

УДК 621.438

**С.Е. Белова, Е.Н. Богомолов, С.Ю. Яковлева**

Рыбинский государственный авиационный технический университет  
им. П.А. Соловьева, Рыбинск, Россия

**И.А. Немтырева**

ОАО «Научно-производственное объединение „Сатурн“», Рыбинск, Россия

## **РАСЧЕТ ПРЕДЕЛЬНОЙ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ ТУРБИНЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ДВУХКОНТУРНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

Исследуются возможности применения высоконагруженной одноступенчатой турбины высокого давления (ТВД) в двухконтурных двигателях с точки зрения обеспечения условий получения высоких КПД ступени и проблемы уравнивания осевых сил газогенератора. При проектировании общей схемы турбины необходимо найти компромисс между простотой конструкции, меньшим количеством деталей, снижением себестоимости, меньшим расходом охлаждающего воздуха у одноступенчатых ТВД и сохранением приемлемого уровня ее эффективности. Повышение конкурентоспособности отечественной техники и уровня ее продаж на мировых рынках требует проработки всё новых подходов к решению этих проблем. Доказывается, что при соответствующем профилировании лопаток сопловой и рабочей решеток удастся достичь минимально возможного уровня снижения КПД одноступенчатой высоконагруженной турбины по сравнению с двухступенчатой. Предлагается диапазон геометрических характеристик профилей, обеспечивающий минимальный уровень потерь кинетической энергии. Рассмотрена проблема уравнивания осевых сил турбокомпрессора высокого давления, состоящая в консолидации высокого уровня осевой силы ротора компрессора и пониженного уровня осевой силы, действующей на ротор турбины, за счет упорного подшипника ротора высокого давления. Результаты исследований, проведенных авторами, говорят о возможности преимущественного выбора одноступенчатых ТВД для определенных применений по сравнению с двухступенчатой схемой. Сделан вывод о важности создания упорных подшипников, способных воспринимать большие осевые силы.

**Ключевые слова:** перспективный турбореактивный двухконтурный двигатель, турбина, коэффициент полезного действия, вторичные потери, осевая сила, упорный подшипник.

**S.E. Belova, E.N. Bogomolov, S.Yu. Yakovleva**

P.A. Soloviev Rybinsk State Aviation Technical University,  
Rybinsk, Russian Federation

**I.A. Nemtyreva**

OJSC «Research and Production Association „Saturn“»,  
Rybinsk, Russian Federation

## **DEFINITION OF THE GAS-DYNAMIC LOADING LIMIT OF THE ONE-STAGE HIGH PRESSURE TURBINE OF THE BYPASS TURBOJET**

The possibilities of use of bypass turbojet one-stage high-loaded high pressure turbine (HPT) are investigated from the point of view of providing conditions of obtaining of high efficiency of a step and a problem of an equilibration of axial forces of a gas generator. In designing of the general scheme of the turbine it is necessary to find a compromise between design simplicity, smaller quantity of details, decrease in prime cost, a smaller consumption of cooling air in one-stage HPT and preservation of acceptable level of its efficiency. Increase of competitiveness of domestic equipment and level of its sales in the world markets demands study all of new approaches to the solution of these problems. It is proved that at the corresponding profiling of shovels of nozzle and working lattices it is possible to reach minimum possible level of decrease in efficiency of the one-stage high-loaded turbine in comparison with the two-stage. Range of geometrical characteristics of the profiles providing minimum level of losses of kinetic energy is offered. The problem of an equilibration of axial forces of the high pressure turbocompressor consisting in consolidation of high level of axial force of a rotor of the compressor and the lowered level of the axial force operating on a rotor of the turbine at the expense of the axial bearing of a rotor of a high pressure is considered. Results of the researches conducted by authors speak about possibility of a primary choice of one-stage HPT for certain applications in comparison with the two-level scheme. The conclusion is drawn on importance of creation of the axial bearings capable to perceive the high axial forces.

**Keywords:** advanced by-pass turbojet, turbine, coefficient of efficiency, secondary losses, axial forces, axial bearing.

В настоящее время большинство авиадвигателестроительных фирм занято разработкой перспективных двигателей для пассажирских самолетов, поэтому вопросы выбора компоновочной схемы и параметров узлов таких двигателей выходят на передний план по степени важности. Для гражданской авиации весьма актуально такое направление создания турбореактивных двухконтурных двигателей (ТРДД), как создание двигателя большой тяги, для России потребности в двигателях большой тяги ( $R_{взл} = 25...35$  тс и более) связаны с перспективами создания новых дальнемагистральных пассажирских и транспортных

самолетов. Согласно прогнозам, объем пассажирских авиаперевозок гражданской авиации России к 2020 г. может достигнуть 138 млн пассажиров в год, т.е. увеличиться почти в 3 раза [1].

Пассажирский высокоскоростной самолет 2020–2035 гг. должен иметь при конкурентоспособном уровне стоимости высокую удельную тягу, высокую топливную эффективность, допуск к полетам со сверхзвуковой скоростью над сушей, низкий звуковой удар, низкие уровни эмиссии вредных веществ [2].

Перспективный ТРДД, пока еще виртуальный, вобрал в себя комбинацию самых смелых технологий, предложенных двигательными фирмами, и используется как концептуальный при исследованиях и оптимизации облика самолета [1]. Этот виртуальный двигатель, по мнению исследователей, обеспечивает расчетные уровни перспективных характеристик и позволяет приблизиться к долгосрочным целям. В настоящее время в зарубежной печати называются, в частности, следующие диапазоны перспективных параметров ТРДД:  $T_g^* = 2100...2350$  К,  $m = 10...40$ ,  $\pi_{к\max}^* = 50...80$  [3]. ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» отмечает, что «с целью повышения эффективности двигателей как „тепловой машины“ целесообразно рассматривать различные схемы двигателей с параметрами рабочего процесса на уровне  $T_{г\max}^* = 2100...2350$  К,  $\pi_{к\Sigma}^* = 50...100$  и  $m_{\max} = 10...35$ » [1].

Приведем также для примера основные параметры двигателей для самолетов перспективных поколений (табл. 1) в версии NASA и ACARE [4].

Таблица 1

Параметры перспективных ТРДД

Условия полета	2020–2025 гг.								2025–2030 гг.	
	$\pi_B^* = 1,4$		$\pi_B^* = 1,5$		$\pi_B^* = 1,6$		$\pi_B^* = 1,7$		$\pi_B^* = 1,5$	
	H = 0, M = 0	H = 9,5, M = 0,8	H = 0, M = 0	H = 9,5, M = 0,8	H = 0, M = 0	H = 9,5, M = 0,8	H = 0, M = 0	H = 9,5, M = 0,8	H = 0, M = 0	H = 9,5, M = 0,8
$\pi_B^*$	1,35	1,4	1,46	1,5	1,57	1,6	1,7	1,7	1,49	1,5
$m$	17,41	16,55	12,86	12,41	9,94	9,76	7,91	7,93	11,5	11,3
$\pi_{\Sigma}^*$	43,7	48,4	43,6	46,4	43,5	44,9	43,6	43,6	45	46
$R$ , кН	~333	~66,7	~320	~66,7	~310	~66,7	~304	~66,7	~218	~44,5
$C_p$ , кг/кгс·ч	0,22	0,474	0,253	0,495	0,283	0,516	0,313	0,537	0,288	0,564
$T_g^*$ , К	2200	1966	2200	1940	2200	1922	2200	1910	2200	1945

Окончание табл. 1

Условия полета	2020–2025 гг.								2025–2030 гг.	
	$\pi_B^* = 1,4$		$\pi_B^* = 1,5$		$\pi_B^* = 1,6$		$\pi_B^* = 1,7$		$\pi_B^* = 1,5$	
$T_{ГРК}^*$ , К (на выходе из РК 1-й ст.)	2112	1891	2112	1886	2112	1850	2112	1838	2112	1871
$T_5$ , К (на выходе из СА 2-й ст.)	1640	1464	1640	1445	1640	1431	1640	1421	1640	1447

Вместе с тем опыт проектирования ТРДД с большой степенью двухконтурности показывает, что газодинамическая нагрузка на турбину высокого давления (ТВД) в таких двигателях оказывается весьма высокой, при этом, несмотря на обычно высокую температуру газа, потребный перепад давлений в турбине выходит на критически высокий уровень.

Это обстоятельство вынуждает разработчика склоняться к применению двухступенчатой ТВД с тем, чтобы получить более высокий КПД. Если проследить особенности компоновочных схем ТРДД поколений 4 и 4+ [5] и перспективных ТРДД, то становится очевидным, что компоновке с двумя ступенями ТВД явно отдается предпочтение.

Характеристики компоновочных схем перспективных двигателей:

Характеристики	2020–2025 гг.				2025–2030 гг.
	$\pi_B^* = 1,4$	$\pi_B^* = 1,5$	$\pi_B^* = 1,6$	$\pi_B^* = 1,7$	$\pi_B^* = 1,5$
$Z_{КНД} + Z_{КВД} \dots$	2 + 9...2 + 3	2 + 9...2 + 3	2 + 9...2 + 3	2 + 9...2 + 3	5 + 9...2 + 5
$Z_{ТВД} + Z_{ТНД}$					

Однако это чревато снижением качества двигателя из-за ухудшения массовых характеристик и снижения эффективности в связи с неизбежным усложнением системы охлаждения и увеличением расходов охлаждающего воздуха. По этой причине представляется актуальным анализ возможностей и ограничений применения одноступенчатой ТВД. Можно считать, что среди таких ограничений основными являются большие потери кинетической энергии в лопаточных венцах турбины при больших числах Маха протекающего потока газа; трудности обеспечения оптимальной быстроходности ступени (отношение окружной скорости рабочего колеса  $U$  к располагаемой скорости газа в ступени  $C_{ад}$ ); трудности уравнивания осевых сил ротора турбокомпрессора газогенератора двигателя.

Рассмотрим эти стороны проблемы, базируясь на известных данных, полученных исследователями и проектировщиками газовых турбин.

О характеристиках высоконагруженных (сверхзвуковых) турбинных решеток можно судить по экспериментальным данным, содержащимся в известных публикациях [6, 7]. Для большинства решеток характерен близкий к монотонному рост коэффициента профильных потерь  $\zeta_{\text{пр}}$  с ростом чисел Маха на выходе из решетки ( $M_2$ ) в закритической области. Однако решетки, спрофилированные с умеренным сужением межлопаточного канала вблизи горла, обладают свойством почти монотонного снижения коэффициента потерь с ростом  $M_2$  в закритической области, вплоть до уровня, близкого к значению потерь при малых докритических числах Маха. Решетки же, имеющие небольшую вогнутость спинки за горлом, обладают более высоким коэффициентом полезного действия на больших сверхкритических скоростях, чем на докритических режимах. Характерная зависимость  $\zeta_{\text{пр}}$  от теоретической приведенной скорости на выходе  $\lambda_{2\text{ад}}$  для таких решеток представлена на рис. 1 (заимствовано из работы [6]).

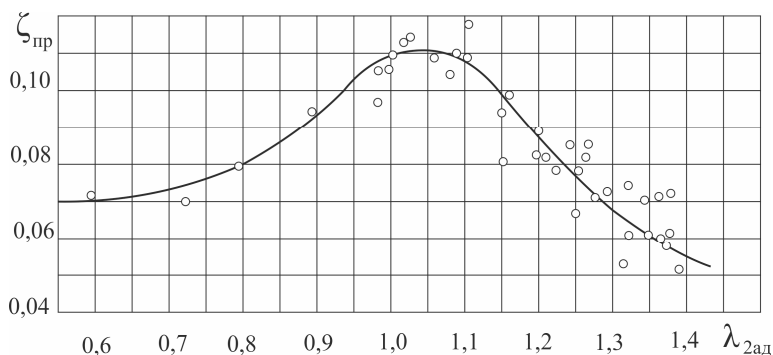


Рис. 1. Зависимость  $\zeta_{\text{пр}}$  от теоретической приведенной скорости на выходе  $\lambda_{2\text{ад}}$

На основании сказанного можно сделать вывод, что использование высоконагруженных сверхзвуковых решеток при соответствующем их профилировании не будет сопровождаться снижением КПД ступени турбины с высокой газодинамической нагрузкой.

Можно предположить, что максимальная располагаемая скорость газа в ступени будет получена при температуре газа перед турбиной  $T_{\Gamma}^* = 2000 \text{ К}$  и при степени понижения давления в ступени  $\pi_{\text{ст}}^* = 8$ , что соответствует (с учетом понижения температуры газа за счет подме-

шивания воздуха из системы охлаждения соплового аппарата)  $C_{ад} = 1320$  м/с. Следовательно, для обеспечения отношения  $U/C_{ад}$ , близкого к оптимальному (по КПД ступени), потребуется  $U = 660$  м/с, что, согласно исследованию, выполненному в работе [8], будет отвечать требованиям прочности при соблюдении отношения среднего по проточной части диаметра ступени  $D_{т.сп}$  к длине рабочей лопатки  $h_{л}$  порядка 25. Формально связь между допустимым значением окружной скорости  $U$  и отношением  $D_{т.сп}/h_{л}$  описывается выражением

$$U = \sqrt{\varepsilon \cdot \frac{D_{т.сп}}{h_{л}}}, \quad (1)$$

где коэффициент напряженности  $\varepsilon$  для современных ТРДД равен приблизительно  $1,75 \cdot 10^4 \text{ м}^2/\text{с}^2$ .

Однако столь малые значения  $h_{л}$  могут вызвать значительный рост вторичных потерь  $\zeta_{вт}$  в лопаточных венцах ступени, что приведет к недопустимому снижению КПД турбины. Известно, что при малых значениях  $h_{л}$  происходит загромождение проходного сечения решетки (межлопаточных каналов) турбины неактивными массами, происхождение которых связано с особенностями механики канального вихря.

Результаты многочисленных экспериментальных исследований вторичных потерь в турбинных решетках [9] могут быть обобщены в виде зависимости  $\zeta_{вт} = f(h_{л}/a_{г})$  (где  $a_{г}$  – ширина горла решетки), которая представлена на рис. 2, где цифры в кружочках указывают номера решеток, параметры которых и источник результатов исследований приведены в табл. 2 [9].

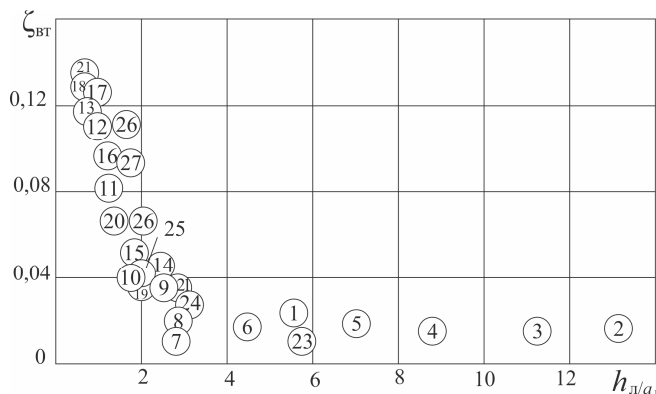


Рис. 2. Вторичные потери в реактивных решетках

Таблица 2

## Параметры исследованных турбинных решеток

№ п/п	$\beta_1^\circ$	$\beta_2^\circ$	$h_{л}/b$	$h_{л}/a_{г}$	$\zeta_{вт}$	$\lambda_{2ад}$	Источник
1	90	16,67	2,250	5,51	0,022	0,83	5
2	90	13,75	2,200	13,16	0,016	0,83	5
3	90	14,75	2,200	11,20	0,014	0,83	5
4	90	16,67	2,200	8,82	0,015	0,83	5
5	90	18,50	2,200	6,94	0,018	0,83	5
6	90	16,67	1,000	4,46	0,017	0,83	5
7	44	26,00	0,990	2,80	0,013	0,10	6
8	44	26,00	0,990	2,80	0,017	0,60	6
9	90	16,14	0,425	2,45	0,037	0,13	4
10	90	16,14	0,303	1,76	0,041	0,13	4
11	90	16,14	0,212	1,24	0,082	0,13	4
12	90	16,14	0,167	0,90	0,110	0,13	4
13	90	16,14	0,121	0,70	0,117	0,13	4
14	90	16,14	0,425	2,45	0,046	0,13	4
15	90	16,14	0,303	1,76	0,052	0,13	4
16	90	16,14	0,212	1,24	0,095	0,13	4
17	90	16,14	0,167	0,99	0,125	0,13	4
18	90	16,14	0,121	0,70	0,127	0,13	4
19	90	14,00	0,270	2,08	0,038	1,10	7
20	90	14,00	0,180	1,39	0,066	1,10	7
21	90	14,00	0,090	0,69	0,130	1,10	7
22	90	14,00	0,360	2,78	0,036	1,10	7
23	90	19,58	1,300	5,68	0,010	0,85	8
24	90	19,58	0,690	3,02	0,026	0,85	8
25	90	19,58	0,430	1,89	0,041	0,85	8
26	90	19,58	0,450	1,96	0,064	0,85	8
27	90	19,58	0,390	1,70	0,091	0,85	8
28	90	19,58	0,360	1,58	0,111	0,85	8

Из рис. 2 следует, что при  $h_{л}/a_{г} < 3$  снижение  $h_{л}/a_{г}$  сопровождается весьма резким увеличением  $\zeta_{вт}$ .

Оценить величину  $h_{л}/a_{г}$  можно на ранних стадиях проектирования, исходя из следующих соображений. Учитывая, что ширина лопаточного венца  $b = l \cdot \sin \gamma$ , где  $l$  – хорда профиля;  $\gamma$  – угол установки профиля (угол между хордой профиля и фронтом решетки), а также что ширина горла решетки определяется выражением  $a_{г} = t \cdot \sin \alpha_{1р}$ , где  $t$  – шаг решетки;  $\alpha_{1р}$  – выходной угол решетки, можно записать

$$\frac{h_{л}}{a_{г}} = \frac{\frac{h_{л}}{b} \cdot \sin \gamma}{\frac{t}{l} \cdot \sin \alpha_{1p}}. \quad (2)$$

Согласно статистическим данным [9]

$$\frac{h_{л}}{b} = \frac{16,4}{\frac{D_{т.ср}}{h_{л}} - 0,25}; \quad (3)$$

$$\gamma = 70 - 0,127(\alpha_0 - \alpha_{1p}) - 0,0041(\alpha_0 - \alpha_{1p})^2, \quad (4)$$

где  $\alpha_0$  – входной угол решетки.

Относительный шаг решетки в формуле (2) целесообразно принимать равным оптимальному с газодинамической точки зрения, для определения которого можно воспользоваться эмпирической формулой В.И. Дышлевского, имеющей вид (для соплового аппарата) [10]

$$\frac{t}{l} = 0,45 \cdot \left[ \frac{180}{180 - (\alpha_0 - \alpha_{1p})} \cdot \frac{\sin \alpha_0}{\sin \alpha_{1p}} \right]^{1/3} \cdot (1 - \bar{C}_{\max}), \quad (5)$$

где  $\bar{C}_{\max}$  – относительная максимальная толщина профиля, которая для охлаждаемых сопловых лопаток близка к 0,2,  $\bar{C}_{\max} = C_{\max} / b$ .

Поскольку речь идет о первой ступени, то входной угол решетки можно принять  $\alpha_0 = 90^\circ$ , а выходной – минимально возможным, т.е.  $\alpha_{1p} = 10^\circ$ . По той же причине отношение  $D_{т.ср}/h_{л}$  в формуле (3) можно считать таким же, каким было выбрано для формулы (1), т.е. равным 25.

