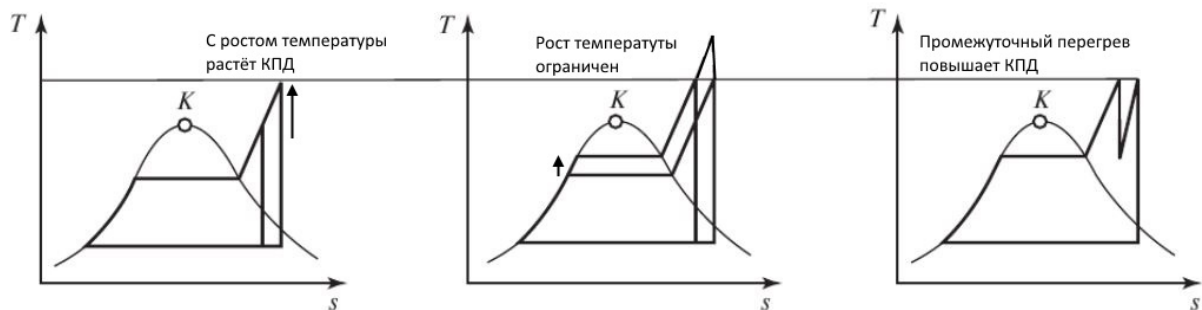


План лекции:

1. Циклы с промежуточным перегревом пара
2. Регенеративные циклы
3. Бинарные циклы
4. Вопросы для дистанционного освоения лекции

1. ЦИКЛЫ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ПЕРЕГРЕВОМ ПАРА

Как было сказано на предыдущей лекции, если в турбине течет пар, имеющий значительную влажность, то гидродинамический режим проточной части турбины резко ухудшается и вследствие этого снижается КПД турбины; это в свою очередь приводит к снижению КПД всей установки в целом. Для современных турбин допустимое значение степени сухости пара на выходе из турбины должно быть не ниже $x = 0.86...0.88$.



Одним из способов, позволяющих снизить влажность пара на выходе из турбины, является перегрев пара. Применение перегрева пара приводит к увеличению термического КПД цикла и одновременно приводит к более высоким степеням сухости пара.

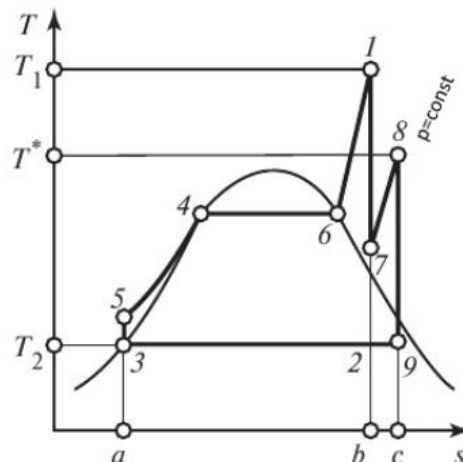
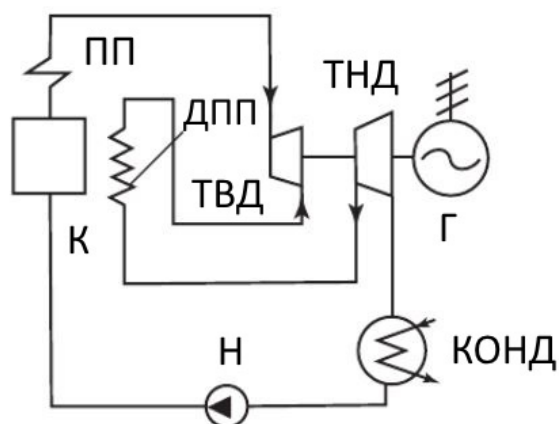
Также известно, что при одной и той же температуре перегрева пара применение более высокого давления увеличивает коэффициент заполнения цикла и, следовательно, термический КПД цикла, но одновременно уменьшает степень сухости пара на выходе из турбины и КПД турбины.

