

Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.438

doi: 10.18698/0536-1044-2021-7-40-53

Исследование физических процессов в проточных частях газовых турбин с различными хордами лопаток

В.Д. Моляков, Б.А. Куникеев, Н.И. Троицкий

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Analysis of Physical Processes in the Flow Parts of Gas Turbines with Different Blade Chords

V.D. Molyakov, B.A. Kunikeev, N.I. Troitsky

Bauman Moscow State Technical University

Проведены теоретическое и экспериментальное исследования течения потока в решетках рабочего колеса ступени турбины с изменением удлинения его лопаток при постоянных ограничивающих диаметрах проточной части (неизменных длинах лопаток). Исследованы четыре одноступенчатые турбины с различными хордами рабочих лопаток и их относительными удлинениями. Для объяснения характера интегральных характеристик ступени турбины при изменении относительного удлинения рабочих лопаток проведены детальные исследования структуры пространственного потока в межвенцовом зазоре и за рабочим колесом. Показана особенность работы четырех рабочих колес в ступени турбины при изменении геометрии каналов по высоте проточной части — от активных у корня до высокореактивных на периферии. Выявлено характерное перераспределение местных значений коэффициентов полезного действия (КПД) и потерь по высоте решеток, связанное с изменением удлинения рабочих лопаток и вращением решеток. Установлено, что с уменьшением удлинения рабочих лопаток зона с минимальным КПД перемещается от корневых сечений проточной части к периферийным с ее одновременной перестройкой и увеличением минимального КПД. При этом интегральные значения КПД рабочих колес с различными относительными удлинениями лопаток остаются одинаковыми и достаточно высокими.

Ключевые слова: газовая турбина, хорды лопаток, относительное удлинение лопаток, изменение геометрии каналов, перестройка параметров потока

Theoretical and experimental studies of the current flowing in the lattices of the turbine stage impeller with a change in the elongation of its blades at constant constraining diameters of the flow part (constant blade lengths) are carried out. Four single-stage turbines with different chords of rotor blades and their relative elongations have been investigated. To explain the nature of the integral characteristics of the turbine stage with a change in the relative elongation of the rotor blades, detailed studies of the spatial flow structure in the gap

between wheels and behind the impeller were carried out. The peculiarity of the operation of four impellers in the turbine stage is shown when the geometry of the channels changes along the height of the flow path - from active at the root to highly reactive at the periphery. A characteristic redistribution of the local values of the efficiency and losses along the height of the lattices associated with a change in the elongation of the rotor blades and the rotation of the lattices has been revealed. It was found that with a decrease in the elongation of the rotor blades, the zone with the minimum efficiency moves from the root sections to the peripheral ones with its simultaneous restructuring and an increase in the minimum efficiency in this zone. In this case, the integral values of the efficiency of impellers with different relative elongations of the blades remain the same and sufficiently high.

Keywords: gas turbine, blade chords, relative elongation of the blades, changing geometry of channels, flow parameter restructuring

При разработке перспективных газотурбинных двигателей (ГТД) возникают задачи, необходимость и сложность решения которых отражены в исследованиях, приведенных в работах [1–17]. Увеличение мощности ступени газовой турбины, связанное с возрастанием температуры, давления (плотности) и окружной скорости потока повышает изгибающие напряжения, приводя к необходимости удлинения хорд при фиксированной длине лопаток [1–3, 13, 14].

В результате нарушается одно из основных требований — геометрическое подобие профилей и лопаточных каналов проточной части, и использование общепринятого числа Рейнольдса по хорде лопаток вызывает сомнение [1], вследствие чего необходимо провести дополнительные исследования.

Цель работы — теоретическое и экспериментальное исследования ступеней газовых турбин с лопатками рабочего колеса (РК) различного удлинения и выработка на основе полученных результатов рекомендаций для проектирования турбин в перспективных авиационных, транспортных и стационарных высокотемпературных ГТД большой мощности с высоким давлением и температурой газа в проточной части.

Задача исследования: выявить влияние удлинения хорд лопаток РК на физические процессы и параметры потока газа в проточных частях высокотемпературных мощных турбин при высоком уровне давлений в проточной части. Эти исследования проведены на том же стенде с проточными частями четырех турбин, что и в работах [1–3].

Расчетно-экспериментальные исследования. Экспериментальные исследования особенностей течения потока в решетках РК с изменением удлинения лопаток РК при постоянных

ограничивающих диаметрах проточной части (неизменных длинах лопаток) проведены для четырех одноступенчатых турбин при неизменном сопловом аппарате (СА) с относительным удлинением лопаток СА $\bar{h}_{СА} = 1,5$.

Исследуемые одноступенчатые турбины имели следующие параметры: степень реактивности на среднем диаметре $\rho_{ср} = 0,3$; давление в потоке $p_0^* = 150$ кПа; температура потока при входе $T_0^* = 363$ К; расход потока — 5 кг/с; средний диаметр турбины $D_{ср} = 310$ мм; длина лопаток РК $l = 60$ мм; хорды лопаток РК четырех турбин на среднем диаметре $b_{ср} = 30, 60, 90$ и 120 мм и соответствующие им относительные удлинения лопаток РК $\bar{h}_{РК} = l/b_{ср} = 2,0, 1,0, 0,8$ и 0,5.

Радиальный зазор $\delta_{р,з} = 0,5$ мм. Относительный радиальный зазор $\delta_{р,з}/l = 0,0083$ сохранялся одинаковым во всех четырех турбинах. Расчетная частота вращения ротора составляла 9000 мин^{-1} , окружная скорость потока на среднем диаметре — 146 м/с (при параметре $u/c_0 = 0,55 \dots 0,59$, где u — окружная скорость потока; c_0 — условная адиабатная скорость). В исследованиях изменяли только удлинение лопаток РК, хорду находили по среднему диаметру.

Используя результаты расчета исходной ступени первой турбины с хордой $b_{ср} = 30$ мм и относительным удлинением $\bar{h}_{РК} = 2,0$, по высоте проточной части подбирали высокоэффективные профили лопаток РК согласно рекомендациям ЦИАМ им. П.И. Баранова.

Консольное размещение РК и конструкция стенда турбины позволяли менять РК при изменении удлинения лопаток РК без полной разборки турбины путем замены только РК. Подвижная конструкция СА позволяла исследовать влияние межвенцового зазора и выбирать оптимальные осевые зазоры. В целях исключения веерных потерь лопатки РК проекти-

ровали с отношением t/b (где t — шаг лопаток в решетке), практически оптимальным по радиусу [1].

Профили лопаток РК второй, третьей и четвертой турбин с соответствующим относительным удлинением $\bar{h}_{РК} = 1,0, 0,8$ и $0,5$ получены геометрически подобным перестроением профилей (но не каналов проточных частей) исходной ступени первой турбины с сохранением всех относительных характеристик плоских профилей. При большом увеличении хорды (например, с 30 до 120 мм) плоские профили перестроены для размещения на цилиндрических поверхностях. С учетом относительно небольшой степени понижения давления ($\pi_r = 1,5$) проточная часть РК выполнена по цилиндрическим обводам.

Следует отметить, что в случае изменения удлинения лопаток РК при постоянной длине не сохраняется геометрическое подобие межлопаточных каналов, поэтому все исследования с применением чисел Рейнольдса следует считать условными [1].

О характере перестройки параметров потока можно судить по исследованиям пространственного потока за СА и РК. Так как в четырех турбинах поток за СА один и тот же, для выделения характеристик и параметров РК необходимо исследовать СА. Проведены дополнительные исследования с переменным значением осевого зазора для выявления его влияния на эффективность ступеней турбин с лопатками малого удлинения.

В работе [1] при сравнении интегральных экспериментальных данных с изменением параметра $u/c_0 = 0,20 \dots 0,65$ показано, что все четыре турбины имеют практически одинаковые значения коэффициентов полезного действия (КПД): мощностного (внутреннего) η_r , лопаточного (адиабатного) η_l и по параметрам заторможенного потока η_t^* .

Причем в нерасчетных режимах заметно слабое повышение КПД η_r с уменьшением удлинения лопаток до 0,5, что объясняется лучшей работой решеток малого удлинения вследствие увеличения абсолютного радиуса входных кромок профилей и меньшего радиуса кривизны профиля при существенном возрастании хорды.

