

10. Циклы паросиловых установок

10.1 Введение

В настоящее время теплосиловые циклы и соответствующие станции играют ведущую роль в общей энергетике России.

Применение пара для получения работы ведет свое начало с очень далеких времен. 60-е годы 18-го столетия ознаменовались важным событием в развитии паровой техники. В России на алтайских заводах талантливым изобретателем И.И. Ползуновым (1730 – 1766гг.) была сконструирована и построена паровая машина – она явилась первой паровой машиной, предназначавшейся не для откачки воды, например, из угольных копей, а для заводских целей. Через несколько лет после создания машины Ползунова была построена паровая машина Уаттом, которая после ряда усовершенствований получила широкое применение в различных отраслях промышленности и на железнодорожном и водном транспорте.

«Природа, - писал Карно, - повсюду предоставляя горючий материал, дала нам возможность всегда и везде получать теплоту и сопровождающую ее движущую силу. Развивать эту силу и приспособлять ее для наших нужд – такова цель тепловых машин.

Изучение этих машин чрезвычайно интересно, так как их значение весьма велико и их распространение растет с каждым днем. Тепловая машина уже обслуживает наши шахты, двигает наши корабли, углубляет гавани и реки, куёт железо, обрабатывает дерево, переносит самые тяжелые грузы и т.п.».

Наиболее распространенным рабочим телом паросиловых циклов является вода – самое дешевое и доступное рабочее тело.

10.2. Цикл Карно

Использование рабочего тела, изменяющего в течение цикла свое агрегатное состояние позволяет осуществить на практике цикл Карно. Если использовать влажный водяной пар в качестве рабочего тела и осуществить цикл, составленный из двух адиабат и двух изобар (которые в то же время являются изотермами), то это и будет цикл Карно.

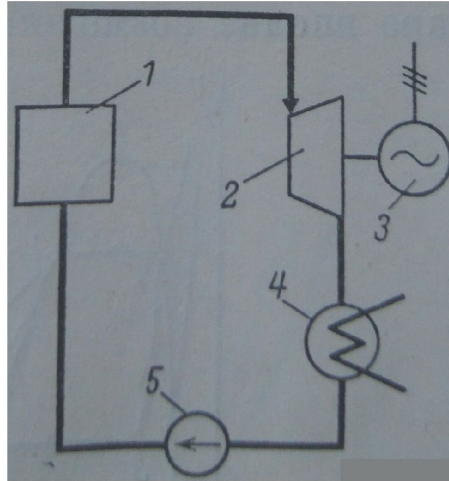


Рис. 1.

Схема теплосиловой установки, в которой осуществляется цикл Карно на влажном паре, представлена на рис. 1. В паровой котел 1 поступает влажный водяной пар малой степени сухости x . За счет сгорания в топке котла топлива (уголь, мазут, природный газ и др.) к влажному пару подводится тепло, и степень сухости пара повышается до единицы. Процесс подвода тепла в котле происходит при постоянном давлении p_1 и постоянной температуре T_1 .

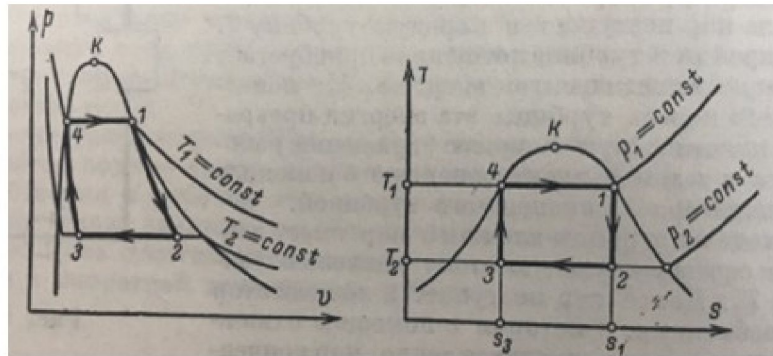
Из котла пар поступает в паровую турбину 2. При расширении в турбине поток пара приобретает значительную кинетическую энергию. На лопатках рабочего колеса турбины эта энергия превращается в кинетическую энергию вращения рабочего колеса и затем в электроэнергию с помощью электрогенератора 3 вращаемого турбиной.

На выходе из турбины влажный пар имеет давление p_2 и соответствующую этому давлению температуру T_2 . Далее пар поступает в конденсатор 4 – теплообменник, в котором с помощью охлаждающей воды от пара отводится тепло, пар конденсируется и, следовательно, степень сухости уменьшается. Процесс отвода тепла от пара в конденсаторе происходит при постоянном давлении.

На выходе из турбины влажный пар имеет давление p_2 и соответствующую этому давлению температуру T_2 . Далее пар поступает в конденсатор 4 – теплообменник, в котором с помощью охлаждающей воды от пара отводится тепло, пар конденсируется и, следовательно, степень сухости уменьшается. Процесс отвода тепла от пара в конденсаторе происходит при постоянном давлении.

После конденсатора влажный пар поступает в компрессор 5, в котором он адиабатно сжимается до давления p_1 . Затем влажный пар вновь поступает в котел, и цикл замыкается. На участке цикла от выхода из компрессора до входа в турбину давление рабочего тела равно p_1 , а на участке цикла от выхода из турбины и до входа в компрессор давление равно p_2 . Конечно, из-за гидравлических потерь при течении пара в трубопроводах давление вдоль потока пара несколько снижается, но ими можно пренебречь.

Описанный цикл изображен в p , v - и T , s -диаграммах на рис. 2. Подвод тепла q_1 к пару в котле осуществляется по изобаре-изотерме 4-1, процесс расширения в паровой турбине – по адиабате 1-2, отвод тепла q_2 в конденсаторе – по изобаре – изотерме 2-3, сжатие пара в компрессоре – по адиабате 3-4. Отвод тепла в конденсаторе должен осуществляться до тех пор, пока влажный пар не достигнет состояния, которое определяется следующим условием: при сжатии по адиабате от состояния 3 с давлением p_2 до давления p_1 конечное состояние рабочего тела должно быть в области насыщения.



Термический к.п.д. обратимого цикла Карно, осуществляемого во влажном паре, как с любым другим рабочим телом, определяется уравнением $\eta_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$. Из сказанного следует, что осуществление цикла Карно во влажном паре вполне возможно.

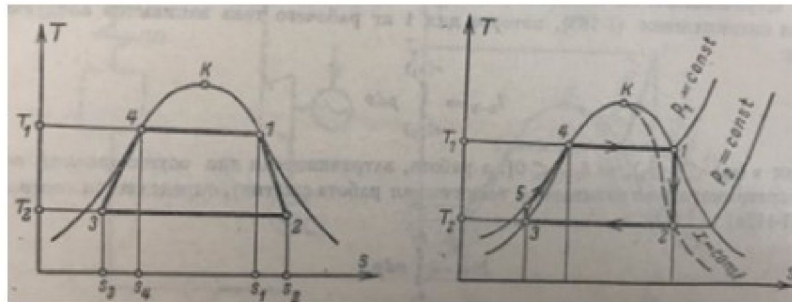
Тем не менее с учетом условий работы теплосилового оборудования практическое осуществление этого цикла нецелесообразно, так как при работе на влажном паре условия работы проточных частей турбин и компрессоров оказываются тяжелыми, течение оказывается газодинамически несовершенным и внутренний относительный к.п.д. η_{0i} этих машин снижается. Вследствие этого внутренний абсолютный к.п.д. цикла

$$\eta_i = \eta_i \eta_{oi} \quad (1)$$

оказывается сравнительно малым. Важно и то, что компрессор для сжатия влажного пара с малыми давлениями и большими удельными объемами представляет собой весьма громоздкое, не удобное в эксплуатации устройство, на привод которого затрачивается очень большая энергия. По этим причинам цикл Карно, осуществляемый во влажном паре, не нашел практического применения.

10.3 Цикл Ренкина

В 50-х годах 19 века почти одновременно шотландским инженером и физиком У. Ренкиным и Р. Клаузиусом был предложен цикл, в котором компрессор заменили насосом и в настоящее время этот цикл называется циклом Ренкина. Схема теплосиловой установки с циклом Ренкина аналогична схеме установки, изображенной на рис. 1, с той разницей, что в случае цикла Ренкина на этой схеме 5 – водяной насос. В отличие от компрессоров, насосы компактные и простые по устройству, они потребляют весьма мало энергии для своего привода. Рис.3.



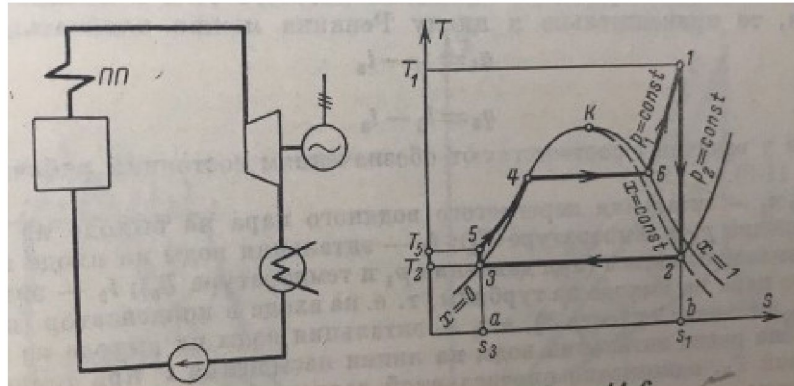
Цикл Ренкина в T, s -диаграмме изображен на рис.3. Влажный пар в конденсаторе полностью конденсируется по изобаре $p_2 = \text{const}$ (точка 3 на рис. 3). Затем вода сжимается насосом от давления p_2 до давления p_1 . Этот адиабатный процесс изображен в T, s -диаграмме вертикальным отрезком 3 – 5. Длина отрезка 3-5 в T, s -диаграмме весьма мала. Как известно, в области жидкости изобары в T, s -диаграмме проходят очень близко друг от друга. Благодаря этому при изоэнтропном сжатии воды, находящейся, например, при температуре 25°C и давлении насыщения $3,1 \text{ кПа}$, до давления 300 бар температура воды возрастает менее чем на 1°C , и можно с хорошей степенью приближения считать, что в области жидкости изобары воды практически совпадают с левой пограничной кривой.

В первом приближении, вполне достаточном для технических расчетов, воду можно считать практически несжимаемой ($v_B = \text{const}$, т.е. $dv_B = 0$), и $l_{ск} = 0$. Что же касается технической работы насоса, то

$$l_{нас} = -v_B(p_1 - p_2), \quad (2)$$

здесь знак минус показывает, что работа должна быть подведена к насосу извне.

