

УДК 621.438

Особенности проектирования эффективных турбин с учетом влияния радиального зазора

В.Д. Моляков¹, Б.А. Куникеев²¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.² ЗАО «Стратеджи Партнерс Групп», 119331, Москва, Российская Федерация, Кравченко ул., д. 16, корп. 2.

Designing efficient turbines taking into account radial clearance

V.D. Molyakov¹, B.A. Kunikeev²¹ Bauman Moscow State Technical University, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation.² «Strategy Partners Group», building 2, Kravchenko str., 16, 119331, Moscow, Russian Federation.

e-mail: moljkov@power.bmstu.ru

i Для перспективных авиационных и энергетических высокотемпературных газотурбинных двигателей необходимы высоконагруженные газовые турбины с лопатками малого удлинения, полученного увеличением хорды при неизменной длине лопаток и отношения среднего диаметра турбины к длине лопаток. Увеличение хорд рабочих лопаток в установках с высокой температурой и давлением рабочего тела позволяет резко снизить число лопаток в ступени газовой турбины, а также уменьшить средние по профилю и местные коэффициенты теплоотдачи от газа к лопатке при одновременном снижении напряжения изгиба ступеней турбины и разном относительном удлинении рабочих лопаток. В работе экспериментально исследовано влияние радиального зазора при изменении хорды рабочих лопаток постоянной длины в условиях ступеней турбин на основные показатели эффективности газовых турбин с рабочими лопатками разного относительного удлинения. Полученные результаты рекомендованы к использованию при проектировании газотурбинных двигателей различного назначения.

Ключевые слова: авиационные газотурбинные двигатели, энергетические газотурбинные двигатели, газовые турбины, хорды рабочих лопаток, радиальный зазор, лопатки малого удлинения.

i Advanced aircraft and high-power gas turbine engines need high-temperature gas turbines with low aspect ratio blades. The required aspect ratio can be obtained by increasing the chord length without changing the blade length and the ratio of the average turbine diameter to the blade length. Increasing the chord lengths of rotor blades in high-temperature and high-pressure gas turbines can significantly reduce the number of blades, as well as mean-profile and local heat transfer coefficients from the gas to the blade. At the same time, bending stresses in turbine stages decrease at different aspect ratios of rotor blades. In this paper, the influence of the radial clearance determined by the chord length of fixed length blades on the basic performance indicators of gas turbines with different aspect ratios of rotor blades is studied experimentally under the conditions of turbine stages. The obtained results are recommended for use in the design of gas turbine engines of various purposes.

Keywords: aircraft gas turbine engines, gas turbines, blade chords, radial clearance, low-aspect-ratio blades.

В настоящее время большое внимание уделяется турбинам с лопатками малого удлинения $l/b \leq 1$, полученного путем увеличения хорды b при неизменной длине лопаток l и отношении среднего диаметра турбины к длине лопаток D_{cp}/l . Переход к большим хордам в установках с высокой температурой и давлением рабочего тела позволяет резко снизить число лопаток в ступени турбины, уменьшить средние по профилю и местные коэффициенты теплоотдачи от газа к лопатке при одновременном уменьшении напряжения изгиба. Это, в первую очередь, касается перспективных газогенераторов, например, для двухконтурных двигателей (ТРДД) с большой степенью двухконтурности и высокой температурой газа перед турбиной высокого давления (ТВД), в которой приходится применять широкохордные безбандажные рабочие лопатки. С технологической точки зрения охлаждаемые лопатки с большими хордами профиля более просты в производстве. Влияние увеличения плотности газа и хорды можно определить из следующих зависимостей для чисел Нуссельта и Рейнольдса:

$$Nu = ARe^n \text{ и } Nu = \alpha b/\lambda.$$

Здесь A — коэффициент пропорциональности; n — показатель степени; α — коэффициент теплоотдачи от газа к лопаткам; b — хорда профиля на среднем радиусе проточной части; λ — коэффициент теплопроводности.

Тогда можно записать

$$Nu = \frac{\alpha b}{\lambda} = A \left(\frac{\rho w b}{\mu} \right)^n,$$

откуда при $w = \text{const}$, $\lambda = \text{const}$ и $\mu = \text{const}$ получаем

$$\alpha = C \frac{\rho^n}{b^{1-n}}; \quad Re = \frac{\rho w b}{\mu},$$

где C — коэффициент пропорциональности; ρ — плотность газа; μ — динамическая степень вязкости газа; w — скорость газа.

Отсюда следует, что коэффициент теплоотдачи повышается с ростом плотности газа и уменьшается с увеличением хорды профиля лопаток [1].

Таким образом, для перспективного развития газотурбинных установок и двигателей большой мощности с высоким давлением рабочего тела и высокой температурой [2–15] необходимо исследование влияния радиального зазора в зависимости от изменения удлинения лопаточных аппаратов на аэродинамику проточной части и характеристики ступеней тур-

бин и составление рекомендаций по проектированию ступеней турбин таких двигателей. При проектировании перспективных двигателей при заданном перепаде полного давления на турбине, реактивности и геометрических габаритах меридионального тракта существует оптимальное число лопаток [11, 12], которое обусловлено разнонаправленным действием вторичных и кромочных потерь при изменении числа лопаток. Оптимальное количество лопаток оказалось практически в 2 раза меньше, чем в традиционно применяемых в турбинах воздушно-реактивных двигателей. При этом эффективность турбины оказалась выше базовой на 0,8 %.

Существенной частью потерь в ступени турбины без бандажа на рабочих лопатках (РЛ) являются потери в периферийной зоне рабочего колеса (РК) из-за наличия радиального зазора δ между концами РЛ и корпусом.