Повысить степень сухости пара и КПД цикла можно было бы, повысив температуру перегрева (штриховая линия), однако, как уже отмечалось, **возможность дальнейшего повышения температуры ограничивается свойствами конструкционных материалов**; экономическая целесообразность этого мероприятия должна соотносываться также с увеличивающимися капиталовложениями на сооружение такой установки.

Одним из путей снижения конечной влажности пара является также применение так называемого промежуточного перегрева пара, сущность которого состоит в следующем. После того как поток пара, совершающего работу в турбине, расширился до некоторого давления $p^* > p_2$ он выводится из турбины и направляется в дополнительный пароперегреватель, размещаемый, например, в газоходе котла. Там температура пара повышается до величины T^* , после чего пар вновь поступает в турбину, где расширяется до давления p_2 . Как видно из T,s -диаграммы, в этом случае конечная влажность пара снижается.

Схема установки с промежуточным перегревом пара (или, как иногда говорят, со вторичным перегревом) представлена на рисунке (дополнительный пароперегреватель

обозначен ДПП). В случае применения промежуточного перегрева турбина выполняется в виде двухцилиндрового агрегата, состоящего по существу из двух отдельных турбин - высокого давления и низкого давления. При этом обе турбины могут быть размещены на одном валу, соединенном с электрогенератором.



Цикл с промежуточным перегревом пара можно представить себе состоящим из двух отдельных циклов - обычного цикла Ренкина (основного) 5-4-6-1-2-3-5 и дополнительного цикла 2-7-8-9-2 (здесь 7-8 – изобара $p^* = \text{const}$). При этом формально можно считать, что работа, произведенная на участке 7-2 адиабаты расширения в основном цикле, затрачивается на адиабатное сжатие рабочего тела на участке 2-7 дополнительного цикла.

Выражение для термического КПД цикла с промежуточным перегревом при $q_1 = (h_1 - h_5) + (h_8 - h_7)$, $q_2 = h_9 - h_3$ можно представить в следующем виде:

$$\eta_T^{\text{пр.п}} = \frac{(h_1 - h_7) + (h_8 - h_9) - (h_5 - h_3)}{(h_1 - h_5) + (h_8 - h_7)} \quad (1)$$

Если термический КПД дополнительного цикла

$$\eta_T^{\text{доп}} = \frac{(h_8 - h_9) - (h_7 - h_2)}{(h_8 - h_7)} \quad (2)$$

будет больше, чем термический КПД основного цикла

$$\eta_T^{\text{осн}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_5 - h_3)}{(h_1 - h_5)}, \quad (3)$$

то термический КПД цикла с промежуточным перегревом будет больше термического КПД цикла Ренкина без перегрева (т. е. основного цикла):

$$\eta_T^{\text{пр.п}} > \eta_T^{\text{осн}}. \quad (4)$$

Промежуточный перегрев пара, который в свое время вошел в энергетику главным образом как средство борьбы с высокой влажностью пара в последних ступенях турбины, является средством повышения термического КПД цикла.

Из T, s -диаграммы следует, что если промежуточный перегрев пара осуществляется от не слишком низкой температуры до температуры, близкой к T_1 , то термический КПД дополнительного цикла будет заведомо выше термического КПД основного цикла - ведь в этом случае степень заполнения у дополнительного цикла значительно выше, чем у основного.

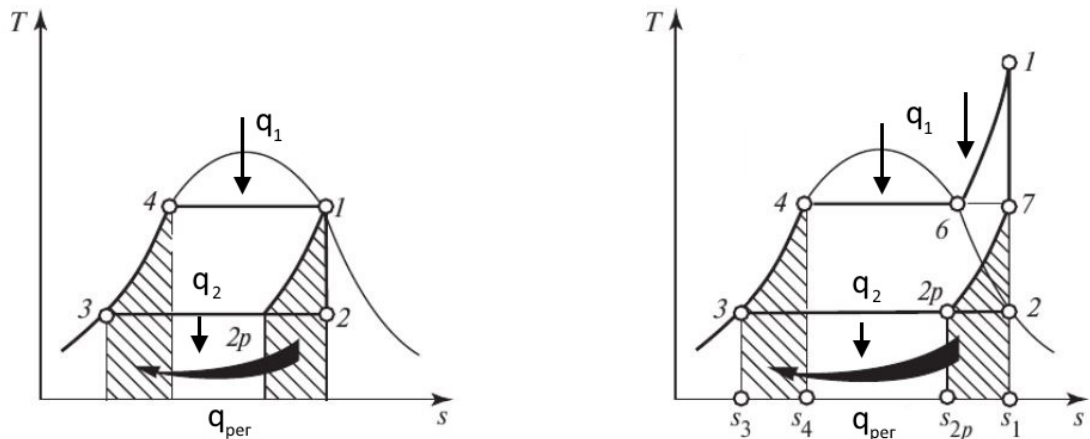
В современных паросиловых установках обычно применяется не только однократный, но и двукратный промежуточный перегрев пара.

