



САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
SAMARA UNIVERSITY

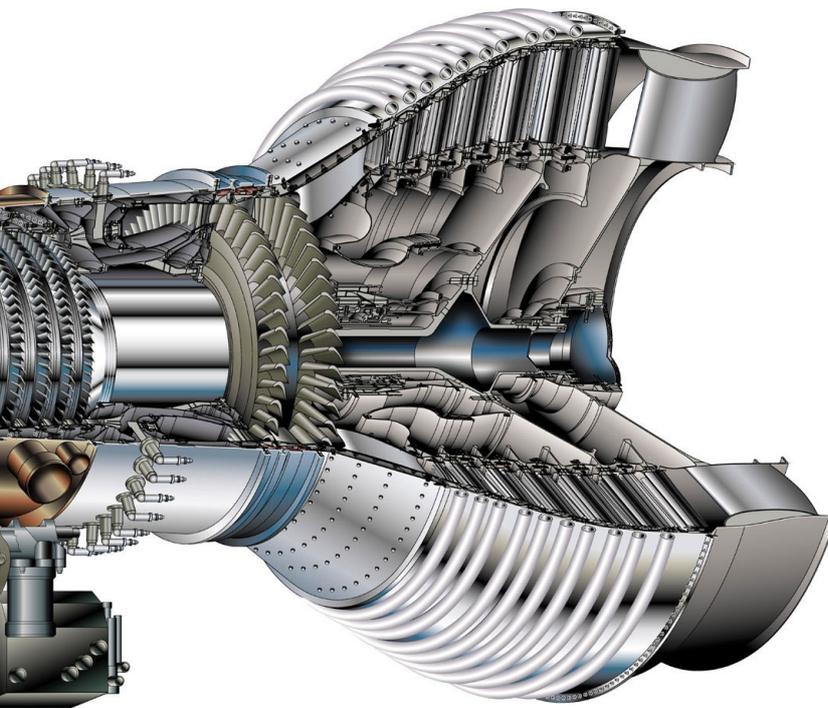
федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королева»

Институт двигателей и энергетических установок
Кафедра теории двигателей летательных аппаратов

Глава 2. Термогазодинамический расчет рабочего процесса ГТД

§ 2.5. Газовые турбины

2.5.1. Назначение

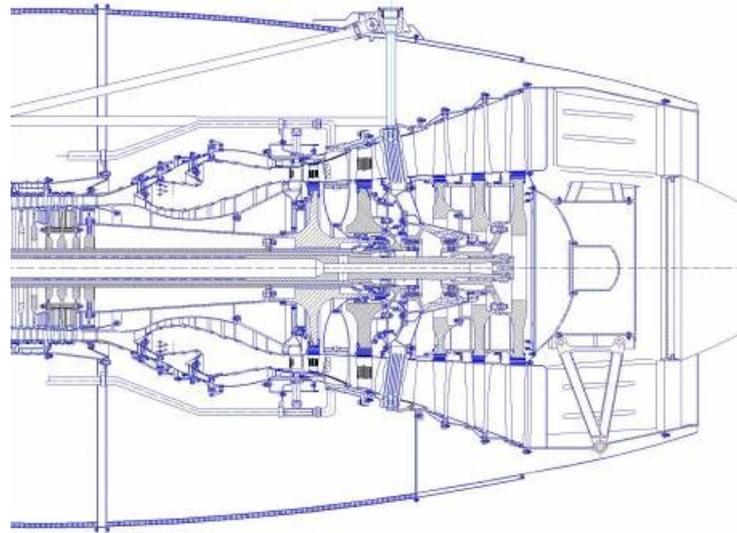


Газовые турбины предназначены для преобразования внутренней и потенциальной энергии рабочего тела в механическую работу и служат для привода компрессора, вентилятора, винта, электрогенератора, вспомогательных агрегатов и других потребителей

2.5.2. Классификация

Турбины классифицируются:

- **по количеству каскадов** - на однокаскадные и многокаскадные;
- **по количеству ступеней** - на одноступенчатые и многоступенчатые;
- **по типу ступени** - на осевые, центростремительные;
- и др.



2.5.3. Параметры режима работы

π_T^* - степень понижения давления в турбине.

Степень понижения давления в турбине π_T^* равна отношению полных давлений в сечениях на входе и выходе

$$\pi_T^* = \frac{p_{\Gamma}^*}{p_T^*}.$$

n - частота вращения ротора, $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$, или %.

