

8.1. Цикл газотурбинной установки со сгоранием при постоянном давлении

Газотурбинная установка представляет собой двигатель, в котором сгорание топлива происходит непосредственно в рабочем теле цикла, осуществляемого в потоке газа.

Принципиальная схема газотурбинной установки (ГТУ), в которой сгорание топлива происходит при постоянном давлении, приведена на рис. 8.1, а осуществляемый в ней обратимый цикл представлен в p,v –диаграмме на рис. 8.2 и в T,s –диаграмме на рис. 8.3. В этой установке атмосферный воздух из окружающей среды, имеющий давление p_1 и температуру T_1 , поступает на вход компрессора К, вращающегося на одном валу с газовой турбиной Т. В компрессоре воздух адиабатно сжимается до давления p_2 , при котором подается в камеру сгорания КС, куда поступает и газообразное или жидкое топливо. Здесь при постоянном давлении происходит сгорание топлива, вследствие чего температура получившихся газообразных продуктов сгорания повышается до значения T_3 , достигающего у современных установок $1200\div 1500$ К. При этой температуре и давлении $p_3 = p_2$ газ поступает в турбину, где при адиабатном расширении до атмосферного давления совершает работу, одна часть которой затрачивается на привод компрессора, а другая –на привод генератора Г, вырабатывающего электроэнергию. Из турбины газ при давлении $p_4 = p_1$ выбрасывается в окружающую атмосферу, а в компрессор забирается из атмосферы новый чистый воздух. Таким образом, для данной порции воздуха процесс фактически является незамкнутым, но при построении термодинамического цикла (рис. 8.2, 8.3) охлаждение отработавшего газа в атмосфере рассматривается как изобарный процесс отвода теплоты от рабочего тела холодному источнику.

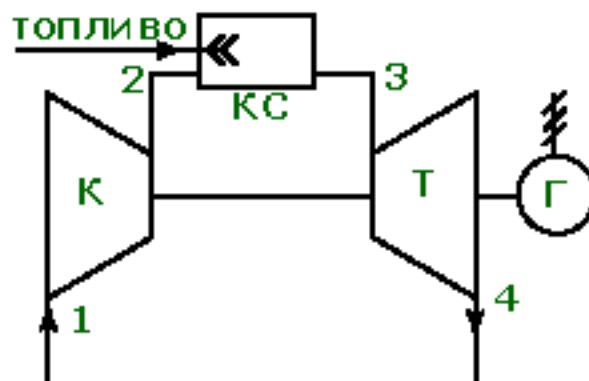


Рис. 8.1

При термодинамическом рассмотрении цикла обычно не учитывается изменение массы рабочего тела при сгорании топлива (оно невелико и составляет около 2%), а также не принимается во внимание происходящее при этом изменение химического состава газа и все расчеты проводятся по отношению к 1 кг чистого воздуха.

Все процессы в газотурбинной установке протекают в потоке газа. Поэтому работа, затрачиваемая для сжатия воздуха в компрессоре l_K , является технической работой, определяемой по соотношению (3.2.) $l_K = -\int v dp$, и на диаграмме p, v (рис. 8.2) представленной эквивалентной площадью 1-2-а-в-1. Точно также работа, полученная в турбине l_T , является технической работой и на рис. 8.2 ей соответствует площадь 3-4-в-а-3. Отсюда очевидно, что полезная работа цикла $l_{Ц}$, равная разности этих работ, на диаграмме p, v изображается площадью, заключенной внутри контура цикла 1-2-3-4-1.