Несмотря на достаточно большое число исследований [2–15] потерь от радиального зазора, в настоящее время этот вопрос не решен. Отчасти это связано с трудностями, возникающими при попытках теоретического описания процессов, происходящих у периферии РК. Известные методики и зависимости для расчета потерь не позволяют обобщить существующие обширные экспериментальные данные. Например, большинство разработчиков [4, 6, 7, 9–12] одним из основных факторов, влияющих на потери в радиальном зазоре, считают степень реактивности ρ , а некоторые указывают, что в безбандажной лопатке основную роль играет перетекание газа на торце со стороны давления (корытца) на сторону разрежения (спинку), которое не зависит от степени реактивности [15]. При исследовании потерь в неподвижных решетках на турбинах установлено, что потери от радиального зазора в РЛ и в прямой решетке удовлетворительно согласуются только при малых значениях (до $\delta = 0,5$ мм; $\delta/b = 0,0143$). При увеличении δ разница в потерях возрастает и при $\delta = 1,8$ мм ($\delta/b = 0,055$) потери для РЛ превышают потери в прямой решетке почти на 50 %.

Достоверные данные по влиянию различных факторов на потери от радиального зазора могут быть получены только при испытаниях ступеней турбин, когда можно учесть снижение работы, снимаемой с РК, вследствие уменьшения циркуляции у концов РЛ. Кроме того, степень турбины по сравнению с модельной решеткой отличается более высокой степенью турбулентности потока, его неравномерностью

и нестационарностью, часто значительной толщиной начального пограничного слоя.

Цель работы — исследование влияния мало-го удлинения РЛ в совокупности с влиянием изменения открытого радиального зазора.

Для решения этих задач в МГТУ им. Н.Э. Баумана было проведено расчетно-экспериментальное исследование потерь от радиального зазора в турбинных ступенях с различным удлинением РЛ без бандажа.

Анализ известных исследований показывает, что потери от зазора обусловлены следующими основными причинами:

1) утечкой части рабочего тела в зазор в направлении оси турбины и перетеканием газа на торце лопаток со стороны корыта на спинку;

2) образованием щелевых вихрей, возникающих из-за перетекания рабочего тела через торцы РЛ с вогнутой стороны на выпуклую под действием разности давлений;

3) уменьшением циркуляции у концов лопаток.

Составляющие потерь трудно отделить друг от друга при анализе эксперимента, поэтому был принят распространенный подход, когда потери от радиального зазора определяются сравнением КПД η_r ступени турбины при данном зазоре δ с КПД η_{r0} при нулевом зазоре, полученном путем экстраполяции кривой КПД до $\delta = 0$.

Главной составляющей потерь энергии в радиальном зазоре, выделение которой способствует физическому представлению о механизме процессов у концов лопаток, является теряемая кинетическая энергия струи, вытекающей из щели между торцом РЛ и корпусом на сторону разрежения и сворачивающейся в вихрь. Исходя из этого, примем, что потери от радиального зазора пропорциональны расходу ΔG утечки в зазор и кинетической энергии щелевого вихря, течение происходит по цилиндрическим поверхностям тока, а параметры течения при входе в радиальный зазор и при выходе из него известны из профилирования лопаток по радиусу без радиального зазора. Тогда относительный КПД ступени турбины

$$\bar{\eta}_r = \frac{\eta_{r\delta}}{\eta_{r0}} = 1 - \frac{\Delta G}{G} \left(1 + \frac{G\zeta_\delta}{\Delta G\eta_{r0}} \right) = 1 - \xi_\delta, \quad (1)$$

где G — расход газа через ступень; ζ_δ — коэффициент потерь энергии от щелевого вихря; ξ_δ — относительный коэффициент потерь от радиального зазора.

Считая, что кинетическая энергия, соответствующая нормальной к профилю составляю-

щей скорости $w_{\delta n}$ перетекания через торец лопатки, полностью теряется, определим коэффициент потерь из выражения

$$\zeta_\delta = \frac{\Delta G_n \bar{w}_{\delta n}^2}{G^2 H_0}. \quad (2)$$

Здесь ΔG_n — расход перетекания; H_0 — располагаемый теплоперепад в ступени; $\bar{w}_{\delta n}$ — средняя по профилю нормальная скорость.

Учтем, что природой скорости $w_{\delta n}$ при перетекании можно объяснить разностью давлений на сторонах профиля ΔP_n . Полагая нормальную скорость на стороне давлений

$$w'_{\delta n} = 0,$$

из уравнения Бернулли получим

$$w_{\delta n} = \sqrt{\frac{2\Delta P_n}{\rho_n}}, \quad (3)$$

где ρ_n — плотность.

Необходимую для вычисления $\bar{w}_{\delta n}$ осредненную разность давлений определим приравнованием окружной силы, действующей на элемент длины Δr лопатки у периферии, найденной из теоремы импульсов

$$\Delta F_u = \bar{\rho}_n \bar{c}_{an} (c_{1un} + c_{2un}) t_n \Delta r \quad (4)$$

и по разности давлений

$$\Delta F_u = \Delta \bar{P}_n B_n \Delta r. \quad (5)$$

Здесь t_n , B_n — шаг и осевая ширина РЛ; \bar{c}_{an} — средняя расходная скорость в РК, $\bar{c}_{an} = (c_{1an} + c_{2an})/2$; c_{1an} , c_{2an} и c_{1un} , c_{2un} — соответственно осевая и окружная составляющие абсолютной скорости при входе в РК и при выходе из РК; $\bar{\rho}_n$ — средняя плотность, $\bar{\rho}_n = (\rho_{1n} + \rho_{2n})/2$; ρ_{1n} и ρ_{2n} — плотность газа при выходе и при входе в РК соответственно.