Из насоса вода под давлением p_1 поступает в котел, где к ней в изобарном процессе подводится тепло. Вначале вода нагревается до кипения (участок 5-4 изобары $p_1 = \text{const}$ на рис. 3), а затем, по достижении температуры кипения, происходит процесс парообразования (участок 4 - 1 изобары $p_1 = \text{const}$ на рис. 3). Сухой насыщенный пар, полученный в котле, поступает в турбину. Процесс расширения пара в турбине изображается адиабатой 1 - 2. Отработанный влажный пар поступает в конденсатор, и цикл замыкается. Рис. 4 и 5



С точки зрения термического к.п.д. цикл Ренкина представляется менее выгодным, чем обратимый цикл Карно, изображенный на рис. 2, поскольку степень заполнения цикла (равно как и средняя температура подвода тепла) для цикла Ренкина оказывается меньше, чем в случае цикла Карно. Однако с учетом реальных условий осуществления цикла и значительно меньшего влияния необратимости процесса сжатия воды по сравнению со сжатием влажного пара на общий к.п.д. цикла экономичность цикла Ренкина выше экономичности соответствующего цикла Карно во влажном паре. Вместе с тем замена громоздкого компрессора для сжатия влажного пара компактным водяным насосом позволяет существенно снизить затраты на сооружение теплосиловой установки и упростить ее эксплуатацию.

Благодаря отмеченным обстоятельствам внутренние абсолютные к.п.д. сравниваемых циклов будут примерно одинаковыми.

Для увеличения термического к.п.д. цикла Ренкина, применяют *перегрев пара* в специальном элементе котла - *пароперегревателе* (ПП на рис 4), где пар нагревается до температуры, выше температуры насыщения при давлении p_1 . Цикл Ренкина с перегретым паром в T, s-диаграмме показан на рис. 5. В этом случае средняя температура подвода тепла увеличивается по сравнению с температурой подвода тепла без перегрева и, следовательно, термический к.п.д. цикла увеличивается.

Из рис. 5 видно, что в случае цикла с перегревом процесс расширения пара в турбине 1-2, осуществляемый до того же, что и раньше, давления p_2 , заканчивается внутри двухфазной области в районе более высоких степеней сухости, чем для цикла, изображенного на рис. 3. Благодаря этому условия работы проточной части турбины оказываются более легкими и, следовательно, повышаются внутренний относительный к.п.д. турбины η_{oi}^* и внутренний абсолютный к.п.д. цикла η_i . Величина η_i для цикла с перегревом возрастает как за счет роста η_{it} , так и за счет роста η_{oi} .

Цикл Ренкина с перегревом пара является одним из основных циклов теплосиловых установок, применяемых в современной теплоэнергетике.

Количество тепла, подводимого к рабочему телу в цикле (q_1), изображается в T, s -диаграмме на рис. 5 площадью $a-3-5-4-6-1-b-a$. Тепло, отводимое в цикле (q_2), эквивалентно площади $a-3-2-b-a$, а работа цикла – площади $3-5-4-6-1-2-3$.

Поскольку процессы подвода и отвода тепла в цикле Ренкина (рис. 5) осуществляются по изобарам, то применительно к циклу Ренкина можно написать:

$$q_1 = h_1 - h_5 \quad \text{и} \quad q_2 = h_2 - h_3. \quad (3)$$

С учетом этих соотношений получаем из общего уравнения для термического к.п.д. цикла

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

$$\text{применительно к обратимому циклу Ренкина} \quad \eta_t = \frac{(h_1 - h_5) - (h_2 - h_3)}{h_1 - h_5}. \quad (4)$$

Это уравнение можно записать в следующем виде:

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_2) - (h_5 - h_3)}{h_1 - h_5}. \quad (4a)$$

Разность $(h_1 - h_2)$ представляет собой *располагаемый перепад энтальпий*, превращаемый в кинетическую энергию потока и затем в работу в турбине, разность $(h_5 - h_3)$ – это *техническая работа* насоса. Таким образом, работу, производимую в цикле, можно рассматривать как разность работы, полученной в турбине, и работы, затрачиваемой на привод насоса. Условимся обозначать

$$l_{\Gamma}^{\text{теор}} = h_1 - h_2 \quad \text{и} \quad l_{\text{нас}}^{\text{теор}} = h_5 - h_3, \quad (5)$$

тогда $l_{\Gamma}^{\text{обр}} = l_{\Gamma}^{\text{теор}} - l_{\text{нас}}^{\text{теор}}$, (6) индексы «теор» и «обр» показывают, что эти величины относятся к теоретическому обратимому циклу, без учета необратимых потерь.

Для технической работы насоса $h_5 - h_3 = v_b(p_1 - p_2)$ (7) и соотношение (4a) примет вид

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_2) - v_g(p_1 - p_2)}{h_1 - h_5} .$$

(8)

Уравнения (4а) и (8) позволяют с помощью h, s -диаграммы или таблиц термодинамических свойств воды и водяного пара определить величину термического к.п.д. обратимого цикла Ренкина по известным значениям начальных параметров пара p_1 и T_1 и давления пара в конденсаторе.

Если пренебречь величиной работы насоса $h_5 - h_3$ вследствие ее малости по сравнению с располагаемым перепадом энтальпий, срабатываемых в турбине $h_1 - h_2$, т.е. считать, что $h_3 \approx h_5$, то уравнение (4а) можно записать в следующем виде:

$$\eta_t \approx \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} .$$

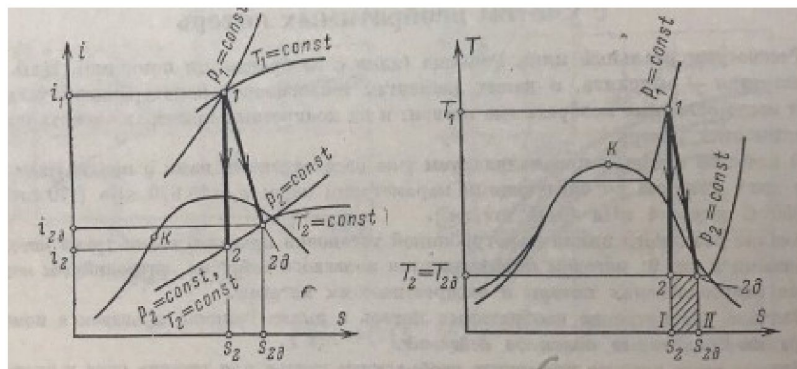
(9)

Это соотношение приемлемо для прикидочных расчетов циклов паросиловых установок низкого давления. Для установок высокого давления величиной работы насоса пренебрегать нельзя.

Обычно в современных теплосиловых установках давление в конденсаторе p_2 определяется температурой охлаждающей воды и равно 3,5 – 4,0 кПа. Дальнейшее снижение давления в конденсаторе нецелесообразно, во-первых, потому, что при более глубоком разрежении возрастает удельный объем пара, поступающего из турбины в конденсатор, вследствие чего размеры конденсатора и последних ступеней турбины увеличиваются. Во-вторых, при более глубоком разрежении температура пара в конденсаторе получается более низкой, вследствие чего разность температур конденсирующегося пара и омывающей конденсатор охлаждающей воды становится слишком малой, что приводит к увеличению размеров конденсатора.

10.4 Анализ цикла Ренкина с учетом необратимых потерь

Рассмотрим реальный цикл Ренкина (цикл с необратимыми потерями). Цель этого рассмотрения – выяснить, в каких элементах теплосиловой паротурбинной установки имеют место основные необратимые потери.



Если бы процесс расширения пара в турбине был обратимым (отсутствие трения и др. потерь), то в кинетическую энергию и, следовательно, в работу турбины был бы преобразован весь располагаемый теплоперепад: $I_T^{теор} = h_1 - h_2$; а вследствие необратимых потерь работа пара составляет меньшую величину (рис. 6):

$$I_T^{действ} = h_1 - h_{2\delta}. \quad (10)$$

Т.к. всегда $h_{2\delta} > h_2$ и, следовательно, $I_T^{действ} < I_T^{теор}$ или

$$I_T^{теор} - I_T^{действ} = h_{2\delta} - h_2. \quad (11)$$

В этом случае внутренний относительный к.п.д. паровой турбины определяется как:

$$\eta_{от}^T = \frac{h_1 - h_{2\delta}}{h_1 - h_2}. \quad (12)$$

Величина внутреннего относительного к.п.д. у современных мощных паровых турбин высоких параметров составляет $\eta_{от}^T = 0,85 - 0,90$.

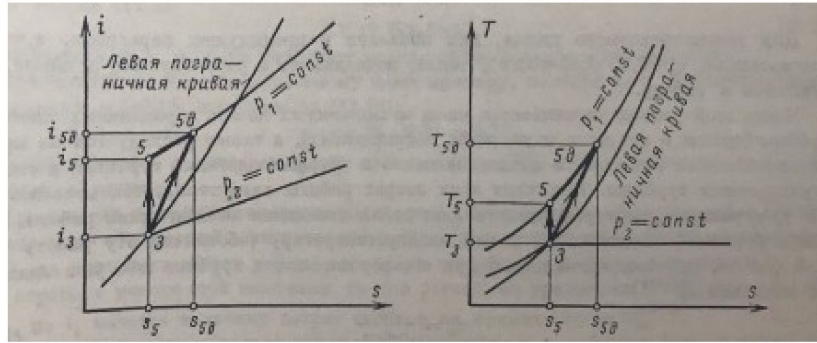
Аналогичным образом работа, затрачиваемая на привод насоса, при отсутствии потерь

$$I_{нас}^{теорет} = h_5 - h_3,$$

а в действительном процессе при наличии необратимых потерь

$$I_{нас}^{действ} = h_{5\delta} - h_3.$$

Действительный адиабатный процесс в насосе в сравнение с обратимым процессом изображен на рис. 7.



Внутренний относительный к.п.д. насоса определяется как

$$\eta_{0i}^{нас} = \frac{h_5 - h_3}{h_{5\theta} - h_3}. \quad (13)$$

Величина $\eta_{0i}^{нас}$ обычно составляет 0,85 - 0,90.