$n_{\text{пр.}\Gamma}$ - приведенная частота вращения ротора — частота вращения ротора, приведенная к стандартным условиям на входе в данный каскад турбины.

Приведенная и «физическая» частоты вращения ротора связаны соотношением

$$n_{\text{пр.}\Gamma} = n \sqrt{\frac{288}{T_{\Gamma}^*}}.$$

2.5.4. Критерии эффективности

η_T^* - изоэнтропический коэффициент полезного действия турбины.

Изоэнтропический коэффициент полезного действия турбины (КПД турбины) равен отношению значений действительной L_T и идеальной L_{TS} удельных работ турбины, соответствующих одной и той же степени понижения давления π_T^* :

$$\eta_T^* = \frac{L_T}{L_{TS}}.$$

КПД осевых турбин зависит от типа ступеней (которые можно разделить на оптимально и сильно нагруженные), их аэродинамического совершенства, а также от размеров турбин и интенсивности их охлаждения.

Характерные значения КПД неохлаждаемых турбин.

ТИП СТУПЕНИ	η_T^*	$L_{ст}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
Оптимально нагруженные	0,90 ... 0,93	100 ... 200
Сильно нагруженные	0,87 ... 0,90	450 ... 550

Верхние значения η_T^* в рекомендуемых диапазонах относятся к многоступенчатым турбинам с высоким уровнем аэродинамического совершенства, нижние – к одноступенчатым.

КПД турбин малоразмерных двигателей с $G_{B.0} < 5 \dots 10 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ на (1...5) % меньше.

КПД высокотемпературных охлаждаемых турбин зависит, кроме того, от количества воздуха, отбираемого на их охлаждение, он уменьшается с увеличением $g_{\text{охл.т}}$. Можно предположить, что отбор 1 % воздуха ($g_{\text{охл.т}} = 0,01$) приводит к соответствующему снижению КПД ступени на 1 %, а КПД двухступенчатой (z-ступенчатой) турбины с охлаждаемой первой ступенью снижается на $1/2$ % ($1/z$ %).

μ_{ca} - коэффициент пропускной способности турбины.

μ_{ca} равен отношению действительного расхода рабочего тела через первый сопловой аппарат турбины к идеальному при одинаковых условиях на входе в турбину и на выходе из нее:

$$\mu_{ca} = \frac{G_{CA}}{G_{CA.ид}}.$$

a_T - относительная пропускная способность турбины.

$$a_T = \mu_{ca} q(\lambda_{CA}) = \frac{G_{\Gamma} \cdot \sqrt{T_{\Gamma}^*}}{m_2 \cdot p_{\Gamma}^* \cdot F_{CA}}.$$

Значение a_T определяется по результатам экспериментальных исследований путем замера расхода рабочего тела, его полной температуры и давления в сечении на входе в турбину.

A_T - пропускная способность турбины.

A_T позволяет оценить величину расхода рабочего тела, проходящего через турбину при заданных условиях на входе в нее

$$A_T = \frac{G_\Gamma \cdot \sqrt{R_2 \cdot T_\Gamma^*}}{p_\Gamma^*}, \text{ м}^2.$$

$\mu_{ca} q(\lambda_{CA}) F_{CA}$ - пропускная способность турбины.

$$\mu_{ca} q(\lambda_{CA}) F_{CA} = \frac{G_\Gamma \cdot \sqrt{T_\Gamma^*}}{m_2 \cdot p_\Gamma^*}, \text{ м}^2.$$

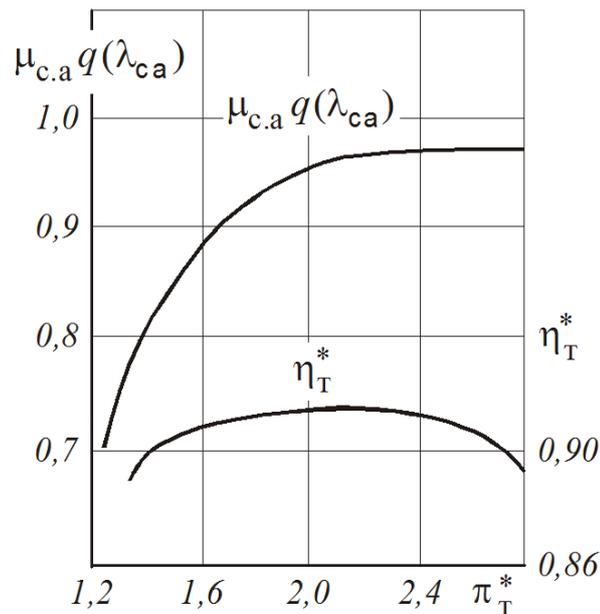
$$\mu_{ca} q(\lambda_{CA}) F_{CA} \sim A_T.$$

Характеристики турбины обычно задаются как зависимости критериальных параметров в функции двух переменных. Они могут быть представлены, например, как зависимости КПД η_T^* и относительной пропускной способности a_T от степени понижения давления π_T^* и приведенной частоты вращения $n_{пр.Г}$.

Однако работе многовальных двигателей в диапазоне основных эксплуатационных режимов зависимость параметров турбины от $n_{пр.Г}$ незначительная. Поэтому в целях упрощения анализа рабочего процесса турбин ее характеристика с достаточной точностью может быть выражена как функция одной переменной:

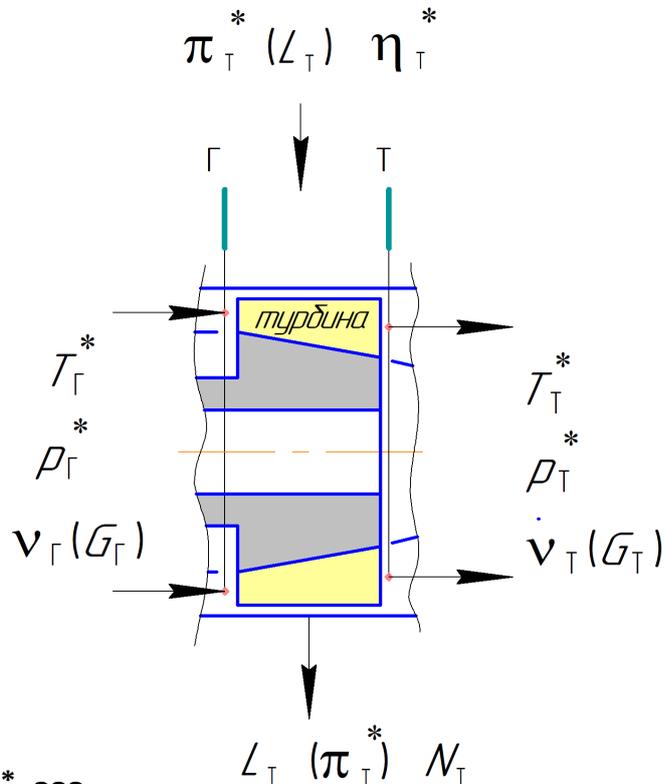
$$\eta_T^* = f(\pi_T^*),$$

$$a_T = \mu_{ca} q(\lambda_{CA}) = f(\pi_T^*).$$



2.5.5. Расчет рабочего процесса неохлаждаемой турбины

Расчетная схема



Как определить значение π_T^* ???

Баланс мощности — на установившихся режимах работы двигателя мощность, вырабатываемая турбиной, за вычетом механических потерь равна суммарной мощности всех потребителей, расположенных на одном валу с данной турбиной.

Уравнение баланса мощности:

$$N_{\text{потр.}\Sigma} = N_T \cdot \eta_m.$$

η_m - коэффициент механических потерь при передаче мощности от турбины к потребителям (механический КПД каскада).

$$\eta_m = \frac{N_{\text{потр.}\Sigma}}{N_T} = 1 - \frac{N_{\text{потерь}}}{N_T}.$$

Для каскада высокого давления многокаскадных двигателей большой и средней размерности рекомендуется принимать $\eta_{m.\text{ВД}} = 0,985 \dots 0,995$, а для остальных каскадов потерями мощности можно пренебречь $\eta_m = 1,0$.

Механический КПД малоразмерных ГТД примерно на 0,01 меньше.

Компрессор ← Турбина:

$$N_K = N_T \cdot \eta_m ;$$

$$G_B \cdot L_K = G_T \cdot L_T \cdot \eta_m ;$$

$$L_T = \frac{L_K}{v_i \cdot \eta_m} , \text{ при } v_i = v_T .$$

Вентилятор ← Турбина (каскад низкого давления ТРДД):

$$N_B = N_{\text{ТНД}} \cdot \eta_{m\text{НД}} ;$$

$$G_{\text{ВI}} \cdot L_{\text{кНД}} + G_{\text{ВII}} \cdot L_{\text{кII}} = G_{\text{ГНД}} \cdot L_{\text{ТНД}} \cdot \eta_{m\text{НД}} ;$$

$$L_{\text{ТНД}} = \frac{L_{\text{кНД}} + m \cdot L_{\text{кII}}}{v_i \cdot \eta_{m\text{НД}}} , \text{ при } v_i = v_{\text{ГНД}} .$$

Винт + Компрессор ← Турбина (турбовинтовой двигатель):

$$N_e + N_k = N_T \cdot \eta_m ;$$

$$N_e + G_B \cdot L_k = G_\Gamma \cdot L_T \cdot \eta_m ;$$

$$N_{e.уд} = L_T \cdot v_i \cdot \eta_m - L_k , \text{ при } v_i = v_\Gamma .$$

Потребитель ← Свободная Турбина (ГТД со свободной турбиной):

$$N_e = N_T \cdot \eta_m ;$$

$$N_e = G_{\Gamma CT} \cdot L_{CT} \cdot \eta_{m. CT} ;$$

$$N_{e.уд} = L_{CT} \cdot v_i \cdot \eta_{m. CT} , \text{ при } v_i = v_{\Gamma CT} .$$

Баланс давлений — на установившихся режимах работы двигателя суммарная степень повышения давления равна суммарной степени понижения давления в каждом из контуров двигателя.

Уравнение баланса давлений:

$$\pi_{\text{сж.}\Sigma} = \pi_{\text{р.}\Sigma}.$$

Основной контур ТРД(Д) с двухкаскадным турбокомпрессором:

$$\pi_V \cdot \sigma_{\text{вх}} \cdot \pi_{\text{кнд}}^* \cdot \pi_{\text{квд}}^* \cdot \sigma_{\text{кс}} = \pi_{\text{твд}}^* \cdot \pi_{\text{тнд}}^* \cdot \pi_{\text{ср}}.$$

Наружный контур ТРДД:

$$\pi_V \cdot \sigma_{\text{вх}} \cdot \pi_{\text{кII}}^* \cdot \sigma_{\text{II}} = \pi_{\text{срII}}.$$

ГТД СТ с однокаскадным газогенератором:

$$\pi_V \cdot \sigma_{\text{вх}} \cdot \pi_{\text{к}}^* \cdot \sigma_{\text{кс}} = \pi_{\text{твд}}^* \cdot \pi_{\text{ст}}^* \cdot \pi_{\text{ср}}.$$

Идеальный процесс расширения

$$\Delta i_s^* = L_{TS} = i_\Gamma^* - i_{TS}^* = c_{p2} (T_\Gamma^* - T_{TS}^*);$$

$$L_{TS} = c_{p2} \cdot T_\Gamma^* \left(1 - \frac{T_{TS}^*}{T_\Gamma^*} \right);$$

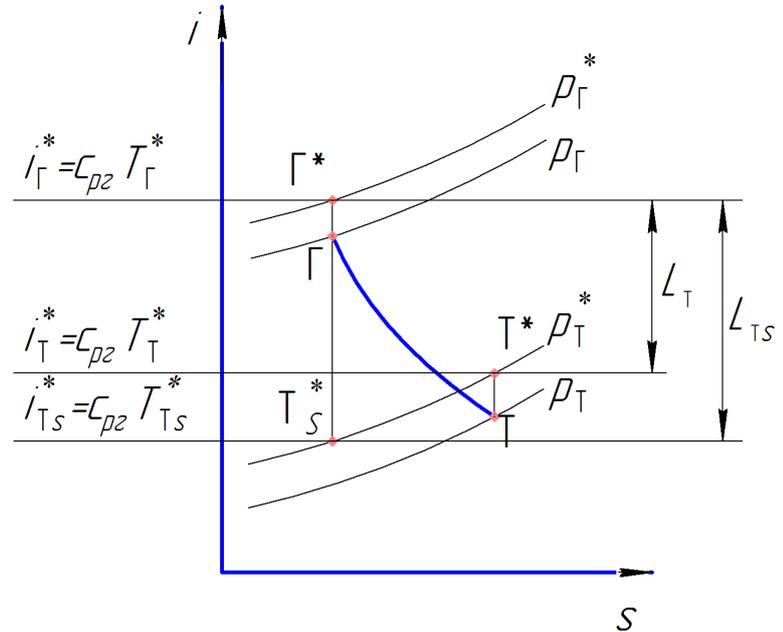
$$L_{TS} = c_{p2} \cdot T_\Gamma^* \left(1 - \left(\frac{p_\Gamma^*}{p_{TS}^*} \right)^{\frac{k_2-1}{k_2}} \right);$$

$$L_{TS} = c_{p2} \cdot T_\Gamma^* \left(1 - \frac{1}{\frac{\pi_T^*}{k_2}} \right).$$

Действительный процесс расширения

$$\Delta i^* = L_T = i_\Gamma^* - i_T^* = c_{p2} (T_\Gamma^* - T_T^*);$$

$$L_T = L_{TS} \cdot \eta_T^*.$$



i-s диаграмма процесса расширения

Расчет параметров неохлаждаемой турбины

Степень понижения давления в турбине:

- по уравнению баланса давлений;
- в зависимости от рассчитанной по уравнению баланса мощности величины L_T :

$$\pi_T^* = \left(1 - \frac{L_T}{c_{p2} \cdot T_{\Gamma}^* \cdot \eta_T^*}\right)^{\frac{k_2}{k_2 - 1}}.$$

Удельная работа турбины:

- по уравнению баланса мощности при $v_i = v_{\Gamma}$;
- в зависимости от рассчитанной по уравнению баланса давлений величины π_T^* :

$$L_T = c_{p2} \cdot T_{\Gamma}^* \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{\pi_T^*}{k_2}}\right) \cdot \eta_T^* \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Полная температура рабочего тела на выходе:

$$T_T^* = T_\Gamma^* - \frac{L_T}{c_{p2}}, \text{ К}.$$

Полное давление рабочего тела на выходе:

$$p_T^* = \frac{p_\Gamma^*}{\pi_T}, \text{ кПа}.$$

Коэффициент изменения массы рабочего тела в сечении на выходе:

$$v_T = v_\Gamma.$$

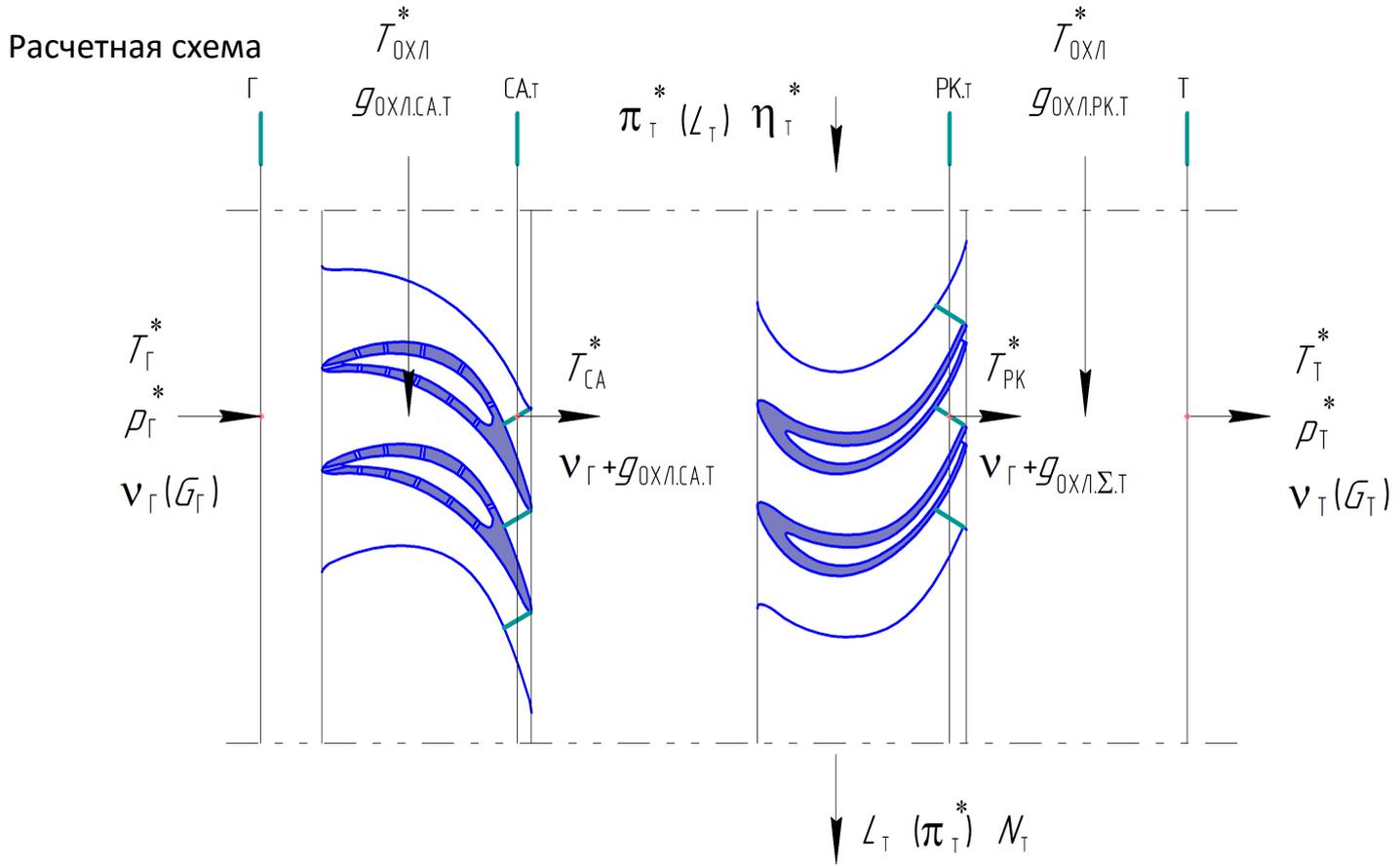
Расход рабочего тела на выходе:

$$G_T = G_\Gamma, \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Мощность, вырабатываемая турбиной:

$$N_T = G_\Gamma \cdot L_T, \text{ кВт}.$$

2.5.6. Расчет рабочего процесса охлаждаемой турбины



Полная температура в минимальном сечении первого соплового аппарата (СА):

$$T_{СА.Т}^* = \frac{c_{p2} \cdot T_{\Gamma}^* \cdot v_{\Gamma} + c_{pv} \cdot T_{охл}^* \cdot g_{охл.са.т}}{c_{p2} \cdot (v_{\Gamma} + g_{охл.са.т})}.$$

Степень понижения давления в турбине:

- по уравнению баланса давлений;
- в зависимости от рассчитанной по уравнению баланса мощности величины L_T :

$$\pi_T^* = \left(1 - \frac{L_T}{c_{p2} \cdot T_{СА.Т}^* \cdot \eta_T^*}\right)^{-\frac{k_2}{k_2-1}}.$$

Удельная работа турбины:

- по уравнению баланса мощности при $v_i = v_{СА.Т} = v_{\Gamma} + g_{охл.са.т}$;
- в зависимости от рассчитанной по уравнению баланса давлений величины π_T^* :

$$L_T = c_{p2} \cdot T_{СА.Т}^* \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{\pi_T^*}{k_2}}\right) \cdot \eta_T^* \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Полная температура в минимальном сечении последнего рабочего колеса (ПК):

$$T_{\text{ПК.Т}}^* = T_{\text{СА.Т}}^* - \frac{L_{\text{Т}}}{c_{p2}}, \text{ К}.$$

Полная температура рабочего тела на выходе:

$$T_{\text{Т}}^* = \frac{c_{p2} \cdot T_{\text{ПК.Т}}^* \cdot (v_{\Gamma} + g_{\text{охл.са.Т}}) + c_{pv} \cdot T_{\text{охл}}^* \cdot g_{\text{охл.рк.Т}}}{c_{p2} \cdot (v_{\Gamma} + g_{\text{охл.са.Т}} + g_{\text{охл.рк.Т}})}, \text{ К}.$$

Полное давление рабочего тела на выходе:

$$p_{\text{Т}}^* = \frac{p_{\Gamma}^*}{\pi_{\text{Т}}}, \text{ кПа}.$$

Коэффициент изменения массы рабочего тела в сечении на выходе:

$$v_T = v_\Gamma + g_{\text{охл.са.т}} + g_{\text{охл.рк.т}}.$$

Расход рабочего тела на выходе:

$$G_T = G_\Gamma \frac{v_T}{v_\Gamma}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Мощность, вырабатываемая турбиной:

$$N_T = G_\Gamma \frac{v_\Gamma + g_{\text{охл.са.т}}}{v_\Gamma} \cdot L_T, \text{ кВт}.$$