

# Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.438

doi: 10.18698/0536-1044-2021-8-58-66

## Экспериментальные исследования силовой турбины с регулируемым сопловым аппаратом

**Н.И. Троицкий, В.Д. Моляков**

МГТУ им. Н.Э. Баумана

## Experimental Study of Power Turbine with Adjustable Nozzle Guide Vanes

**N.I. Troitsky, V.D. Molyakov**

Bauman Moscow State Technical University

Приведены результаты экспериментального исследования влияния закона профилирования по высоте ступени на характеристики турбины с регулируемым сопловым аппаратом. Подтверждены результаты расчетного исследования, учитывающего изгиб меридиональных линий тока. Показано, что в ступени, спроектированной по закону постоянства произведения радиуса турбины на тангенс угла выхода потока из лопаток регулируемого соплового аппарата, при той же степени реактивности на среднем диаметре, что и в турбине, спроектированной по закону постоянства угла выхода потока из лопаток, повышается степень реактивности в корневом сечении лопаток, что приводит к увеличению коэффициента полезного действия турбины в режимах с уменьшенными значениями угла установки лопаток регулируемого соплового аппарата и степени понижения давления.

**Ключевые слова:** силовая турбина, регулируемый сопловой аппарат, закон профилирования, параметры по высоте ступени, степень реактивности, коэффициент полезного действия

The article discusses the results of experimental research of the impact of the law of profiling along the stage height on the characteristics of a turbine with an adjustable nozzle guide vanes. The results of the design study have been confirmed, taking into account meridional streamline bending. It is shown that in the stage profiled according to the law of constancy of the product of the radius of the flow path and the tangent of the blade angle the degree of reactivity in the root sections of the blades increases provided that the degree of reactivity at the middle diameter is the same as in a turbine with a constant blade angle, which leads to an increase in the turbine efficiency in modes with a reduced angle of arrangement of blades of the adjustable nozzle guide vanes and the degree of pressure reduction.

**Keywords:** power turbine, adjustable nozzle guide vanes, law of profiling, parameters along the stage height, degree of reactivity, efficiency

Силовые турбины двухвальных транспортных газотурбинных двигателей (ГТД) с механической трансмиссией, как правило, оснащены регулируемым сопловым аппаратом (РСА) для снижения расхода топлива ГТД на частичных режимах и режиме малого газа, для обеспечения его тормозных характеристик и улучшения приемистости [1–11].

Особенностью работы силовой турбины транспортного ГТД является широкий диапазон режимов по теплоперепаду и частоте вращения ротора при различных значениях угла выхода потока из лопаток РСА  $\alpha_1$  в интервалах их прикрытия (от расчетного положения до  $\Delta\alpha_1 = -4 \dots -6^\circ$ ) на рабочих режимах и раскрытия (от расчетного положения до  $\Delta\alpha_1 = 90 \dots 120^\circ$ ) на режимах потребления мощности (тормозных режимах).

Уменьшение угла установки (прикрытие) лопаток на выходе из РСА силовой турбины связано с обеспечением требуемого закона температурного регулирования ГТД для повышения его топливной экономичности в частичных режимах.

При основных эксплуатационных режимах транспортного ГТД загрузка по мощности составляет 40...60 %, вследствие чего важно сохранять высокий коэффициент полезного действия (КПД) на этих режимах.

**Теоретическое обоснование и экспериментальные исследования.** В работе [4] показано, что одним из путей повышения КПД турбины с РСА при эксплуатационных режимах ГТД является применение закона профилирования лопаток  $R \operatorname{tg} \alpha_1 = \operatorname{const}$  ( $R$  — радиус турбины), обеспечивающего меньший градиент изменения степени реактивности по высоте ступени по сравнению с традиционными законами  $\alpha_1 = \operatorname{const}$  и постоянной циркуляции.

Это может сказаться на более позднем возникновении области отрицательной степени реактивности в корневом сечении проточной части при снижении теплоперепада и/или прикрытии лопаток РСА на частичных режимах работы ГТД. Однако в случае постоянства удельной работы  $L_u = \operatorname{const}$  ( $R$ ) возникает значительная неравномерность углов  $\alpha_2$  и скоростей  $c_2$  потока по высоте лопатки на выходе из ступени, что приводит к росту потерь с выходной скоростью. Как показали расчеты, уменьшение удельной работы  $L_u$  к корню на 10 % и увеличение к периферии на 6 % снижает нерав-

номерность изменения параметров потока  $\alpha_2$ ,  $c_2$  и указанные потери.

Эти положения легли в основу профилирования варианта турбины по закону  $R \operatorname{tg} \alpha_1 = \operatorname{const}$  с переменной удельной работой по высоте ступени ( $L_u = \operatorname{var}$ ). На основании этого закона спроектированы сопловые лопатки РСА с повышенным относительным радиусом входной кромки  $\bar{R}_{\text{вх}} = R_{\text{вх}}/l = 7,2\%$  ( $R_{\text{вх}}$  — радиус входной кромки;  $l$  — хорда профиля) и соответствующие им лопатки рабочего колеса (РК) (табл. 1). Здесь введены следующие обозначения:  $\alpha_{0\text{эф}}$  и  $\alpha_{1\text{эф}}$  — эффективный угол лопаток РСА на входе и выходе соответственно;  $\bar{t}$  — относительный шаг лопаток РК,  $\bar{t} = t/l$  ( $t$  — шаг лопаток в решетке);  $\beta_{1\text{эф}}$  и  $\beta_{2\text{эф}}$  — эффективный угол лопаток РК на входе и выходе соответственно;  $i_{\text{РК}}$  — угол атаки на входе в РК.

Цель работы — экспериментальное подтверждение теоретических положений о повышении КПД турбины на частичных режимах при применении закона профилирования лопаток  $R \operatorname{tg} \alpha_1 = \operatorname{const}$  с переменной работой по высоте лопаток по сравнению с традиционным профилированием по закону  $\alpha_1 = \operatorname{const}$ , а также проверка возможности улучшения тормозных характеристик турбины введением положительного угла атаки на входе в лопатки РСА (около  $6^\circ$ ).

Для оценки возможности улучшения тормозных характеристик сопловая решетка имела повышенные значения относительного шага лопаток (0,838 вместо 0,786) и положительный угол атаки на входе ( $6^\circ$ ). Предполагалось, что введение положительного угла атаки позволит повысить эквивалентный угол раскрытия лопаток на выходе из РСА при тормозных режимах. Под эквивалентным углом подразумевают угол, на котором пропускная способность турбины в тормозном режиме соответствует расчетному значению при той же степени понижения полного давления  $\pi_r$  и частоте вращения.

Пропускная способность турбины, т. е. приведенный расход газа через нее при данной степени понижения полного давления  $\pi_r$ , в первую очередь зависит от размера горла решетки РСА, значение которого для тормозных режимов определяется сечением на входе в решетку.

Введение положительного угла атаки на входе в лопатки РСА (отгиб входной кромки) является одним из путей увеличения эквивалентного угла. Следовательно, при повороте таких лопаток в тормозное положение появляется

Таблица 1

## Геометрические параметры лопаток РСА и РК исследуемых турбин

Параметр	Сечение*	Вариант профилирования	
		$\alpha_1 = \text{const}$	Rtg $\alpha_1 = \text{const}$
<i>Лопатки РСА</i>			
$\alpha_{0\text{эф}}$ , град	–	90	96
$\alpha_{1\text{эф}}$ , град	Корневое	22,6	26,20
	Среднее	22,6	22,65
	Периферийное	22,6	19,95
$\bar{t}$	Среднее	0,786	0,838
$\bar{R}_{\text{вх}}$ , %	Среднее	4,4	7,2
<i>Лопатки РК</i>			
$\beta_{1\text{эф}}$ , град	Корневое	46,7	59,3
	Среднее	67,0	67,8
	Периферийное	95,7	81,0
$i_{\text{РК}}$ , град	Корневое	–5	0,8
	Среднее	–5	–0,6
	Периферийное	–7	–7,0
$\beta_{2\text{эф}}$ , град	Корневое	28,2	28,4
	Среднее	26,7	27,3
	Периферийное	25,0	26,2
$\bar{t}$	Среднее	0,767	0,730
$\bar{R}_{\text{вх}}$ , %	Среднее	4,70	4,48

\* Радиусы корневого, среднего и периферийного сечений составляют 107, 126 и 145 мм соответственно.

Таблица 2

## Значения радиальных зазоров в проточной части турбины

Вариант профилирования лопаток	Радиальный зазор				
	по РСА, мм		по РСА, %		над лопатками РК, мм
	у корня	на периферии	у корня	на периферии	
$\alpha_1 = \text{const}$	0,054	0,194	43,5	59,0	0,57
Rtg $\alpha_1 = \text{const}$	0,474	0,175	40,5	55,0	0,58

возможность соответствующего повышения тормозной мощности двигателя.

Кроме того, лопатки РСА выполнены с увеличенным радиусом входной кромки  $\bar{R}_{\text{вх}}$  (см. табл. 1), что должно обеспечивать более высокую устойчивость профиля при изменении угла атаки.

Вследствие малоразмерности турбины на ее параметры существенно влияют радиальные зазоры в проточной части, измеренные значения которых приведены в табл. 2.

В составе ГТД при регулировании с сохранением постоянной температуры за турбиной компрессора ( $T_T = \text{const}$ ) силовая турбина работает при степени понижения полного дав-

ления  $\pi_T^* = 1,52 \dots 1,22$  со снижением эффективного выходного угла лопаток РСА  $\alpha_{1\text{эф}}$  от 22,6 до 18,0°.

Экспериментальные исследования рабочих и тормозных характеристик проточной части с различными вариантами профилирования проводили в Научно-исследовательском институте двигателей на модельной турбине Э177. Последнюю соединяли через балансирный редуктор с динамо-машиной постоянного тока, функционирующей как генератор или двигатель соответственно в рабочих или тормозных режимах ГТД.