Работа действительного цикла Ренкина будет равна $l_q^{действ} = (h_1 - h_2) - (h_{5\theta} - h_3)$, откуда с учетом (12) и (13) следует, что

$$l_q^{действ} = (h_1 - h_2) \eta_{0i}^T \cdot \frac{h_5 - h_3}{\eta_{0i}^{нас}}. \quad (14)$$

Отсюда получаем выражение для внутреннего относительного к.п.д. комплекса турбина - насос

$$\eta_{0i}^u = \frac{l_q^{действ}}{l_q^{обр}} = \frac{(h_1 - h_2) \eta_{0i}^T \cdot \frac{h_5 - h_3}{\eta_{0i}^{нас}}}{(h_1 - h_2) - (h_5 - h_3)}. \quad (15)$$

Можно получить, что величина η_{0i}^u практически равна величине η_{0i}^T . Это обстоятельство не должно вызывать удивления, это объясняется малостью величины $l_{нас}$ по сравнению с l^T . Поэтому в дальнейшем будем считать, что $\eta_{0i}^u = \eta_{0i}^T$. (16)

Внутренний абсолютный к.п.д. цикла $\eta_i^u = \eta_{0i}^u \eta_T$. Часть работы утрачивается из-за механических потерь в различных элементах турбины (трение в опорных и упорных подшипниках), также расходуется на привод масляного насоса, который подает машинное масло к трущимся деталям турбины и системы регулирования турбины. Величина этих затрат работы характеризуется механическим к.п.д. турбины η_m , который представляет собой отношение механической работы, переданной турбиной электрогенератору l_T^m , к работе, произведенной паром при его расширении в турбине $l_T^{действ}$:

$$\eta_M = \frac{I_T^M}{I_T^{\text{действ}}} \cdot \quad (17)$$

$$\text{Абсолютный эффективный к.п.д. турбоустановки равен } \eta_e^T = \frac{I_T^M}{Q_1}, \quad (18)$$

при этом величиной работы насоса пренебрегаем, то из (18) очевидно, что

$$\eta_e^T = \frac{I_T^M}{I_T^{\text{действ}}} \frac{I_T^{\text{действ}}}{Q_1}, \quad \text{отсюда следует, что } \eta_e^u = \eta_M \eta_i^u, \text{ или } \eta_e^T = \eta_M \eta_{oi}^u \eta_T. \quad (19)$$

Для современных мощных турбин $\eta_M = 0,97 - 0,995$. Работа I_T^M передается на муфту связанного с турбиной электрогенератора. Некоторая часть этой работы расходуется в виде потерь в электрогенераторе (электрические и механические потери). Определим к.п.д. электрогенератора (η_r) в виде отношения $\eta_r = \frac{I_3}{I_T^M}$, (20) где I_3 – работа, передаваемая внешнему потребителю (электроэнергия, отдаваемая в сеть).

К.п.д. мощных электрогенераторов составляет в настоящее время $\eta_r = 0,97 - 0,99$.

Введем понятие об абсолютном электрическом к.п.д. турбогенераторной установки:

$$\eta_e^z = \frac{I_3}{Q_1}, \text{ или } \eta_e^z = \eta_r \eta_M \eta_{oi}^u \eta_T. \quad (21)$$

Естественно, этот к.п.д. не учитывает потерь тепла в котле и паропроводах. Величина к.п.д. в паропроводах $\eta_{пп} = 0,98 - 0,99$. Потерю тепла на участке турбина – конденсатор и в конденсаторопроводе от конденсатора до котла не учитываем вследствие ее малости. Эффективный абсолютный к.п.д. теплосиловой установки равен:

$$\eta_e^{\text{устан}} = \eta_{ка} \eta_{пп} \eta_r \eta_M \eta_{oi}^u \eta_T. \quad (22)$$

Обозначим теплоту сгорания топлива через Q_n^p кДж/кг, количество топлива, которое необходимо сжечь в топке котла в течение часа – через В, электрическую мощность – N

кВт, то чтобы получить В в кг/час запишем уравнение теплового баланса в виде:

$$B = \frac{3600 N}{Q_n^p \eta_e^{\text{устан}}}. \quad (23)$$

если же N выражено в кВт, а Q_n^p – в ккал/кг, то для получения В в кг/час следует (23) записать в виде

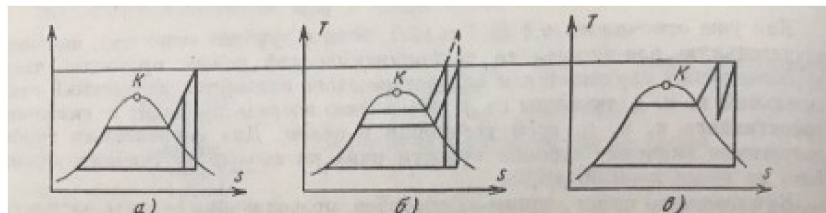
$$B = \frac{860 N}{Q_n^p \eta_e^{\text{устан}}}, \quad (24)$$

Поскольку 1 кВт ≈ 860 ккал/ч.

10.5 Цикл с промежуточным перегревом пара

Если в турбине течет пар, имеющий значительную влажность, то гидродинамический режим проточной части турбины резко ухудшается и вследствие этого снижается внутренний относительный к.п.д. турбины ($\eta_{\text{вн}}$), что в свою очередь приводит к снижению эффективного к.п.д. всей установки в целом. Для современных турбин допустимое значение степени сухости пара на выходе из турбины должно быть не ниже $x = 0,86 - 0,88$.

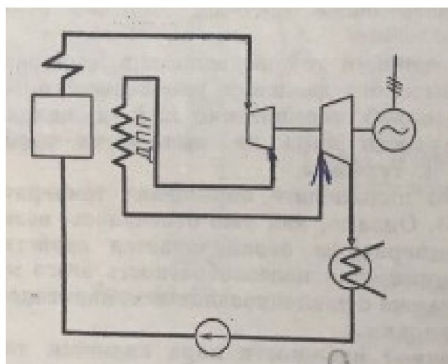
Одним из способов, позволяющих снизить влажность пара на выходе из турбины, является перегрев пара. Применение перегрева пара приводит к увеличению термического к.п.д. цикла и одновременно сдвигает точку, соответствующую состоянию пара на выходе из турбины, вправо, в область более высоких степеней сухости (рис. 8 а).



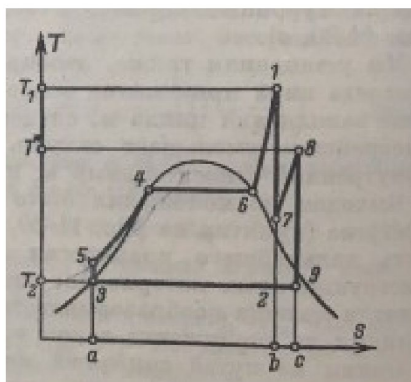
Известно, что при одной и той же величине температуры перегрева пара применение более высокого давления увеличивает коэффициент заполнения цикла и, следовательно, термический к.п.д. цикла, но одновременно уменьшает степень сухости пара на выходе из турбины и внутренний относительный к.п.д. турбины. Выходом из положения было бы дальнейшее повышение температуры перегрева (пунктир на рис. 8 б). Однако возможность дальнейшего повышения температуры ограничивается свойствами конструкционных материалов. Экономическая целесообразность этого мероприятия должна соотнобразовываться также с увеличивающимися капиталовложениями на сооружение такой установки.

Одним из путей снижения конечной влажности пара является также применение промежуточного перегрева пара, существо которого состоит в следующем. После того как поток пара, совершающий работу в турбине, расширится до некоторого давления $p^* > p_2$, он выводится из турбины и направляется в дополнительный пароперегреватель. Там температура пара повышается до величины T^* , после чего пар вновь поступает в турбину, где расширяется до давления p_2 , тогда конечная влажность пара снижается (рис. 8 в).

Схема установки с промежуточным перегревом пара (или со вторичным перегревом) представлена на рис. 9. В случае применения промежуточного перегрева пара турбина выполняется в виде двухцилиндрового агрегата, состоящего из двух отдельных турбин – высокого и низкого давлений. При этом внутренний относительный к.п.д. части турбины высокого давления выше такового для части низкого давления. При этом обе турбины могут быть размещены на одном валу, соединенном с электрогенератором.



На рис. 10 представлена T, s-диаграмма внутренне обратимого цикла паросиловой установки с промежуточным перегревом. Очевидно, что этот цикл можно представить себе состоящим из двух отдельных циклов – основного цикла Ренкина 5-4-6-1-2-3-5 и дополнительного цикла 2-7-8-9-2.



Выражение для термического к.п.д. цикла с промежуточным перегревом можно представить в следующем виде:

$$\eta_{\text{т.пр.п.}} = \frac{(h_1 - h_7) + (h_8 - h_9) - (h_5 - h_3)}{(h_1 - h_5) + (h_8 - h_7)} \quad (25)$$

Если термический к.п.д. дополнительного цикла

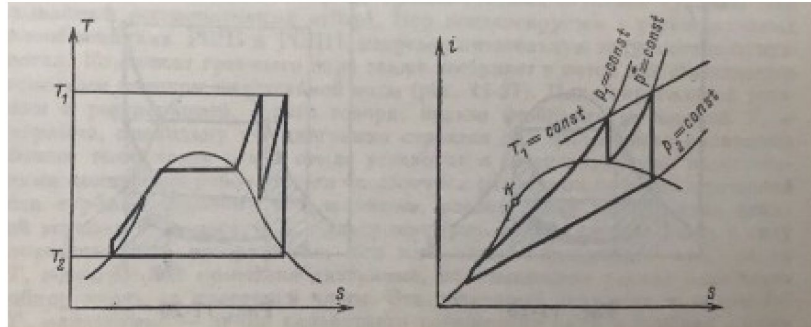
$$\eta_{\text{т.доп.}} = \frac{(h_8 - h_9) - (h_7 - h_2)}{h_8 - h_7} \quad (26)$$

будет больше, чем термический к.п.д. основного цикла

$$\eta_{\text{р.осн}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_5 - h_3)}{h_1 - h_5}, \quad (27)$$

то термический к.п.д. цикла с промежуточным перегревом $\eta_{\text{р.п.}}$ будет больше термического к.п.д. цикла Ренкина без перегрева (т.е. основного цикла).

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 к.п.д. цикла. Из рассмотрения T, s -диаграммы следует, что если промежуточный перегрев пара осуществляется от не слишком низкой температуры и до температуры, близкой к T_1 , то термический к.п.д. дополнительного цикла будет заведомо выше термического к.п.д. основного цикла – ведь в этом случае степень заполнения у дополнительного цикла значительно выше, чем у основного (рис. 11). На рис. 12 цикл с промежуточным перегревом до температуры $T^* = T_1$ изображен в h, s -диаграмме.