Промежуточный перегрев пара в паросиловых установках как средство повышения термического КПД установки аналогичен ступенчатому подводу тепла в газотурбинных установках.

2. РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ЦИКЛЫ

Для повышения термического КПД цикла в паротурбинных теплосиловых установках, так же как и в газотурбинных установках, применяется регенерация теплоты.

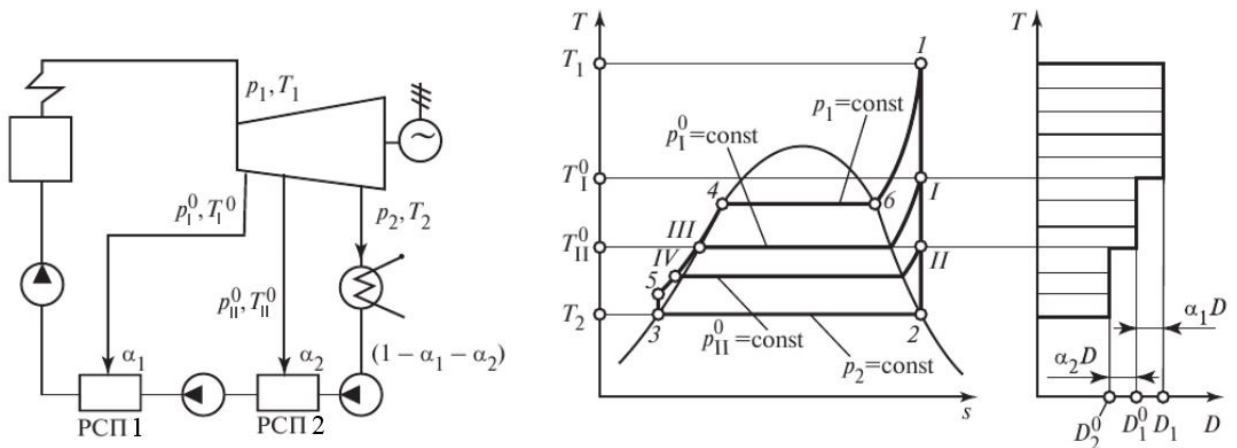
Если в паросиловой установке осуществляется цикл Ренкина без перегрева пара, то в случае осуществления полной регенерации термический КПД цикла Ренкина будет равен термическому КПД цикла Карно. Разумеется, речь идет здесь об обратимых циклах.



Коэффициент полезного действия цикла Ренкина с перегревом пара даже в случае предельной регенерации будет меньше термического КПД цикла Карно, осуществляемого в том же интервале температур, однако при этом термический КПД цикла Ренкина заметно возрастает (по сравнению с циклом без регенерации).

Термический КПД цикла Ренкина с предельной регенерацией определяется выражением:

$$\eta_T^{\text{per}} = 1 - \frac{T_2 (s_{2p} - s_3)}{h_1 - h_4} \quad (5)$$



В реальных паросиловых циклах регенерация осуществляется с помощью регенеративных, поверхностных или смешивающих теплообменников, в каждый из

которых поступает пар из промежуточных ступеней турбины (так называемый регенеративный отбор). Пар конденсируется в регенеративных теплообменниках РСП1 и РСП2, нагревая питательную воду, поступающую в котел. Конденсат греющего пара также поступает в котел или смешивается с основным потоком питательной воды.