Из формул (4) и (5) получаем

$$\Delta \bar{P}_n = \bar{\rho}_n \bar{c}_{an} (c_{1un} + c_{2un}) \frac{t_n}{B_n}. \quad (6)$$

Полагая, что в силу малой изогнутости периферийных профилей скорость $\bar{w}_{\delta n}$ можно принять перпендикулярной хорде профиля, получим расход перетекания при z лопатках

$$\Delta G_n = \mu_n \bar{\rho}_n \bar{w}_{\delta n} b_n \delta z. \quad (7)$$

Расход утечки в осевом направлении

$$\Delta G = \mu_a \bar{\rho}_n \bar{c}_{an} \pi (D+l) \delta, \quad (8)$$

а расход газа через ступень, в пренебрежении величиной перекрыши,

$$G = \mu \rho_1 c_{1a} \pi D l, \quad (9)$$

где μ , μ_a , μ_n — коэффициенты расхода; D — средний диаметр.

Вводя выражение для коэффициента нагрузки $\bar{L}_u = L_u/u^2$, учитывая, что $\bar{\rho}_n \bar{c}_{an} = \rho_n c_{1n}$, и полагая $\eta_{п0} = \eta_u$ (т. е. КПД на окружности колеса), получим из формул (1)–(3), (6)–(9) коэффициент потерь от радиального зазора:

$$\xi_\delta = \frac{1}{\mu} \left(1 + \frac{l}{D} \right) \frac{\delta}{l} \frac{(\rho_1 c_{1a})_n}{\rho_1 c_{1a}} \times \left(\mu_a + \mu_n \frac{L_{un}}{L_u} \sqrt{\frac{2\bar{t}_n}{\sin^3 \gamma_n} \bar{L}_{un} \frac{\bar{c}_{an}}{u_n}} \right). \quad (10)$$

Здесь \bar{t}_n — относительный шаг, $\bar{t}_n = t_n/b$; γ_n — угол установки профиля РЛ; u_n — окружная скорость; L_{un} — работа на окружности колеса.

Коэффициент μ_n можно рассматривать как коэффициент расхода через узкую щель. В общем случае он зависит от отношения зазора δ к средней толщине профиля, числа Re, формы конца лопатки и может быть оценен по данным, полученным для коэффициентов расхода лабиринтных уплотнений. В исследовании он был принят по опытным данным для лопатки с плоским торцом — $\mu_n = 0,7$.

Условный коэффициент расхода μ_a , учитывающий ряд влияющих факторов, был определен по формуле (10) для девяти турбинных ступеней, исследованных в ЦКТИ им. Ползунова. Для ступеней с перекрышей его значения получены в диапазоне $\mu_a = 0,75 \dots 1,0$, для гладкой проточной части — $\mu_a = 1,0 \dots 1,2$. В расчетах принималось $\mu = 0,7$.

Из анализа формулы (10) следует, что увеличение хорды профиля РЛ при сохранении их длины, относительного шага и угла установки с точностью до коэффициентов расхода не приводит к росту потерь от радиального зазора. Увеличение хорды у периферии при $t_n = \text{const}$ и $\gamma_n = \text{const}$ способствует уменьшению потерь, что и подтвердили опыты, проведенные в ЛПИ.

Полученная зависимость (10) хорошо согласуется с известными опытными данными по влиянию на потери отдельных параметров: она дает увеличение потерь, как и по данным ЦИАМ, при возрастании \bar{L}_u . Уменьшение работы L_{un} у периферии РК по отношению к работе на среднем диаметре приводит к снижению потерь. На рис. 1 приведено расчетное сравнение потерь от радиального зазора при различных законах профилирования ступени

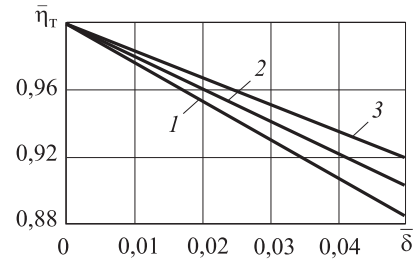


Рис. 1. Зависимость потерь от радиального зазора при различных законах профилирования: 1 — $c_u r = \text{const}$; 2 — $\alpha_1 = \text{const}$; 3 — $r \operatorname{tg} \alpha_1 = \text{const}$

турбины со следующими параметрами: длина лопатки $l = 60$ мм, отношение среднего диаметра к длине лопатки $D/l = 5,17$; $\bar{l} = 2,0$; $\bar{t}_n = 0,77$; конструктивный угол выхода из соплового аппарата (СА) на среднем диаметре — $18^\circ 20'$. Расчеты выполнены при $\mu_a = 0,8$.

Из анализа рисунка следует, что наименьшие потери от зазора ступень имеет при закрутке лопаток по закону $r \operatorname{tg} \alpha_1 = \text{const}$, что можно объяснить, в первую очередь, значительным снижением у периферии расходной составляющей скорости c_{1a} вследствие уменьшения угла α_{1n} . Таким образом, зависимость (10) подтверждает и позволяет оценить известное из опытов уменьшение потерь от радиального зазора при использовании обратной закрутки лопаток турбины.

С помощью формулы (10) можно объяснить результаты известных опытов, согласно которым при увеличении степени реактивности у периферии ρ_n потери от радиального зазора возрастают. Реактивность ρ_n увеличивалась с уменьшением угла установки РЛ γ , что согласно формуле (10) приводит к повышению коэффициента потерь ξ_δ . В исследованиях ЦКТИ у ступени с $\rho = 0,5$ по сравнению со ступенью с $\rho = 0,18$ был несколько уменьшен относительный шаг РЛ \bar{t}_n и одновременно уменьшен угол их установки, что привело к возрастанию коэффициента потерь ξ_δ приблизительно в 1,2 раза. Проведенные изменения соответствовали возрастанию множителя $(\bar{t}_n / \sin^3 \gamma_n)^{1/2}$ в формуле (10) в 1,4 раза. Увеличение потерь происходит в подобных опытах, прежде всего, вследствие роста разности давлений на профиле из-за уменьшения ширины решетки РЛ при увеличении периферийной степени реактивности.