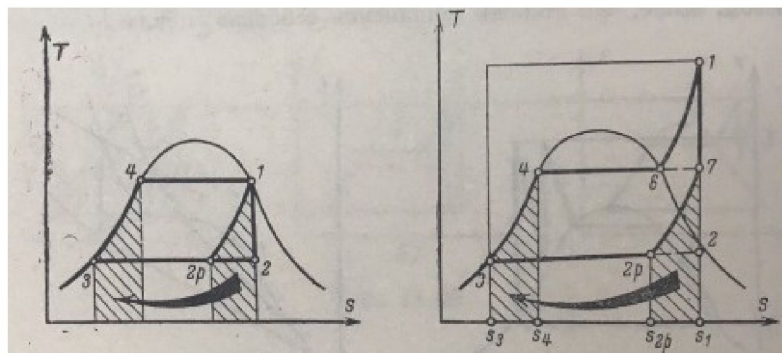


В современных паросиловых установках обычно применяется не только однократный, но и двукратный промежуточный перегрев пара.

10.6 Регенеративный цикл

Для повышения термического к.п.д. цикла паротурбинной теплосиловой установки, так же как и в газотурбинных установках, применяется регенерация тепла.

Если в паросиловой установке осуществляется цикл Ренкина без перегрева пара, то в случае осуществления полной регенерации термический к.п.д. такого цикла Ренкина будет равен термическому к.п.д. цикла Карно. На рис. 13 изображен в T, s -диаграмме цикл Ренкина с полной регенерацией во влажном паре (здесь речь идет о внутренне обратимых циклах).



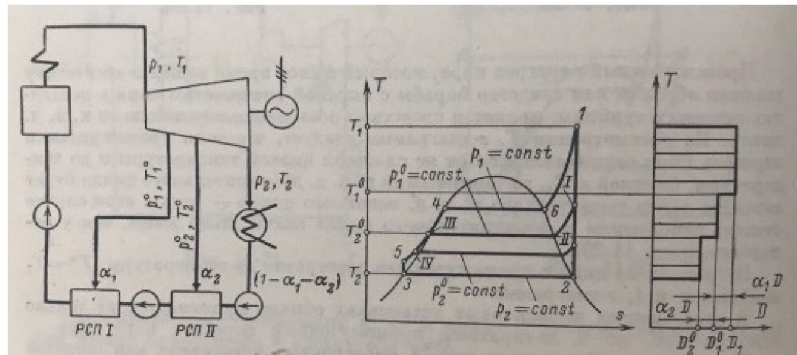
Коэффициент полезного действия цикла Ренкина с перегревом пара даже в случае предельной регенерации будет меньше термического к.п.д. цикла Карно, осуществляемого в том же интервале температур. Это следует из T, s -диаграммы, приведенной на рис. 14, но при этом термический к.п.д. цикла Ренкина заметно возрастает, по сравнению с циклом без регенерации. Регенеративный цикл, изображенный на рис. 14, идеализирован: обеспечение эквидистантности линий подвода 3-4 на рис. 14 и отвода 7-2р тепла возможно лишь при условии применения идеального регенератора.

Из T, s -диаграммы на рис. 14 следует, что термический к.п.д. цикла Ренкина с предельной регенерацией определяется выражением

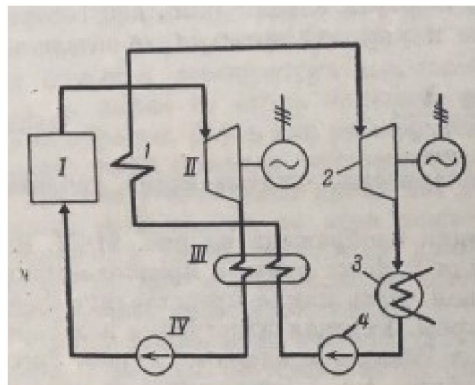
$$\eta_{\text{per}} = 1 - \frac{T_2(s_2p - s_3)}{h_1 - h_4} \quad (28)$$

В реальных паросиловых циклах регенерация осуществляется с помощью регенеративных, поверхностных или смешивающих, теплообменников, в каждый из которых отступает пар из промежуточных ступеней турбины, так называемый *регенеративный отбор*. Если пар отбирается из цилиндра высокого давления (ЦВД) турбины и поступает в регенеративный подогреватель, который сокращенно называют – ПВД, из цилиндров, например, низкого давления (ЦНД), пар поступает в соответствующий подогреватель – ПНД. Пар конденсируется в регенеративных теплообменниках ПВД, ПСД и ПНД, нагревая питательную воду, поступающую в котел. Конденсат греющего пара также поступает в котел или смешивается с основным потоком питательной воды (рис. 15). Цикл паросиловой установки с регенерацией нельзя изобразить в плоской T, s -диаграмме, т.к. эта диаграмма строится для постоянного количества рабочего тела, тогда как в цикле количество пара оказывается различным по длине проточной части турбины. Поэтому в дальнейшем, рассматривая изображение цикла этой установки в плоской T, s -диаграмме (рис. 16), следует иметь в виду условность этого изображения. Чтобы подчеркнуть это, рядом с T, s -диаграммой помещена диаграмма, показывающая расход пара через турбину вдоль ее проточной части. Эта диаграмма относится к линии 1-2 в T, s -диаграмме – линии

адиабатного расширения пара в турбине. Таким образом, на участке 1-2 цикла в T, s -диаграмме количество рабочего тела убывает с уменьшением давления, а на участке 5-4 количество рабочего тела возрастает с ростом давления, т.к. к питательной воде, поступающей из конденсатора, добавляется конденсат пара из отборов.



Абсолютно строгим было бы изображение регенеративного цикла в трехмерной системе координат T, s, D . На рис. 17 в этой системе координат изображен регенеративный цикл с двумя ступенями подогрева. На этом же рисунке представлены T, s -диаграммы, в которых изображены циклы, осуществляемые тремя частями потока пара - частью, отбираемой в первую ступень подогрева $\alpha_1 D$, частью, отбираемой во вторую ступень подогрева $\alpha_2 D$, и частью, проходящей в конденсатор $(1 - \alpha_1 - \alpha_2) D$. Использование трехмерной системы координат весьма сложно, поэтому на практике она редко употребляется.



При применении не поверхностных, а смешивающих регенеративных подогревателей согласно схеме установки на рис. 15 требуется несколько насосов, поскольку повышение давления воды должно быть ступенчатым - давление воды, поступающей в

смешивающий подогреватель, должно быть равно давлению пара, отбираемого из турбины в этот подогреватель. В данной схеме число насосов на единицу больше числа отборов.

Рассмотрим более подробно цикл регенеративной установки с двумя смешивающими подогревателями, схема которой изображена на рис. 15 (рассматривается внутренне обратимый цикл).

Выясним, из каких соображений выбираются значения α_1 и α_2 . Параметры пара, отбираемого из турбины, задаются заранее. Обозначим давление пара, при котором осуществляется первый отбор, через p_1^0 , а давление, при котором осуществляется второй отбор, - через p_2^0 .

Во второй подогреватель из конденсатора подается насосом при давлении p_2^0 питательная вода в количестве $(1-\alpha_1-\alpha_2)D$ кг/ч. Эта вода недогрета до температуры кипения, соответствующей давлению p_2^0 ; температура этой воды несколько выше, чем T_2 . Обозначим ее энтальпию через h_2^0 . Из отбора в подогреватель подается при том же давлении p_2^0 перегретый пар в количестве $\alpha_2 D$ кг/ч. Энтальпию пара в этом состоянии обозначим через h_2^n . Величина α_2 выбирается таким образом, чтобы в результате смешения перегретого пара и недогретой до кипения воды была получена вода при температуре кипения, соответствующей давлению p_2^0 . Энтальпию воды на линии насыщения при давлении p_2^0 обозначим через h_2^v . Тогда уравнение теплового баланса второго подогревателя может быть записано следующим образом:

$$(h_2^n - h_2^{e'}) \alpha_2 = (h_2^v - h_2^0)(1 - \alpha_1 - \alpha_2). \quad (29)$$

В первый подогреватель вода в количестве $(1-\alpha_1)D$ кг/ч поступает при давлении p_1^0 ; ее энтальпию обозначим через h_1^0 . Перегретый пар из первого отбора поступает в подогреватель в количестве $\alpha_1 D$ кг/ч; энтальпию этого перегретого пара обозначим через h_1^n . Так же как и во втором подогревателе, расход пара, отбираемого в первый подогреватель, выбирается таким образом, чтобы получить на выходе из подогревателя воду при температуре кипения при давлении p_1^0 ; энтальпию этой воды обозначим через h_1^v . Уравнение теплового баланса первого подогревателя можно представить в следующем виде:

$$(h_1^n - h_1^v) \alpha_1 = (h_1^v - h_1^0)(1 - \alpha_1). \quad (30)$$

Из уравнений (29) и (30) получаем:

$$\alpha_1 = \frac{h_1^{e'} - h_1^0}{h_1^n - h_1^0}; \quad \alpha_2 = \frac{h_2^{e'} - h_2^0}{h_2^n - h_2^0}. \quad (31)$$

К.п.д. регенеративного цикла с двумя отборами пара можно записать в виде

$$\eta_{\text{r}}^{\text{per}} = 1 - \frac{(h_2 - h_3)(1 - \alpha_1 - \alpha_2)}{h_1 - h_1^{e'}}$$
(32)

Выражение для цикла с n ступенями можно записать в виде

$$\eta_{\text{r}}^{\text{per}} = \frac{h_1 - h_2 - \sum_{j=1}^n \alpha_j (h_j^n - h_2)}{h_1 - h_1^{e'}}$$
(33)

Как показывает анализ, увеличение числа ступеней регенеративного подогрева воды приводит к повышению термического к.п.д. цикла. 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, которым термодинамика не занимается.

10.7 Бинарные циклы

Сформулируем требования к свойствам наиболее удобного, с термодинамической и эксплуатационной точек зрения рабочего тела. Эти требования таковы:

1. Рабочее тело должно обеспечивать возможно более высокий коэффициент заполнения цикла. Для чего оно должно иметь возможно меньшую изобарную теплоемкость в жидком состоянии. Желательно также, чтобы рабочее тело имело возможно более высокие критические параметры.
2. Свойства рабочего тела должны быть такими, чтобы высокая верхняя температура при достаточно высоком коэффициенте заполнения цикла обеспечивалась при не слишком высоком давлении пара. С другой стороны, рабочее тело должно быть таким, чтобы его давление насыщения при низшей температуре цикла (близкой к температуре окружающей среды) было не слишком низким.
3. Рабочее тело должно быть недорогим; оно не должно быть агрессивным в отношении конструкционных материалов, из которых выполняется теплосиловая установка; оно не должно быть токсичным для обслуживающего персонала.