Выполним расчет для указанных условий. Согласно формуле (5) получено  $t/l = 0,8456$ , формула (4) дает  $\gamma = 33,6^\circ$ , а формула (3) –  $h_{л}/b = 0,6626$ , так что на основании (2) получаем  $h_{л}/a_{г} = 2,5$ . Это значение соответствует повышенным вторичным потерям (рис. 2). Однако формула (5) получена по результатам продувки дозвуковых решеток в области оптимальных в отношении потери кинетической энергии приведенных скоростей ( $\lambda_{2ад} = 0,8$ ), тогда как в области больших скоростей, соответствующих высоконагруженным ступеням, оптимальный относительный шаг решетки оказывается значительно меньшим. По результатам экспериментальных исследований [11] отмеченное снижение  $(t/l)_{\text{опт}}$  составляет 30 % при увеличении  $\lambda_{2ад}$  с 0,8 до 1,2. Очевидно,



с учетом этой поправки для сверхзвуковых решеток  $(t/l)_{\text{опт}}$  будет существенно ниже по сравнению с величиной, предсказываемой формулой (5), и, следовательно, условие  $h_{\text{л}}/a_{\text{г}} \geq 3$ , отвечающее низким вторичным потерям, будет выполнено.

Можно ожидать, что при использовании решеток с вогнутой спинкой, располагающихся в области низких вторичных потерь, и при обеспечении оптимальных отношений  $U/C_{\text{ад}}$  КПД одноступенчатой турбины может быть ниже КПД двухступенчатой турбины на 1–1,5 % только из-за наличия эффекта возврата тепла в двухступенчатой турбине, что, с учетом большего негативного влияния системы охлаждения в двухступенчатой турбине, представляется вполне приемлемым.

Рассмотрим проблему уравнивания осевых сил турбокомпрессора высокого давления, актуальную для перспективных ТРДД.

Трудности уравнивания осевых сил в данном случае возникают в связи со следующим. С одной стороны, характерные для двухконтурных двигателей высокие значения степени повышения давления в компрессоре  $\pi_{\text{к}}^*$  обуславливают высокий уровень осевой силы ротора компрессора. С другой – высокая газодинамическая нагрузка в турбине компрессора приводит к пониженному давлению перед рабочим колесом этой турбины, что сопровождается снижением осевой силы, действующей на ротор турбины.

Практически последнее обстоятельство усугубляется снижением степени реактивности ступени  $p$  ради снижения температуры торможения газа на рабочих лопатках  $T_{\text{w1}}^*$ , для которой имеет место соотношение [12]

$$\frac{T_{\text{w1}}^*}{T_{\text{г}}^*} = 1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{\text{ад}}^2 \left[ 2\varphi \cdot \cos\alpha_{1\text{р}} \sqrt{1-\rho} \frac{U}{C_{\text{ад}}} - \left( \frac{U}{C_{\text{ад}}} \right)^2 \right], \quad (6)$$

где  $k$  – число Пуассона газа;  $\lambda_{\text{ад}}$  – приведенная располагаемая скорость газа в ступени;  $\varphi$  – коэффициент потери скорости газа в сопловом аппарате ступени.

Минимуму  $T_{\text{w1}}^*$  отвечает условие  $U/C_{\text{ад}} = \varphi \cdot \cos\alpha_{1\text{р}} \sqrt{1-\rho}$ , которое одновременно соответствует максимуму лопаточного (адиабатического) коэффициента полезного действия ступени [12]. Графики функции (6) изображены на рис. 3.

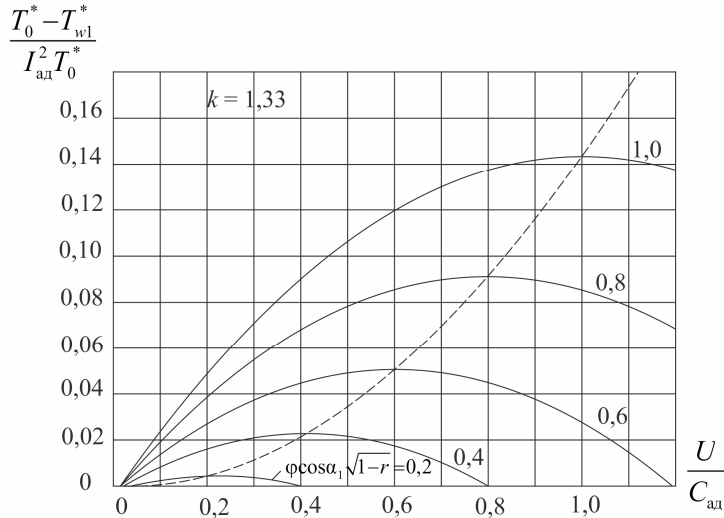


Рис. 3. Соотношение между температурами газа перед турбиной и на рабочих лопатках

Как видно на рис. 3, уменьшение  $\rho$  сопровождается существенным снижением  $T_{w1}^*$ , что позволяет снизить интенсивность охлаждения рабочих лопаток и, следовательно, снизить затраты на систему охлаждения ротора турбин. Однако снижение степени реактивности приводит к снижению осевой силы турбины  $R_T$ , для которой справедливо очевидное соотношение (без учета изменения осевой проекции количества движения)

$$\bar{R}_T = \frac{R_T}{\bar{p}_H^* \cdot \pi_k^* \cdot \sigma_{КС} \cdot F_T} = \left[ 1 - \frac{k-1}{k+1} (1-\rho) \cdot \lambda_{ад}^2 \right]^{\frac{k}{k-1}} - \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{ад}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (7)$$

где  $\bar{p}_H^*$  – полное давление на входе в двигатель;  $\pi_k^*$  – суммарная степень повышения давления в компрессоре;  $\sigma_{КС}$  – коэффициент сохранения полного давления в камере сгорания двигателя;  $F_T$  – аксиальная площадь в турбине, определяющая осевую силу.

График функции (7) приведен на рис. 4, из которого следует, что изменение степени реактивности оказывает решающее влияние на осевую силу ротора ступени турбины, причем если  $\rho > 0$ , то  $R_T$  существенно увеличивается с ростом газодинамической нагрузки на ступень  $\lambda_{ад}$ .

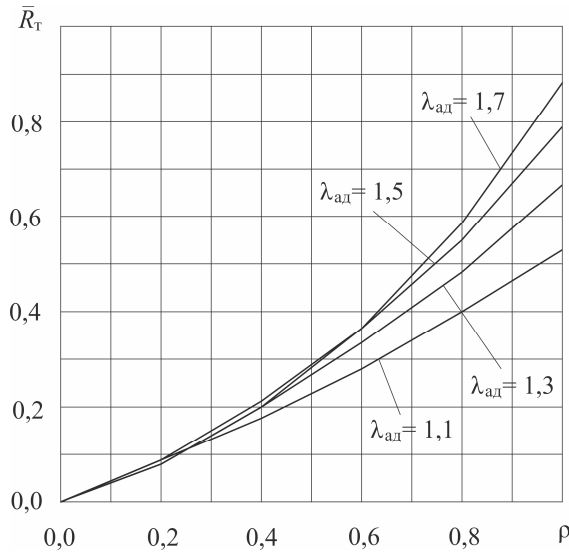


Рис. 4. Зависимость осевой силы турбины от степени реактивности

По аналогии с (7) для осевой силы компрессора высокого давления  $R_{\text{КВД}}$  приближенно можно записать как

$$\bar{R}_{\text{КВД}} = \frac{R_{\text{КВД}}}{P_H^* \cdot \pi_v^* \cdot \pi_{\text{КВД}}^* \cdot F_k} = 1 - \frac{1}{\pi_{\text{КВД}}^*}, \quad (8)$$

где  $\pi_v^*$  – степень повышения полного давления в вентиляторе двигателя;  $\pi_{\text{КВД}}^*$  – степень повышения давления компрессора высокого давления;  $F_k$  – осевая площадь в компрессоре, определяющая осевую силу ротора.

Полагая, что равенство  $\bar{R}_T = k_{\pi} \cdot \bar{R}_{\text{КВД}}$  (при  $F_T \cdot \sigma_{\text{КС}} \approx F_k$ ) близко к условию равновесия осевых сил ротора высокого давления (с учетом частичного восприятия осевой силы упорным подшипником, что выражается коэффициентом  $k_{\pi} < 1$ ), на основании (7) и (8) можем записать

$$\left[ 1 - \frac{k-1}{k+1} (1-\rho) \cdot \lambda_{\text{ад}}^2 \right]^{\frac{k}{k-1}} - \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{\text{ад}}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} = K_{\pi} \left( 1 - \frac{1}{\pi_{\text{КВД}}^*} \right), \quad (9)$$

откуда для соответствующей степени реактивности  $\rho_0$  находим

$$\rho_0 = \frac{k+1}{k-1} \cdot \frac{1}{\lambda_{ад}^2} \left\{ \left[ K_{\pi} \left( 1 - \frac{1}{\pi_{КВД}^*} \right) + \Pi(\lambda_{ад}) \right]^{\frac{k-1}{k}} - \tau(\lambda_{ад}) \right\}, \quad (10)$$

где  $\Pi(\lambda_{ад}) = \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{ад}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} = 1/\pi_{\tau}$ ;  $\tau(\lambda_{ад}) = \left[ \Pi(\lambda_{ад}) \right]^{\frac{k-1}{k}}$ .

На рис. 5 показан график функции (10) (для  $k = 1,33$ ), согласно которому разумное нагружение упорного подшипника может быть достигнуто только при больших значениях степени реактивности ступени, т.е. при высокой температуре газа на рабочих лопатках  $T_{w1}^*$  (см. рис. 3), что потребует развития системы охлаждения.

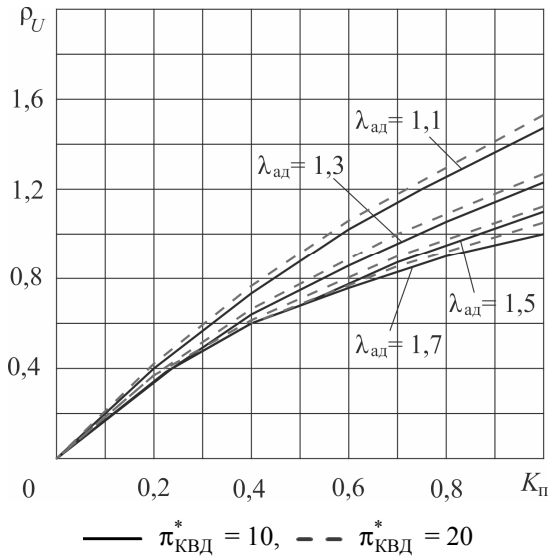


Рис. 5. Зависимость необходимой степени реактивности от коэффициента уменьшения осевой силы компрессора за счет нагружения упорного подшипника

Рассмотренный путь обеспечения баланса осевых сил был апробирован фирмой Pratt and Whitney (PW) при разработке двигателя в рамках конкурса E3 [5, 13]. Двигатель имел одноступенчатую турбину высокого давления со степенью реактивности 0,65. Указанный опыт фирмы PW свидетельствует о том, что высокая эффективность турбины высокого давления может быть получена только при весьма большой нагрузке на упорный подшипник ротора высокого давления. Для

умеренной частоты вращения подшипник, воспринимающий большую осевую силу (тягу двигателя), создан фирмой PW и устанавливается в каскаде низкого давления на двигателе PW4084 [14].

Задача заключается в распространении этого достижения на высокие частоты вращения, характерные для роторов каскада высокого давления двухконтурных двигателей.

### **Библиографический список**

1. Ланшин А.И., Палкин В.А., Федякин В.Н. Анализ тенденций развития двигателей для самолетов гражданской авиации // Двигатель. – 2010. – № 6. – С. 2–5.
2. Самохин В.Ф. Шум ГТД. Введение в авиационную акустику. – М.: Изд-во МАИ, 2007. – 156 с.
3. Arndt N. Environmentally friendly aero-engines for the 21st century // CEAS. Berlin, 12th September 2007, Rolls-Royce Deutschland.
4. Работы ведущих авиадвигателестроительных компаний в обеспечение создания перспективных авиационных двигателей (аналитический обзор) / В.А. Скибин, В.И. Солонин [и др.]. – М.: Изд-во Центр. ин-та авиац. моторостроения, 2010. – 420 с.
5. Белова С.Е. Акустическая безопасность перспективных пассажирских самолетов // Вестник РГАТУ. – 2012. – № 1. – С. 8–14.
6. Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин / В.Д. Венедиктов, А.В. Грановский, А.М. Карелин, А.Н. Колесов, М.Х. Мухатов. – М.: Изд-во Центр. ин-та авиац. моторостроения, 1990. – 393 с.
7. Дейч М.Е. Техническая газодинамика. – М.: Энергия, 1974. – 592 с.
8. Деменчонок В.П., Дружинин Л.Н., Пархомов А.Л. Теория двухконтурных турбореактивных двигателей / под ред. С.М. Шляхтенко, В.А. Сосунова. – М.: Машиностроение, 1979. – 432 с.
9. Богомолов Е.Н., Вятков В.В., Ремизов А.Е. Газодинамика лопаточных венцов и переходных каналов турбин современных ГТД. – М.: Изд-во РАН, 2012. – 168 с.
10. Абианц В.Х. Теория авиационных газовых турбин. – М.: Машиностроение, 1979. – 246 с.
11. Клебанов А.Г., Мамаев Б.И. Оптимальный шаг турбинной решетки // Теплоэнергетика. – 1969. – № 210. – С. 56–59.

12. Богомолов Е.Н. Основы теории и выбор параметров авиационных газовых турбин. – Ярославль: Изд-во Ярослав. пед. ин-та, 1986. – 88 с.

13. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок: в 5 т. – М.: Машиностроение, 2008. – Т. 2. – 365 с.

14. Скибин В.А., Солонин В.И. Иностраные авиационные двигатели. Справочник ЦИАМ. – М.: Авиамир, 2005. – 592 с.

### References

1. Lanshin A.I., Palkin V.A., Fedyakin V.N. Analiz tendentsiy razvitiya dvigateley dlya samoletov grazhdanskoj aviatsii [The analysis of tendencies of development of engines for planes of civil aviation]. *Dvigatel*, 2010, no. 6, pp. 2-5.

2. Samokhin V.F., Shum GTD. Vvedenie v aviatsionnyu akustiku [Aviation noise. Introduction in aviation acoustics]. *Moskovskiy aviatsionnyy institut*, 2007. 156 p.

3. Arndt N. Environmentally friendly aero-engines for the 21st century. CEAS. Berlin, 12th September 2007, Rolls-Royce Deutschland.

4. Skibin V.A., Solonin V.I. [et al.]. Raboty vedushchikh aviadvigatel'stroitelnykh kompaniy v obespechenie sozdaniya perspektivnykh aviatsionnykh dvigateley [Works of the leading aviaengine-building companies on creation of perspective aviation engines]. Moscow: Tsentralnyy institut aviatsionnogo motorostroeniya, 2010. 420 p.

5. Belova S.E. Akusticheskaya bezopasnost perspektivnykh passazhir'skikh samoletov [Acoustic safety of perspective passenger planes]. *Vestnik Rybinskogo gosudarstvennogo aviatsionnogo tekhnicheskogo universiteta*, 2012, no. 1, pp. 8-14.

6. Venediktov V.D., Granovskiy A.V., Karelin A.M., Kolesov A.N., Mukhatrov M.Kh. Atlas eksperimentalnykh kharakteristik ploskikh reshetok okhlazhdaemykh gazovykh turbin [Atlas of experimental characteristics of blade row in cooling gas turbine]. Moscow: Tsentralnyy institut aviatsionnogo motorostroeniya, 1990. 393 p.

7. Deych M.E. Tekhnicheskaya gazodinamika [Engineering gas dynamics]. Moscow: Energiya, 1974. 592 p.

8. Demenchonok V.P., Druzhinin L.N., Parkhomov A.L. Teoriya dvukhkonturnykh turboreaktivnykh dvigateley [Theory of bypass turbo-jet engine]. Moscow: Mashinostroenie, 1979. 432 p.

9. Bogomolov E.N., Vyatkov V.V., Remizov A.E. Gazodinamika lopatochnykh ventsev i perekhodnykh kanalov turbin sovremennykh GTD [Gaz dynamics of blade row and intermediate turbine ducts in modern GTE]. Moscow: Rossiyskaya akademiya nauk, 2012. 168 p.

10. Abiants V.Kh. Teoriya aviatsionnykh gazovykh turbin [Theory of aircraft gas turbines]. Moscow: Mashinostroenie, 1979. 246 p.

11. Klebanov A.G., Mamaev B.I. Optimalnyy shag turbinnoy reshetki [Optimat step of turbine cascade]. *Teploenergetika*, 1969, no. 210, pp. 56-59.

12. Bogomolov E.N. Osnovy teorii i vybor parametrov aviatsionnykh gazovykh turbin [Basic theory and selection of aircraft gas turbines parameters]. Yaroslavskiy Pedagogicheskiy Institut, 1986. 88 p.

13. Inozemtsev A.A., Nikhamkin M.A. Osnovy konstruirovaniya aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok [Bases of designing of aviation engines and power plants]. Moscow: Mashinostroenie, 2008, vol. 2. 365 p.

14. Skibin V.A., Solonin V.I. Inostrannye aviatsionnye dvigateli. Spravochnik Tsentralnogo instituta aviatsionnogo motorostroeniya [Foreign aviation engines. CIAM reference book]. Moscow: Aviamir, 2005. 592 p.

### Об авторах

**Белова Светлана Евгеньевна** (Рыбинск, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Авиационные двигатели» ФГБОУ ВПО РГТУ им. П.А. Соловьева (152934, г. Рыбинск, ул. Пушкина, д. 53, e-mail: belova\_se@mail.ru).

**Богомолов Евгений Николаевич** (Рыбинск, Россия) – доктор технических наук, профессор кафедры «Авиационные двигатели» ФГБОУ ВПО РГТУ им. П.А. Соловьева.

**Яковлева Светлана Юрьевна** (Рыбинск, Россия) – аспирант кафедры «Авиационные двигатели» ФГБОУ ВПО РГТУ им. П.А. Соловьева (152934, г. Рыбинск, ул. Пушкина, д. 53, e-mail: yakovleva.syu@yandex.ru).

**Немтырева Ирина Александровна** (Рыбинск, Россия) – кандидат технических наук, ведущий инженер отдела турбин, ОАО НПО «Сатурн» (152903, г. Рыбинск, пр. Ленина, д. 163, e-mail: irina.nemtyreva@yandex.ru).

### About the authors

**Belova Svetlana Evgeniyevna** (Rybinsk, Russian Federation) – Ph. D. in Technical Sciences, Associate Professor, Department of Aviation Engines, P.A. Soloviev Rybinsk State Aviation Technical University (53, Pushkin st., Rybinsk, 152934, Russian Federation, e-mail: belova\_se@mail.ru).

**Bogomolov Evgeniy Nikolaevich** (Rybinsk, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Aviation Engines, P.A. Soloviev Rybinsk State Aviation Technical University.

**Yakovleva Svetlana Yurevna** (Rybinsk, Russian Federation) – Doctoral Student, Department of Aviation Engines, P.A. Soloviev Rybinsk State Aviation Technical University (53, Pushkin st., Rybinsk, 152934, Russian Federation, e-mail: yakovleva.syu@yandex.ru).

**Nemtyreva Irina Aleksandrovna** (Rybinsk, Russian Federation) – Ph. D. in Technical Sciences, chief engineer Department of Turbine, OJSC «Research and Production Association “Saturn”» (53, Lenin av., Rybinsk, 152903, Russian Federation, e-mail: irina.nemtyreva@yandex.ru).

Получено 21.01.2014