Для обоснования рекомендаций по проектированию ступеней турбин с лопатками малого относительного удлинения проведены испытания при $\bar{h}_{РК} = 1,0$ и $0,5$ с переменным осевым

межвенцовым зазором. Результаты испытаний показали слабую зависимость мощностного КПД η_r от межвенцового зазора. При осевом зазоре $\Delta = 4, 12, 22$ мм (что соответствует относительному осевому зазору $\bar{\Delta} = 0,215; 0,650; 1,180$) и расстоянии (по вектору скорости потока на входе в РК c_1) $\delta = 12,5; 39,0; 71,0$ мм КПД турбин практически не меняется.

С уменьшением параметра u/c_0 снижается разница в значениях КПД турбины при различном осевом зазоре вплоть до $u/c_0 = 0,30 \dots 0,35$, где не наблюдалось различия КПД. При низких значениях параметра u/c_0 положительные углы атаки настолько возрастают, что основную долю потерь в ступени составляют потери, связанные с отрывом пограничного слоя на спинке профиля, и потери в осевом зазоре в испытанном диапазоне становятся пренебрежимо малыми. Для относительного удлинения лопаток $\bar{h}_{РК} = 1,0$ это различие исчезает при $u/c_0 = 0,35$, для $\bar{h}_{РК} = 0,5$ — при $u/c_0 = 0,30$.

Результаты экспериментального исследования четырех турбин в широком диапазоне параметра u/c_0 показали, что максимальное значение КПД η_r достигается при $u/c_0 = 0,55 \dots 0,59$. Мощностной КПД для ступени первой турбины составил 0,834, для ступени с относительным удлинением лопаток РК $\bar{h}_{РК} = 1,0$ — 0,838, для ступени с $\bar{h}_{РК} = 0,8$ — 0,832, для ступени с $\bar{h}_{РК} = 0,5$ — 0,836. Разница между значениями КПД не превышает 0,5 %.

Оптимальное значение u/c_0 , при котором КПД η_r имеет максимальное значение, несколько меняется с изменением удлинения. Так, для РК с удлинением 2,0; 1,0; 0,8 и 0,5 оптимальные значения параметра u/c_0 соответственно равны 0,555; 0,560; 0,580 и 0,590.

Потери КПД с выходной скоростью в оптимальном режиме по параметру u/c_0 составляют около 7 %, среднее значение скорости потока на выходе из РК c_2 — примерно 75 м/с. Выходная скорость потока из ступени определена путем осреднения его параметров, измеренных в одиннадцати точках по высоте проточной части. Следовательно, у ступеней турбин с удлинением лопаток $\bar{h}_{РК} = 2,0; 1,0; 0,8$ и $0,5$ лопаточный КПД η_l равен соответственно 0,904; 0,908; 0,902 и 0,906, а КПД по параметрам торможения η_t^* — 0,898; 0,902; 0,897 и 0,901.

Все варианты турбин выполнены с одинаковым радиальным зазором, равным 0,5 мм, т. е. относительный радиальный зазор равен

0,0083 высоты лопатки (0,83 %). Согласно данным многих литературных источников, для таких типов ступеней турбин потери энергии в радиальном зазоре составляют 1,7...2,0 %. Результаты, полученные при испытаниях ступени с радиальным зазором 0,5 мм и относительным удлинением $\bar{h}_{РК} = 2,0$ и 1,0 мм, подтвердили эти рекомендации. Для ступеней с лопатками малого удлинения ($\bar{h}_{РК} = 1,0; 0,8$ и 0,5) рекомендации по потерям в радиальном зазоре приняты те же.

Однако анализ результатов traversирования потока за РК указывает на необходимость дальнейших исследований изменения потерь в радиальном зазоре при разных значениях хорды.

В оптимальном режиме для относительного удлинения $\bar{h}_{РК} = 2,0; 1,0; 0,8$ и 0,5 лопаточный КПД без учета потерь в радиальном зазоре $\eta'_л = 0,924; 0,928; 0,922$ и 0,926 соответственно, что является довольно высоким значением КПД для ступеней турбин такого типа.

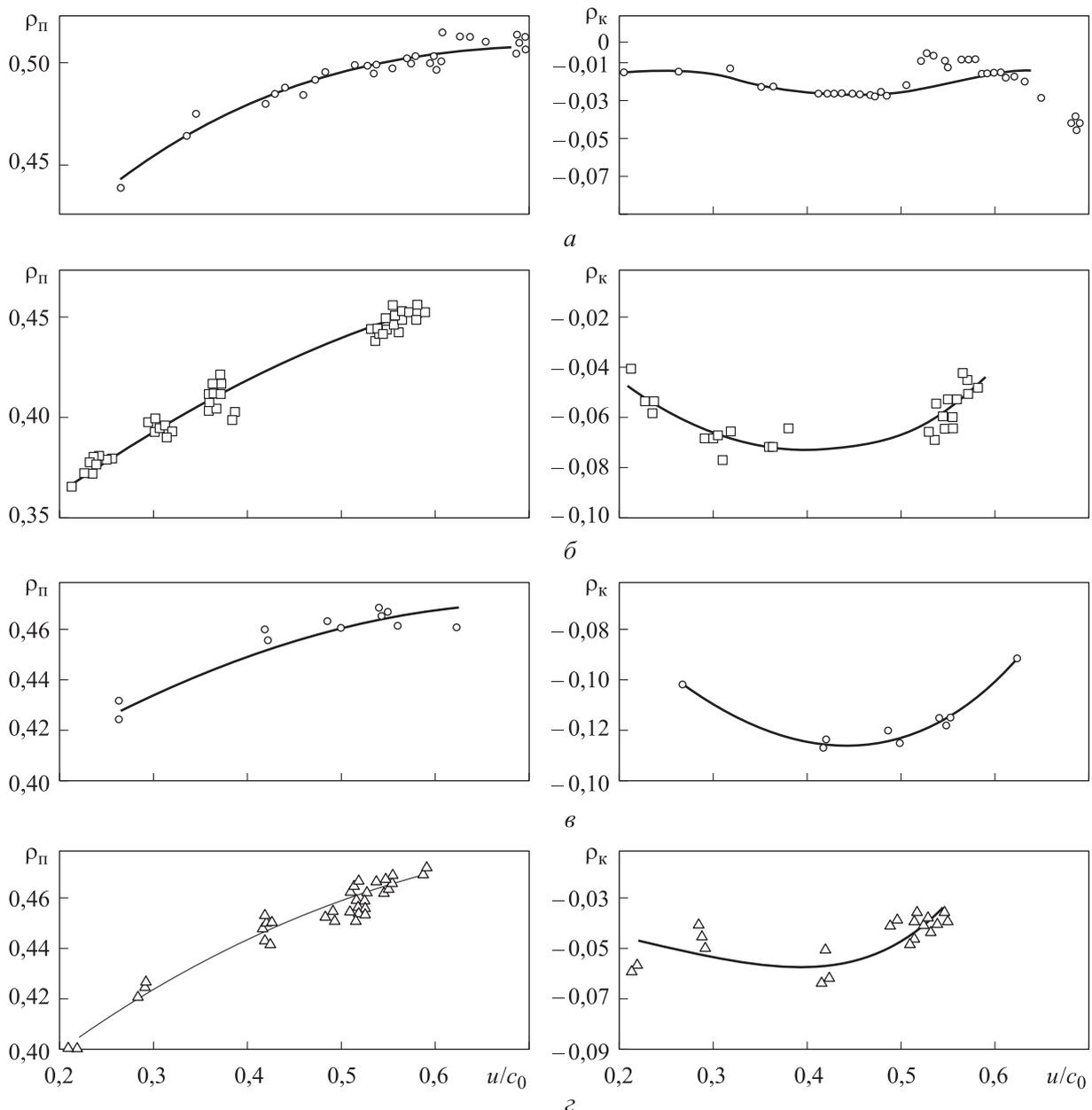


Рис. 1. Экспериментальные (точки) и аппроксимирующие (кривые) зависимости степеней реактивности у корня ρ_k (слева) и на периферии ρ_l (справа) лопаток РК от параметра u/c_0 при различных значениях относительного удлинения лопаток РК:
 а — $\bar{h}_{РК} = 2,0$; б — $\bar{h}_{РК} = 1,0$; в — $\bar{h}_{РК} = 0,8$; з — $\bar{h}_{РК} = 0,5$

Зависимости степеней реактивности у корня и на периферии лопаток РК от параметра u/c_0 при различных значениях относительного удлинения лопаток РК ($\bar{l}_{РК} = 2,0; 1,0; 0,8; 0,5$) приведены на рис. 1.

Как видно из рис. 1, большее изменение степени реактивности при увеличении параметра u/c_0 происходит в сечениях проточной части, близких к периферии РК, у корня же степень реактивности ρ_k меняется мало. При изменении удлинения лопаток РК наблюдается некоторое изменение как в абсолютных значениях реактивностей ρ_n и ρ_k , так и в характере их изменения по u/c_0 , что указывает на перестройку потока в проточной части турбины.

В рассмотренной серии ступеней турбины варьировали только облопачивание РК, а СА оставался неизменным, что позволило детально исследовать характеристики РК в подобных условиях по параметрам потока при входе в РК. Эффективность турбины с изменением относительного удлинения лопаток РК будет зависеть в основном от эффективности РК при условии, что обратное влияние РК на СА не будет являться определяющим фактором в изменении параметров турбины.

Неизменность СА при РК с разными относительными удлинениями позволяет проводить эксперимент с одинаковой неравномерностью и нестационарностью потока при входе в РК. К тому же в одном и том же СА пограничный слой и вторичные течения потока одинаково формируют пограничные слои при входе в РК на стенках корпуса. Одинаковые кромочные следы за СА должны создавать одинаковую неравномерность потока перед РК.

Все изложенное относится как к абсолютным параметрам, так и к относительным к высоте лопаток, хорде СА, диаметру $D_{ср}$ и скорости потока c_1 . Как уже указывалось, параметры, отнесенные к хорде РК или числу лопаток РК, будут меняться с изменением удлинения лопаток РК (т. е. хорды и числа лопаток). Но это уже специфические особенности работы РК, которые будут определять его характеристики.

При рассмотрении характеристик РК и структуры пространственного потока за РК необходимо детально исследовать СА, что позволит более обоснованно выделить из общих потерь долю, приходящуюся на РК. Для этого необходимо не только провести исследование суммарных потерь в СА, но и получить их распределение по радиусу, а также распределение

по радиусу параметров пространственного потока: скорости потока c_1 , ее окружной c_{1u} и радиальной c_{1r} составляющих, а также угла выхода потока α_1 , его окружной α_{1u} и радиальной α_{1r} составляющих.

Исследование СА проведено при оптимальном значении параметра $u/c_0 = 0,55$, а также при $u/c_0 = 0,30$. Перед СА получено стабильное поле давлений и скоростей с прямым участком по большей части высоты канала, чему способствовала конструкция стенда [1], где входное устройство СА поместили в ресивер.

Замеренные параметры позволяют рассчитать распределение коэффициента потерь по высоте СА и определить интегральный коэффициент потерь энергии. Распределение местных коэффициентов потерь типично для кольцевой решетки СА с характерными провалами в эпюре коэффициента потерь у корня и на периферии лопаток РК и с ростом коэффициента потерь на стенках. В центральной части СА сохраняется плоский участок обтекания.

Осредненные эпюры местных коэффициентов потерь позволили определить коэффициент потерь энергии в СА $\zeta_{ср} = 0,035$. Минимальный же коэффициент потерь энергии в средних сечениях равен 0,023, что соответствует профильным потерям в СА $\zeta_{пр}$. Тогда вторичные потери $\zeta_{вт} = \zeta_{ср} - \zeta_{пр} = 0,012$.

Для объяснения интегральных характеристик ступени турбины при изменении относительного удлинения лопаток РК проведены детальные исследования структуры пространственного потока в межвенцовом зазоре и за РК. Все измерения параметров потока проведены в абсолютном движении. Параметры потока в относительном движении определяли расчетным путем.

Экспериментальные исследования показали, что влияние относительного удлинения лопаток РК при вращающихся решетках приводит к иному результату, чем при подобных испытаниях в статических условиях.

Результаты замеров параметров потока по радиусу проточной части приведены на рис. 2–5. Здесь и далее для более наглядного представления точки соединены кривыми.

Измерения проведены в одиннадцати сечениях по радиусу проточной части при различном удлинении лопаток РК и постоянном удлинении лопаток СА. Также были проверены поля потока за РК при изменении осевого зазора.

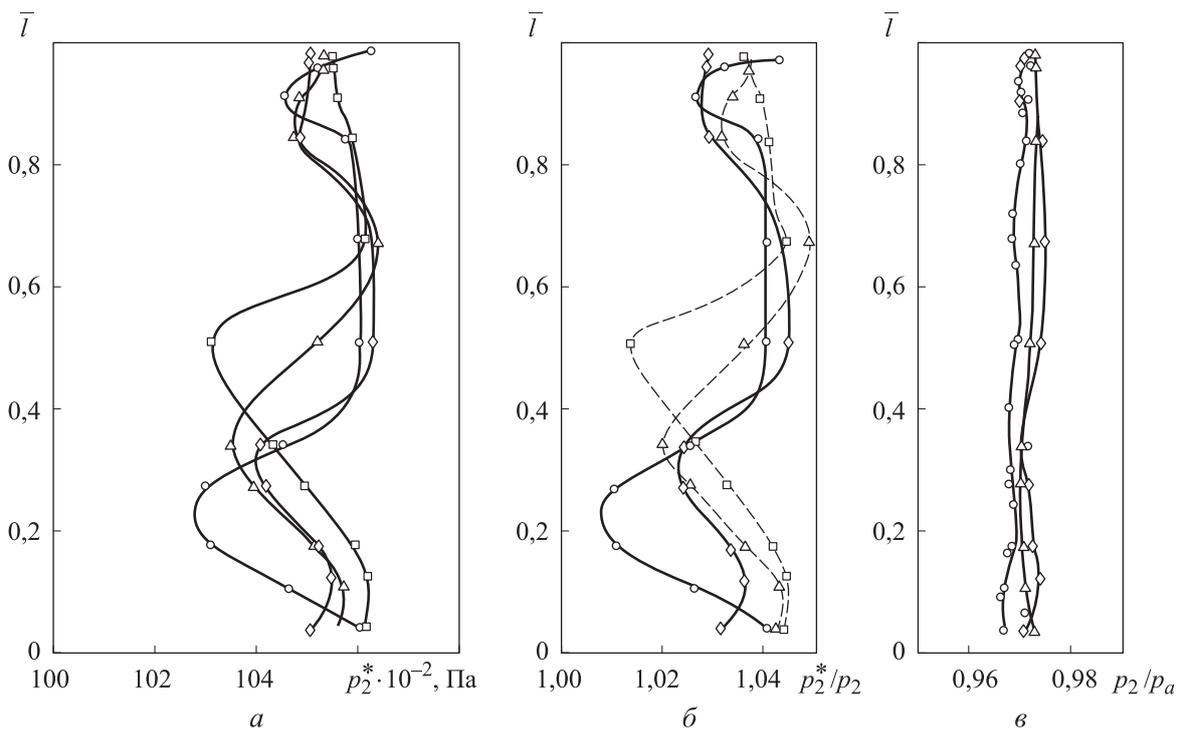


Рис. 2. Распределения полного давления потока за РК p_2^* (а), отношений полного давления потока к статическому давлению за РК p_2^*/p_2 (б) и к атмосферному давлению p_2/p_a (в) по относительной длине лопаток РК \bar{l} при различных значениях их относительного удлинения:
 ○ — $\bar{h}_{ПК} = 2,0$; ◇ — $\bar{h}_{ПК} = 1,0$; △ — $\bar{h}_{ПК} = 0,8$; □ — $\bar{h}_{ПК} = 0,5$

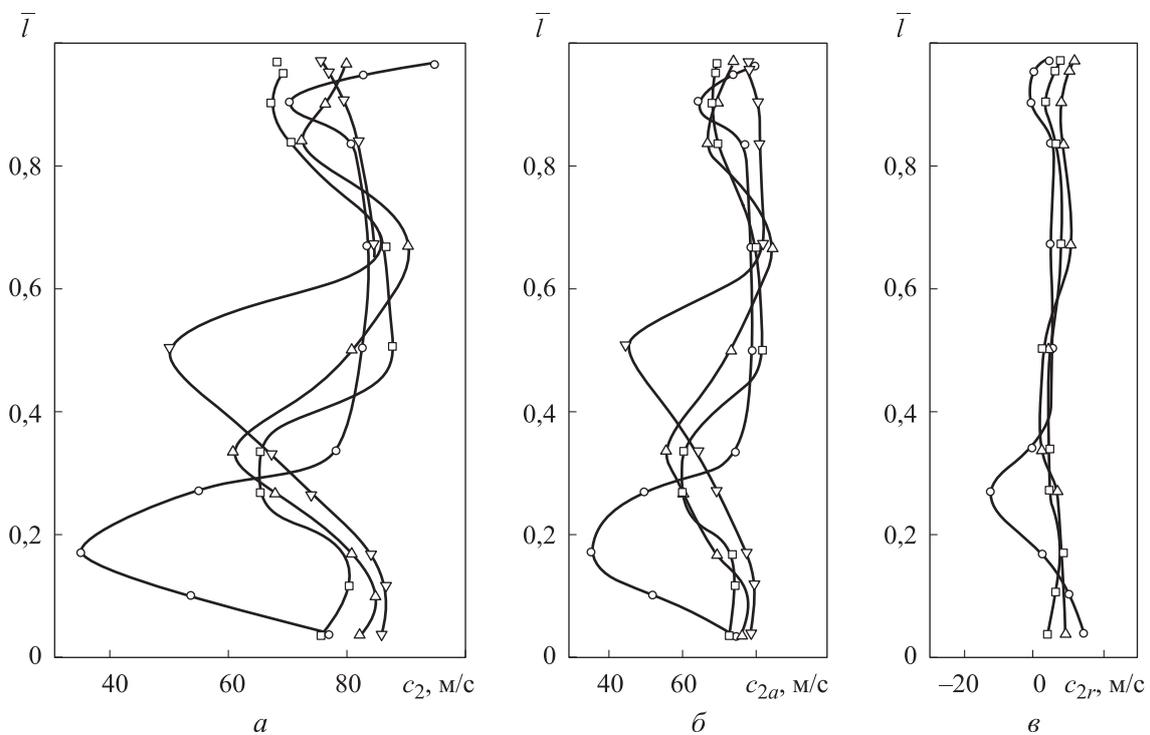


Рис. 3. Распределения скорости потока на выходе из РК c_2 (а), расходной скорости c_{2a} (б) и радиальной скорости c_{2r} (в) по относительной длине лопаток РК \bar{l} при различных значениях их относительного удлинения:
 ○ — $\bar{h}_{ПК} = 2,0$; □ — $\bar{h}_{ПК} = 1,0$; △ — $\bar{h}_{ПК} = 0,8$; ▽ — $\bar{h}_{ПК} = 0,5$

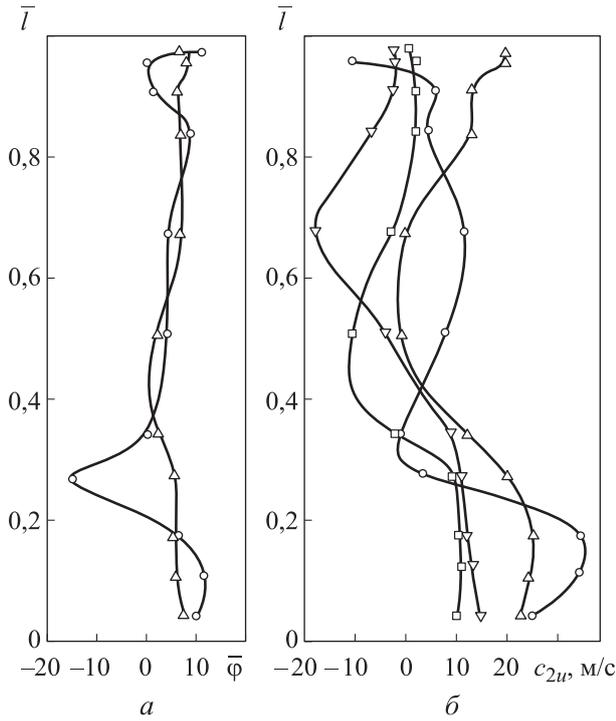


Рис. 4. Распределения неравномерности коэффициента скорости СА $\bar{\varphi}$ (а) и окружной составляющей скорости на выходе из РК c_{2u} , м/с (б) по относительной длине лопаток РК \bar{l} при различных значениях их относительного удлинения: \circ — $\bar{h}_{PK} = 2,0$; \square — $\bar{h}_{PK} = 1,0$; \triangle — $\bar{h}_{PK} = 0,8$; ∇ — $\bar{h}_{PK} = 0,5$

Распределения коэффициентов потерь СА ζ_{CA} и ступени турбины ζ_{CT} по относительной длине лопаток РК \bar{l} при различных значениях их относительного удлинения приведены на рис. 6, а и б. Распределения коэффициента потерь по относительной длине лопаток РК $\zeta_{PK} = \zeta_{CT} - \zeta_{CA}$ получены вычитанием графика

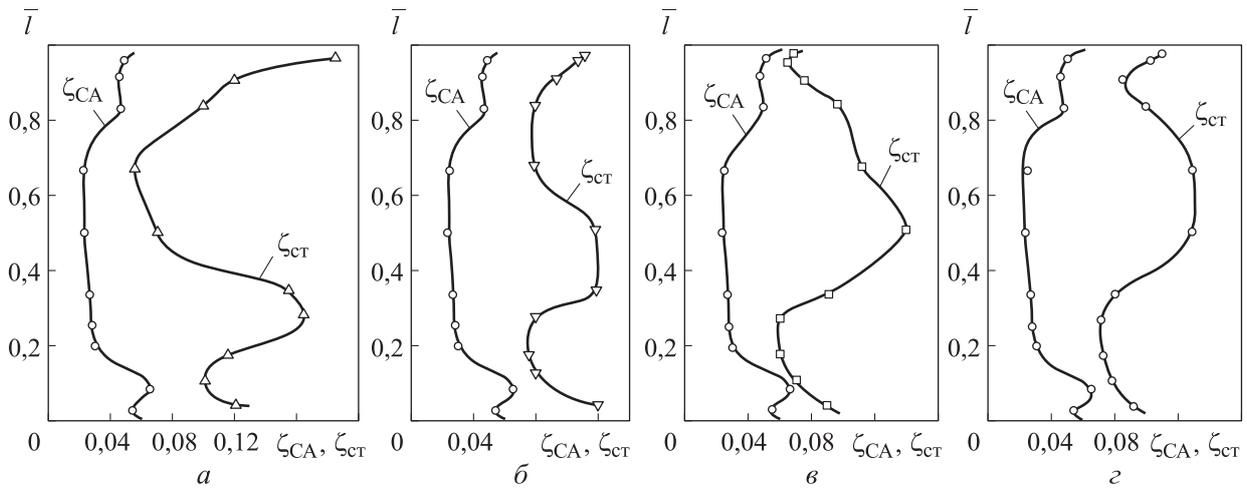


Рис. 6. Распределения коэффициентов потерь СА ζ_{CA} и ступени турбины ζ_{CT} по относительной длине лопаток РК \bar{l} при различных значениях их относительного удлинения: а — $\bar{h}_{PK} = 2,0$; б — $\bar{h}_{PK} = 1,0$; в — $\bar{h}_{PK} = 0,8$; г — $\bar{h}_{PK} = 0,5$

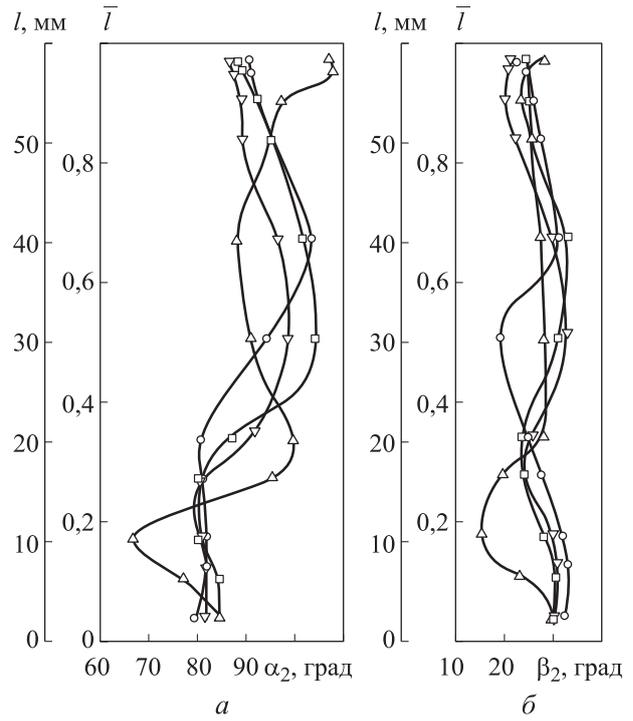


Рис. 5. Распределения углов выхода потока из РК в абсолютном движении α_2 при $u/c_0 = 0,5$ (а) и в относительном движении β_2 (б) по абсолютной l и относительной \bar{l} длинам лопаток РК при различных значениях их относительного удлинения: \triangle — $\bar{h}_{PK} = 2,0$; ∇ — $\bar{h}_{PK} = 1,0$; \square — $\bar{h}_{PK} = 0,8$; \circ — $\bar{h}_{PK} = 0,5$

для коэффициента потерь в СА ζ_{CA} из графика для коэффициента потерь ступени турбины ζ_{CT} .

Анализ результатов траверсирования потока (рис. 7, 8) и расчетных распределений местных значений КПД по радиусу РК позволяет установить их зависимость от относительного удлинения лопаток РК.

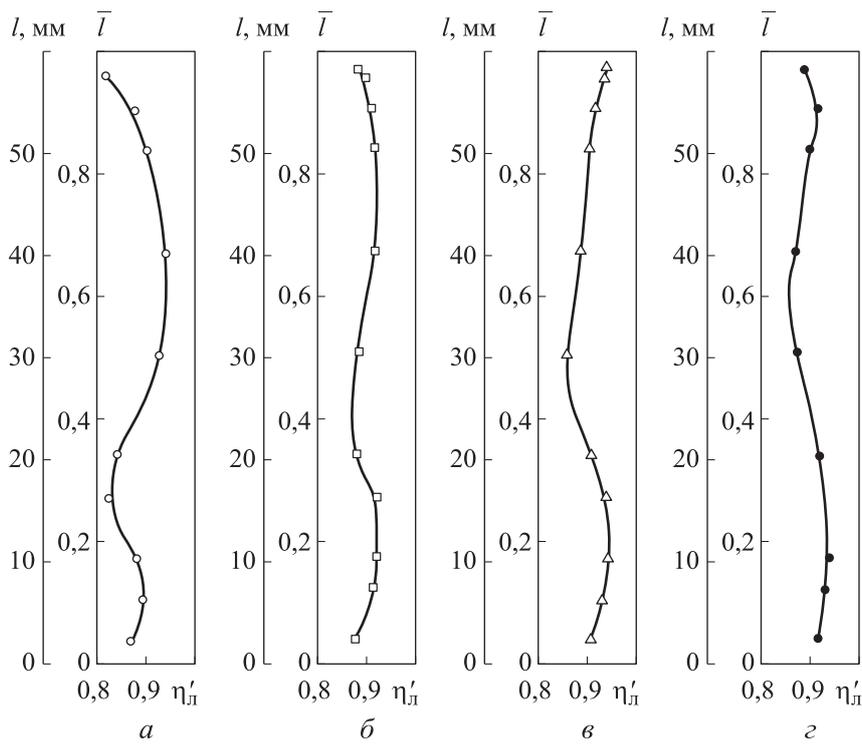


Рис. 7. Распределения лопаточного КПД ступени турбины без учета потерь в радиальном зазоре η'_l по абсолютной l и относительной \bar{l} длинам лопаток РК при различных значениях их относительного удлинения:
 а — $\bar{h}_{ПК} = 2,0$; б — $\bar{h}_{ПК} = 1,0$; в — $\bar{h}_{ПК} = 0,8$; г — $\bar{h}_{ПК} = 0,5$

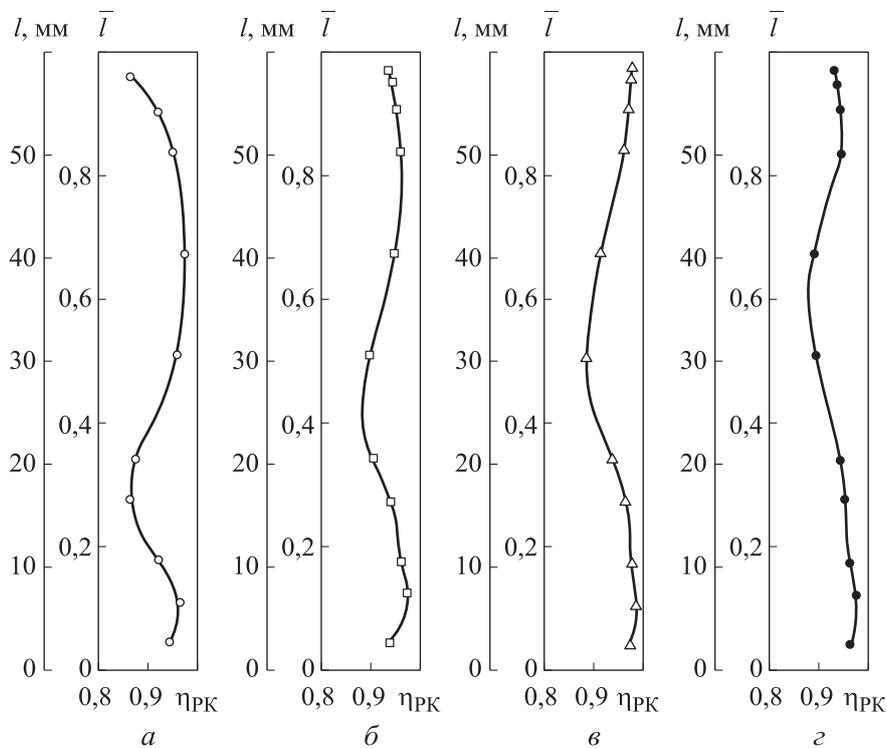


Рис. 8. Распределения КПД РК $\eta_{ПК}$ по абсолютной l и относительной \bar{l} длинам лопаток РК при различных значениях их относительного удлинения:
 а — $\bar{h}_{ПК} = 2,0$; б — $\bar{h}_{ПК} = 1,0$; в — $\bar{h}_{ПК} = 0,8$; г — $\bar{h}_{ПК} = 0,5$

Сравнение полученных данных (см. рис. 7 и 8) показывает, что с изменением относительного удлинения лопаток РК происходит перераспределение местных значений КПД по радиусу РК. С уменьшением удлинения лопаток РК от исходного ($\bar{h}_{\text{РК}} = 2,0$) увеличивается значение КПД в корневой зоне и уменьшается в средней части проточной части. На периферии ($\bar{l} = 0,85 \dots 1,00$) местные значения КПД увеличиваются с уменьшением относительного удлинения лопаток РК.

Осредненные значения местного лопаточного КПД ступени турбины без учета потерь в радиальном зазоре $\eta'_{\text{л.ср}}$ (рис. 7) приблизительно равны между собой независимо от относительного удлинения лопаток РК: $\bar{h}_{\text{РК}} = 2,0$, $\eta'_{\text{л.ср}} = 0,900$; $\bar{h}_{\text{РК}} = 1,0$, $\eta'_{\text{л.ср}} = 0,907$; $\bar{h}_{\text{РК}} = 0,8$, $\eta'_{\text{л.ср}} = 0,905$; $\bar{h}_{\text{РК}} = 0,5$, $\eta'_{\text{л.ср}} = 0,900$.

Осредненные значения местного КПД РК ступени турбины без учета потерь в радиальном зазоре $\eta_{\text{РКср}}$ (см. рис. 8) также практически равны независимо от относительного удлинения лопаток РК: $\bar{h}_{\text{РК}} = 2,0$, $\eta_{\text{РКср}} = 0,930$; $\bar{h}_{\text{РК}} = 1,0$, $\eta_{\text{РКср}} = 0,937$; $\bar{h}_{\text{РК}} = 0,8$, $\eta_{\text{РКср}} = 0,940$; $\bar{h}_{\text{РК}} = 0,5$, $\eta_{\text{РКср}} = 0,933$.

На графиках рис. 7 и рис. 8 отчетливо прослеживается перемещение зоны с минимумом КПД к периферии при уменьшении относительного удлинения лопаток РК.

Как видно из рис. 7, при относительном удлинении лопаток РК $\bar{h}_{\text{РК}} = 2,0$ минимум лопаточного КПД ступени турбины без учета потерь в радиальном зазоре ступени ($\eta'_l = 0,83$) расположен на расстоянии примерно $0,28l$ (16 мм) от корня. При $\bar{h}_{\text{РК}} = 1,0$ минимум КПД ($\eta'_l = 0,87$) сдвинулся на расстояние $0,4l$ (~25 мм), при $\bar{h}_{\text{РК}} = 0,8$ ($\eta'_l = 0,86$) — примерно на $0,48l$ (~29 мм), при $\bar{h}_{\text{РК}} = 0,5$ ($\eta'_l = 0,86$) — примерно на $0,6l$ (~35 мм) от корня.

При этом меняется характер зон с минимумом КПД и их протяженность. Если при $\bar{h}_{\text{РК}} = 2,0$ зона резко выражена и имеет небольшую протяженность по высоте проточной части (около 15 мм), то с уменьшением относительного удлинения лопаток РК она как бы размывается и становится более протяженной. При $\bar{h}_{\text{РК}} = 1,0$ протяженность этой зоны примерно 20 мм, при $\bar{h}_{\text{РК}} = 0,8$ — около 25 мм, а при $\bar{h}_{\text{РК}} = 0,5$ — 30...35 мм. При этом КПД увеличивается примерно на 3 %.

При меньшем удлинении получается более равномерное распределение местных значений КПД по высоте проточной части. Осредненные

же по высоте проточной части КПД примерно одинаковы для всех четырех ступеней: $\eta'_l = 0,900 \dots 0,905$.

То же самое происходит и с местными значениями КПД РК (см. рис. 8): для $\bar{h}_{\text{РК}} = 2,0$ минимум КПД соответствует $\eta_{\text{РК}} = 0,86$; для $\bar{h}_{\text{РК}} = 1,0$ — $\eta_{\text{РК}} = 0,88$; для $\bar{h}_{\text{РК}} = 0,8$ — $\eta_{\text{РК}} = 0,88$; для $\bar{h}_{\text{РК}} = 0,5$ — $\eta_{\text{РК}} = 0,88$. Осредненные значения КПД РК соответственно равны 0,925; 0,937; 0,940; 0,933.

Чтобы объяснить такой характер изменения местных и осредненных значений КПД, можно вращающееся РК представить в виде неподвижного, в межлопаточных каналах которого организован отсос накопленного пограничного слоя по стенкам каналов от корня к периферии, чем и объясняются улучшенные КПД корневых сечений, полученные в эксперименте.

Такая схема соответствует реальному процессу, так как во вращающемся РК пограничный слой (особенно на спинке лопаток) за точкой минимума давления, где течение потока становится безградиентным, находится в поле действия не только инерционных сил, но также центробежных и кориолисовых сил. Как показали сравнительные исследования, проведенные на воздушных винтах (вращающихся и статических), условия обтекания, особенно корневых сечений резко отличаются от статических продувок.

Похожие выводы сделаны в ряде теоретических работ, где расчетным методом определено отклонение стекающего пограничного слоя на спинке лопаток за точкой минимума давления при рассмотрении течения на вращающихся лопатках турбин. Причем основное отклонение пограничного слоя происходит на спинке лопаток за точкой минимального давления.

В рассматриваемом случае на вращающуюся решетку наложено еще одно условие — увеличение хорды профиля. Тогда с увеличением хорды (уменьшением относительного удлинения лопаток) время воздействия центробежных и кориолисовых сил на частицы пограничного слоя пропорционально изменению длины хорды. Причем при изменении удлинения лопаток (за счет хорды) сохраняются подобными поля центробежных и кориолисовых сил (т. е. все радиусы проточной части от корня r_k до периферии r_n не меняются).

С уменьшением удлинения лопаток частицы пограничного слоя больше времени находятся на стенках межлопаточного канала, т. е. увели-

чивается время воздействия центробежных и кориолисовых сил, и, следовательно, происходит более интенсивный отсос пограничных слоев к средним и периферийным сечениям от корня.

Увеличенный отсос пограничного слоя от корня к средним сечениям должен был бы сильно ухудшить КПД последних, повысив коэффициент потерь в этих областях, что характерно для случая активного цилиндрического облопачивания. При наличии закрученных лопаток (рассматриваемый случай) происходит сильное изменение геометрии межлопаточных каналов от корня к периферии. У корня будет наблюдаться активное облопачивание (канал постоянного сечения) со степенью реактивности $\rho_k = 0$, на среднем радиусе — реактивное (конфузорный канал) с $\rho_{cp} \approx 0,3$ и на периферии — высокорективное с $\rho_n \approx 0,45$.

То есть степень реактивности ступени меняется от корня (0) к периферии (0,5). У активных каналов коэффициенты потерь больше, чем у реактивных, и увеличение хорды сильнее сказывается при активных лопатках. Поэтому поведение пограничного слоя на каналах РК при изменении относительного удлинения лопаток следует рассматривать с учетом изменения геометрии межлопаточных каналов с радиусом проточной части.

Следовательно, отсасываемый от корня к периферии пограничный слой должен формироваться уже не в активных (как у корня) каналах, а в реактивных (конфузорных), где он частично разрушается. Соответственно, отрыв пограничного слоя задерживается или происходит в более аэродинамически совершенных каналах, чем у корневых сечений.

Таким образом, отсос пограничного слоя от корня во вращающихся решетках улучшает работу корневых активных сечений проточной части, а работу средних и периферийных сечений не ухудшает или же ухудшает в меньшей степени. В результате вращение РК с закруженными лопатками приводит к особым условиям работы ступени при изменении их удлинения в широком диапазоне. То есть уменьшение удлинения лопаток РК может не снижать КПД ступени, так как корневые сечения работают лучше вследствие возрастания отсоса пограничного слоя с ростом хорды.

Средние и периферийные сечения слабо реагируют на уменьшение удлинения и увеличенный в результате отсоса от корня пограничный

слой из-за более совершенных каналов. Это частично наблюдается и в статических продувках прямых решеток, где уменьшение удлинения приводит к падению КПД активных каналов гораздо в большей степени, чем для конфузорных каналов.

В особую область следует выделить пристеночную периферийную зону в диапазоне $\bar{l} = 0,9 \dots 1,0$, где проявляется влияние радиального зазора. Ступени исследованы при радиальном зазоре $\delta_{p,z} = 0,5$ мм ($\delta_{p,z}/l \approx 0,083$). Но по отношению к хорде относительный зазор $\delta_{p,z}/l$ уменьшался с увеличением хорды от 0,166 до 0,041.

При рассмотрении зависимостей местных значений КПД РК η_{PK} в функции радиуса обнаружено, что с увеличением хорды на периферии (в области радиального зазора) КПД η_{PK} возрастает. На расстоянии 2,0 мм от периферии для $\bar{h}_{PK} = 2,0$ лопаточный КПД ступени составляет 0,82, для $\bar{h}_{PK} = 1,0$ — 0,88, для $\bar{h}_{PK} = 0,8$ — 0,93 для $\bar{h}_{PK} = 0,5$ — 0,89.

Следовательно, при одинаковом радиальном зазоре его влияние на КПД ступени турбины в ступенях с разным удлинением лопаток РК различно. Видимо, увеличение хорды (при $\delta_{p,z} = \text{const}$) ослабляет вредное влияние, оказываемое потерями от радиального зазора, на КПД ступени турбины.

О влиянии удлинения лопаток РК на распределение параметров по высоте ступени можно судить по параметрам потока: p_2^* , p_2 , c_2 , c_{2a} , c_{2u} , c_{2r} , α_2 , β_2 , $\rho = f(r)$, где ρ — степень реактивности ступени турбины; r — радиус ступени турбины. На рис. 9, а–г отражено перераспределение параметров потока (давления потока $\Delta p_2^* = p_2^* - p_a$, скорости потока c_{2a} и углов выхода потока α_2 , β_2) по радиусу РК с изменением относительного удлинения лопаток РК, что привело и к перераспределению местных значений КПД, как было показано ранее.

Анализ графика распределения угла выхода потока α_2 по высоте лопаток в области радиального зазора показывает, что с увеличением хорды профиля угол выхода потока α_2 резко уменьшается. Так, при относительном удлинении лопаток РК $\bar{h}_{PK} = 2,0$ (хорда $b = 30$ мм) в сечении $\bar{l} = 0,96$ (2 мм от стенки) угол выхода потока $\alpha_2 = 108^\circ$, а при $\bar{h}_{PK} = 1,0; 0,8$ и $0,5$ он снижается до $87 \dots 90^\circ$, что указывает на уменьшение перетечек через радиальный зазор с увеличением хорды профиля. Замеры угла выхода потока α_2 проведены в оптимальном режиме (при параметре $u/c_0 \approx 0,55$).

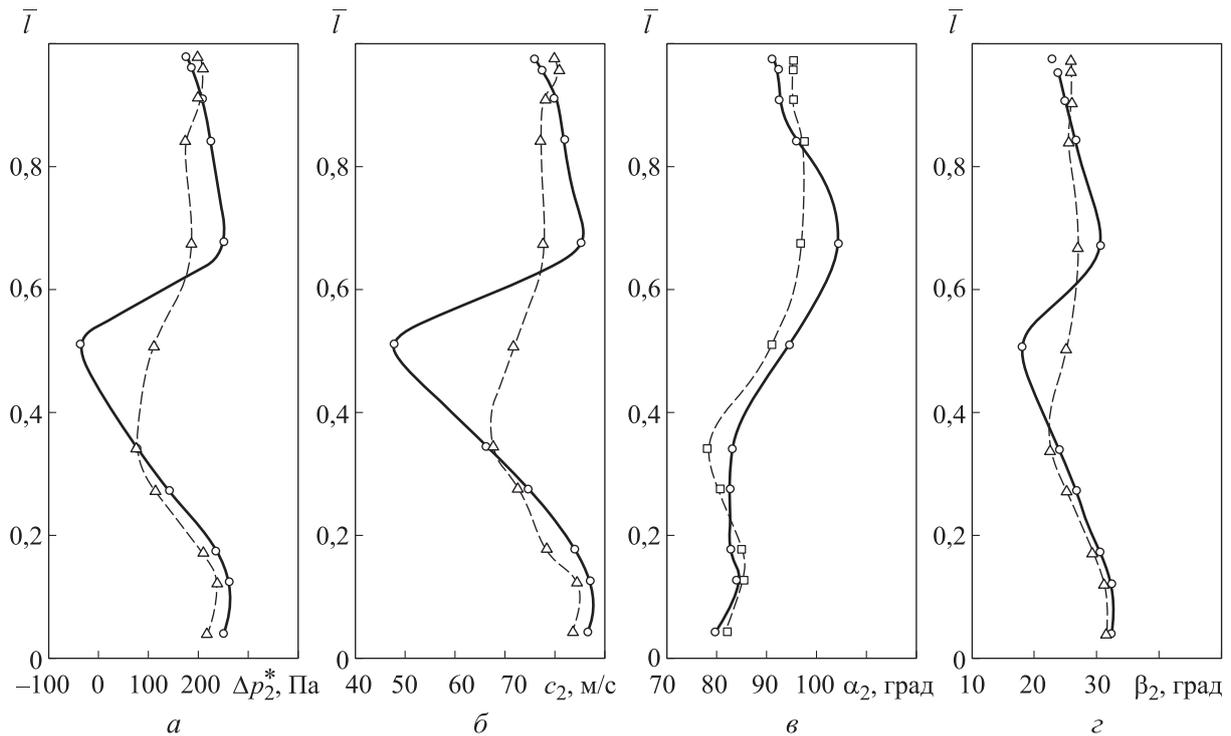


Рис. 9. Распределения параметров потока РК Δp_2^* (а), c_2 (б), α_2 (в) и β_2 (з) по относительной длине лопаток РК \bar{l} при различных значениях осевого зазора: Δ — 5 мм; \circ — 38 мм

Исследования структуры потока за РК выполнены также при увеличенных межвенцовых зазорах (до 38 мм). Результаты травесирования потока за РК при увеличенных осевых зазорах показаны на рис. 9.

При увеличении осевого зазора растет неравномерность распределения параметров Δp_2^* , c_2 , α_2 и β_2 по высоте лопаток. В диапазоне изменения относительного осевого зазора $\bar{\Delta} = 0,2 \dots 1,0$ КПД турбины практически не меняется.

При дальнейшем увеличении относительного осевого зазора $\bar{\Delta}$ до 1,8 КПД снижается на 1 % для относительного удлинения лопаток РК $\bar{h}_{\text{РК}} = 0,5$ и на 1,2 % для $\bar{h}_{\text{РК}} = 2,0$. Этот вывод важен для выбора осевого зазора, а также в случае микрофакельного сжигания топлива в осевых зазорах и при применении сепарирующего зазора с использованием пылевидного твердого топлива в ГТД.

На основании изложенного, можно констатировать, что лопаточные аппараты РК турбины работают в особых условиях. Вращение каналов и переменность геометрии каналов по высоте проточной части вызывают ряд дополнительных факторов, влияющих на эффективность турбины. Поэтому в корневых сечениях

уменьшение удлинения лопаток может не снизить КПД, а наоборот увеличить вследствие возрастающего отсоса пограничного слоя от корневых сечений, ликвидируя тем самым отрыв потока в активных каналах.

Средние сечения могут мало изменять КПД, несмотря на уменьшение относительного удлинения РК и накопленный пограничный слой из-за отсоса от корневых сечений, так как эти каналы имеют большую конфузурность, вследствие чего слабо реагируют как на увеличение пограничного слоя, так и на уменьшение удлинения лопаток.

Все это приводит к тому, что местные значения КПД РК с различным относительным удлинением лопаток перераспределяются, а их интегральное значение при изменении $\bar{h}_{\text{РК}}$ от 2,0 до 0,5 остается примерно одинаковым.

Выводы

1. Показана особенность работы РК ступени турбины вследствие изменения геометрии каналов по высоте проточной части (от активных у корня до высокорезактивных на периферии) из-за несоблюдения геометрического подобия межлопаточных каналов при подобных профи-

лях с изменением удлинения лопаток РК. Отмечено влияние вращения РК на формирование и распределение КПД по высоте лопаток при изменении их удлинения.

2. Исследование пространственной структуры потока в ступенях турбин выявило характерное перераспределение местных значений КПД и коэффициентов потерь по высоте решеток, связанное с изменением удлинения лопаток РК и вращением решеток. Показано, что с уменьшением относительного удлинения лопаток РК от 2,0 до 0,5 зона с минимумом КПД последовательно перемещается от корневых сечений проточной части к периферийным с одновременной перестройкой этой зоны и увеличением в ней минимального значения КПД с 0,86 до 0,95. Причем у корневых областей работа улучшается, а у средних ухудшается. Так, при относительной длине лопаток РК $\bar{l} = 0,28$ с изменением $\bar{l}_{РК}$ от 2,0 до 0,5 местный КПД увеличился с 0,85 до 0,96, а при $\bar{l} = 0,50$ КПД уменьшился с 0,96 до 0,88. В периферийной области сказывается различное влияние радиального зазора на КПД, где с уменьшением удлинения лопаток РК (увеличением хорды) при постоянном радиальном зазоре в зоне $\bar{l} = 0,98$ КПД увеличивается с 0,86 до 0,95. При наличии такой сложной перестройки эпюр КПД по высоте лопатки интегральные значения КПД РК

с различными значениями относительного удлинения лопаток РК остаются примерно на одинаковом и достаточно высоком уровне ($\eta_{РК} \approx 0,94$). Подтверждено предположение, что изменение удлинения лопаток РК при наличии вращения и изменении геометрии каналов (от активных у корня до реактивных на периферии) по радиусу оказывает влияние на местные значения КПД.

3. Экспериментальные исследования показали, что при уменьшении относительного удлинения лопаток РК до 0,5 не происходит смыкания зон с вторичными потерями, а наблюдается их перераспределение.

4. В результате детального исследования структуры потока в турбинах получено распределение таких параметров потока, как скорости, углы выхода потока, давление и коэффициенты потерь, которые позволят проектировать многоступенчатые турбины с изменением удлинения лопаток под реальное распределение этих параметров.

5. Проведенные исследования показали, что проектирование турбин с малым удлинением лопаток РК не является препятствием получения для них высоких КПД в перспективных ГТД с высокими давлением и температурой газа в проточных частях.

Литература

- [1] Моляков В.Д., Куникеев Б.А. Использование теории подобия при проектировании турбин газотурбинных двигателей. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2021, № 6, с. 48–57, doi: 10.18698/0536-1044-2021-6-48-57
- [2] 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, с. 52–62.
- [3] Моляков В.Д., Куникеев Б.А., Троицкий Н.И. Влияние открытого осевого зазора на течение газа и потери энергии в ступени турбины с бандажом на рабочих лопатках. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 9, с. 64–73, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2018-9-64-73>
- [4] Бабкин В.И., Цховребов М.М., Солонин В.И. и др. Развитие авиационных ГТД и создание уникальных технологий. *Двигатель*, 2013, № 2(86), с. 2–7.
- [5] Бабкин В.И. Роль науки в решении практических задач авиационного двигателестроения. *Двигатель*, 2013, № 3(87), с. 2–6.
- [6] Харьковский С.В., Масловский А.В., Шатохин А.Г. Проблемы измерения радиальных зазоров высокотемпературных турбин перспективных ГТД. *Тр. НТКД–2014. Ч. 1*. Москва, АССАД, 2014, с. 72–76
- [7] Ланшин А.И., Палкин В.А., Федякин В.Н. Анализ тенденций развития авиационных двигателей для самолетов гражданской авиации. *Двигатель*, 2010, № 6, с. 2–5.
- [8] Иванов М.Я., ред. *Высокотемпературные газовые турбины*. Москва, Торус пресс, 2010.
- [9] Иванов М.Я., Почуев В.П. Проблемы создания высокотемпературных турбин современных авиационных двигателей. *Конверсия в машиностроении*, 2000, № 5, с. 34–46.

- [10] Хайруллин Д.М., Швырева А.Е. Исследование конструкции торцов рабочих лопаток для минимизации утечек в радиальном зазоре турбины. *Мат. конф. Авиадвигатели XXI века*. Москва, ЦИАМ, 2010, с. 254–257.
- [11] Кравченко И.Ф., Зеленый Ю.А., Климик Р.Р. и др. Опыт создания систем управления радиальными зазорами в турбинах ГП «Ивченко прогресс». *Мат. конф. Авиадвигатели XXI века*. Москва, ЦИАМ, 2010, с. 275–278.
- [12] Почуев В.П., Темис Ю.М., Харьковский С.В. Регулирование радиального зазора в ТВД ТРДД. *Мат. конф. Авиадвигатели XXI века*. Москва, ЦИАМ, 2010, с. 300–302.
- [13] Кузменко М.Л., Нагога Г.П., Карелин Д.В. Способы разрешения противоречивых требований при проектировании высокотемпературных газовых турбин. *Мат. конф. Авиадвигатели XXI века*. Москва, ЦИАМ, 2010, с. 261–266.
- [14] Нагога Г.П., Карелин Д.В., Диденко Р.А. Компромиссное решение противоречивых требований как принцип многофакторного проектирования высокотемпературных охлаждаемых турбин. *Тр. НТКД–2012*. Москва, АССАД, 2012, с. 55–60.
- [15] Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М. и др. *Проектный термогазодинамический расчет основных параметров авиационных лопаточных машин*. Самара, СГАУ, 2006.
- [16] Иноземцев А.А., Сандрацкий В.Л. *Газотурбинные двигатели*. Пермь, Авиадвигатель, 2006. 1204 с.
- [17] Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. *Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. Т. 2. Компрессоры. Камеры сгорания. Форсажные камеры. Турбины. Выходные устройства*. Москва, Машиностроение, 2008. 368 с.

References

- [1] Molyakov V.D., Kunikeev B.A. Ispol'zovanie teorii podobiya pri proektirovanii turbin gazoturbinnykh dvigateley. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building], 2021, no 6, pp. 48–57 (in Russ.).
- [2] Molyakov V.D., Tumashev R.Z. Calculation method and operation mode analysis of multishaft gas turbine engines with modernized cycles. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Bauman, Mashinost.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2003, no. 2, pp. 52–62 (in Russ.).
- [3] Molyakov V.D., Kunikeev B.A., Troitskiy N.I. The influence of the open axial clearance on the gas flow and energy losses in the turbine stage with a shroud on working blades. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building], 2018, no. 9, pp. 64–73 (in Russ.).
- [4] Babkin V.I., Tskhovrebov M.M., Solonin V.I., et al. Developing aviation gas-turbine engines and unique technologies. *Dvigatel'*, 2013, no. 2(86), pp. 2–7 (in Russ.).
- [5] Babkin V.I. Role of science in solving practical tasks of aviation engine building. *Dvigatel'*, 2013, no. 3(87), pp. 2–6 (in Russ.).
- [6] Khar'kovskiy S.V., Maslovskiy A.V., Shatokhin A.G. [Measurement problems of radial clearance in high temperature turbine of advanced gas turbine engines. *Tr. NTKD–2014. Ch. 1* [Proc. NTKD–2014. P. 1]. Moscow, ASSAD, 2014, pp. 72–76 (in Russ.).
- [7] Lanshin A.I., Palkin V.A., Fedyakin V.N. Analysis of development trends for aviation engines for civil aircraft. *Dvigatel'*, 2010, no. 6, pp. 2–5 (in Russ.).
- [8] Ivanov M.Ya., ed. *Vysokotemperaturnye gazovye turbiny* [High temperature gas turbine engines]. Moscow, Torus press Publ., 2010.
- [9] Ivanov M.Ya., Pochuev V.P. Problems of designing high temperature turbines of modern aviation engines. *Konversiya v mashinostroenii*, 2000, no. 5, pp. 34–46 (in Russ.).
- [10] Khayrullin D.M., Shvyreva A.E. [Study on first-stage blade tip construction for minimization of losses in turbine radial clearance]. *Mat. конф. Авиадвигатели XXI века* [Proc. Conf. Aviation engines of XX Century]. Moscow, TsIAM Publ., 2010, pp. 254–257 (in Russ.).
- [11] Kravchenko I.F., Zelenyy Yu.A., Klimik R.R., et al. [Experience of developing control systems for radial clearance in turbines of “Ivchenko progress” state enterprise]. *Mat. конф. Авиадвигатели XXI века* [Proc. Conf. Aviation engines of XX Century]. Moscow, TsIAM Publ., 2010, pp. 275–278 (in Russ.).

- [12] Pochuev V.P., Temis Yu.M., Khar'kovskiy S.V. [Regulation of radial clearance in HP turbine of turbofan engine]. *Mat. konf. Aviadvigateli XXI veka* [Proc. Conf. Aviation engines of XX Century]. Moscow, TsIAM, 2010, pp. 300–302 (in Russ.).
- [13] Kuzmenko M.L., Nagoga G.P., Karelin D.V. [Ways to satisfy conflicting requirements while designing high temperature gas turbines]. *Mat. konf. Aviadvigateli XXI veka* [Proc. Conf. Aviation engines of XX Century]. Moscow, TsIAM, 2010, pp. 261–266 (in Russ.).
- [14] Nagoga G.P., Karelin D.V., Didenko R.A. [Compromise solution for conflicting requirements as a multifactor design principle for high temperature cooled turbines]. *Tr. NTKD-2012* [Proc. NTKD-2012]. Moscow, ASSAD, 2012, pp. 55–60 (in Russ.).
- [15] Belousov A.N., Musatkin N.F., Rad'ko V.M., et al. *Proektnyy termogazodinamicheskiy raschet osnovnykh parametrov aviatsionnykh lopatochnykh mashin* [Thermodynamic design analysis of main parameters for aviation impeller machines]. Samara, SGAU Publ., 2006.
- [16] Inozemtsev A.A., Sandratskiy V.L. *Gazoturbinnye dvigateli* [Gas turbine engines]. Perm', Aviadvigatel' Publ., 2006. 1204 p.
- [17] Inozemtsev A.A., Nikhamkin M.A., Sandratskiy V.L. *Osnovy konstruirovaniya aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok. T. 2. Kompresory. Kamery sgoraniya. Forsazhnye kamery. Turbiny. Vykhodnye ustroystva* [Design fundamentals of aviation engines and power plants. Vol. 1. Compressors. Burner cans. Afterburners. Turbines. Output devices]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2008. 368 p.

Статья поступила в редакцию 14.01.2021

Информация об авторах

МОЛЯКОВ Валерий Дмитриевич — 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@bmstu.ru).

КУНИКЕЕВ Бари Амруллоевич — 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).

ТРОИЦКИЙ Николай Иванович — 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: niktro17@rambler.ru).

Information about the authors

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

KUNIKEEV Bari Amrulloevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Gas Turbine Power Plants and Renewable Energy. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1).

TROITSKY Nikolai Ivanovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Gas Turbine Power Plants and Renewable Energy. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: niktro17@rambler.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Моляков В.Д., Куникеев Б.А., Троицкий Н.И. Исследование физических процессов в проточных частях газовых турбин с различными хордами лопаток. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2021, № 7, с. 40–53, doi: 10.18698/0536-1044-2021-7-40-53

Please cite this article in English as:

Molyakov V.D., Kunikeev B.A., Troitsky N.I. Analysis of Physical Processes in the Flow Parts of Gas Turbines with Different Blade Chords. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2021, no. 7, pp. 40–53, doi: 10.18698/0536-1044-2021-7-40-53