



УДК 621.43

© В. А. Лашко, А. В. Пассар, 2010

## РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА ПОТЕРЬ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ КАК ОДНА ИЗ ПРОБЛЕМ РЕАЛИЗАЦИИ КОМПЛЕКСНОГО ПОДХОДА<sup>1</sup>

*Лашко В. А.* – д-р техн. наук, проф. кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» тел. (4212) 37-52-17 (ТОГУ); *Пассар А. В.* – канд. техн. наук, доц. кафедры «Теоретическая механика», тел. 8-914-204-30-58 (ДВГУПС)

В настоящей работе на базе выполненного обзора литературных источников и статей предлагается систематизация эмпирических зависимостей для расчета коэффициентов потерь кинетической энергии газодинамического потока применительно к проточной части радиально-осевой ступени турбины, что позволяет произвести адекватный расчет газодинамических характеристик турбины на базе математической модели на среднем радиусе в одномерном квазистационарном приближении.

In the present work a classification of empirical dependences for calculation of loss factors of kinetic energy for gas dynamic flow in a flowing part of the turbine radially-axial step is proposed. That allows one to make adequate calculation of gas dynamic characteristics of the turbine using a mathematical model for average radius in one-dimensional quasistationary approach.

*Ключевые слова:* комплексный подход, коэффициент потерь, коэффициент напора, характеристики турбины, одномерное квазистационарное приближение, проточная часть, радиально-осевая турбина.

В работе [1] был предложен комплексный подход к проектированию проточной части радиально-осевой турбины, работающей в составе импульсной системы наддува комбинированного двигателя внутреннего сгорания.

Как известно, в практике создания турбокомпрессоров газодинамические характеристики турбины, представляющие собой изменение эффективного КПД от безразмерного коэффициента напора, получают в заводских условиях

---

<sup>1</sup> Работа выполнена в рамках Государственного контракта № П618.

на специальных стендах для газодинамической продувки. Однако при численной реализации второго этапа комплексного подхода такие характеристики приходится получать расчетным путем, используя математические модели на среднем радиусе в одномерном квазистационарном приближении. Одной из сложнейших проблем при этом является расчет потерь кинетической энергии газодинамического потока в проточной части радиально-осевой ступени турбины.

Однако на сегодняшний день в научно-технической литературе приведено много эмпирических зависимостей для расчета коэффициентов потерь при помощи которых можно с достоверной для практики проектирования точностью определить долю потерь работоспособности газодинамического потока в проточной части турбины. Поэтому система уравнений, описывающая физику газодинамического потока на среднем радиусе, замыкается при помощи этих эмпирических зависимостей, что позволяет получить характеристику турбины расчетным путем.

В соответствии с физической картиной течения, потери кинетической энергии в турбинных решетках можно представить следующей схемой (рис. 1).

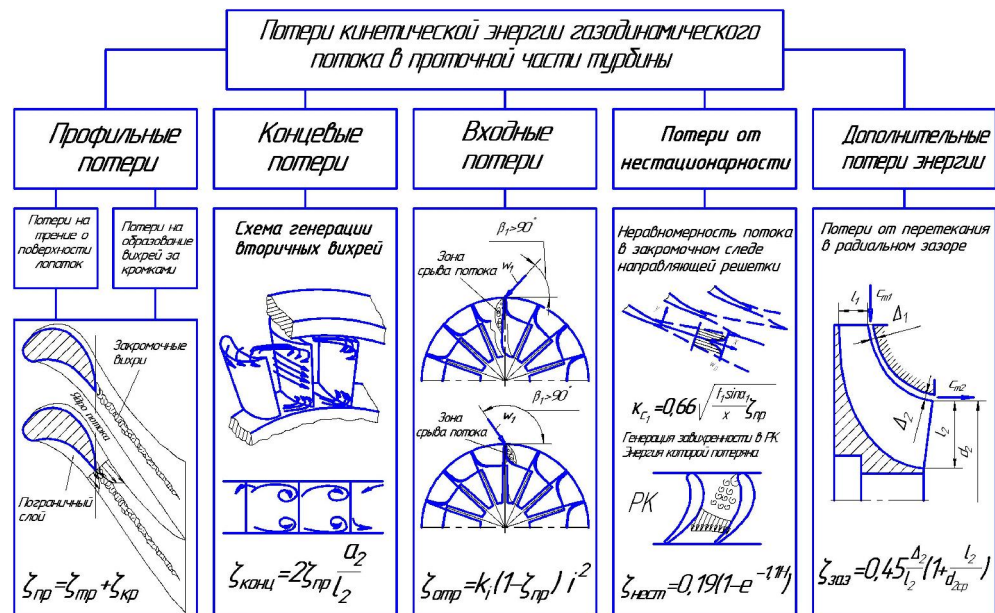


Рис. 1. Схема к определению коэффициента потерь кинетической энергии в проточной части турбины



Следует отметить, что это только лишь схема, и в дальнейшем с развитием физики газодинамических процессов и явлений появятся другие более точные модели и схемы для определения потерь.

*Потери трения.* Как показано рядом работ [2, 3, 4], основу расчета потерь энергии составляют потери трения в пограничном слое на профиле лопатки, поскольку все остальные виды потерь можно затем рассчитать в зависимости от потерь трения.

В настоящее время в практике проектирования турбомашин накоплен большой опыт по определению потерь трения на профиле. При этом необходимо отметить, что наиболее распространенной, показавшей хорошее совпадение с экспериментальными данными, является формула, основанная на интегрировании уравнения импульсов турбулентного пограничного слоя несжимаемой жидкости [5]:

$$\zeta_{mp} = 2 \frac{\delta_{2cn}^{**} + \delta_{2вог}^{**}}{t \sin \beta_2}, \quad (1)$$

где:  $\delta_2^{**}$  – толщина потери импульса соответственно на выпуклой (сп) и вогнутой (вог) сторонах профиля в выходном сечении решетки.

Величина потери импульса в выходном сечении решетки определяется следующим выражением:

$$\delta_2^{**} = 0,0361 \operatorname{Re}^{-0,2} \left( \int_0^{\bar{s}} \bar{w}^{-3,86} d\bar{s} \right)^{0,8}, \quad (2)$$

где:  $\bar{w}$  и  $\bar{s}$  – относительные величины (скорости отнесены к скорости  $w_2$ , а длины отнесены к хорде профиля).

Тогда формула (1) примет следующий вид:

$$\zeta_{mp} = \frac{0,072}{\operatorname{Re}^{0,2} \sin \beta_2} \left( \frac{S_{np}}{t_{cp}} \right)^{0,8} \left[ \left( \frac{\bar{w}_{cp}}{w_2} \right)^{3,09} + \left( \frac{\bar{w}_{вог}}{w_2} \right)^{3,09} \right], \quad (3)$$

где:  $S_{np}$  – длина скелетной линии лопатки;  $t_{cp}$  – средний шаг лопаток,

$t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2}$ ;  $\bar{w}_{cn}$ , и  $\bar{w}_{вог}$  – средние скорости на профиле.

Определение средних скоростей на профиле [2] основано на интегрировании следующих уравнений двумерного неплоского движения идеальной жидкости через вращающуюся решетку: неразрывности, моментов количества движения, энергии, состояния и условия равенства нулю циркуляции абсолютной скорости на профиле.

Для вращающейся решетки рабочего колеса имеем:

$$\frac{\bar{w}_{cn}}{w_2} = \frac{1}{2} \left\{ \frac{\bar{s}}{\bar{b}} \frac{8\delta \sin \beta_2}{\left(\frac{1}{\mu} + 1\right)(\delta + 1)\theta} + \frac{2}{\bar{s}\left(\frac{1}{\mu} + 1\right)} \times \right. \\ \left. \times \left[ \frac{\delta \sin \beta_2}{\sin \beta_1} \cos \beta_1 + \cos \beta_2 + \frac{u_2}{w_2} \left( \frac{1}{\mu^2} - 1 \right) \right] \right\}; \quad (4)$$

$$\frac{\bar{w}_{\text{воз}}}{w_2} = \frac{1}{2} \left\{ \frac{\bar{s}}{\bar{b}} \frac{8\delta \sin \beta_2}{\left(\frac{1}{\mu} + 1\right)(\delta + 1)\theta} - \frac{2}{\bar{s}\left(\frac{1}{\mu} + 1\right)} \times \right. \\ \left. \times \left[ \frac{\delta \sin \beta_2}{\sin \beta_1} \cos \beta_1 + \cos \beta_2 + \frac{u_2}{w_2} \left( \frac{1}{\mu^2} - 1 \right) \right] \right\}, \quad (5)$$

где:  $\delta = l_2 / l_1$  – отношение высот лопатки,  $\bar{b} = b / t_{cp}$ ,  $b$  – хорда профиля,  $\mu$  – степень радиальности. Для решеток центростремительной турбины  $\theta = 1 \div 1,1$ .

Для неподвижной круговой решетки соплового аппарата средние скорости на выпуклой и вогнутой сторонах профиля выражаются следующими величинами:

$$\frac{\bar{w}_{cp}}{w_2} = \frac{1}{2} \left\{ \frac{\bar{s}}{\bar{b}} \frac{4 \sin \beta_2}{\left(\frac{1}{\mu} + 1\right)} + \frac{2}{\bar{s}\left(\frac{1}{\mu} + 1\right)} \left[ \frac{\sin(\beta_1 + \beta_2)}{\sin \beta_1} \right] \right\}; \quad (6)$$

$$\frac{\bar{w}_{cp}}{w_2} = \frac{1}{2} \left\{ \frac{\bar{s}}{\bar{b}} \frac{4 \sin \beta_2}{\left(\frac{1}{\mu} + 1\right)} - \frac{2}{\bar{s}\left(\frac{1}{\mu} + 1\right)} \left[ \frac{\sin(\beta_1 + \beta_2)}{\sin \beta_1} \right] \right\}. \quad (7)$$

Необходимо отметить, что формула (2) была получена для несжимаемой жидкости. Однако многочисленные расчеты, подтверждаемые эксперимен-



тальными данными [5], показывают, что учет сжимаемости в расчете пограничного слоя при  $M < 1,5$  приводит к уменьшению  $\delta^{**}$  не более чем на 5 %.

Следует также отметить, что недостатком формулы (2) является то, что она не учитывает влияние центробежных и кориолисовых сил инерции, которые действуют в пограничном слое рабочего колеса. Но по данным работы [2], практика расчета и эксперимента показала, что учет этих сил приводит к незначительному изменению величины  $\delta^{**}$ . Следовательно, это позволяет применять формулу (3) для расчета потерь трения во вращающейся решетке.

*Кромочные потери.* Физика кромочных потерь заключается в следующем. При сходе с выходных кромок профиля пограничный слой отрывается. Пограничные слои, сходящие с выпуклой и вогнутой поверхностей профиля, начинают взаимодействовать с ядром потока. В результате этого взаимодействия за выходной кромкой возникают вихри, которые образуют кромочный след. На некотором расстоянии за решеткой вихревые следы соседних профилей смыкаются, и поле скоростей практически выравнивается. На поддержание вихревого движения за кромкой затрачивается часть кинетической энергии потока. Дополнительные потери кинетической энергии образуются на границе кромочного следа и ядра потока, где формируется интенсивный турбулентный обмен.

Теоретический расчет кромочных потерь сложен, и эта задача до сих пор еще не решена в силу сложности физики турбулентных течений и невозможности моделирования отрыва потока.

Детальные исследования структуры вихревого следа за выходными кромками [5, 6] свидетельствуют о том, что процесс вихреобразования определяется толщиной выходной кромки. Исследования обтекания прямых пластин показали, что коэффициент кромочных потерь  $\zeta_{кр}$  пропорционален толщине кромки  $\Delta_{кр}$  и давлению за срезом кромки.

Экспериментальные исследования лопаток с различными вариантами выходных кромок [6] показали, что для уменьшения профильных потерь выходную кромку лопатки нужно делать как можно тоньше, а относительный шаг лопаток сопловой решетки целесообразно выбирать в пределах:

$$\frac{t}{b} = 0,6 \div 0,8.$$

Автор работы [7], предположив, что коэффициент кромочных потерь является функцией толщины кромок  $\Delta_{кр}$  и размера узкого сечения  $a$ , получил приближенную эмпирическую формулу для определения кромочных потерь, хорошо согласующуюся с экспериментальными данными:

$$\zeta_{кр} = k \frac{\Delta_{кр}}{t \sin \alpha}; \quad (8)$$

где:  $k$  – эмпирический коэффициент, по данным работ [2, 4]  $k = 0,18 \div 0,2$ ;  $\Delta_{кр}$  – толщина выходной кромки;  $t$  – шаг лопаток;  $\alpha$  – угол выхода потока из решетки.

Необходимо отметить, что формулой (8) не учитывается, что при нулевой толщине кромки  $\zeta_{кр} \neq 0$ .

В окончательном виде профильные потери на расчетном режиме:

$$\zeta_{np} = \zeta_{mp} + k \frac{\Delta_{кр}}{t \sin \alpha}. \quad (9)$$

*Концевые потери.* В результате поперечного градиента давления между вогнутой поверхностью лопатки и спинкой происходит перетекание газа в пограничных слоях на концевых поверхностях от вогнутой поверхности к спинке. В результате взаимодействия вторичных токов с основным потоком и пограничным слоем на спинке образуются парные вихри, вращающиеся в противоположных направлениях, что вызывает значительные потери энергии потока.

Сложная структура потока в области концевых поверхностей не позволяет в настоящее время создать надежную математическую модель для расчета вторичных потерь. Поэтому наиболее широкое распространение получила эмпирическая зависимость для расчета коэффициента вторичных потерь [5]. Если считать потери на концевых поверхностях равными потерям трения на профиле, то для коэффициента вторичных потерь (возникающих на двух концевых поверхностях) получается простая формула:

$$\zeta_{конц} = 2\zeta_{np} \frac{a}{l}, \quad (10)$$

где:  $a$  – ширина узкого сечения;  $l$  – высота лопатки.

*Потери от изменения угла атаки.* Потери на входе в рабочее колесо связаны с отрывом потока, неполным заполнением канала и последующим выравниванием потока. В местах отрыва образуются вихри, обуславливающие значительные потери энергии. Они возникают при значительном отклонении угла входа потока в относительном движении  $\beta_1$  от конструктивного угла лопатки. Такое отклонение появляется в связи с изменением режима работы, а в турбине, работающей в системе импульсного наддува, постоянно изменяющимися параметрами газа перед турбиной при постоянной окружной скорости. При  $\beta_1 < 90^\circ$  отрыв потока возникает на спинке, а при  $\beta_1 > 90^\circ$  – на вогнутой поверхности лопатки.

Для определения потерь на входе в рабочее колесо  $\zeta_{отр}$  предлагается воспользоваться эмпирической формулой, полученной обработкой результатов испытаний [8]:

$$\zeta_{отр} = k_i (1 - \zeta_{np}) \cdot \bar{i}^2, \quad (11)$$



где:  $\bar{i}$  – относительный угол атаки,  $\bar{i} = \frac{\beta_{1p} - \beta_1}{\beta_{1p}}$ .

Следует отметить, что формула (11) хорошо себя зарекомендовала с точки зрения адекватности расчета характеристик турбины.

*Потери от нестационарности потока.* Потери от нестационарности потока  $\zeta_{нест}$  на входе в рабочее колесо вызваны неравномерностью по шагу поля скоростей за направляющим аппаратом. Взаимодействие неравномерного потока с движущейся рабочей решеткой сопровождается генерацией завихренности, энергию которой считают потерянной.

Основные причины возникновения завихренности следующие: 1) генерация завихренности при взаимодействии неравномерного набегающего потока с входными кромками лопаток; 2) порождение турбулентности в межлопаточном канале из-за наличия градиента давления в потоке; 3) возникновение свободной турбулентности за счет изменения присоединенной завихренности (циркуляции) и аккумуляирования энергии из основного потока аэродинамическим следом за решеткой.

Методика расчета потерь при нестационарном обтекании, основанная на полуэмпирической теории турбулентных спутных течений, подробно рассмотрена в работе [9]. Для полноразмерных решеток осевых и радиальных турбин потери от нестационарности выражаются:

$$\zeta_{нест} = 0,17H, \quad (12)$$

где:  $H$  – параметр, учитывающий потери от нестационарности.

$$H = \kappa_{c1}^2 \frac{S_u}{t_1} \frac{S_{np2}}{t_2} \frac{\sin \beta_2}{\sin^2 \alpha_1} K_M (1 + 55R), \quad (13)$$

где:  $\kappa_{c1}$  – степень неравномерности абсолютной скорости в закромочном следе за направляющей решеткой;  $S_u$  – ширина закромочного следа за направляющей решеткой;  $S_{np2}$  – длина скелетной линии рабочей лопатки;  $K_M$  – коэффициент, учитывающий потери кинетической энергии турбулентности в межлопаточном канале;  $R$  – функция, учитывающая потери кинетической энергии турбулентности в зазоре между направляющей и рабочей решетками;  $\alpha_1$  – угол выхода потока из направляющей решетки;  $\beta_2$  – угол выхода потока из рабочей решетки;  $t_1$  – шаг лопаток на входе в рабочую решетку;  $t_2$  – шаг лопаток на выходе из рабочей решетки.

Согласно работе [5], степень неравномерности скорости в закромочном следе определяется зависимостью:

$$\kappa_{c_1} = 0,66 \sqrt{\frac{t_1 \sin \alpha_1}{\Delta z}} \zeta_{np}, \quad (14)$$

где:  $\Delta z$  – зазор между направляющей и рабочей решеткой;  $\zeta_{np}$  – коэффициент профильных потерь.

Ширина закруточного следа определяется по формуле:

$$S_u = \frac{1,68 \sqrt{t_1 \sin \alpha_1} \zeta_{np} \Delta z}{\sin \alpha_1}. \quad (15)$$

Коэффициент  $K_M$  определяется следующей зависимостью геометрических параметров:

$$K_M = \left[ 2 \frac{S_{np2}}{b_2} \sin \beta_2 + \frac{1}{S_{np2} / t_2} \frac{\sin(\beta_1 + \beta_2)}{\sin \beta_1} \right], \quad (16)$$

где:  $b_2$  – хорда профиля рабочей лопатки.

Функция  $R$  представлена следующими геометрическими параметрами:

$$R = \frac{r_2 \sin \beta_2}{t_2 \sin \beta_1} \frac{t_2}{S_{np2}} \frac{1 - \exp(-2\pi\Delta z / t_2)}{K_M}, \quad (17)$$

где:  $r_2$  – радиус закругления рабочей лопатки на входе.

Авторами работы [10] была произведена коррекция формулы (12), основанная на следующих соображениях. Экспериментальные данные по параметру  $H$ , приведенные в работе [7], показывают хорошее совпадение с расчетом для полноразмерных турбин, для которых параметр  $H < 0,6 \div 0,8$ . Для центростремительных малоразмерных турбин значения параметра нестационарности могут достигать  $H = 2$  и более. В этом случае формула (12) дает завышенные значения потерь, не подтверждающиеся экспериментом для малоразмерных турбин. Поэтому авторами работы [10] была предложена более универсальная формула, хорошо согласующаяся с экспериментальными данными, для малорасходных и полноразмерных турбин:

$$\zeta_{нест} = 0,19 \left( 1 - e^{-1,1H} \right). \quad (18)$$

*Потери от перетекания в радиальном зазоре.* В рабочем колесе возникают дополнительные потери, связанные с наличием радиального зазора между корпусом турбины и лопатками. В результате действия поперечного градиента давления между вогнутой поверхностью лопатки и спинкой, газ через радиальный зазор перетекает из одного межлопаточного канала в другой. Так как наличие зазора снижает весовой расход газа через колесо, нарушает аэродинамику потока внутри колеса, следует ожидать уменьшения работы на окружности колеса, а, следовательно, и КПД турбины.





Для оценки потерь в зазоре радиально-осевой ступени предлагается использовать формулу, хорошо согласующуюся с экспериментальными исследованиями, проведенными в МЭИ и МАИ [11]:

$$\zeta_{заз} = 0,45 \frac{\Delta_2}{l_2} \left( 1 + \frac{1}{d_{2cp} / l_2} \right), \quad (19)$$

где:  $\Delta_2$  – радиальный зазор на выходе из рабочего колеса;  $l_2$  – высота лопатки на выходе из рабочего колеса;  $d_{2cp}$  – диаметр по средней линии на выходе из рабочего колеса.

Таким образом, все вышеперечисленные потери, а также адекватность их расчета, определяют адекватность получения характеристики турбины расчетным путем. Поэтому для расчета суммарных потерь следует рекомендовать формулу, приведенную авторами работы [10], которая хорошо себя зарекомендовала при расчете характеристик малоразмерных, радиально-осевых ступеней турбин:

$$\xi_{\Sigma} = (\xi_{np} + \xi_{кон})_{расч} K_M K_{Re} + \zeta_{нест} + \zeta_{отр}, \quad (20)$$

где:  $K_{Re}$  – поправочный коэффициент на влияние числа Рейнольдса  $Re$ ,

$K_{Re} = \sqrt[5]{\frac{Re_{расч}}{Re}}$  из [14];  $K_M$  – поправочный коэффициент на влияние числа Маха  $M_{w2t}$ .

Поскольку на потери существенно влияет режим обтекания лопатки, то авторами работы [10] обработкой экспериментальных данных различных авторов [12, 13] по влиянию  $M_{w2t}$  на суммарные потери получены полиномиальные зависимости  $K_M(M_{w2t})$  для сопловых и рабочих решеток до и трансзвуковых турбин.

Необходимо отметить, что для расчета мощностного КПД турбины в формулу (20) следует добавить потери, связанные с утечкой газа через радиальный зазор  $\zeta_{заз}$ .

Мощность трения вращающегося диска колеса о газ определяется по известной формуле [4]:

$$N_{тр} = \frac{C}{102} \rho u_1^2 D_1^2, \quad (21)$$

где:  $\rho$  – плотность газа в зазоре между диском и корпусом;  $u_1$  – окружная скорость на входе в рабочее колесо;  $D_1$  – наружный диаметр рабочего колеса; безразмерный коэффициент  $C$  есть функция числа Рейнольдса:



$$\text{Re} = \frac{u_1 D_1 p_1 10^5}{\mu R T_1},$$

где:  $\mu$  – коэффициент вязкости, зависящий от температуры газа.

При  $\text{Re} > 5,6 \cdot 10^5$   $C = 0,0089 \text{Re}^{-0,2}$ ; при  $\text{Re} < 5,6 \cdot 10^5$   $C = 0,47 \text{Re}^{-0,5}$ .

Тогда удельные потери на трение диска о газ определяются по формуле:

$$\Delta H_{\text{тр}} = \frac{N_{\text{тр}}}{G_{\text{T}}}, \quad (22)$$

где:  $G_{\text{T}}$  – расход газа через турбину.

Удельные потери в сопловом аппарате пропорциональны разности кинетической энергии газа при идеальном и действительном истечении из соплового аппарата:

$$\Delta H_{ca} = \left( \frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{c_1^2}{2}, \quad (23)$$

где:  $\varphi = \sqrt{1 - \zeta_{ca}}$  – коэффициент скорости в сопловом аппарате.

Удельные потери газа на лопатках рабочего колеса:

$$\Delta H_{pk} = \left( \frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \frac{w_2^2}{2}, \quad (24)$$

где:  $\psi = \sqrt{1 - \zeta_{pk}}$  – коэффициент скорости в рабочем колесе.

Удельные потери с выходной скоростью:

$$\Delta H_{\epsilon} = \frac{c_2^2}{2}. \quad (25)$$

Удельные потери от перетекания газа в радиальном зазоре:

$$\Delta H_{зaz} = \zeta_{зaz} H_{\text{тад}}, \quad (26)$$

где:  $H_{\text{тад}}$  – располагаемая адиабатная работа газов.

Таким образом, при расчете характеристик мощностной КПД турбины определялся по следующей формуле:

$$\eta_{\text{T}} = \frac{H_{\text{тад}} - (\Delta H_{ca} + \Delta H_{pk} + \Delta H_{\epsilon} + \Delta H_{зaz} + \Delta H_{\text{тр}})}{H_{\text{тад}}}. \quad (27)$$

С целью проверки адекватности, используемой на втором этапе комплексного подхода [1] модели расчета ступени на среднем радиусе в одномерном квазистационарном приближении, в настоящей работе был произведен расчет газодинамических характеристик ступеней  $\eta_{\text{T}} = f(\bar{H}_{\text{T}})$ ,  $\mu F_{\text{T}} = f(\bar{H}_{\text{T}})$  с геометрическими параметрами радиально-



осевых турбин турбокомпрессоров: ТКР-14С-26.3, ТКР-14С-27 и ТКР-14В-30. При этом система уравнений, описывающая рабочий процесс в ступенях лопаточных машин на среднем радиусе, реализовывалась в прямой постановке, расчет коэффициентов потерь энергии производился по приведенным выше зависимостям.

Как показали результаты сравнения характеристик, полученных расчетным путем, с заводскими характеристиками, полученными путем статической продувки, погрешность расчета не превышает величины 3–4 %.

**Выводы.** Таким образом, предложенная в настоящей работе систематизация эмпирических зависимостей для расчета коэффициентов потерь энергии газодинамического потока в проточной части радиально-осевой ступени турбины позволяет с приемлемой для практики проектирования и расчета производить расчет газодинамических характеристик турбины. Полученные таким образом характеристики турбины могут быть использованы на третьем этапе комплексного подхода в качестве граничных условий при решении краевой задачи в выпускной системе комбинированного двигателя.

### Библиографические ссылки

1. *Лашко В. А.* Комплексный подход к проектированию проточной части турбины импульсной системы наддува поршневых двигателей / В. А. Лашко, А. В. Пассар // Математическое моделирование: Сб. науч. тр. НИИКТ. – Хабаровск, 2000.
2. *Митрохин В. Т.* Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах / В. Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1974.
3. *Розенберг Г. Ш.* Центростремительные турбины судовых установок / Г. Ш. Розенберг. – Л.: Судостроение, 1973.
4. *Степанов Г. Ю.* Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей / Г. Ю. Степанов. – М.: Машгиз, 1958.
5. *Степанов Г. Ю.* Гидродинамика решеток турбомашин / Г. Ю. Степанов. – М.: Физматгиз, 1962.
6. *Стечкин Б. С.* Теория реактивных двигателей. Лопаточные машины / Б. С. Стечкин, П. К. Казанджан, Л. П. Алексеев и др. – М., 1956.
7. *Флюгель Г.* Паровые турбины / Г. Флюгель. – ГОНТИ-1939.
8. *Жирицкий Г. С.* Газовые турбины двигателей летательных аппаратов / Г. С. Жирицкий, В. И. Локай, М. К. Максимова, В. А. Стрункин. – М.: Машиностроение, 1971.
9. *Афанасьева Н. Н.* Аэродинамические характеристики тепловых турбин / Н. Н. Афанасьева, В. Н. Бусурин, И. Г. Гоголев и др.; Под ред. В. А. Черникова. – Л.: Машиностроение, 1980.
10. *Чехранов С. В.* Методика расчета потерь кинетической энергии в сопловых и рабочих решетках при моделировании переменных режимов центростремительных мрт / С. В. Чехранов, Р. Р. Симашов, Ю. Л. Куликов, И. Н. Ханькович // Актуальные проблемы развития и эксплуатации поршневых двигателей в транспортном комплексе Азиатско-Тихоокеанского региона: Материалы Международной научно-



технической конференции «Двигатели 2005» (Хабаровск, 19–22 сентября 2005 г.) / Под ред. В. А. Лашко. – Хабаровск: Изд-во ТОГУ, 2005.

11. *Зарянкин А. Е.* Радиально-осевые турбины малой мощности / А. Е. Зарянкин, А. Н. Шерстюк. – М.: Машгиз, 1963.

12. *Епифанова В. И.* Низкотемпературные радиальные турбодетандеры / В. И. Епифанова. – М.: Машгиз, 1974.

13. *Шерстюк А. Н.* Радиально-осевые турбины малой мощности / А. Н. Шерстюк, А. Е. Зарянкин. – М.: Машиностроение, 1976.

14. *Марков Н. М.* Теория и расчет лопаточного аппарата осевых турбомашин / Н. М. Марков. – Л.: Машиностроение, 1966.