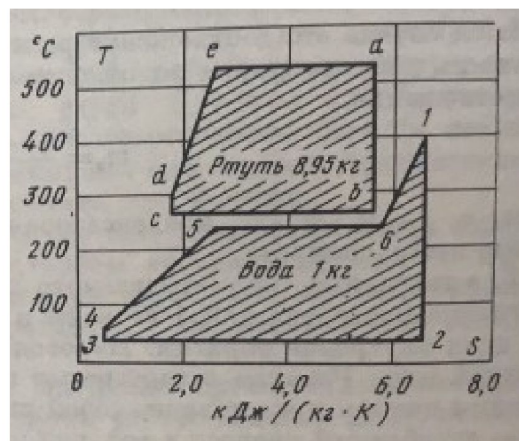
Величина теплоемкости жидкости c' на левой пограничной кривой имеет также немаловажное значение. При малом значении c' процесс сжатия и подогрева воды приближается к адиабатическому, а сам цикл – к циклу Карно. Чем меньше отношение c'/r , тем выше средняя температура подвода тепла и тем лучше рабочее вещество. Вода имеет весьма большую величину теплоемкости в жидком состоянии, вследствие чего тепло, затрачиваемое на подогрев воды, влияет на среднюю температуру подвода тепла, уменьшая ее. Это отрицательное свойство воды частично компенсируется применением регенерации тепла.

К сожалению, в настоящее время рабочие тела, 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. Но средняя температура подвода тепла в пароводяном цикле сравнительно невысока, что приводит к значительным потерям работоспособности.

Другим рабочим телам присущи иные недостатки. Так, например, ртуть имеет невысокое давление насыщения при высоких температурах и высокие критические параметры $p_{кр} = 151 \text{ МПа}$ (1540 кгс/см^2), $T_{кр} = 1490^\circ\text{C}$, а при температуре, например, 550°C давление насыщения составляет всего лишь 1420 кПа ($14,5 \text{ кгс/см}^2$; это позволяет осуществить цикл Ренкина на насыщенном ртутном паре без перегрева с достаточно высоким термическим к.п.д. С другой стороны при температурах, близких к окружающей среде, давление насыщения ртути слишком мало: при $T = 30^\circ\text{C}$ $p_s = 0,36 \text{ Па}$ ($3,7 \cdot 10^{-6} \text{ кгс/см}^2$). Таким образом, ртуть как рабочее тело хороша для верхней 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*. Схема такой установки, в которой осуществляется бинарный ртутно-водяной цикл, показана на рис. 18.



В ртутном котле I к ртути подводится тепло, ртуть испаряется, и сухой насыщенный пар ртути при давлении p_1^p поступает в ртутную турбину II, где он совершает работу, отдаваемую соединенному с этой турбиной электрогенератору. По выходе из турбины отработав-

ший ртутный пар, имеющий давление p_2^p , направляется в конденсатор-испаритель III, где он конденсируется, и затем жидкая ртуть насосом IV подается в котел I. В насосе давление ртути повышается от p_2^p до p_1^p .

Конденсатор-испаритель представляет собой поверхностный теплообменник, в котором конденсирующийся ртутный пар отдает тепло охлаждающей воде. За счет этого тепла 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^g поступает в паровую турбину 2, соединенную с электрогенератором. Отработавший водяной пар с давлением p_2^g конденсируется в конденсаторе 3; затем насос 4 подает воду в конденсатор-испаритель.

Следует отметить, что величины расхода рабочего тела в ртутном и пароводяном контурах различны. Соотношение между расходами ртути и пара определяются из следующих соображений. Рассмотрим, например, бинарный цикл, в котором ртутный цикл осуществляется с сухим насыщенным ртутным паром в интервале давлений $p_1^p = 1180 \text{ кПа} = 12 \text{ кгс/см}^2$, T_s ртути при этом давлении равна $532,1^\circ\text{C}$ и $p_2^p = 9,8 \text{ кПа} = 0,1 \text{ кгс/см}^2$, а температура насыщения 250°C ; в пароводяном цикле начальные параметры пара $p_1^g = 3330 \text{ кПа} = 34 \text{ кгс/см}^2$ и $T_1 = 400^\circ\text{C}$ при нижнем давлении $p_2^g = 4 \text{ кПа} = 0,04 \text{ кгс/см}^2$.

Теплота парообразования ртути при давлении $0,1 \text{ кгс/см}^2$ $r^{рт} = 299 \text{ кДж/кг}$, а разность энтальпий сухого насыщенного пара и воды при температуре $28,6^\circ\text{C}$ на изобаре 34 кгс/см^2 (т.е. сумма количества тепла, необходимого для того, чтобы нагреть воду, вышедшую из конденсатора, до кипения и затем испарить ее составляет 2680 кДж/кг . Отсюда, чтобы в конденсаторе-испарителе довести до кипения и затем испарить 1 кг воды, необходимо отвести тепло от $2680/299 = 8,95 \text{ кг}$ конденсирующегося ртутного пара. Т.е., 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, как говорят, кратность расхода ртути по отношению к расходу воды m_p определяется из соотношения

$$m_p = \frac{h_6^g - h_4^g}{r^{рт}} \frac{1}{\eta_{к.и.}} ; \quad (34)$$

здесь $\eta_{к.и.}$ - к.п.д. конденсатора-испарителя.

T, s -диаграмма рассматриваемого цикла изображена на рис. 19. Эта диаграмма построена для 1 кг воды и $8,95 \text{ кг}$ 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 тепла от

конденсирующего ртутного пара в конденсаторе-испарителе, $c-d$ – процесс сжатия в ртутном насосе, $d-e-a$ – изобарный процесс подвода тепла к ртути в ртутном котле.

Термический к.п.д. бинарного цикла определяется выражением

$$\eta_{\text{т}}^{\text{бин}} = \frac{m_p l^{\text{пр}} + l^{\text{в}}}{m_p q_1^{\text{пр}} + q_1^{\text{в}}}, \quad (35)$$

где $l^{\text{пр}}$ и $l^{\text{в}}$ – величины работы, произведенной в ртутной и пароводяной частях цикла, а $q_1^{\text{пр}}$ и $q_1^{\text{в}}$ – количества тепла, подводимого в ртутной и пароводяной частях цикла; значения l и q_1 даются в расчете на 1 кг рабочего тела, а различия в количествах учитывается величиной кратности расхода ртути по отношению к расходу воды m_p . Важно отметить, что в бинарном цикле $q_1^{\text{в}}$ – это тепло, затрачиваемое на перегрев водяного пара, т.е. $q_1^{\text{в}} = h_1 - h_6$, т.к. нагрев воды до кипения и испарение воды осуществляется за счет тепла, отдаваемого конденсирующимся ртутным паром.

С учетом того, что $m_p = 8,95$, получаем $\eta_{\text{т}}^{\text{бин}} = 0,66$.

Для сравнения вычислим значения термических к.п.д. ртутной и пароводяной частей бинарного цикла в отдельности:

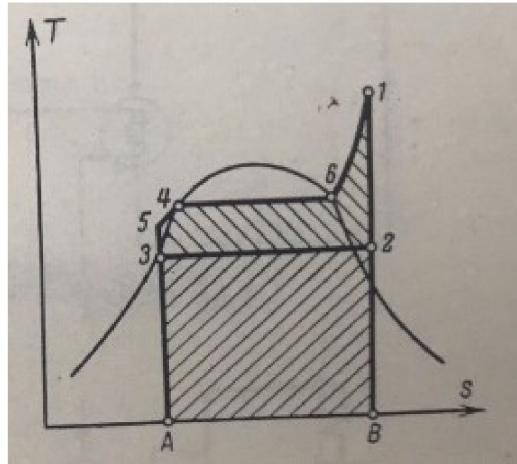
$$\eta_{\text{т}}^{\text{в}} = 0,37 \text{ и } \eta_{\text{т}}^{\text{пр}} = 0,33.$$

Применение ртутной надстройки над пароводяным циклом позволяет существенно повысить термический к.п.д. цикла.

Следует отметить, что до настоящего времени бинарные циклы не получили распространения. Несколько ртутно-водяных бинарных установок единичной мощностью от 1,8 до 20 МВт было сооружено в 20 – 30 годах прошлого столетия.

10.8 Теплофикационные циклы

Советский Союз первый в мире осуществил идею комбинированного производства тепловой и электрической энергии в одной установке. Тепловые электростанции, осуществляющие комбинированную выработку электроэнергии и тепла, называются *теплоэлектроцентралями (ТЭЦ)* в отличие от чисто конденсационных электростанций (КЭС), производящих только электроэнергию. В таких установках (ТЭЦ) конденсация пара после силовой паровой турбины обеспечивается в специальных устройствах для подогрева воды, идущей в тепловые сети для теплофикации промышленных и жилых зданий, а установки работают по так называемому *теплофикационному циклу* (рис. 20).



Поскольку для производственных и бытовых нужд требуется пар или вода в относительно широком диапазоне температур и давлений, на ТЭЦ применяются теплофикационные турбины различных типов в зависимости от характера потребления тепла. Для практического осуществления теплофикационных циклов используют турбины специальной конструкции, работающие с ухудшенным вакуумом, с противодавлением или с регулирующими отборами пара. Современные ТЭЦ ориентированы на использование турбин с регулируемыми отборами пара, так как они могут работать по свободному электрическому графику с одновременным независимым регулированием тепловой нагрузки.

Турбина с одним регулирующим отбором пара (рис.20) состоит из ТВД и ТНД. Пар из пароперегревателя ПП вначале расширяется в ТВД до давления отбора пара $p_{отб}$ на нужды теплофикации. Это давление согласуется при проектировании с нуждами потребителей. Оставшаяся часть пара через регулирующий вентиль РВ поступает в ТНД, где пар расширяется до давления, соответствующего давлению в конденсаторе (3-4 кПа).

Количество пара, поступающего на нужды теплофикации, может регулироваться в широких пределах – от нуля (чисто конденсационная турбина) до максимума.