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

Как показывает анализ, увеличение числа ступеней регенеративного подогрева воды приводит к повышению термического КПД цикла, т.к. при этом регенерация в цикле приближается к предельной. Однако каждая последующая ступень регенеративного подогрева вносит все меньший и меньший вклад в рост КПД.

В мощных современных паротурбинных установках высоких параметров число ступеней регенеративного подогрева достигает десяти. Вопрос о выборе точек отбора пара из турбины в регенеративные смешивающие подогреватели (т.е. о выборе температуры, до которой подогревается вода в каждой из ступеней) является предметом специального анализа. Заметим только, что критерием выбора того или иного распределения регенеративного подогрева по ступеням является обеспечение максимальной экономичности установки, которая в большинстве случаев обеспечивается повышением термического КПД цикла. При бесконечно большом числе ступеней подогрева термический КПД цикла определяется однозначно, но если число ступеней конечно, то КПД цикла будет различным в зависимости от того, как распределены температуры подогрева между отдельными ступенями.

3. БИНАРНЫЕ ЦИКЛЫ

Проведенный анализ циклов теплосиловых установок показал, что рабочее тело должно обладать рядом характеристик:

1. Рабочее тело должно обеспечивать возможно более высокий коэффициент заполнения цикла. Для этого рабочее тело должно иметь возможно меньшую изобарную теплоемкость в жидком состоянии.

2. Рабочее тело должно иметь возможно более высокие критические параметры: при одной и той же температуре насыщенного пара больший коэффициент заполнения имеет цикл, осуществляемый с рабочим веществом, имеющим более высокие критические параметры.

3. Свойства рабочего тела должны быть такими, чтобы высокая верхняя температура при достаточно высоком коэффициенте заполнения цикла обеспечивалась при не слишком высоком давлении пара, т.е. чтобы высокий термический КПД достигался без перехода к чрезмерно высоким давлениям, которые приводят к большому усложнению установки.

4. Рабочее тело должно быть таким, чтобы его давление насыщения при низшей температуре цикла (т. е. температуре, близкой к температуре окружающей среды) было не слишком низким; слишком низкое давление насыщения потребует применения глубокого вакуума в конденсаторе, что сопряжено с большими техническими сложностями.

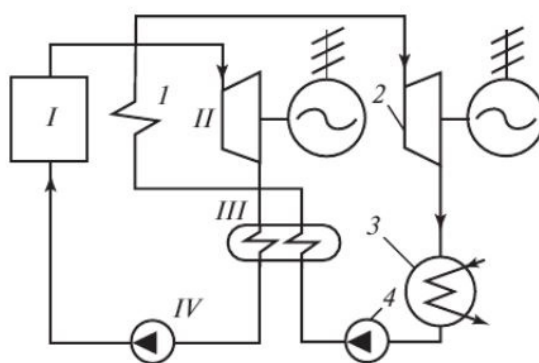
5. Рабочее тело должно быть недорогим; оно не должно быть агрессивным в отношении конструкционных материалов, из которых выполняется теплосиловая установка; оно не должно причинять вреда обслуживающему персоналу (т.е. не должно быть токсичным).

К сожалению, в настоящее время рабочие тела, в должной мере удовлетворяющие всем этим условиям, неизвестны. Самое распространенное рабочее тело современной теплоэнергетики - **вода - не удовлетворяет условию достаточно низкой теплоемкости в жидкой фазе**, но удовлетворяет условию не слишком низкого значения давления в конденсаторе; вода является вполне подходящим рабочим телом для низкотемпературной части цикла.

Достижение высоких коэффициентов заполнения пароводяного цикла сопряжено с необходимостью перехода к высоким давлениям; при этом вследствие сравнительно невысокой критической температуры длина изобарно-изотермического участка двухфазной области уменьшается, что уменьшает темп роста коэффициента заполнения цикла при переходе к высоким давлениям. Именно вследствие этого средняя температура подвода теплоты в пароводяном цикле сравнительно невысока, что приводит к значительным потерям работоспособности.