Если же ρ_n увеличивается за счет уменьшения угла установки РЛ, что сопровождается уменьшением их осевой ширины, то при указанных выше условиях сравнения разность давлений еще более возрастает, что приводит к увеличению потерь от радиального зазора. Если

же увеличение ρ_n получается за счет перепрофилирования лопаточного аппарата, то конечный результат зависит от ряда факторов и принятых соотношений между геометрическими параметрами и в этом случае рост ρ_n может и не сказаться на потерях от зазора или даже уменьшить их.

Зависимость утечки от собственно ρ_n должна проявляться в основном через коэффициент расхода μ_a , т. е. гидравлическое сопротивление зазора. Такой вывод следует из тех соображений, что расход утечки надо считать пропорциональным не разности статических давлений p_{1n} перед и за венцом p_{2n} РЛ, а разности между p_{1n}^* и p_{2n} с учетом скоростного напора потока при входе в зазор. Это тем более правомерно для гладкой проточной части.

Таким образом, значение степени реактивности у периферии ступени ρ_n не может считаться характеристикой, однозначно определяющей потери от радиального зазора независимо от соотношений между другими параметрами.

Сравнение результатов расчета потерь по формуле (10) с опытными данными ЛПИ для трех ступеней ($D = 370,3$ мм, $l = 87,6$ мм, $\rho = 0,42$), у которых хорда РЛ изменялась у периферии (данные по ступеням с $\bar{t}_n = 0,67$ и $0,467$ не использовались при определении μ_a), приведено на рис. 2. Лопаточные аппараты были спрофилированы по закону $\alpha_1 = \text{const}$. Относительный шаг РЛ у периферии составлял $\bar{t}_n =$

$= 0,468; 0,670$ и $0,933$. Удлинение РЛ по хорде на среднем диаметре оставалось постоянным ввиду большой перекрыши у периферии (4 мм), расчеты проводились при $\mu_a = 0,75$. Расчет показал удовлетворительное соответствие экспериментальным данным.

Анализ зависимости (10) указывает также возможные способы снижения потерь от радиального зазора, которые могут быть реализованы путем применения специальных законов общего или локального в периферийной зоне профилирования лопаточных аппаратов. Эти законы для снижения потерь от зазора должны предусматривать у периферии увеличение угла установки и уменьшение относительного шага РЛ, снижение угла α_{1n} , уменьшение работы $L_{u,n}$ по отношению к работе L_u на среднем радиусе. Ввиду наличия известного противоречия в указанных рекомендациях (уменьшение α_1 ведет, как правило, к росту L_u) в каждом конкретном случае может быть выбран свой оптимальный закон профилирования.

Подробные экспериментальные исследования по влиянию радиального зазора при изменении хорды рабочих лопаток при постоянной их длине в условиях ступеней турбин выполнены в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Исследования проводились на стенде воздушной одноступенчатой турбины на трех ступенях турбины с одинаковым средним диаметром ступеней турбины 310 мм, длиной лопаток $l = 60$ мм. Расход воздуха 5,5 кг/с. Хорда рабочих лопаток для каждой ступени турбины на среднем диаметре составила 30, 60 и 120 мм при относительном удлинении рабочих лопаток соответственно 2,0; 1,0 и 0,5. Исследованные турбины с такими рабочими колесами имели одинаковые отношения $D/l = 5,17$ и одинаковый относительный шаг лопаток. Ступени были спрофилированы по закону $\alpha_1 = \text{const}$. Угол выхода потока из соплового аппарата $\alpha_1 = 18^\circ 20'$, из рабочего колеса на среднем диаметре $\beta_2 = 26^\circ 15'$. Хорды РЛ всех трех ступеней увеличивались от корня к периферии из условия сохранения оптимального относительного шага \bar{t} по длине лопаток и в периферийном сечении составляли $b_{n1} = 34,2$ мм; $b_{n2} = 68$ мм; $b_{n3} = 136,8$ мм. Перекрыша у периферии равнялась 0,5 мм. Расчетная степень реактивности на среднем диаметре $\rho = 0,3$. Рабочие колеса не имели бандажей и испытывались с одним и тем же сопловым аппаратом. Исследования проводились для трех значений радиального зазора: $\delta = 0,5, 0,95$ и $1,95$ мм, что соответствует значениям $\bar{\delta} = \delta/l = 0,0083; 0,0158$ и $0,0325$. Радиальный зазор изменялся расточкой

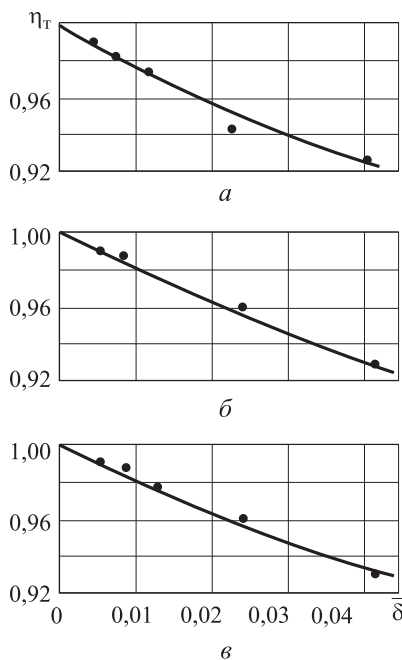


Рис. 2. Результаты расчета потерь по формуле (10) и опыта ЛПИ:
 а — $\bar{t}_n = t_n/b_n = 0,953$; б — $\bar{t}_n = 0,670$; в — $\bar{t}_n = 0,467$

корпуса над РЛ. Остальные характерные параметры были одинаковы для всех ступеней. Конструкция стенда позволяла производить замену рабочих колес без полной разборки турбины.

Испытания проводились на воздухе. Характеристики турбин определялись в диапазоне изменения отношения относительных скоростей $u/C_{ад}$ (u — окружная скорость, $C_{ад}$ — условная адиабатическая скорость) от 0,2 до 0,6 при трех указанных значениях радиального зазора.

Структура пространственного потока исследовалась пятиточечными однополюсными ориентированными насадками полного давления в межвенцовом зазоре и за рабочим колесом при оптимальном отношении $(u/C_{ад})_{опт}$.

В опытах минимальное число Рейнольдса в расчетной точке, определенное по относительной скорости w_2 и хорде РЛ на среднем диаметре, составило $Re = 4 \cdot 10^5$. Числа Маха по скоростям c_1 и c_2 — $M_1 = 0,7$ и $M_2 = 0,3$. Максимальная степень понижения давления $\pi_T = 1,55$.

Зависимость максимальных значений мощностного КПД испытанных ступеней η_T от удлинения РЛ при трех значениях δ , приведенная на рис. 3, показывает, что увеличение хорды РЛ с 34,2 до 136,8 мм (соответственно уменьшение удлинения от 2,0 до 0,5) в исследованном диапазоне изменения радиального зазора практически не изменяет КПД ступени турбины. Максимальные значения η_T при $\delta = 0,008$ составили $\eta_T = 0,834, 0,838$ и $0,836$ при $\bar{l} = 2,0, 1,0$ и $0,5$ соответственно. Отличия в КПД при $\delta = const$ не превышают 0,7 %, т. е. практически лежат в пределах точности сравнительного эксперимента.

Из полученных опытных данных следует, что у всех трех ступеней в исследованном диапазоне изменения δ потери от радиального зазора на режиме максимума КПД практически одинаковы и не зависят от хорды РЛ. Зависимости η_T и η_n от δ , представленные на рис. 4 и 5, одинаковы для всех трех ступеней и имеют линейный характер. Увеличение δ на 1 % приводит к снижению η_T на 2 %.

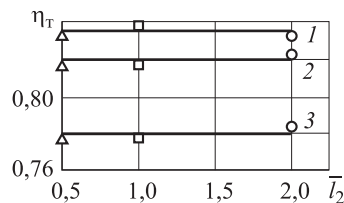


Рис. 3. Зависимость максимальных значений КПД η_T от удлинения РЛ $\bar{l} = l/b$ для трех турбин при различных радиальных зазорах: 1 — $\delta = \delta/l = 0,0083$; 2 — $\delta = 0,0158$; 3 — $\delta = 0,0325$; \circ — $\bar{l} = 2,0$; \square — $\bar{l} = 1,0$; \triangle — $\bar{l} = 0,5$

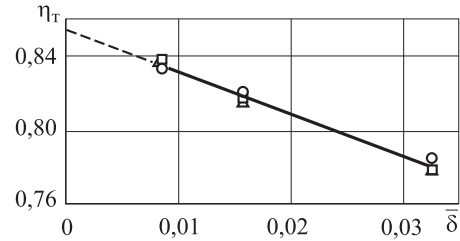


Рис. 4. Зависимость максимальных значений КПД η_T от радиального зазора $\bar{\delta}$ при различных удлинениях РЛ $\bar{l} = l/b$: \circ — $\bar{l} = 2,0$; \square — $\bar{l} = 1,0$; \triangle — $\bar{l} = 0,5$

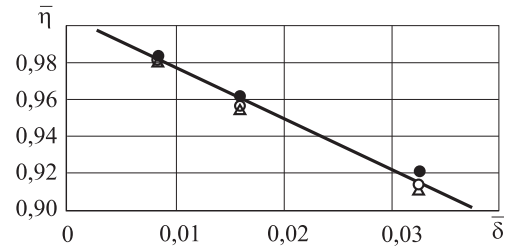


Рис. 5. Зависимость относительного КПД $\bar{\eta} = \eta_T/\eta_{то}$ от зазора $\bar{\delta}$: \bullet — $\bar{l} = 2,0$; \circ — $\bar{l} = 1,0$; \triangle — $\bar{l} = 0,5$

При испытаниях ступеней с РЛ различного удлинения сопловой аппарат оставался неизменным. Тем самым достигались практически одинаковые параметры потока при входе в РК исследуемых ступеней, что позволило определить эффективность рабочих колес и их влияние на КПД ступени.

Сравнение полученных экспериментальных данных с результатами расчета потерь по формуле (10) приведено на рис. 5.

В расчетах для гладкой проточной части было принято $\mu_n = 0,7$, $\mu_a = 1,2$, поскольку, несмотря на наличие небольшой перекрыши (0,5 мм), расстояние от уступа до входных кромок РЛ составляло во всех опытах 12 мм, т. е. влиянием перекрыши можно пренебречь. Как следует из сравнения полученных расчетных и экспериментальных данных соответствие данных расчета и опыта для всех трех ступеней удовлетворительное.

Детальное исследование структуры пространственного потока за лопаточными венцами позволило получить данные по распределению параметров потока и потерь по высоте проточной части.

Распределение по радиусу местных значений КПД η_n исследованных ступеней ($\bar{y} = y/l$ — относительная координата, отсчитываемая от корня лопатки) приведено на рис. 6. Анализ кривых показывает, что эффективность концевых сечений выше у РЛ с большими хордами. Однако уже при $\bar{y} = 0,9$, т. е. на расстоянии

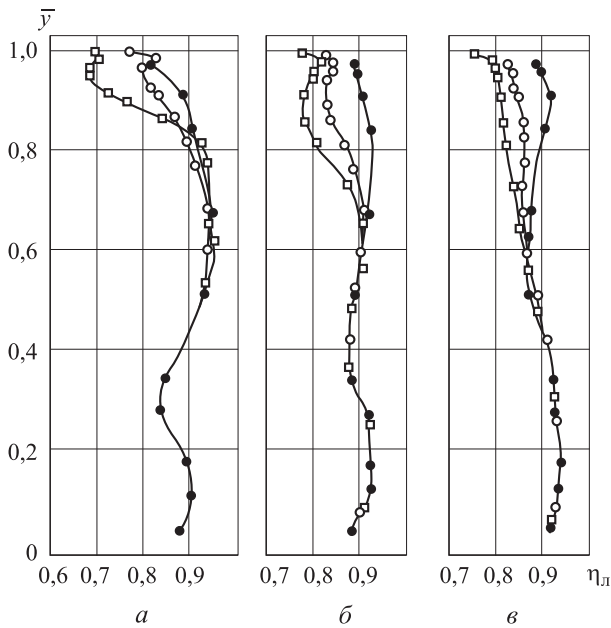


Рис. 6. Распределение локальных значений КПД η_l по длине лопатки \bar{y} :
 а — $\bar{l} = 2,0$; б — $\bar{l} = 1,0$; в — $\bar{l} = 0,5$; ● — $\bar{\delta} = 0,0083$;
 ○ — $\bar{\delta} = 0,0158$; □ — $\bar{\delta} = 0,0325$

6 мм от конца РЛ значения η_l выравниваются и при $\bar{y} < 0,8$ и до $\bar{y} = 0,4$ КПД η_l ступени с $\bar{l} = 2,0$ выше, чем у ступеней с $\bar{l} = 1,0$ и 0,5. Полученные опытные данные показывают, что влияние радиального зазора проявляется по-разному в ступенях с узкими и широкими РЛ. У ступеней с увеличенной хордой РЛ с ростом $\bar{\delta}$ КПД η_l заметно снижается почти во всей верхней половине лопаток, тогда как у ступени с $\bar{l} = 2,0$ лишь начиная с $\bar{y} = 0,82$. Наибольшее снижение КПД у ступеней с $\bar{l} = 2,0$ и 1,0 происходит при $\bar{\delta} = 0,0325$ соответственно в сечениях $\bar{y} \approx 0,95$ и 0,9.

У ступени с $\bar{l} = 0,5$ снижение КПД происходит более равномерно по всей верхней половине лопатки, при этом значения η_l в середине лопатки даже несколько увеличиваются. Таким образом, в узких лопатках потери от радиального зазора сосредоточены в основном в периферийной зоне, где с увеличением $\bar{\delta}$ резко изменяются параметры потока за рабочим колесом и снижается полезная работа. При широких лопатках влияние зазора сказывается на большем расстоянии от концов РЛ, однако изменение параметров потока за рабочим колесом по радиусу более равномерное. Это происходит потому, что при увеличении профилей в условиях $\bar{l} = \text{const}$ и $l = \text{const}$ поперечный размер вихревой области, обусловленной перетеканием в зазоре, возрастает в той же пропорции. И, если по шагу лопаток относительная

доля канала, занятая вихрем, не увеличивается, то по высоте канала, ввиду ее неизменности, возрастает, деформируя поток на большую глубину, чем в случае узких лопаток.

Данные траверсирования показывают, что величина утечки вдоль оси турбины в радиальном зазоре несколько выше у ступени $\bar{l} = 2,0$ (скорость c_{2a} у периферии на $\sim 20\%$ выше, чем у ступеней с $\bar{l} = 1,0$ и 0,5), однако этот фактор компенсируется несколько меньшими потерями от щелевого вихря.

Радиальный зазор практически не влияет на распределение параметров потока и потерь в нижней половине РЛ, причем в этой области местные значения КПД у ступеней с $\bar{l} = 0,5$ и 1,0 выше, чем у ступени с $\bar{l} = 2,0$. С увеличением хорды происходит более интенсивное стекание пограничного слоя от корня к средним и периферийным сечениям, что приводит к уменьшению потерь в корневых активных решетках и увеличению в средних и периферийных решетках. Однако это увеличение потерь незначительно вследствие высокой реактивности (конфузорности) каналов. В периферийных решетках, аэродинамически более совершенных, чем корневые, притекающий пограничный слой частично разрушается, что приводит к незначительному увеличению потерь. Таким образом, с увеличением хорды РЛ происходит изменение условий течения потока на различных радиусах. Из-за отсоса накопленного пограничного слоя к периферии корневые сечения начинают работать в более благоприятных условиях, а средние и периферийные сечения слабо реагируют на приток пограничного слоя.

Осредненные по длине лопатки КПД практически не зависят от хорды РЛ и их удлинения при $l = \text{const}$ и фиксированной величине радиального зазора (рис. 7), что подтверждают результаты, полученные при снятии интегральных характеристик.

Полученные экспериментальные результаты можно использовать при проектировании перспективных газогенераторов двухконтурных двигателей с большой степенью двухконтурно-

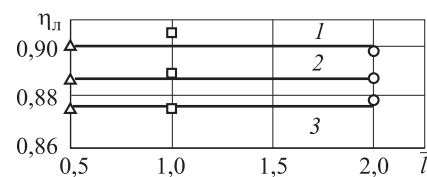


Рис. 7. Зависимость осредненного КПД η_l от удлинения $l = l/b$ РЛ:
 1 — $\bar{\delta} = 0,0083$; 2 — $\bar{\delta} = 0,0158$; 3 — $\bar{\delta} = 0,0325$;
 ○ — $\bar{l} = 2,0$; □ — $\bar{l} = 1,0$; △ — $\bar{l} = 0,5$

сти и высокой температурой газа перед турбиной высокого давления или в турбинах сверхмощных энергетических газотурбинных двигателей.

Выводы

1. Потери от радиального зазора практически не изменяются при изменении хорд рабо-

чих лопаток при постоянных высоте, относительном шаге рабочих лопаток и степени понижения давления ступени турбины.

2. КПД ступени в исследованном диапазоне величин радиальных зазоров и в диапазоне удлинений $l = 0,5...2,0$ при постоянных высоте и относительном шаге лопаток практически не зависит от величины хорды лопаток рабочего колеса.

Литература

- [1] Моляков В.Д., Тумашев Р.З. Особенности проектирования проточных частей турбин газотурбинных установок в зависимости от состава и параметров рабочей среды. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2003, № 2(51), с. 52–62.
- [2] Бабкин В.И., Цховребов М.М., Солонин В.И., Ланшин А.И. Развитие авиационных ГТД и создание уникальных технологий. *Двигатель*, 2013, № 2(86), с. 2–7.
- [3] Бабкин В.И. Роль науки в решении практических задач авиационного двигателестроения. *Двигатель*, 2013, № 3(87), с. 2–6.
- [4] Харьковский С.В., Масловский А.В., Шатохин А.Г. Проблемы измерения радиальных зазоров высокотемпературных турбин перспективных ГТД. *Тр. науч.-техн. конгресса по двигателестроению (НТКД-2014)*, ч. 1. Москва, АССАД, 2014, с. 72–76.
- [5] Ланшин А.И., Палкин В.А., Федякин В.Н. Анализ тенденций развития авиационных двигателей для самолетов гражданской авиации. *Двигатель*, 2010, № 6, с. 2–5.
- [6] Иванов М.Я., ред. *Высокотемпературные газовые турбины*. Москва, ТОРУС ПРЕСС, 2010. 304 с.
- [7] Иванов М.Я., Почуев В.П. Проблемы создания высокотемпературных турбин современных авиационных двигателей. *Конверсия в машиностроении*, 2000, № 5, с. 34–46.
- [8] Хайруллин Д.М., Швырева А.Е. Исследование конструкции торцов рабочих лопаток для минимизации утечек в радиальном зазоре турбины. *Авиадвигатели XXI века. Матер. конф.* Москва, ЦИАМ, 2010, с. 254–257.
- [9] Кравченко И.Ф., Зеленый Ю.А., Климик Р.Р., Резник С.Б. Опыт создания систем управления радиальными зазорами в турбинах ГП «Ивченко прогресс». *Авиадвигатели XXI века. Матер. конф.* Москва, ЦИАМ, 2010, с. 275–278.
- [10] Почуев В.П., Темис Ю.М., Харьковский С.В. Регулирование радиального зазора в ТВД ТРДД. *Авиадвигатели XXI века. Матер. конф.* Москва, ЦИАМ, 2010, с. 300–302.
- [11] Кузменко М.Л., Нагога Г.П., Карелин Д.В. Способы разрешения противоречивых требований при проектировании высокотемпературных газовых турбин. *Авиадвигатели XXI века. Матер. конф.* Москва, ЦИАМ, 2010, с. 261–266.
- [12] Нагога Г.П., Карелин Д.В., Диденко Р.А. Компромиссное решение противоречивых требований как принцип многофакторного проектирования высокотемпературных охлаждаемых турбин. *Тр. науч.-техн. конгресса по двигателестроению (НТКД-2012)*. Москва, АССАД, 2012, с. 55–60.
- [13] Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М., Кузьмичев В.С. *Проектный термогазодинамический расчет основных параметров авиационных лопаточных машин*. Самара, Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2006. 316 с.
- [14] Иноземцев А.А., Сандрацкий В.Л. *Газотурбинные двигатели*. Пермь, ОАО «Авиадвигатель», 2006. 1204 с.
- [15] Lattime S.B., Steinetz B.M. High-Pressure-Turbine Clearance Control Systems: Current Practices and Future Directions. *Journal of Propulsion and Power*, March-April 2004, vol. 20, no. 2, pp. 300–311.