При увеличении давления за турбиной термический к.п.д. цикла ПТЭУ, естественно, уменьшается, однако этот проигрыш компенсируется огромными преимуществами комбинированного способа. Так, при отдельной выработке электроэнергии и теплоты степень использования теплоты топлива составляет не более 40 – 45%, а при комбинированной выработке электроэнергии и теплоты на ТЭЦ доходит до 70 – 80%.

На современных ТЭЦ реализованы и более сложные схемы теплофикационных циклов, позволяющие существенно повысить коэффициент использования теплоты топлива.

Следует заметить, что на современных ТЭЦ наиболее распространены турбины с отбором пара.

Для характеристики экономичности работы ТЭЦ применяется так называемый коэффициент использования тепла K , определяемый как отношение суммы полезной работы, произведенной в цикле (l_2), и тепла, отданного внешнему потребителю (q_2), к количеству тепла (q_1), выделившегося при сгорании топлива:

$$K = \frac{l_2 + q_2}{q_1}, \text{ или, что то же самое } K = \frac{N + Q}{B Q_n^p}, \quad (36)$$

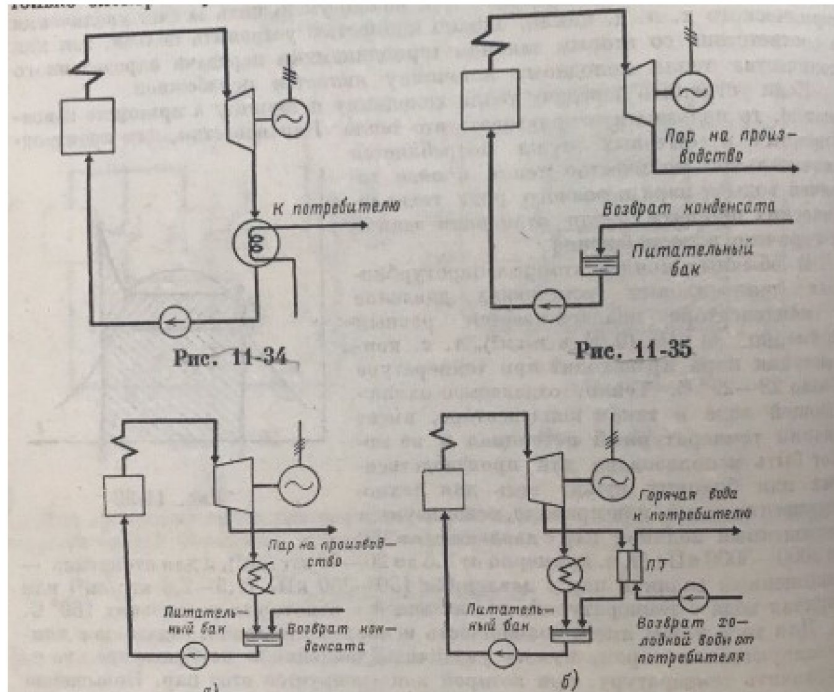
где N – электрическая мощность установки; B – часовой расход топлива; Q_n^p – теплота сгорания топлива; Q – количество тепла, отданного внешнему потребителю.

Величина K тем ближе к единице, чем совершеннее установка, т.е. чем меньше потери тепла в котлоагрегате и паропроводе, механические потери в турбине, механические и электрические потери в электрогенераторе.

Тема 11. Ядерные паросиловые установки

Процесс превращения энергии в ядерной энергетической установке (рис.21) состоит в следующем: в ядерном реакторе 1 в результате деления ядер расщепляющихся элементов (атомного горючего) выделяется количество тепла Q при некоторой температуре t_p . При делении 1 кг U^{235} выделяется энергия, равная $23 \cdot 10^6$ кВт·ч. Из реактора это тепло отводится потоком теплоносителя в парогенератор 2 и передается там рабочему телу термодинамического цикла. Этот цикл аналогичен циклу обычной паросиловой установки (то обстоятельство, что образование пара происходит в парогенераторе,

а не в паровом котле с огневым нагревом, не является существенным). В некоторых случаях рабочим телом может служить также сам первичный теплоноситель.



В результате подвода тепла от первичного теплоносителя к рабочему телу температура последнего повышается от температуры окружающей среды t_2 до t_1 . Очевидно, что средняя температура рабочего тела на участке подвода тепла $t_{\text{подв}}^{\text{ср}}$ меньше средней температуры первичного теплоносителя $t_{\text{ср}}$, а средняя - меньше температуры t_p реактора.

В теплосиловой части установки теплом Q производится, в предположении, что потери работы в термодинамическом цикле отсутствуют, полезная работа

$$L' = Q \left(1 - \frac{t_2}{t_{\text{подв}}^{\text{ср}}} \right).$$

Некоторая доля этой работы затрачивается на собственные нужды установки, в частности на перекачивание первичного теплоносителя насосом Z ; эта доля зависит от природы первичного теплоносителя и принятой схемы установки.

Если учитывать утечку тепла в установке, составляющую Q_a , выражение для L' будет

$$L' = Q \left(1 - \frac{t_2}{t_{\text{подв}}^{\text{CP}}}\right) (1 - \alpha) \quad (37)$$

Тепловые потери как в реакторе, так и в связанном с ним оборудовании, как правило, незначительны.

Количество тепла, отводимого из реактора, тем больше, чем больше разность температур тепловыделяющих элементов реактора и теплоносителя. Температура первичного теплоносителя всегда больше температуры рабочего тела и составляет в среднем $t_{\text{подв}}^{\text{CP}} + \Delta$, где Δ - положительная величина, представляющая собой среднее значение разности температур между первичным теплоносителем и рабочим телом в процессе подвода тепла к последнему. Поэтому разность температур тепловыделяющих элементов и первичного теплоносителя в среднем равна $t_p - t_{\text{подв}}^{\text{CP}} - \Delta$ и, следовательно, Q должно убывать с повышением $t_{\text{подв}}^{\text{CP}}$. Так как L' равняется произведению двух множителей $Q(1 - \alpha)$

и $1 - \frac{t_2}{t_{\text{подв}}^{\text{CP}}}$, один из которых с повышением $t_{\text{подв}}^{\text{CP}}$ убывает, а второй возрастает, то при заданных значениях t_p и Δ , L' с увеличением $t_{\text{подв}}^{\text{CP}}$ проходит через максимум, а температура реактора t_p определяется предельно допустимой температурой ядерного горючего и представляет собой среднее значение температуры в центре тепловыделяющих элементов. Средняя разность температур теплоносителя и рабочего тела Δ зависит главным образом от выбора рабочего тела термодинамического цикла.

11.1 Оптимальный режим

Оптимальный режим работы ЯЭУ зависит от конкретных условий ее использования, а также от экономических факторов. В отличие от тепловых электростанций топливная составляющая стоимости вырабатываемой электроэнергии на атомных электростанциях значительно меньше остальных составляющих и, прежде всего, капитальных затрат на единицу установленной мощности. Поэтому атомная электростанция будет наиболее экономичной в том случае, если ее мощность будет максимальной, поскольку при этом капитальные затраты на единицу установленной мощности будут наименьшими, а стоимость вырабатываемой электроэнергии минимальной. Следовательно, можно считать, что оптимальные условия работы ядерной энергетической установки - это те условия, при которых отношение полезной работы, производимой ядерной энергетической установкой, к капитальным затратам, наибольшее, т.е. мощность установки максимальна.

Полезная работа, производимая ядерной энергетической установкой, а следовательно, и мощность установки являются при заданных значениях t_p и Δ функцией средней температуры $t_{\text{подв}}^{\text{CP}}$. Эта функция достигает максимального значения при некотором оптимальном значении температуры $t_{\text{подв}}^{\text{CP}}$, которая в дальнейшем будет обозначаться через t^* . Точное значение оптимальной температуры t^* можно вычислить для каждой ЯЭУ, исходя из конкретных условий работы. Существует, однако, приближенная формула,

с помощью которой можно определить примерное значение оптимальной температуры t^* .

Допустим, что все коэффициенты в выражении для L' , которое получают после подстановки значения $Q = K(t_p - t_{\text{подв}}^{\text{сп}} - \Delta)$, постоянны. Такое предположение при заданных t_p и Δ правомерно, поскольку коэффициент теплопередачи K есть медленная функция температуры. Тогда

$$L' = K(1 - \alpha)(t_p - t_{\text{подв}}^{\text{сп}} - \Delta)\left(1 - \frac{t_2}{t_{\text{подв}}^{\text{сп}}}\right),$$

где $K(1 - \alpha)$ рассматривается как постоянная величина, а t_2 , t_p и Δ имеют заданное значение. Из условия максимума $dL'/dt_{\text{подв}}^{\text{сп}} = 0$ находим оптимальную температуру

$$T^* = \sqrt{T_2(T_p - \Delta)}. \quad (38)$$

Величиной Δ , незначительной по сравнению с t_p можно пренебречь. Тогда

$$T^* = \sqrt{T_2 T_p}.$$

11.2 Термический к.п.д. цикла и эффективный к.п.д. установки

Воспользовавшись формулой (38), нетрудно найти значение эффективного к.п.д. ядерной энергетической установки. Эффективный к.п.д. η_e^{mc} теплосиловой части установки представляет собой отношение произведенной полезной работы L' к количеству тепла Q , выделившегося в реакторе. Согласно уравнениям (37) и (38), предельное значение η_e^{mc} в предположении, что все процессы термодинамического цикла, за исключением процесса подвода тепла, обратимы, т.е. термический к.п.д. термодинамического цикла равен

$$\eta_t = (1 - \alpha)\left(1 - \sqrt{\frac{T_2}{T_p}}\right). \quad (39)$$

Если не учитывать утечек тепла, то η_t можно выразить следующим образом:

$$\eta_t = 1 - \sqrt{\frac{T_2}{T_p}}. \quad (40)$$

Понятно, что значение эффективного к.п.д. теплосиловой части установки при оптимальной температуре T^* не максимально и в отличие от полезной работы или мощности установки L' не проходит через максимум при увеличении средней температуры рабочего тела, а монотонно возрастает с последней. Поэтому наибольшее значение η_t было бы при наивысшей возможной температуре рабочего тела в термодинамическом цикле, т.е. при температуре, приближающейся к температуре реактора. Однако в этом случае полезная мощность установки была бы равна нулю.

Эффективный к.п.д. ЯЭУ в целом будет меньше η_e^{mc} на величину отношения работы, затрачиваемой на перекачку первичного теплоносителя, к Q .

Из формул (38) и (39) следует, что с увеличением температуры в реакторе (при повышении предельно допустимой температуры тепловыделяющих элементов) оптимальная температура рабочего тела t^* и эффективный к.п.д. установки возрастают. При этом средняя температура рабочего тела повышается медленно, а эффективный к.п.д. – сравнительно быстро.

Эффективный к.п.д. ядерной паросиловой установки может быть повышен путем регенерации тепла. Однако роль регенерации тепла в ЯЭУ из-за низких значений температуры t_p теплоотдатчика более скромная, чем в обычной паросиловой установке.

11.3. Циклы газотурбинных установок и реактивных двигателей

Принцип действия газотурбинной установки

В газотурбинной установке, схема которой изображена на рис. 1, полезная работа производится за счет кинетической энергии рабочего тела (воздуха и продуктов сгорания топлива).

Компрессор 1 засасывает атмосферный воздух, сжимает его и направляет в камеру сгорания 2, куда через форсунку 3 впрыскивается жидкое топливо; подача топлива производится топливным насосом 4. Часть воздуха в количестве, необходимом для сгорания (с небольшим избытком), подводится непосредственно к форсунке, остальная часть его подмешивается к продуктам сгорания для их охлаждения и понижения температуры на лопатках турбины до 650 – 800°C. Газообразные продукты сгорания после расширения в соплах 5 поступают на лопатки 6 газовой турбины, а затем выбрасываются в атмосферу через выхлопной патрубок 7 (давление выхлопа равно атмосферному). Проходя через сопла 5, а также через зазоры между лопатками колеса турбины, поток газа ускоряется. На лопатках турбины кинетическая энергия газа преобразуется в полезную работу, которая за вычетом работы, затрачиваемой на привод компрессора, воспринимается затем потребителем работы 8.

Полезная внешняя работа газотурбинной установки равняется разности работы расширения $I'_{расш}$ рабочего тела в турбине и работы сжатия $I'_{сж}$ в компрессоре:

$$I' = I'_{расш} - I'_{сж}.$$

Отношение действительной работы, производимой турбиной, к теоретической есть относительный внутренний к.п.д. турбины η_{0i}^m . Среднее значение η_{0i}^m для газовых турбин равно 0,89, для паровых турбин – 0,87. Действительная работа расширения $I'_{расш}$ рабочего тела в турбине равняется $I'_{расш} \eta_{0i}^m$.

Действительная работа сжатия $l'_{сж}$ состоит из работы сжатия воздуха в компрессоре, равной $l'_{сж} \frac{m}{\eta_{0i}^k}$, и работы сжатия рабочего тела в камере сгорания, равной $\int_{p_2}^{p_3} v dp$, где p_2 и p_3 – давления в начале и конце процесса горения, т.е. после компрессора и перед турбиной.

Тогда действительная полезная внешняя работа газотурбинной установки будет равна

$$l' = l'_{расш} \frac{m}{\eta_{0i}^k} - l'_{сж} \frac{m}{\eta_{0i}^k} - \int_{p_2}^{p_3} v dp. \quad (1)$$

Работа расширения и сжатия из-за адиабатического характера процесса в турбине и в компрессоре равняется убыли энтальпии:

$$l'_{расш} = -\Delta h_t, \quad -l'_{сж} = \Delta h_k.$$

Чем больше теплосодержание рабочего тела перед турбиной (чем выше его температура), тем больше полезная работа установки.

Воздух и газообразные продукты сгорания обладают сравнительно малой энтальпией. Поэтому для получения большой мощности через установку должно протекать большое количество рабочего вещества, что связано со значительной работой сжатия и затратой существенной доли собственной мощности установки на привод компрессоров. Сравнительно малая величина полезной работы, приходящейся на 1 кг рабочего тела, и значительная мощность, затрачиваемая на собственные нужды – основной недостаток этих установок. Достоинство – высокий к.п.д. и большая мощность при малых габаритах и весе установки.

Газотурбинные установки подразделяются на установки с подводом тепла при постоянном давлении и с подводом тепла при постоянном объеме. Циклы этих установок отличаются лишь характером процесса сгорания топлива. Остальные процессы цикла одинаковы.

Кроме цикла с выбросом отработавших газов в атмосферу, возможен цикл, при котором рабочее тело после адиабатического расширения не сбрасывается, а направляется для охлаждения в теплообменник (холодильник) и затем снова в компрессор. Газотурбинные установки, работающие по такому замкнутому циклу, называют *закрытыми*. Их преимущество по сравнению с *открытыми* установками, использующими в качестве рабочего вещества атмосферный воздух, состоит в увеличении начального давления рабочего вещества и его количества и тем самым получать от установки значительно большую мощность без увеличения ее размеров. Кроме того, при прочих равных условиях применение высокого начального давления приводит к меньшим потерям работы и, следовательно, к повышению эффективного к.п.д. установки. В закрытых установках в качестве рабочего вещества можно использовать газ с лучшими термодинамическими свойствами, чем воздух, и тем самым повысить термический к.п.д. цикла.

При этом сжигание топлива не обязательно должно происходить в потоке рабочего вещества. Подвод тепла к последнему может осуществляться путем теплообмена через твердые стенки, отделяющие продукты сгорания от рабочего тела. Благодаря этому в закрытых установках можно использовать низкосортное топливо, непригодное для открытых установок.

Газотурбинные установки, в которых источником тепла является атомный реактор, относятся к числу установок с подводом тепла при $p = \text{const}$, поскольку нагревание рабочего тела в них происходит в условиях постоянного давления либо непосредственно при омывании им тепловыделяющих элементов реактора, либо путем теплообмена с первичным теплоносителем, циркулирующим через реактор. Поэтому все приводимые формулы для газотурбинных установок с подводом тепла при $p = \text{const}$ имеют силу и для ядерных газотурбинных установок.

11.4. Циклы газотурбинных установок с подводом тепла (сгоранием топлива) при $p = \text{const}$

Цикл с адиабатическим сжатием.

Теоретический цикл газотурбинной установки с подводом тепла при $p = \text{const}$ и адиабатическим сжатием воздуха изображен на рис. 2. Количество тепла, подведенного к 1 кг рабочего тела в процессе 2 - 3 и отведенного от него в процессе 4 - 1, равно

$$q_1 = h_3 - h_2, \quad q_2 = h_4 - h_1.$$

Полезная работа l' согласно уравнению (1) равняется

$$l' = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1).$$

Если считать рабочее вещество идеальным газом с постоянной теплоемкостью, то

$$q_1 = c_p(T_3 - T_2), \quad q_2 = c_p(T_4 - T_1).$$

Термический к.п.д. цикла в этом случае равен

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}.$$

Но $T_3/T_4 = T_2/T_1$, так как линии 2 - 3 и 1 - 4 - изобары с одинаковыми c_p . Поэтому

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

(2)

Из-за адиабатического характера процесса сжатия воздуха в компрессоре

$$T_2 = T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}},$$

где $\beta = p_2/p_1$ – степень повышения давления в компрессоре, так что

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}.$$

Термический к.п.д. цикла газотурбинной установки с подводом тепла при $p = \text{const}$ зависит лишь от степени повышения давления в компрессоре, возрастает с последней и не зависит от интервала температур, в котором осуществляется цикл.

Эффективный к.п.д. газотурбинной установки (рис.3) имеет вид

$$\eta_e = \frac{(h_3 - h_4) \eta_{0i}^m - \frac{h_2 - h_1}{\eta_{0i}^k}}{h_3 - h_2},$$

причем $\eta_{0i}^k = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2'}$, $\eta_{0i}^m = \frac{h_3 - h_4'}{h_3 - h_4}$. Полагая, как и ранее, рабочее вещество идеальным газом, преобразуем выражение для η_e к следующему виду:

$$\eta_e = \eta_t \frac{\eta_{0i}^m - \frac{1}{(1 - \eta_t) \eta_{0i}^k} \frac{T_1}{T_3}}{1 - \frac{T_1}{T_3}}. \quad (3)$$

Из формулы (3) видно, что с увеличением максимальной температуры цикла T_3 (при неизменных T_1 и T_2) η_e возрастает. Это увеличение будет еще более заметным, если учесть, что с повышением температуры (и давления) рабочего тела η_{0i}^m возрастает. Из уравнения (3) также следует, что при заданном значении отношения T_3/T_1 существует такая величина степени повышения давления β , при которой эффективный к.п.д. имеет максимальное значение.

Цикл с изотермическим сжатием

Если сжатие воздуха в компрессоре производить изотермически (рис. 4), то количество отводимого в цикле 1-2-3-4-1 тепла будет больше, чем при адиабатическом и составит у идеального газа

$$q_2 = c_p(T_4 - T_1) + \frac{k-1}{k} c_p T_1 \ln \beta,$$

а количество подводимого тепла вследствие условия $T_2 = T_1$ будет равно

$$q_1 = c_p(T_3 - T_1).$$

Имея в виду, что $T_3 = T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}}$, а $T_3/T_1 = v_3/v_2$, т.е. степени предварительного расширения ρ

$$\eta_i = 1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \cdot \text{const} \cdot \text{const} \cdot \quad (4)$$

Из уравнения (4) видно, что термический к.п.д. цикла с изотермическим сжатием при изменении β проходит через максимум, достигаемый при чрезвычайно больших и поэтому практически нереализуемых степенях сжатия.

Регенеративный цикл

Если температура T_4 рабочего тела после расширения в турбине больше, чем температура T_2 на выходе из компрессора, то в цикле на участках 2 – 5 и 6 – 4 возможна регенерация тепла (рис. 5). В действительных условиях из-за ограниченных размеров регенеративных теплообменников разность температур между нагреваемым и охлаждаемым потоками газа будет иметь некоторое положительное значение. Поэтому нагреваемый в регенераторе воздух будет иметь температуру T_5 , несколько меньшую T_4 , охлаждаемые газы – температуру T_6 , более высокую, чем T_2 . Полноту регенерации в действительных условиях оценивают отношением

$$\gamma = \frac{T_5 - T_6}{T_4 - T_2}, \text{ называемым степенью регенерации } \gamma.$$

Принципиальная схема газотурбинной установки с регенерацией тепла изображена на рис. 6. В отличие от обычной установки сжатый воздух из компрессора 1 поступает в камеру сгорания 3 не сразу, а после предварительного подогрева его в регенераторе 2 теплом выхлопных газов. При полной регенерации, когда $\gamma = 1$, количество подводимого и отводимого тепла уменьшается на величину $h_4 - h_6$, равную для идеального газа $c_p(T_4 - T_2)$. Поэтому термический к.п.д. цикла с регенерацией тепла и адиабатическим сжатием будет иметь вид

$$\eta_i^{\text{pec}} = 1 - \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4}. \text{ Так как } T_2/T_1 = T_3/T_4, \text{ то}$$
$$\eta_i^{\text{pec}} = 1 - \frac{T_1}{T_4}. \quad (5)$$

Из формулы (5) видно, что при полной регенерации тепла термический к.п.д. установки с подводом тепла при $p = \text{const}$ и с адиабатическим сжатием зависит только от температуры газа в конце адиабатического расширения на выходе из турбины.

Наиболее выгодна регенерация тепла при изотермическом сжатии воздуха. Но на практике ни строго изотермическое сжатие воздуха в компрессоре, ни строго изотермический подвод тепла осуществить в полной мере невозможно. Для приближения действительного процесса сжатия воздуха к изотермическому в

компрессорах употребляют многоступенчатое сжатие, и ступенчатое сжигание топлива в камере сгорания.

Циклы реактивных двигателей

В реактивном двигателе тепло, получающееся от сжигания топлива (или в результате реакции деления), преобразуется в кинетическую энергию газообразных продуктов сгорания (или воздуха), выбрасываемых наружу с большой скоростью. Развивающаяся при этом *сила реакции* и составляет *тягу двигателя*; поэтому реактивные двигатели в отличие от двигателей с винтовой тягой называют *двигателями прямой реакции*.

В противоположность поршневой винтомоторной установке сила тяги, развиваемая реактивным двигателем, слабо зависит от скорости полета и имеет вид

$$P = \frac{G}{g}(w - W),$$

где G – массовый расход газообразных продуктов сгорания; w – скорость истечения их из сопла двигателя, составляющая обычно 2100 – 2400 м/сек; W – скорость летательного аппарата.

Реактивные двигатели способны развивать тягу, достаточную для полета с высокими, в том числе сверхзвуковыми, скоростями, при весе и размерах во много раз меньших, чем в установке с поршневым двигателем.

Все существующие реактивные двигатели подразделяют на три основные группы:

1. *Пороховые ракеты*, т.е. реактивные двигатели на твердом топливе – порохе, имеющем в своем составе кислород, необходимый для горения.
2. *Жидкостные реактивные двигатели*, в которых для сжигания жидкого топлива используют жидкий окислитель (сжиженный кислород, азотную кислоту, перекись водорода и т.д.).
3. *Воздушно-реактивные двигатели*, в которых для сжигания жидкого топлива используют атмосферный воздух.

В свою очередь ВРД в зависимости от способа сжатия воздуха, поступающего в камеру сгорания, подразделяют на *бескомпрессорные* (со сжатием только за счет скоростного напора набегающего потока воздуха) и на *компрессорные*.

Реактивные двигатели, работающие на жидких окислителях

Схема жидкостного реактивного двигателя показана на рис. 110. Жидкое топливо и жидкий окислитель подаются в камеру сгорания 2 насосами 1. Горение топлива происходит при постоянном давлении (для этого достаточно, чтобы сопло двигателя было всегда открыто).

Цикл жидкостного реактивного двигателя в координатах p - v изображен на рис 111, где линия 1 - 2 соответствует адиабатическому процессу сжатия (нагнетания) жидких

компонентов в насосах. Ввиду малой сжимаемости и пренебрежимо малого объема жидкости по сравнению с объемом продуктов сгорания нагнетание можно считать также изохорическим процессом с объемом v , близки к нулю; поэтому линия 1 – 2 совпадает с осью ординат. Изобара 2 – 3 соответствует процессу сгорания топлива, линия 3 – 4 – адиабатическому расширению продуктов сгорания в сопле. Изобарический процесс 4 – 1, замыкающий цикл, соответствует охлаждению выброшенных из сопла газов до температуры окружающей среды при постоянном давлении, равному атмосферному.

Полезная внешняя работа цикла (располагаемая кинетическая энергия потока газов) имеет следующий вид:

$l' = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)$, причем $h_2 - h_1 = (p_2 - p_1)v_1$. Термический к.п.д. цикла

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4 - (p_2 - p_1)v_1}{h_3 - h_2}.$$

Если пренебречь работой, затрачиваемой на привод жидкостных насосов (что вполне допустимо, так как из-за малой величины удельного объема жидкости, работа насоса незначительна), то получим

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_1}.$$

Достоинствами жидкостного реактивного двигателя являются: независимость его работы от состояния окружающей среды, возможность полетов в безвоздушном пространстве, простота конструкции и малый удельный вес (вес установки на 1 кг тяги).

Бескомпрессорные воздушно-реактивные двигатели

Бескомпрессорные воздушно-реактивные двигатели подразделяются на *прямоточные* (топливо сгорает при $p = const$) и *пульсирующие* (топливо сгорает при $V = const$). Оба типа двигателей работают лишь в набегающем потоке воздуха, поэтому летательные аппараты с этими двигателями нуждаются в принудительном запуске.

Прямоточный воздушно-реактивный двигатель (со сгоранием топлива при $p = const$). Для предварительного сжатия воздуха в бескомпрессорном прямоточном двигателе используется скоростной напор, создаваемый поступательным движением летательного аппарата.

В зависимости от скорости движения летательного аппарата возможны две схемы воздушно-реактивного двигателя: для сверхзвуковых скоростей и для дозвуковых скоростей полета. Схема двигателя для сверхзвуковых скоростей полета и характер изменения давления p и скорости газового потока w внутри двигателя показаны на рис. 112а. В сечении I воздух поступает внутрь двигателя с начальной сверхзвуковой скоростью; состояние воздуха в этом сечении определяется состоянием атмосферы на данной высоте. Для сжатия газа, движущегося со скоростью, большей скорости звука, канал в направлении потока должен сначала суживаться, а затем расширяться. В соответствии с этим канал на

участке I – II суживается; скорость потока на этом участке уменьшается до звуковой, а давление увеличивается до критического. В расширяющейся части канала II – III, являющейся диффузором, происходит дальнейшее уменьшение скорости потока и увеличение давления воздуха. В сечении III сжатие заканчивается. Поток в этом сечении обладает минимальной скоростью. На участке III – IV канала (камера сгорания) происходит сгорание впрыскиваемого в воздух топлива с выделением тепла. Заданная величина давления в камере сгорания обеспечивается соответствующими размерами сечения канала на участке III – IV. После сечения IV происходит расширение газа и увеличение скорости потока. Так как поток на выходе из камеры сгорания дозвуковой, то канал двигателя далее суживается (участок IV – V), а затем расширяется (участок V – VI). Поэтому скорость возрастает от звуковой в сечении V до сверхзвуковой в сечении VI.

Схема ВРД для дозвуковых скоростей полета и характер изменения давления газа и скорости потока показаны на рис. 112б. Надобность в первом (суживающемся) участке канала в этом случае отпадает, так как сжатие газа начинается со скоростью, меньшей скорости звука.

Теоретический цикл ВРД показан на рис. 113. Линия 1 – 2 соответствует адиабатическому процессу сжатия набегающего потока воздуха в диффузоре, 2 – 3 – изобарическому процессу сгорания топлива; 3 – 4 – адиабатическому расширению продуктов сгорания в сопле и линия 4 – 1 – охлаждение продуктов сгорания, выброшенных наружу.

Как видно на рис. 113, ВРД со сгоранием топлива при $p = const$ работает по такому же циклу, как и газотурбинная установка с изобарическим сгоранием топлива. Поэтому термический к.п.д. цикла ВРД со сгоранием топлива при $p = const$ будет иметь вид:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}},$$

где β – степень повышения давления воздуха в диффузоре.

Степень повышения давления β , а следовательно, и экономичность двигателя возрастает с увеличением скорости полета. При скоростях 600 – 800 км/ч термический к.п.д. прямооточного двигателя не превышает 2 – 4%; при сверхзвуковых скоростях к.п.д. и экономичность двигателя существенно увеличиваются. При больших скоростях полета, превышающих скорость звука в два и более раз, наиболее экономичен прямооточный ВРД. Преимущество прямооточного двигателя состоит в простоте конструкции и малом весе.

Пульсирующий ВРД со сгоранием топлива при $V = const$. Для осуществления процесса горения топлива при постоянном объеме необходимо иметь распределительное клапанное устройство, при помощи которого можно разобщать камеру сгорания от диффузора и выхлопного сопла. В остальной схеме работы ВРД со сгоранием топлива при $V = const$ аналогична схеме двигателя со сгоранием топлива при $p = const$.

На рис.114 изображен цикл воздушно-реактивного двигателя со сгоранием топлива при $V = \text{const}$. Линия 1 – 2 соответствует процессу сжатия воздуха в диффузоре при движении летательного аппарата. В состоянии 2, когда камеру сгорания и диффузор разобщают (путем закрытия клапана), производится при помощи электросвечи воспламенение топлива. Когда заканчивается сгорание топлива, открывается клапан, отделяющий камеру сгорания от выхлопного сопла, и начинается адиабатическое расширение продуктов сгорания в сопле (линия 3 – 4). Линия 4 – 1 соответствует изобарическому охлаждению выброшенных из сопла наружу продуктов сгорания.

Цикл пульсирующего ВРД со сгоранием топлива при $V = \text{const}$ не отличается от цикла газотурбинной установки с изохорическим сгоранием топлива, и его термический к.п.д. имеет вид

$$\eta_t = 1 - \frac{k(\lambda^{\frac{1}{k}} - 1)}{\beta^{\frac{k-1}{k}} (\lambda - 1)},$$

где β – степень повышения воздуха в диффузоре; λ – степень добавочного повышения давления в камере сгорания.

Пульсирующий ВРД имеет более высокий, по сравнению с прямоточным двигателем, термический к.п.д., что позволяет применять его при меньших скоростях полета.

Прямоточные компрессорные воздушно-реактивные двигатели

Наиболее распространенным типом компрессорных воздушно-реактивных двигателей является турбореактивный двигатель, широко применяемый в скоростной авиации.

Схема его показана на рис 115. В этом двигателе сжатие воздуха осуществляется как путем скоростного напора, так и при помощи осевого компрессора, приводимого в движение газовой турбиной, с которой он имеет общий вал.

Турбина работает на горячих газах, образующихся в камере сгорания. После турбины поток газов направляется в сопло двигателя.