

Гулина С.А., соискатель

Научный руководитель Бродов Ю.М., проф., д-р техн. наук

## МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ ГТУ И ГТД

Наиболее полное и рациональное использование теплоты уходящих газов при получении механической энергии для привода нагнетателя является одним из основных направлений энергосберегающих технологий трубопроводного транспорта природного газа. Безвозвратно теряется теплота уходящих газов температура которых составляет 400-500°C. Расчеты показывают что за счет введения регенерации теплоты уходящих газов относительная экономия топливного газа в сравнении с безрегенеративной установкой имеющей КПД на уровне 0,25-0,26% может достигать величины порядка 18-22% при коэффициенте регенерации 0,80-0,85. Особенно ощутимую экономию топливного газа порядка 30-32% можно достичь при введении регенерации на установках простого цикла КПД порядка 0,20-0,22%.

Введение регенератора как показала практика приводит к заметному снижению мощности ГПА из-за появления дополнительных гидравлических потерь по тракту которые могут составить 3%...7% (абсолютных). При проектировании ГТУ параметры ее узлов (осевой компрессор, камера сгорания, турбина) тесно связаны между собой по условию получения максимального КПД, обеспечению устойчивой работы узлов ГТД в диапазоне всех рабочих режимов. Включение в схему регенератора приводит не только к снижению эффективной мощности установки, но и может стать причиной рассогласованной работы узлов ГТД, что приведет к потере устойчивой работы ГТУ в целом.

В этих условиях возникают две задачи разработки и исследования: расчет совместных режимов работы элементов ГТУ при переводе ГТУ с простого на регенеративный цикл и оценка эффективности работы ГТД и ГТУ после модернизации.

При проектировании ГТД параметры цикла, а конкретно - степень повышения давления в компрессоре, выбирается в области максимального значения удельной полезной работы, которой соответствует  $\pi_{k(opt)}$  и максимального КПД. Эта область соответствует -  $\frac{\partial^2 H_c}{\partial \pi^2} < 0$ , тогда как для -  $\frac{\partial^2 \eta_c}{\partial \pi^2} > 0$ . При переходе с простого цикла к циклу с регенерацией теплоты уходящих газов максимум эффективного КПД смещается влево по  $\pi_k$ . С увеличением степени регенерации максимум эффективного КПД (при неизменной температуре перед турбиной) смещается в сторону меньших значений  $\pi_k$ , при некотором значении степени регенерации  $\pi_k$  становится меньше  $\pi_{k(opt)}$ , а область максимальной эффективной работы соответствует тому же значению  $\pi_{k(opt)}$ . При этом значение самой эффективной работы уменьшается, так как на нее существенное влияние оказывает возросшее сопротивление тракта. Расчеты показывают что дополнительные гидравлические потери в схеме регенеративной ГТУ могут существенно снизить рост КПД. С целью повышения эффективного КПД необходимо

уменьшить значение  $\pi_k$ , что приведет к снижению работы расширения турбины на приводе компрессора, при неизменной  $T_r$ . Конструктивно уменьшение  $\pi_k$  достигается снятием последних ступеней компрессора, что уменьшит массу ротора и увеличит его жесткость.

Авторами произведена оценка снижения  $\pi_k$  методом малых отклонений. При переходе к методу малых отклонений как число уравнений, так и число неизвестных величин не изменяется. Использование этого метода сократило объем вычислительной работы. Кроме того, независимо от сложности задачи, числа переменных величин и характера связей между ними решение может быть получено в виде явной аналитической зависимости, что весьма удобно при проведении исследований в общем виде.

Получено конечное уравнение изменения относительного эффективного КПД при изменении степени повышения давления с учетом введения регенерации

$$\delta\eta_e = \left(\frac{1}{\varphi}(k_2 - k_1) - k_1\right)\delta\pi_k + k_2\delta\sigma_{\text{тр}} + k_3\delta r,$$

где  $k_1$  – коэффициент влияния  $\pi_k$  на работу компрессора, а  $k_2$  – коэффициент влияния  $\pi_r$  на работу турбины,  $k_3$  – коэффициент влияния степени регенерации. Величины этих коэффициентов однозначно определяются исходными значениями параметров цикла; по знаку и величине коэффициента влияния можно судить об основных закономерностях изменениях эффективного КПД. Так, для выбранного диапазона температур  $T_r = 950$  К ( $k_1 = 0,7753$ ,  $k_2 = 0,7802$ ,  $k_3 = 1,0115$ ) и  $T_r = 1300$  К ( $k_1 = 0,6129$ ,  $k_2 = 0,6193$ ,  $k_3 = 1,0174$ ) при  $r=0,80$ . При увеличении расчетной степени регенерации до 0,85 меняются  $k_3 = 1,1473$  ( $T_r = 950$  К)  $k_3 = 1,1207$  ( $T_r = 1300$  К). Подставляя численные значения коэффициентов получаем:

$$\delta\eta_e = -0,7619\delta\pi_k + 0,7802\delta\sigma_{\text{тр}} + 1,0115\delta r \text{ при } T_r=950\text{К } r=0,80$$

$$\delta\eta_e = -0,7619\delta\pi_k + 0,7802\delta\sigma_{\text{тр}} + 1,1473\delta r \text{ при } T_r=950\text{К } r=0,85$$

$$\delta\eta_e = -0,5991\delta\pi_k + 0,6193\delta\sigma_{\text{тр}} + 1,0174\delta r \text{ при } T_r=1300\text{К } r=0,80$$

$$\delta\eta_e = -0,5991\delta\pi_k + 0,6193\delta\sigma_{\text{тр}} + 1,1207\delta r \text{ при } T_r=1300\text{К } r=0,85$$

Такие зависимости весьма информативны и представляют не только практический интерес. Анализ зависимостей позволил сформулировать ряд выводов:

1. С ростом  $T_r$  коэффициент  $k_2$  снижается. Следовательно, при переводе ГТД с простого цикла на регенеративный с большей  $T_r$  влияние на эффективный КПД возросшего уровня гидравлических потерь будет меньшим, чем для ГТД с малым значением  $T_r$ .

2. С ростом  $T_r$  -  $k_1$  уменьшается, т.к. растет интервал между температурой за компрессором и температурой на выходе из турбины. Следовательно, чем ниже температура  $T_r$ , а для установок которые модернизируют, как правило  $T_r$  находится в пределах от 950 К до 1200 К, уменьшение  $\pi_k$  является эффективным мероприятием.