Ртуть имеет невысокое давление насыщения при высоких температурах и высокие критические параметры $p_{кр} = 151$ МПа, $T_{кр} = 1490$ °С, а при температуре, например, 550 °С давление насыщения составляет всего лишь 1420 кПа; это позволяет осуществить цикл Ренкина на насыщенном ртутном паре без перегрева с достаточно высоким термическим КПД. Однако при температурах, близких к температуре окружающей среды, давление насыщения ртути слишком мало: при $T = 30$ °С, $p_{нас} = 0,36$ Па, давлению же, обычно применяемому в конденсаторах паровых турбин (4 кПа), соответствует слишком большая температура насыщения ртути - $217,1$ °С. Термический КПД цикла со столь большой нижней температурой был бы невелик. Таким образом, ртуть как рабочее тело хороша для верхней (высокотемпературной) части цикла и неудовлетворительна для нижней.

Так как в настоящее время нет рабочих тел, удовлетворяющих перечисленным требованиям во всем температурном интервале цикла, то можно осуществить цикл, используя комбинацию двух рабочих тел, применяя каждое из них в той области температур, где это рабочее тело обладает наибольшими преимуществами. Циклы такого рода носят название бинарных.



В ртутном котле I к ртути подводится теплота, ртуть испаряется, и сухой насыщенный пар ртути при давлении $p_1^{пр}$ поступает в ртутную турбину II, где он совершает работу, отдаваемую соединенному с этой турбиной электрогенератору. На выходе из турбины отработавший ртутный пар, имеющий давление $p_2^{пр}$, направляется в конденсатор-испаритель III, где он конденсируется, и затем жидкая ртуть насосом IV подается в котел I.

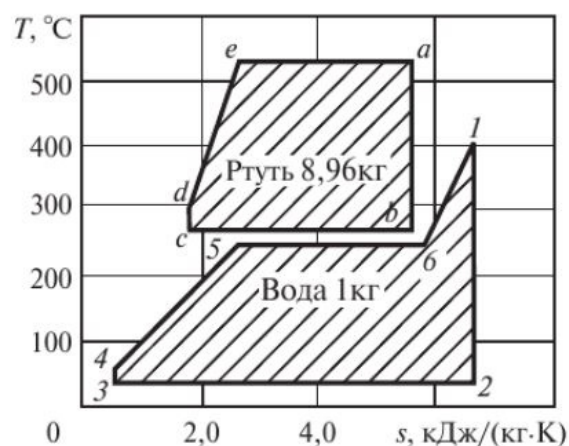
Конденсатор-испаритель представляет собой поверхностный теплообменник, в котором конденсирующийся ртутный пар отдает теплоту охлаждающей воде. За счет этой теплоты вода в конденсаторе-испарителе нагревается до кипения и испаряется. Сухой насыщенный водяной пар из конденсатора-испарителя направляется в пароперегреватель 1, размещаемый обычно в газоходе ртутного котла. Перегретый водяной пар при давлении p_1^B поступает в паровую турбину 2, соединенную с электрогенератором. Отработавший водяной пар с давлением p_2^B конденсируется в конденсаторе 3; затем насос 4 подает воду в конденсатор-испаритель.

Следует отметить, что расходы рабочего тела в ртутном и пароводяном контурах различны. Соотношение между расходами ртути и пара определяется из следующих соображений. Рассмотрим, например, бинарный ртутно-водяной цикл, в котором ртутный цикл осуществляется с сухим насыщенным ртутным паром в интервале давлений $p_1^{Pr} = 1180$ кПа (температура насыщения ртути при этом давлении составляет $T_1^{Pr} = 532,1$ °С) и $p_2^{Pr} = 9,8$ кПа (температура насыщения $T_2^{Pr} = 250$ °С), а в пароводяном цикле начальные параметры пара составляют $p_1^B = 3330$ кПа ($T_{нас} = 239,8$ °С) и $T_1^B = 400$ °С при нижнем давлении $p_2^B = 4$ кПа.