References

- [1] Moliakov V.D., Tumashev R.Z. Osobennosti proektirovaniia protochnykh chastei turbin gazoturbinnykh ustanovok v zavisimosti ot sostava i parametrov rabochei sredy [Features design of turbine gas turbines depending on the composition and parameters of the working environment]. *Vestnik MGTU im. N. E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Mechanical Engineering]. 2003, no. 2(51), pp. 52–62.
- [2] Babkin V.I., Tskhovrebov M.M., Solonin V.I., Lanshin A.I. Razvitie aviatsionnykh GTD i sozdanie unikal'nykh tekhnologii [The development of aircraft GTE and creation of unique technologies]. *Dvigatel'* [Engine]. 2013, no. 2(86), pp. 2–7.
- [3] Babkin V.I. Rol' nauki v reshenii prakticheskikh zadach aviatsionnogo dvigatelestroeniia [The role of science in solving practical problems of aviation engine building]. *Dvigatel'* [Engine]. 2013, no. 3(87), pp. 2–6.
- [4] Khar'kovskii S.V., Maslovskii A.V., Shatokhin A.G. Problemy izmereniia radial'nykh zazorov vysokotemperaturnykh turbin perspektivnykh GTD [The problem of measuring the radial clearance of high-temperature turbines promising GTE]. *Trudy nauchno-tekhnicheskogo kongressa po dvigatelestroeniiu (NTKD-2014)* [Proceedings of the scientific-technical congress on engine building (NDD-2014)]. Moscow, ASSAD publ., 2014, pt. 1, pp. 72–76.
- [5] Lanshin A.I., Palkin V.A., Fediakin V.N. Analiz tendentsii razvitiia aviatsionnykh dvigatelei dlia samoletov grazhdanskoi aviatsii [Analysis of tendencies of development of aircraft engines for civil aircraft]. *Dvigatel'* [Engine]. 2010, no. 6, pp. 2–5.
- [6] *Vysokotemperaturnye gazovye turbiny* [High-temperature gas turbines]. Ed. Ivanov M.Ia. Moscow, TORUS PRESS, 2010. 304 p.
- [7] Ivanov M.Ia., Pochuev V.P. Problemy sozdaniia vysokotemperaturnykh turbin sovremennykh aviatsionnykh dvigatelei [Problems creating high turbines modern aircraft engines]. *Konversiiia v mashinostroenii* [Conversion in engineering]. 2000, no. 5, pp. 34–46.
- [8] Khairullin D.M., Shvyreva A.E. Issledovanie konstruktssii tortsov rabochikh lopatok dlia minimizatsii utechek v radial'nom zazore turbiny [Study design ends of the blades to minimize leaks in the radial gap of the turbine]. *Aviadvigateli 21 veka: materialy konferentsii* [Aircraft engines 21 century: conference materials]. Moscow, TsIAM publ., 2010, pp. 254–257.
- [9] Kravchenko I.F., Zelenyi Iu.A., Klimik R.R., Reznik S.B. *Opyt sozdaniia sistem upravleniia radial'nymi zazorami v turbinakh GP «Ivchenko progress»* [Experience of creation of management systems radial clearances in turbines SE «Ivchenko progress»]. *Aviadvigateli 21 veka: materialy konferentsii* [Aircraft engines 21 century: conference materials]. Moscow, TsIAM publ., 2010, pp. 275–278.
- [10] Pochuev V.P., Temis Iu.M., Khar'kovskii S.V. *Regulirovanie radial'nogo zazora v TVD TRDD* [Regulation of radial clearance in theatre turbofan engines]. *Aviadvigateli 21 veka: materialy konferentsii* [Aircraft engines 21 century: conference materials]. Moscow, TsIAM publ., 2010, pp. 300–302.
- [11] Kuzmenko M.L., Nagoga G.P., Karelin D.V. *Sposoby razresheniia protivorechivyykh trebovaniy pri proektirovanii vysokotemperaturnykh gazovykh turbin* [The ways of resolving conflicting requirements when designing high-temperature gas turbines]. *Aviadvigateli 21 veka: materialy konferentsii* [Aircraft engines 21 century: conference materials]. Moscow, TsIAM publ., 2010, pp. 261–266.
- [12] Nagoga G.P., Karelin D.V., Didenko R.A. *Kompromissnoe reshenie protivorechivyykh trebovaniy kak printsip mnogofaktornogo proektirovaniia vysokotemperaturnykh okhlazhdaemykh turbin* [Compromise solution to conflicting requirements as the principle of multi-factor design cooled high-temperature turbines]. *Trudy nauchno-tekhnicheskogo kongressa po dvigatelestroeniiu (NTKD-2012)* [Proceedings of the scientific-technical Congress on engine building (NDD-2012)]. Moscow, ASSAD publ., 2012, pp. 55–60.
- [13] Belousov A.N., Musatkin N.F., Rad'ko V.M., Kuz'michev V.S. *Proektnyi termogazodinamicheskii raschet osnovnykh parametrov aviatsionnykh lopatochnykh mashin* [Project thermogas dynamic calculation of the basic parameters of aviation turbomachinery]. Samara, SSAU publ., 2006. 316 p.

- [14] Inozemtsev A.A., Sandratskii V.L. *Gazoturbinnnye dvigateli* [Gas turbine engines]. Perm', ОАО «Aviadvigatel'» publ., 2006. 1204 p.
- [15] Lattime S.B., Steinetz B.M. High-Pressure-Turbine Clearance Control Systems: Current Practices and Future Directions. *Journal of Propulsion and Power*, 2004, vol. 20, no. 2, pp. 300–311.

Статья поступила в редакцию 17.06.2014

Информация об авторах

МОЛЯКОВ Валерий Дмитриевич (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: moljkov@power.bmstu.ru).

КУНИКЕЕВ Бари Амруллович (Москва) — кандидат технических наук, сотрудник ЗАО «Стратеджи Партнерс Групп» (119331, Москва, Российская Федерация, Кравченко ул., д. 16, корп. 2).

Information about the authors

MOLYAKOV Valeriy Dmitrievich (Moscow) — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of «Gas Turbine and Non-Conventional Power Plants» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: moljkov@power.bmstu.ru).

KUNIKEEV Bari Amrulloevich (Moscow) — Cand. Sc. (Eng.), Worker of «Strategy Partners Group» (building 2, Kravchenko str., 16, 119331, Moscow, Russian Federation).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет учебное пособие
В.М. Кашина, А.Л. Лифица, М.И. Ефремова
**«Основы проектирования переносных
зенитных ракетных комплексов»**

Настоящее пособие является первым общедоступным изданием, в котором приведена современная методология проектирования переносных зенитных ракетных комплексов. При этом авторы ставили перед собой задачу познакомить читателя не только с основными подходами к вопросам проектирования, но и дать представление о принципах построения и современном состоянии этого вида вооружения в России. Материалы пособия отражают сегодняшнее положение теории и практики создания переносных зенитных ракетных комплексов, являясь результатом обобщения накопленного многолетнего опыта их разработки в нашей стране. Основное внимание уделено вопросам, связанным со спецификой проектирования переносных зенитных ракетных комплексов, поскольку общие вопросы проектирования (аэродинамика, теория полета, внутренняя баллистика двигателей, расчет и проектирование информационных приборов наведения, прочность и др.) зенитных ракет с ракетными двигателями твердого топлива в полной мере изложены в научно-технической литературе.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru