

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ  
АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА НА ГТД С ПОМОЩЬЮ  
ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО УРАВНЕНИЯ ХОЛЩЕВНИКОВА**

**А.А. Арнст, Н. А. Гаррис**

*ФБГОУ ВПО «Уфимский государственный нефтяной  
технический университет», Уфа, Россия*

При работе газотурбинного двигателя (ГТД) в условиях конвертирования на компрессорных станциях магистральных газопроводов вопрос о выборе и согласовании основных параметров компрессора и турбины ГТД является узловым на начальном этапе их проектировочного расчета. В основе согласования параметров компрессора и турбины на расчетном режиме лежат следующие три уравнения:

Уравнение расхода

$$G_T = G_B \cdot v, \quad (1)$$

где  $G_T$  – расход газа на выходе из турбины;

$G_B$  – расход воздуха на входе в компрессор;

$v$  – коэффициент, учитывающий массу впрыскиваемого топлива и расход воздуха на охлаждение и утечку.

Уравнение баланса мощностей турбины и компрессора

$$N_T \cdot \eta_m = N_K, \quad (2)$$

где  $N_T$  – внутренняя мощность турбины;

$N_K$  – мощность, потребляемая компрессором;

$\eta_m$  – механический КПД, учитывающий затраты мощности на трение в подшипниках ротора турбокомпрессора и на привод агрегатов.

Уравнение частот вращения

$$n_K = n_T = n, \quad (3)$$

где  $n_K, n_T$  – частота вращения компрессора и турбины.

Различные методы согласования базируются на использовании комплексных параметров, полученных на основе представленных выше уравнений и связывающих основные параметры компрессора и турбины. Так для ротора турбокомпрессора профессором К.В. Холщевниковым получен

удобный в практическом использовании комплекс в виде  $\frac{U_K^2 \bar{G}_K}{\sigma_p \cdot q(\lambda_T)}$ , зависящий в основном от степени повышения давления в компрессоре и подогрева воздуха в двигателе:

$$\frac{T_G^*}{T_B^*}, \frac{U_K^2 \bar{G}_K}{\sigma_p \cdot q(\lambda_T)} = \Pi = f\left(\pi_K^*; \frac{T_B^*}{T_G^*}\right),$$

где  $U_K$  – окружная скорость на периферии рабочих лопаток первой ступени компрессора, м/с;

$\sigma_p$  – напряжение в корневом сечении рабочей лопатки последней ступени турбины;

$\bar{G}_K$  – коэффициент производительности компрессора;

$\lambda_T$  – приведенная скорость за последней ступенью турбины.

В развернутом виде параметр  $\Pi$  имеет вид

$$\Pi = \frac{U_K^2 \bar{G}_K}{\sigma_p \cdot q(\lambda_T)} = \frac{\sin \alpha_T \cdot \delta_T \cdot \pi_K^* \sqrt{\frac{T_B^*}{T_G^*}} \left(1 - a \frac{T_B^*}{T_G^*} \cdot \frac{\pi_K^* \frac{K-1}{K} - 1}{\eta_K^* \eta_T^*}\right)^{\frac{K_G}{K_G-1}}}{\frac{S_B}{S_G} K_G \cdot \frac{\rho_l}{2} v \cdot \Phi \sqrt{1 - a \frac{T_B^*}{T_G^*} \cdot \frac{\pi_K^* \frac{K-1}{K} - 1}{\eta_K^*}}}, \quad (4)$$

где  $\alpha_T$  – угол потока на выходе из последней ступени турбины;

$\delta_T$  – коэффициент сохранения полного давления в камере сгорания;

$\rho_l$  – плотность материала лопатки турбины;

$\Phi$  – коэффициент формы лопатки турбины, учитывающий степень утончения ее от корня к периферии;

$K_G$  – коэффициент, учитывающий неравномерность поля скоростей по высоте лопатки;

$$S_B(K, R) = 0,0404; \quad S_G(K_G, R_G) = 0,0396; \quad a = \frac{\frac{K}{K-1} R}{v \cdot \frac{K_G}{K_G-1} R_G \cdot \eta_m} \quad (5)$$

Параметр  $\Pi$  связывает основные конструктивные и газодинамические параметры компрессора ( $U_K, \bar{G}_K$ ) и турбины  $[\sigma_p, q(\lambda_T)]$  с парамет-

рами двигателя ( $\pi_K^*$ ,  $T_G^*$ ) и условиями на входе в двигатель ( $T_B^*$ ). Такая связь дает возможность при изменении того или иного параметра учитывать изменения остальных и согласовывать их между собой.

Проводя исследования с помощью комплекса влияние температуры атмосферного воздуха, нами использовались допущения по принципу квазистационарности. Так как при изменении режима работы ГД в данном комплексе изменяется достаточно большое количество параметров двигателя, то большинство из них имеют фиксированное значение. Так как в нашем случае рассматривается газотурбинная установка наземного применения, то параметры зависящие от атмосферного давления оставались постоянными. Результатами расчетов выявлено отклонение на 1-2° угла выхода  $\alpha_T$  с лопаток турбинного колеса от рекомендуемых при проектировании 84...90°, что может значительно увеличить нагрузку и быть одной из причин поломки пера лопатки при длительных переменных нагрузках.

**УДК 622. 692. 23 (211)**

## **ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВЫХ РАСЧЕТОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ РЕЗЕРВУАРОВ НА ВЕЧНОМЕРЗЛЫХ ГРУНТАХ**

**З. Р. Кутлыева, Э. А. Закирова, Н. А. Гаррис**  
*ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный нефтяной  
технический университет», Уфа, Россия*

При эксплуатации резервуаров на вечномерзлых грунтах происходит протаивание и осадка грунтового основания, а также деформация фундамента. Данная проблема особенно актуальна для резервуаров, в которых хранятся нефтепродукты с положительной температурой. Наиболее результативным методом, обеспечивающим стабильность грунтового основания, является регулирование температурного режима грунтов с помощью термостабилизации (рис.).

При эксплуатации резервуаров на свайных основаниях не учитывают нестационарность термодинамических процессов, происходящих в вечномерзлых грунтах, причина которой состоит в различии притоков тепла к краевой области основания резервуара и центральной. Из-за неравномерности теплообмена по периметру в теплый период, темпы оттаивания свай неравномерны по площади. В ряде случаев боковые сваи оттаивают