Теплота парообразования ртути при давлении p_2^{Pr} - 299,0 кДж/кг, а разность энтальпий сухого насыщенного водяного пара и воды при температуре 28,6 °С на изобаре 3330 кПа (т. е. сумма количеств теплоты, необходимой для того, чтобы нагреть воду, вышедшую из конденсатора, до кипения и затем испарить ее) составляет 2680 кДж/кг. Отсюда очевидно, что для того, чтобы в конденсаторе-испарителе довести до кипения и затем испарить 1 кг воды, необходимо отвести теплоту от 8,95 кг конденсирующегося ртутного пара. Таким образом, расход рабочего тела в ртутном контуре этой бинарной установки должен быть в 8,95 раза больше расхода в пароводяном контуре. В общем случае это соотношение расходов ртути и воды (или, кратность расхода ртути по отношению к расходу воды) определяется из соотношения:

$$m_p = \frac{h_6^B - h_4^B}{r^{Pr}} \frac{1}{\eta_{ки}} \quad (6)$$

здесь $\eta_{ки}$ - КПД конденсатора-испарителя, учитывающий тепловые потери этого аппарата.



T,s-диаграмма рассматриваемого цикла изображена на рисунке. Эта диаграмма построена для 1 кг воды и для 8,95 кг ртути в предположении, что цикл внутренне обратим. Пароводяная часть цикла представляет собой обычный цикл Ренкина с

перегретым паром. Ртутная надстройка над пароводяным циклом представляет собой цикл Ренкина с влажным паром. Здесь a-b - адиабатный процесс в ртутной турбине, b-c - отвод теплоты от конденсирующегося ртутного пара в конденсаторе-испарителе, c-d - процесс в ртутном насосе, d-e-a - изобарный процесс подвода теплоты к ртути в ртутном котле.

Термический КПД бинарного цикла определяется выражением:

$$\eta_T^{\text{бин}} = \frac{m_p l^{\text{рт}} + l^{\text{в}}}{m_p q_1^{\text{рт}} + q_1^{\text{в}}} \quad (7)$$

где $l^{\text{рт}}$ и $l^{\text{в}}$ - работы, произведенные в ртутной и пароводяной частях цикла, а $q_1^{\text{рт}}$ и $q_1^{\text{в}}$ - количества теплоты, подводимой в ртутной и пароводяной частях цикла. Важно подчеркнуть, что в бинарном цикле $q_1^{\text{в}}$ - это теплота, затрачиваемая на перегрев водяного пара, т.е. $q_1^{\text{в}} = h_1 - h_6$ (поскольку нагрев воды до кипения и испарение воды осуществляются за счет теплоты, отдаваемой конденсирующимся ртутным паром).

Помимо ртути в качестве рабочих веществ для верхней части бинарного цикла предлагались дифенилоксид ($\text{C}_6\text{H}_5)_2\text{O}$, дифенильная смесь (75% дифенилоксида и 25% дифенила $\text{C}_{12}\text{H}_{10}$), бромиды сурьмы SbBr_3 , кремния SiBr_4 , алюминия AlBr_3 и другие вещества.

Следует, однако, отметить, что до настоящего времени бинарные циклы не получили распространения. Это объясняется главным образом техническими трудностями, с которыми связано сооружение таких установок. Развитие и реализация на практике идеи использования бинарных циклов пошла по другому пути – созданию так называемых **парогазовых установок**.

4. ВОПРОСЫ ДЛЯ ДИСТАНЦИОННОГО ОСВОЕНИЯ ЛЕКЦИИ

1. Для каких целей используется промежуточный перегрев пара.
Ответ:
2. При каком условии КПД цикла Ренкина с промежуточным перегревом пара будет выше КПД цикла Ренкина без промежуточного перегрева пара.
Ответ:
3. Нарисуйте принципиальную схему паросиловой установки, работающей по циклу Ренкина с регенерацией теплоты.
Ответ:
4. Нарисуйте принципиальную схему бинарной паросиловой установки, работающей по циклу Ренкина на воде и ртутном паре.
Ответ:
5. Как вычисляется коэффициент кратности расхода одного из теплоносителей в бинарном цикле.
Ответ:
Фамилия Имя Отчество:
Группа:
Подпись:
Дата: