

8.3. Регенеративный цикл ГТУ.

В разделе 7.6 было показано, что внешнюю необратимость цикла можно уменьшить, применяя регенерацию теплоты. Рассмотрим применение этого метода повышения экономичности цикла применительно к циклу ГТУ.

На рис. 8.7 представлена принципиальная схема регенеративной ГТУ, а на рис. 8.8 и 8.9 ее обратимый предельный регенеративный цикл показан в диаграммах p,v и T,s . В этой установке в компрессоре К обратимое адиабатное сжатие атмосферного воздуха производится до состояния 2, после чего он направляется в регенератор Р, где к нему при постоянном давлении p_2 подводится теплота от уходящих из турбины Т газов. Нагретый здесь до состояния 5 воздух поступает в камеру сгорания КС, а охлажденный до температуры T_2 газ выбрасывается в атмосферу. В камере сгорания при изобарном сгорании топлива подводится теплота q_1 и образуются газы состояния 3, которые далее поступают в турбину и в процессе обратимого адиабатного расширения до состояния 4 совершают работу, после чего, пройдя через регенератор, выбрасываются в атмосферу.

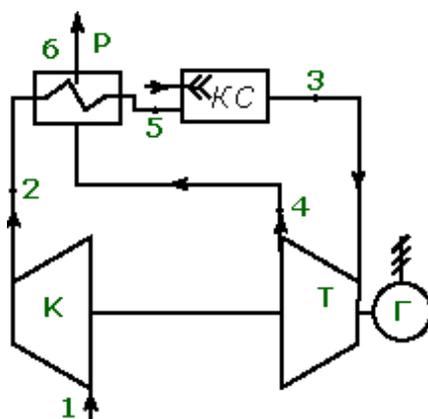


Рис. 8.7

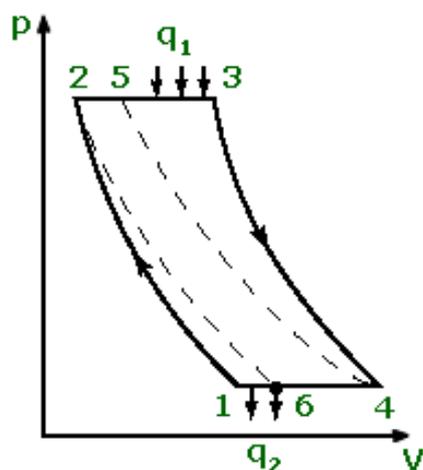


Рис. 8.8

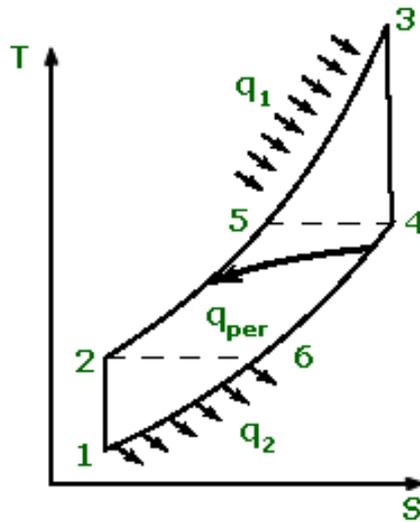


Рис. 8.9

В предельном регенеративном цикле предполагается, что нагрев воздуха за счет теплоты, отбираемой от уходящих газов, производится до температуры, с которой они покидают турбину, т.е. $T_5 = T_4$, а сами газы при этом охлаждаются до температуры воздуха после компрессора, т.е. $T_6 = T_2$. Очевидно, что для этого необходимо чтобы при всех температурах теплоемкости воздуха и газа были бы одинаковы, а регенератор имел бы бесконечно большую поверхность, что и определяет условия рассмотрения этого предельно идеализированного цикла.

Выражение для термического КПД предельного регенеративного цикла ГТУ отличается от такового для простого цикла (8.1) только учетом того, что подвод теплоты q_1 производится в нем в другом диапазоне температур

$$\eta_T^{pez} = (l_T - l_K) / q_1 = [(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)] / (h_3 - h_4) \quad (8.12)$$

Проанализировать же, что изменяется в характере зависимостей этого КПД от параметров газа, удобно снова применив выражение его через средние температуры подвода и отвода теплоты (2.13). По диаграмме T,s цикла (рис. 8.9) можно заключить, что средняя температура подвода теплоты в регенеративном цикле выше, чем в простом, а средняя температура отвода теплоты – ниже (в отличие от регенеративного цикла ПТУ). Оба эти фактора ведут к тому, что термический КПД при введении регенерации теплоты увеличивается. При возрастании температуры газа перед турбиной T_3 средняя температура подвода теплоты T_{1cp} растет, а средняя температура отвода теплоты T_{2cp} остается неизменной. Поэтому, в отличие от простого цикла, с увеличением температуры газа перед турбиной термический КПД регенеративного цикла возрастает. Если же при постоянной температуре T_3 , увеличить давление газа после компрессора (цикл 1-2а-5а-3а-4а-ба-1 на рис. 8.10), то уменьшается T_{1cp} и увеличивается T_{2cp} . Поэтому при увеличении степени повышения давления β термический КПД предельного регенеративного цикла уменьшается и

сокращается интервал температур, в котором можно осуществить регенерацию теплоты ($T_{5a} - T_{2a}$ вместо $T_5 - T_2$), вплоть до ситуации когда регенерация вообще невозможна.

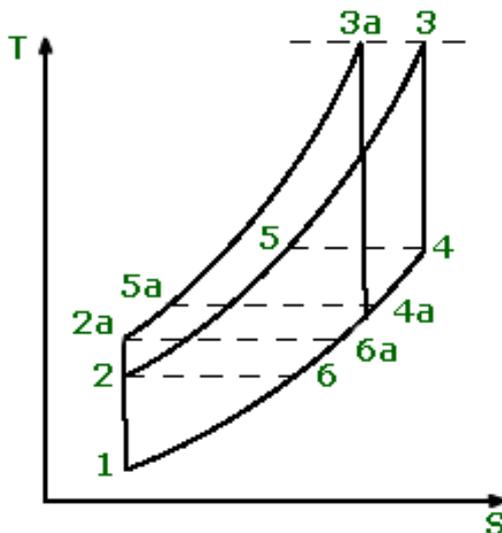


Рис. 8.10

Заметим, что для приближенных расчетов можно использовать простую формулу, получаемую на основе (8.12). Если в этой формуле, как и раньше, энтальпию выразить через температуру и теплоемкость c_p , а отношение температур в адиабатном процессе представить по (3.7) в виде $(T_3/T_4) = \beta^{(k-1)/k}$, то после несложных преобразований для термического КПД предельного регенеративного цикла получим

$$\eta_T^{peg} = 1 - (T_1/T_3)\beta^{(k-1)/k} \quad (8.13)$$

В реально существующей ГТУ осуществить предельную регенерацию невозможно. Степень полноты использования теплоты уходящего газа в действительном цикле (рис. 8.11) характеризуется *степенью регенерации*, представляющей собой долю теплоты, реально использованной при регенерации, по отношению к теплоте, отводимой от газа при предельной регенерации

$$\sigma = (h_5 - h_{2o}) / (h_{4o} - h_{2o}) \quad (8.14)$$

Внутренний КПД действительного цикла при этом может быть представлен как

$$\eta_i^{peg} = \frac{(h_3 - h_4)\eta_{oi}^T - (h_2 - h_2)/\eta_{oi}^K}{h_3 - h_5} \quad (8.15)$$

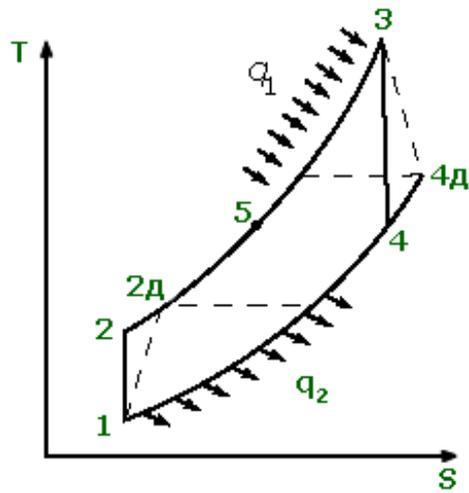


Рис. 8.11

Здесь энтальпия h_5 определяется, исходя из принятой степени регенерации. Эта величина обычно составляет $\sigma = 0,5 \div 0,8$. При увеличении ее возрастает внутренний КПД ГТУ из-за уменьшения необратимости теплообмена в регенераторе, но увеличивается поверхность регенеративного теплообменника. Поэтому значение σ выбирается на основе технико-экономических расчетов.