Шестеренчатый механизм привода лопаток РСА обеспечивал возможность их поворота

до  $15^\circ$  в сторону прикрытия и до  $130^\circ$  в сторону раскрытия на тормозных режимах. Поворотные лопатки РСА располагались между сферическими поверхностями, ограничивающими проточную часть турбины. Такая конструкция позволяла сохранить исходные зазоры в сопловых лопатках при различных углах установки профилей. Цилиндрические пяты на периферии и у корня лопаток РСА входили с зазором  $0,016...0,052$  мм в соответствующие расточки корпуса и внутреннего сферического кольца.

Следует отметить, что наличие верхней и нижней пят на лопатках РСА приводит к частичному (по хорде профиля) перекрытию радиальных зазоров и снижению вызываемого ими падения КПД турбины.

Изменение угла установки лопаток на выходе из РСА оценивали по показаниям стрелки, жестко связанной с одной из них, на лимбе с ценой деления  $1^\circ$ . Уточнение расчетного угла установки лопаток на выходе из РСА проводили после снятия расходных характеристик турбины по значению приведенного расхода газа.

Испытания выполняли на подогретом примерно до  $100^\circ\text{C}$  воздухе. Схема препарирования турбины включала в себя:

- на входе — четыре хромель-копелевых термометра сопротивления и три 4-точечных приемника полного давления;
- за РСА — по шесть точек отбора статического давления потока у корня и на периферии проточной части;
- за РК — пять 5-точечных приемников полного давления потока, 5-точечный координатник (для замера полного и статического давлений и углов потока) и по шесть точек отбора статического давления у корня и на периферии.

Полное давление на выходе из турбины определяли по результатам измерения расхода потока, статического давления и угла потока на выходе из ступени турбины  $\alpha_2$ . Последний находили путем осреднения значений  $\alpha_2$ , полученных при траверсировании потока по высоте лопаток или по результатам измерения угла  $\alpha_2$  на среднем диаметре (в режимах, мало отличающихся от оптимальных по частоте вращения ротора турбины).

**Испытания турбины, спрофилированной по закону  $\alpha_1 = \text{const}$** , выполняли при степени понижения полного давления  $\pi_T^* = 1,52$ ; 1,33 и 1,20. Базовые характеристики турбины Э177, спрофилированной по закону  $\alpha_1 = \text{const}$ , при

эффективном выходном угле лопаток РСА  $\alpha_{1\text{эф}} = 21,5^\circ$  и различных значениях степени понижения полного давления  $\pi_T^*$  приведены на рис. 1, где  $n_{\text{пр}}$  — приведенная частота вращения ротора. Видно, что при уменьшении параметра  $\pi_T^*$  происходит существенное снижение ее КПД  $\eta_T^*$ .

Зависимость приведенного расхода газа через турбину  $G_{\text{г.пр}}$  от эффективного выходного угла лопаток РСА  $\alpha_{1\text{эф}}$  при оптимальной приведенной частоте вращения ротора  $n_{\text{пр opt}}$  и различных значениях степени понижения полного давления  $\pi_T^*$  показана на рис. 2. По приведенному расходу газа  $G_{\text{г.пр}} = 46 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{град}^{0,5} / \text{с}^{-1}$  при расчетной степени понижения полного давления  $\pi_T^* = 1,52$  устанавливали исходное положение выходного угла установки лопаток РСА, соответствующее расчетному углу  $\alpha_{1\text{эф}} = 22,6^\circ$ .

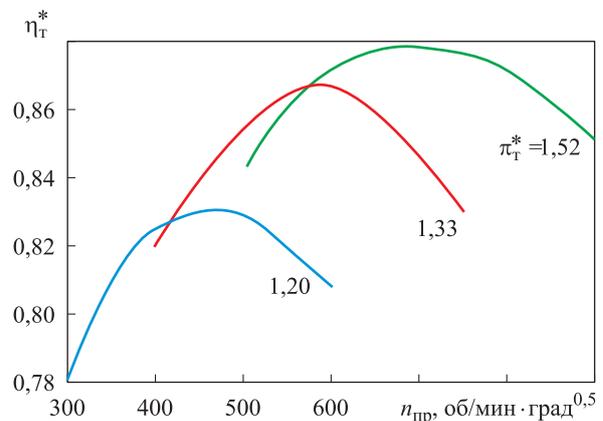


Рис. 1. Базовые характеристики турбины Э177, спрофилированной по закону  $\alpha_1 = \text{const}$  ( $L_u = \text{const}$ ), при эффективном выходном угле лопаток РСА  $\alpha_{1\text{эф}} = 21,5^\circ$  и различных значениях степени понижения полного давления  $\pi_T^*$

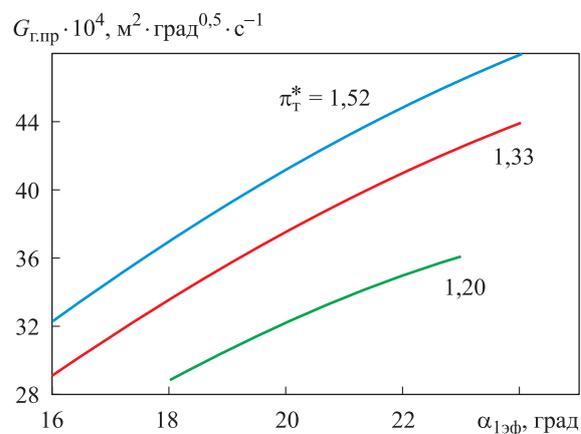


Рис. 2. Зависимость приведенного расхода газа  $G_{\text{г.пр}}$  от эффективного выходного угла лопаток РСА  $\alpha_{1\text{эф}}$  турбины, спрофилированной по закону  $\alpha_1 = \text{const}$ , при частоте вращения ротора  $n_{\text{пр opt}}$  и различных значениях степени понижения полного давления  $\pi_T^*$

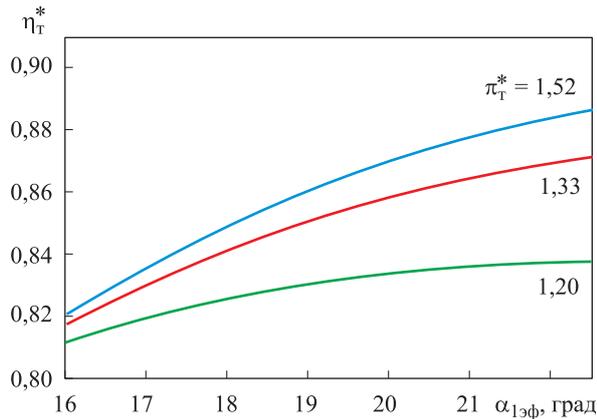


Рис. 3. Зависимость КПД турбины  $\eta_T^*$ , спрофилированной по закону  $\alpha_1 = \text{const}$ , от эффективного выходного угла лопаток РСА  $\alpha_{1\text{эф}}$  при частоте вращения ротора  $n_{\text{пр.орт}}$  и различных значениях степени понижения полного давления  $\pi_T^*$

Испытания турбины проводили и для других углов  $\alpha_1$  в пределах от расчетного значения до  $\alpha_1 = 16^\circ$ . При уменьшении эффективного выходного угла лопаток РСА  $\alpha_{1\text{эф}}$  также наблюдалось снижение КПД, что показано на рис. 3.

Так, при прикрытии РСА от  $\alpha_{1\text{эф}} = 22,6^\circ$  до  $\alpha_{1\text{эф}} = 16^\circ$  и расчетном значении  $\pi_T^*$  КПД турбины снизилось на 6,5 % (с 0,885 до 0,820). Анализ внутренних параметров турбины показал, что степень реактивности на среднем диаметре  $\rho_{\text{ср}}$  при  $\pi_T^* = 1,52$  уменьшалась от 0,31 до 0,11 (рис. 4, а).

Примерно такое же изменение имеет степень реактивности турбины в корневом сечении (рис. 4, б). Видно, что при угле  $\alpha_{1\text{эф}} < 19,5^\circ$  для всех значений  $\pi_T^*$  степень реактивности в корневом сечении становится отрицательной, причем со снижением угла  $\alpha_{1\text{эф}}$  до  $16^\circ$  и пара-

метра  $\pi_T^*$  до 1,2 степень реактивности турбины в корневом сечении  $\rho_k = -0,1$ . Это свидетельствует о возможном возникновении обратных токов и отрывных течений в корневом сечении РК турбины, что является одной из причин резкого снижения ее КПД.

**Испытания турбины, спрофилированной по закону  $Rtg \alpha_1 = \text{const}$** , проводили на том же стенде при пяти значениях угла выхода потока из решетки лопаток РСА в режимах, сопоставимых по степени понижения полного давления  $\pi_T^*$  и приведенной частоте вращения ротора  $n_{\text{пр}}$ .

Результаты испытаний турбины, спрофилированной по закону  $Rtg \alpha_1 = \text{const}$  ( $L_u = \text{var}$ ), при эффективном выходном угле лопаток РСА  $\alpha_{1\text{эф}} = 19,5^\circ$  и частоте вращения ротора  $n_{\text{пр.орт}}$  показаны на рис. 5, где видно, что темп падения КПД турбины при уменьшении  $\pi_T^*$  оказался более низким, чем в турбине, спрофилированной по закону  $\alpha_1 = \text{const}$ .

В работе [4] отмечалось, что профилирование  $Rtg \alpha_1 = \text{const}$  вызывает рост неравномерности углов выхода потока из РК, вследствие чего целесообразно принимать переменную работу по радиусу с уменьшением ее к корневому сечению на 9...10 % и с соответствующей компенсацией в периферийном сечении.

Как уже указывалось, такую концепцию реализовали при профилировании исследуемой турбины. На рис. 6 по результатам траверсирования потока по высоте лопаток за РК турбин, спрофилированных по законам  $Rtg \alpha_1 = \text{const}$  и  $\alpha_1 = \text{const}$ , при  $\alpha_{1\text{эф}} = 19,5^\circ$  и приведенной частоте вращения ротора  $n_{\text{пр}} = 600$  об/мин-град<sup>0,5</sup>

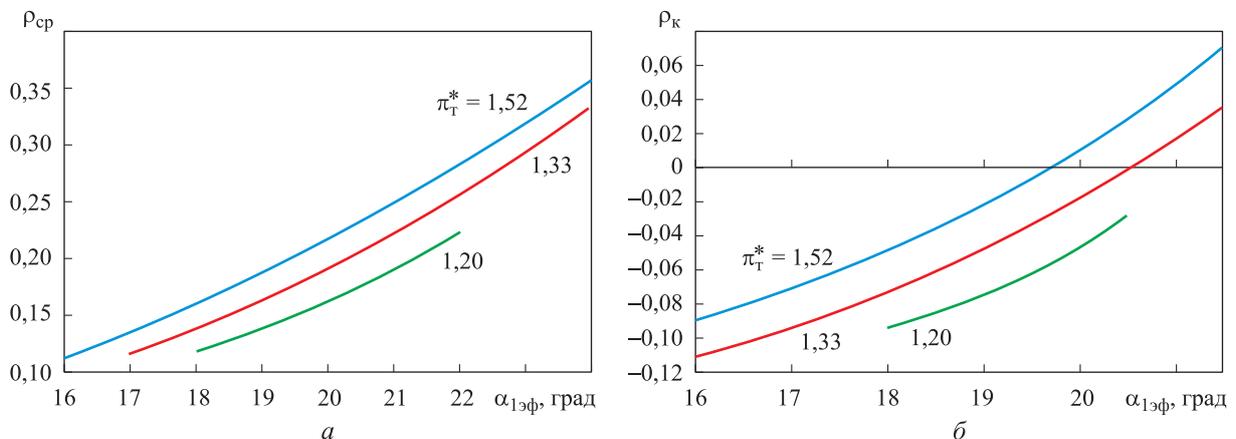


Рис. 4. Зависимости степени реактивности на среднем диаметре  $\rho_{\text{ср}}$  (а) и в корневом сечении  $\rho_k$  (б) турбины, спрофилированной по закону  $\alpha_1 = \text{const}$ , от эффективного выходного угла лопаток РСА  $\alpha_{1\text{эф}}$  при частоте вращения ротора  $n_{\text{пр.орт}}$  и различных значениях степени понижения полного давления  $\pi_T^*$

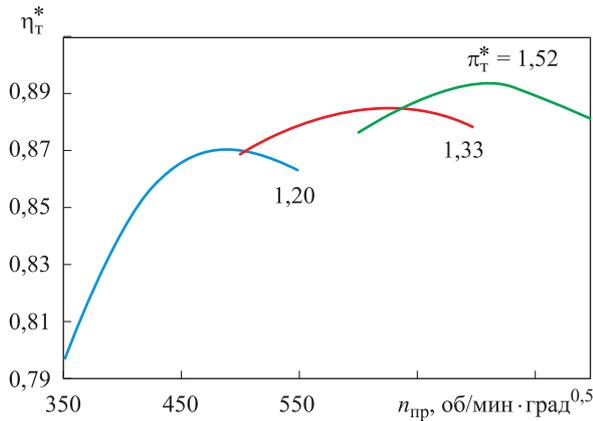


Рис. 5. Характеристики ступени турбины, спрофилированной по закону  $Rtg \alpha_1 = const$  ( $L_u = var$ ), при частоте вращения ротора  $n_{пр\ opt}$ , эффективном выходном угле лопаток РСА  $\alpha_{1эф} = 19,5^\circ$  и различных значениях степени понижения полного давления  $\pi_T^*$

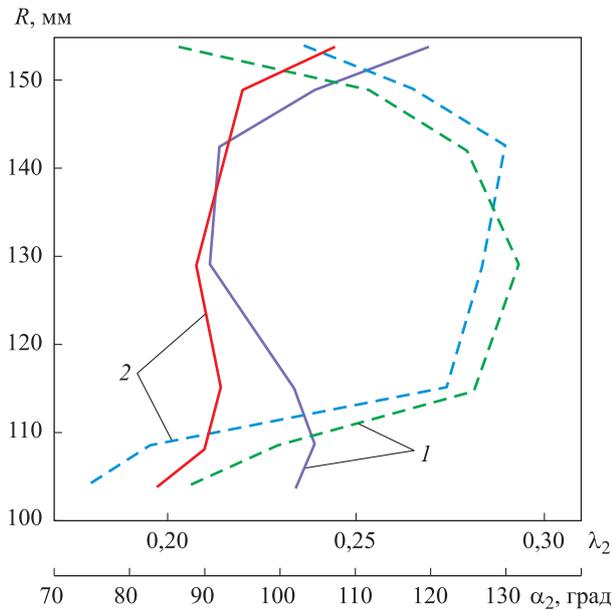


Рис. 6. Распределение угла выхода потока  $\alpha_2$  (сплошная линия) и приведенной по высоте лопатки скорости  $\lambda_2$  (штриховая линия) по радиусу  $R$  при угле  $\alpha_{1эф} = 19,5^\circ$ , степени понижения полного давления  $\pi_T^* = 1,52$  и приведенной частоте вращения ротора  $n_{пр} = 640$  об/мин·град<sup>0,5</sup> для турбин, спрофилированных по разным законам: 1 —  $\alpha_1 = const$ ; 2 —  $Rtg \alpha_1 = const$

показано, что введение переменной удельной работы ( $L_u = var$ ) дало выравнивание распределения углов выхода потока  $\alpha_2$  и приведенной по высоте лопатки скорости  $\lambda_2$  у турбины с профилированием по закону  $Rtg \alpha_1 = const$ .

Как видно, изменения параметров по высоте ступени обеих турбин различаются незначительно, что свидетельствует о практически

одинаковых потерях с выходной скоростью. В то же время в турбине, спрофилированной по закону  $Rtg \alpha_1 = const$ , изменение угла  $\alpha_2$  по радиусу  $R$  более равномерно.

При испытаниях также определяли степень реактивности ступени на среднем диаметре  $\rho_{ср}$  (по результатам осреднения статических давлений у корня и на периферии) и в корневом сечении  $\rho_k$ . Обобщенные характеристики этих измерений в виде зависимостей  $\rho_{ср}$  и  $\rho_k$  от угла  $\alpha_{1эф}$  при различных значениях степени понижения полного давления  $\pi_T^*$  и частоте вращения ротора  $n_{пр\ opt}$  турбины, спрофилированной по закону  $Rtg \alpha_1 = const$ , показаны на рис. 7.

Сравнение с аналогичными результатами испытаний ступени турбины, спрофилированной по закону  $\alpha_1 = const$  (см. рис. 4, а и б), показало, что градиент степени реактивности по радиусу турбины с профилированием по закону  $Rtg \alpha_1 = const$ , ниже, чем у турбины с профилированием по закону  $\alpha_1 = const$ , что подтверждает результаты расчетных исследований [3].

Так, при  $\alpha_{1эф} = 21,5^\circ$  и  $\pi_T^* = 1,52$  снижение степени реактивности от среднего до корневого сечения у турбин с профилированием по закону  $Rtg \alpha_1 = const$  и  $\alpha_1 = const$  составляло 0,29...0,13 и 0,27...0,01 соответственно. Возникновение отрицательной степени реактивности в корневом сечении при  $\pi_T^* = 1,52$  в турбине, спрофилированной по закону  $Rtg \alpha_1 = const$ , наступало при повороте лопаток РСА на угол меньше  $\alpha_{1эф} = 17,5^\circ$ , а у турбины с профилированием по закону  $\alpha_1 = const$  — при  $\alpha_{1эф} = 19,5^\circ$ .

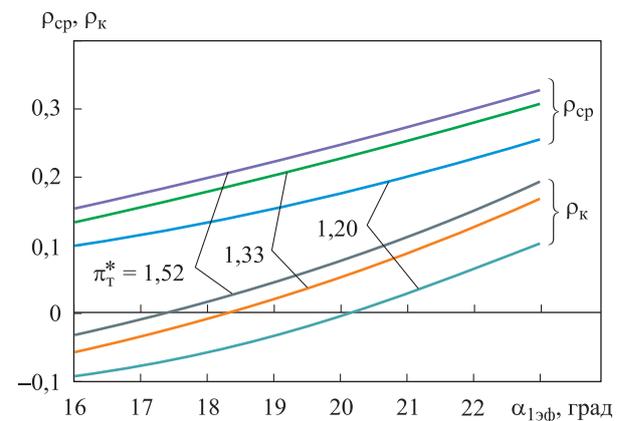


Рис. 7. Зависимость степени реактивности на среднем диаметре  $\rho_{ср}$  и в корневом сечении  $\rho_k$  турбины, спрофилированной по закону  $Rtg \alpha_1 = const$ , от эффективного выходного угла лопаток РСА  $\alpha_{1эф}$  при частоте вращения ротора  $n_{пр\ opt}$  и различных значениях степени понижения полного давления

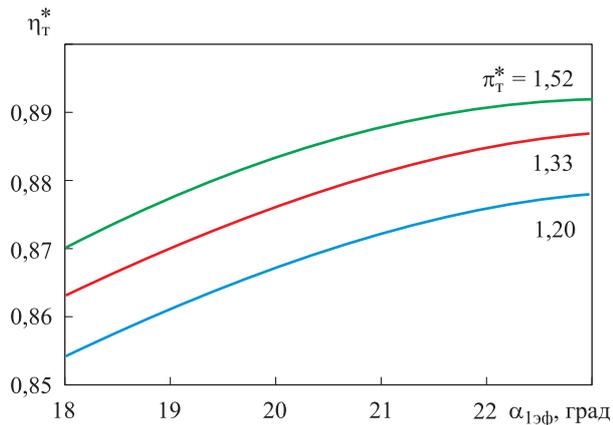


Рис. 8. Зависимость КПД  $\eta_T^*$  турбины, спрофилированной по закону  $Rtg \alpha_1 = const$ , от эффективного выходного угла лопаток РСА  $\alpha_{1эф}$  при частоте вращения ротора  $n_{пр орт}$  и различных значениях степени понижения полного давления  $\pi_T^*$

Таблица 3

Значения КПД турбин с различным профилированием при частоте вращения ротора  $n_{пр орт}$

Режим	$\eta_T^*$ для закона профилирования	
	$Rtg \alpha_1 = const$	$\alpha_1 = const$
$\alpha_{1эф} = 22,6^\circ$ , $\pi_T^* = 1,52$ (расчетный)	0,891	0,886
$\alpha_{1эф} = 19^\circ$ , $\pi_T^* = 1,52$	0,877	0,850
$\alpha_{1эф} = 19^\circ$ , $\pi_T^* = 1,30$ ( $N_e = 0,4N_{eр}$ )	0,868	0,846

Зависимость КПД турбины, спрофилированной по закону  $Rtg \alpha_1 = const$ , от эффективного выходного угла лопаток РСА  $\alpha_{1эф}$  при частоте вращения ротора  $n_{пр орт}$  и различных значениях степени понижения полного давления  $\pi_T^*$  показана на рис. 8.

Видно, что эта зависимость имеет более пологий характер изменения КПД по сравнению с таковым для турбины с профилированием по закону  $\alpha_1 = const$  (см. рис. 3). Некоторые

значения КПД турбин приведены в табл. 3, где  $N_e$  и  $N_{eр}$  — мощность ГТД и ее расчетное значение.

Сравнение КПД турбин с различным профилированием проведено для режимов, соответствующих максимальной и 40%-ной мощности ГТД. В режиме  $N_e = 0,4N_{eр}$  исследуемая силовая турбина должна работать при  $\alpha_{1эф} = 19^\circ$  и  $\pi_T^* = 1,30$ . Из табл. 3 следует, что в этом режиме КПД турбины с профилированием по закону  $Rtg \alpha_1 = const$  на 1,7 % выше, чем у турбины с профилированием по закону  $\alpha_1 = const$  (при одинаковых значениях КПД в расчетном режиме). В режиме  $N_e = 0,3N_{eр}$  ( $\alpha_{1эф} = 18,6^\circ$ ,  $\pi_T^* = 1,25$ ) эта разница составит 2,4 %.

Таким образом, у силовой турбины с РСА, спрофилированной по закону  $Rtg \alpha_1 = const$ , можно ожидать повышения КПД в эксплуатационных режимах до 1,5...2,0 % по сравнению с КПД турбины, спрофилированной по традиционному закону  $\alpha_1 = const$ .

## Выводы

1. Для силовых турбин с РСА, работающих в составе транспортных ГТД, целесообразно использовать профилирование сопловых лопаток по закону  $Rtg \alpha_1 = const$  с переменной удельной работой по высоте (уменьшение к корню и увеличение к периферии на 5...10 %) с введением повышенного радиуса входных кромок лопаток.

2. Экспериментально подтверждено, что в основных эксплуатационных режимах с уменьшенными значениями эффективного выходного угла лопаток РСА и степени понижения полного давления характеристики такой турбины будут лучше, чем у турбины, спрофилированной по закону  $\alpha_1 = const$  (при сопоставимых условиях). Для режимов ГТД, соответствующих 30...40%-ной мощности, можно ожидать повышения КПД до 1,5...2,0 %.

## Литература

- [1] Вараксин А.Ю., ред. *Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. 640 с.
- [2] Конюков В.Л. Влияние угла поворота лопаток регулируемого соплового аппарата турбонаддувочного агрегата дизеля на параметры газа перед турбиной. *Вестник Керченского Государственного морского технологического университета*, 2019, № 2, с. 54–64. URL: <https://www.ejkgmtu.ru/?p=22262>
- [3] Попов Н.С., Изотов С.П., ред. *Транспортные машины с газотурбинными двигателями*. Ленинград, Машиностроение, 1987.

- [4] Троицкий Н.И., Моляков В.Д., Асейкина М.В. Особенности проектирования ступени силовой турбины транспортного ГТД с регулируемым сопловым аппаратом. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2016, № 3, с. 30–38, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2016-3-30-38>
- [5] Ревзин Б.С., Комаров О.В., Рожков А.В. Обеспечение переменных режимов двигателей с регулируемой силовой турбиной и заблокированных ГТД. *Газотурбинные технологии*, 2005, № 2, с. 32–34.
- [6] Емельянов Н.Э., Карышев А.К. Особенности применения регулируемого соплового аппарата в силовой турбине ГТУ. *Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук*, 2017, № 3-3, с. 48–51.
- [7] Емельянов Н.Э., Карышев А.К. Расчетно-теоретическое исследование эффективности применения регулируемого соплового аппарата в силовой турбине газоперекачивающего агрегата. *Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук*, 2017, № 3-3, с. 51–55.
- [8] Крюков А.А. Трехмерный газодинамический расчет соплового аппарата малорасходной центростремительной турбины. *Вестник Астраханского государственного технического университета. Сер. Морская техника и технология*, 2019, № 4, с. 89–95.
- [9] Елисеев Ю., Беляев В. Новое приложение сил. *Двигатель*, 2000, № 4, с. 16–18.
- [10] Елисеев Ю., Беляев В., Синкевич М. Концепция создания ГТД-6РС. *Двигатель*, 2001, № 3, с. 38–41.
- [11] Бродов Ю.М., Комаров О.В., Блинов В.Л. и др. Метод оценки технического состояния газотурбинных установок с изменяемой геометрией проточной части. *Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики*, 2016, № 3-4, с. 68–76.

## References

- [1] Varaksin A.Yu., ed. *Teoriya i proektirovanie gazoturbinnnykh i kombinirovannykh ustanovok* [Theory and design of gas turbine and combined plants]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2017. 640 p.
- [2] Konyukov V.L. Effect of blades rotation angle in regulated nozzle of charging-turbine set on parameters of gas in front of a turbine. *Vestnik Kerchenskogo Gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta* [Bulletin of the Kerch State Marine Technological University], 2019, no. 2, pp. 54–64. URL: <https://www.ejkgmtu.ru/?p=22262> (in Russ.).
- [3] Popov N.S., Izotov S.P., eds. *Transportnye mashiny s gazoturbinnymi dvigatelyami* [Transport machines with gas-turbine engines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1987 (in Russ.).
- [4] Troitskiy N.I., Molyakov V.D., Aseykina M.V. Design features of the power turbine stage of the transport gas turbine engine with variable-area nozzles. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building], 2016, no. 3, pp. 30–38, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2016-3-30-38> (in Russ.).
- [5] Revzin B.S., Komarov O.V., Rozhkov A.V. Providing variable operating regimes for engine with regulated power turbine and blocked gas turbine engines. *Gazoturbinnye tekhnologii*, 2005, no. 2, pp. 32–34 (in Russ.).
- [6] Emel'yanov N.E., Karyshev A.K. Special aspects of using regulated nozzle set in power turbine of gas-turbine plant. *Aktual'nye problemy gumanitarnykh i estestvennykh nauk*, 2017, no. 3-3, pp. 48–51 (in Russ.).
- [7] Emel'yanov N.E., Karyshev A.K. Computational theoretical study on efficiency of using regulated nozzle set in power turbine of gas pumping unit. *Aktual'nye problemy gumanitarnykh i estestvennykh nauk*, 2017, no. 3-3, pp. 51–55 (in Russ.).
- [8] Kryukov A.A. 3D gas-dynamic calculation of nozzle set for low-emission inflow turbine. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Ser. Morskaya tekhnika i tekhnologiya* [Vestnik of Astrakhan State Technical University. Ser. Marine Engineering and Technologies], 2019, no. 4, pp. 89–95 (in Russ.).
- [9] Eliseev Yu., Belyaev V. New application of forces. *Dvigatel'*, 2000, no. 4, pp. 16–18 (in Russ.).
- [10] Eliseev Yu., Belyaev V., Sinkevich M. Development conception for 6RS gas turbine engine. *Dvigatel'*, 2001, no. 3, pp. 38–41 (in Russ.).

- [11] Brodov Yu.M., Komarov O.V., Blinov V.L., et al. Technical performance estimation method for gas turbines with variable flow path geometry. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Problemy energetiki* [Power Engineering: Research, Equipment, Technology], 2016, no. 3-4, pp. 68–76 (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 14.01.2021

## Информация об авторах

**ТРОИЦКИЙ Николай Иванович** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Газотурбинные двигатели и комбинированные установки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: niktro17@rambler.ru).

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

## Information about the authors

**TROITSKY Nikolay Ivanovich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Gas Turbine Power Plants and Combined Power Installations. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: niktro17@rambler.ru).

**MOLYAKOV Valeriy Dmitrievich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Gas Turbine Power Plants and Combined Power Installations. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: moljkov@bmstu.ru).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Троицкий Н.И., Моляков В.Д. Экспериментальные исследования силовой турбины с регулируемым сопловым аппаратом. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2021, № 8, с. 58–66, doi: 10.18698/0536-1044-2021-8-58-66

### Please cite this article in English as:

Troitsky N.I., Molyakov V.D. Experimental Study of Power Turbine with Adjustable Nozzle Guide Vanes. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2021, no. 8, pp. 58–66, doi: 10.18698/0536-1044-2021-8-58-66



## Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям учебное пособие «Материалы для поршневых двигателей. Модули 1 и 2»

Авторы: М.Ю. Семенов, М.В. Унчикова

Приведена методика оптимального выбора материалов для деталей двигателей внутреннего сгорания на основе анализа условий эксплуатации. Большое внимание уделено особенностям состава, структуры и свойств современных металлических и альтернативных материалов для изделий энергетических машин. Рассмотрены методы упрочняющей обработки, проведено сравнение отечественных материалов и покрытий с зарубежными аналогами.

Для студентов, обучающихся по магистерским программам «Двигатели наземного транспорта», «Двигатели специального назначения».

### По вопросам приобретения обращайтесь:

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