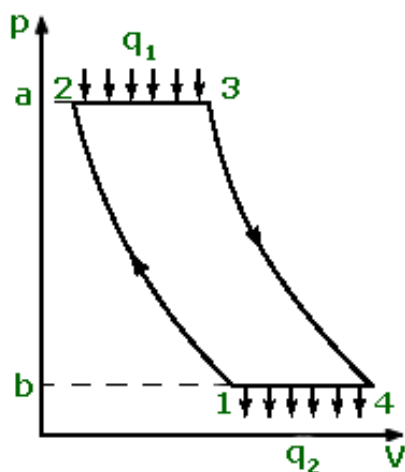


Рис. 8.2

На диаграмме T, s (рис. 8.3), в которой показан обратимый цикл газотурбинной установки, теплота q_1 , подводимая к воздуху в камере сгорания, представлена площадью 2-3-в-а-1, а теплота q_2 , отводимая при охлаждении газов в окружающую среду, - площадью 4-1-а-в-4. Следовательно, полезная работа цикла, равная разности этих теплот, в такой диаграмме также изображается площадью, заключенной внутри контура цикла 1-2-3-4-1.

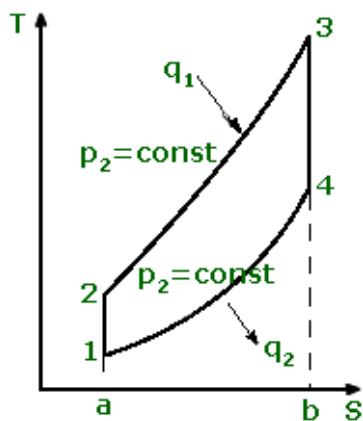


Рис. 8.3

Термический КПД цикла, определяемый соотношением (2.10), для ГТУ может быть выражен как

$$\eta_T = (l_T - l_K) / q_1 = [(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)] / (h_3 - h_2) \quad (8.1)$$

Значения энтальпии воздуха, необходимые для проведения вычислений по формуле (8.1), определяются по таблицам [2,3] или с помощью программы [4].

Для того, чтобы проанализировать зависимость термического КПД от характерных параметров цикла ГТУ, преобразуем формулу (8.1), введя некоторые упрощающие допущения. Поскольку разность энтальпий можно выразить через теплоемкость и разность температур $\Delta h = c_p \Delta T$, а изменение температуры газа в адиабатном процессе согласно (3.7) представить как $T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(k-1)/k}$, то приняв постоянными значения теплоемкости c_p и показателя адиабаты k , после преобразований получим

$$\eta_T = 1 - 1/\beta^{(k-1)/k} \quad (8.2)$$

где $\beta = p_2 / p_1$ - степень повышения давления воздуха в компрессоре, являющаяся характерным параметром ГТУ.

Из формулы (8.2) следует, что термический КПД цикла ГТУ зависит только от степени повышения давления β и не зависит от температуры газа перед турбиной T_3 . Чтобы пояснить причину этого, обратимся к выражению (2.13) термического КПД цикла через средние температуры подвода и отвода теплоты, справедливому для любого обратимого цикла $\eta_T = 1 - T_{2cp} / T_{1cp}$. На рис. 8.4 представлены исходный цикл ГТУ 1-2-3-4-1 и цикл с увеличенным давлением воздуха после компрессора 1-2а-3а-4а-1, имеющие одинаковую температуру воздуха перед турбиной T_3 . Можно видеть, что температура T_{2a} выше, чем T_2 , и, следовательно, средняя температура подвода теплоты в последнем цикле больше, чем в исходном. Температура же воздуха после турбины T_{4a} ниже, чем T_4 , что приводит к уменьшению средней температуры отвода теплоты в последнем цикле. Оба эти фактора обуславливают возрастание термического КПД цикла при увеличении степени повышения давления воздуха β .

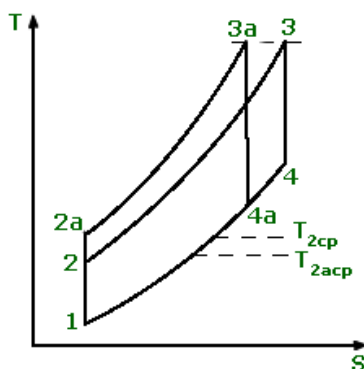


Рис. 8.4

С другой стороны, при фиксированном значении β повышение температуры перед турбиной T_3 приводит к повышению как средней температуры подвода теплоты T_{1cp} так и средней температуры отвода теплоты T_{2cp} , причем отношение их остается неизменным и равным отношению T_2/T_1 в силу эквидистантности изобар. Следовательно, и термический КПД цикла не изменяется при изменении температуры газа перед турбиной. Однако эти закономерности влияния параметров на экономичность цикла становятся несколько иными при рассмотрении действительного цикла ГТУ.

Действительный цикл ГТУ, в котором необратимые из-за наличия трения процессы в турбине и компрессоре протекают с ростом энтропии, показан на рис. 8.5. Показателем экономичности такого цикла является внутренний КПД

$$\eta_i = l_u^\circ / q_1^\circ = (l_T^\circ - l_K^\circ) / q_1^\circ = [(h_3 - h_{4d}) - (h_{2d} - h_1)] / (h_3 - h_{2d}), \quad (8.3)$$

который, используя понятия внутреннего относительного КПД турбины

$$\eta_{oi}^T = l_T^\circ / l_T = (h_3 - h_{4d}) / (h_3 - h_4) \quad (8.4)$$

и внутреннего относительного КПД компрессора

$$\eta_{oi}^K = l_K / l_K^\circ = (h_2 - h_1) / (h_{2d} - h_1), \quad (8.5)$$

можно привести к виду

$$\eta_i = [(h_3 - h_4)\eta_{oi}^T - (h_2 - h_1) / \eta_{oi}^K] / (h_3 - h_{2d}) \quad (8.6)$$

Действительная мощность ГТУ рассчитывается как

$$N_{ГТУ}^\circ = N_T^\circ - N_K^\circ = D(l_T \eta_{oi}^T - l_K / \eta_{oi}^K) = D[(h_3 - h_4)\eta_{oi}^T - (h_2 - h_1) / \eta_{oi}^K] \quad (8.7)$$

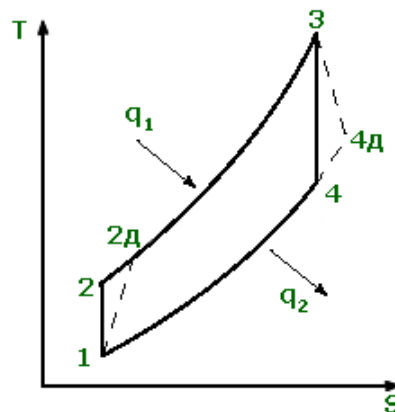


Рис. 8.5

Отметим, что из этого выражения следует, что ГТУ может совершать работу ($N_{ГТУ}^\circ > 0$) только при выполнении условия

$$\eta_{oi}^T \eta_{oi}^K > \varphi \quad (8.8)$$

где $\varphi = l_K / l_T$. Это условие является существенным, так как работа компрессора может составлять 50÷60% от работы турбины и при малых величинах их внутренних относительных КПД ГТУ просто не сможет работать.

То обстоятельство, что затраты на привод компрессора составляют значительную долю от работы турбины, приходится учитывать при анализе зависимости экономичности действительного цикла от параметров газа. С этой целью введем понятие *внутреннего относительного КПД ГТУ*

$$\eta_{oi}^{ITV} = l_{ITV}^o / l_{ITV} = (\eta_{oi}^T - \varphi / \eta_{oi}^K) / (1 - \varphi) \quad (8.9)$$

Очевидно, что с увеличением доли работы, затрачиваемой на компрессор φ , внутренний относительный КПД ГТУ уменьшается.

Внутренний КПД ГТУ представим теперь в виде

$$\eta_i = \frac{l_{ITV}^o}{q_1^o} = \frac{l_{ITV}^o}{l_{ITV}} \frac{l_{ITV}}{q_1} \frac{q_1}{q_1^o} = \eta_{oi}^{ITV} \eta_T \frac{h_3 - h_2}{h_3 - h_{2o}} \quad (8.10)$$

При анализе его зависимости от параметров газа можно принять $\Delta h_{3-2} / \Delta h_{3-2d} = \Delta T_{3-2} / \Delta T_{3-2d} \approx 1$ и считать, что $\eta_i = \eta_{oi}^{ITV} \eta_T$

Рассмотрим зависимости внутреннего КПД цикла от температуры газа перед турбиной T_3 при неизменной степени повышения давления воздуха в компрессоре β . Как было показано раньше, термический КПД цикла в этом случае не изменяется, а работа компрессора остается постоянной. Но с увеличением температуры T_3 при постоянной величине отношения $T_3/T_4 = \beta^{(k-1)/k}$ возрастает разность температур $T_3 - T_4$, а, следовательно, и разность энтальпий $h_3 - h_4$, т.е. работа турбины. Поэтому отношение работ компрессора и турбины φ уменьшается и, согласно (8.9), увеличивается внутренний относительный КПД ГТУ η_{oi}^{ITV} , а значит и внутренний КПД ГТУ η_i

В случае же когда температура перед турбиной T_3 остается постоянной, а степень повышения давления воздуха в компрессоре β возрастает, то термический КПД цикла растет, но работа компрессора также возрастает, причем сильнее, чем работа турбины. Можно показать, что их отношение φ равно

$$\varphi = (T_1/T_3) \beta^{(k-1)/k} \quad (8.11)$$

и при его возрастании уменьшается внутренний относительный КПД ГТУ η_{oi}^{ITV} . Таким образом, внутренний КПД ГТУ η_i оказывается произведением двух величин, одна из которых η_T при возрастании β увеличивается, а другая η_{oi}^{ITV} - уменьшается. Вследствие этого кривая зависимости внутреннего КПД ГТУ от степени повышения давления проходит через максимум (рис. 8.6). Если температуру T_3 увеличить, то согласно (8.11) влияние φ , а следовательно η_{oi}^{ITV} , уменьшится и максимум зависимости сместится в сторону более высоких значений β .

Общий вид зависимости внутреннего КПД ГТУ от степени повышения давления в компрессоре представлен на рис. 8.6, на котором показаны кривые для постоянных температур газа перед турбиной $T_a = 1000$, $T_b = 1100$ и $T_c = 1200$ К, полученные при условии $\eta_{oi}^T = \eta_{oi}^K = 0,85$. Здесь же приведена и кривая зависимости для термического КПД ГТУ η_T

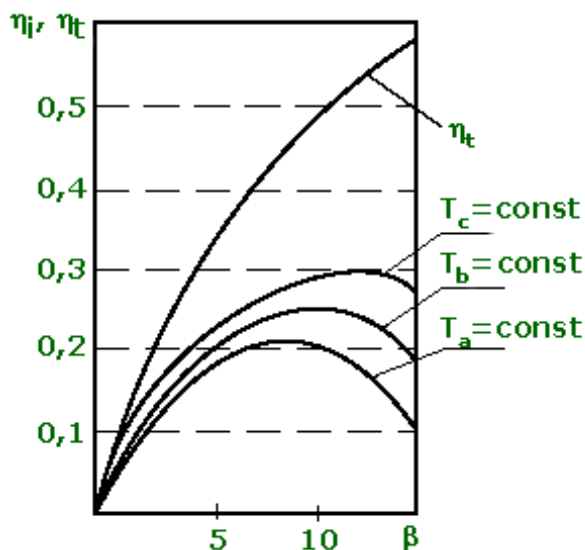


Рис. 8.6

Таким образом, имеется существенное различие во влиянии параметров газа на внутренний КПД ГТУ и на термический КПД ГТУ. Для внутреннего КПД ГТУ имеется оптимальное (для выбранной температуры T_3) значение давления, до которого следует сжимать воздух. Повышение же температуры газа перед турбиной T_3 всегда повышает внутренний КПД действительного цикла ГТУ, что и определяет современную тенденцию в развитии газотурбинных установок в увеличении этой температуры до 1200÷1500 К.