

УДК 621.438

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ КАСКАДА ТУРБИН ТРДД НА ОСОБЕННОСТИ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕГО ЭЛЕМЕНТОВ

В. В. Вятков¹, А. Е. Ремизов², А. В. Курдюков³

¹vvvad76@mail.ru, ²ad@rsatu.ru, ³kurdyukov_alex@mail.ru

ФГБОУ ВО «Рыбинский государственный авиационный технический университет
имени П. А. Соловьева» (РГАТУ)

Поступила в редакцию 25.05.2017

Аннотация. Статья содержит анализ проблем получения требуемых аэродинамических характеристик элементов проточной части ТРДД различного конструктивного исполнения. Представлены результаты экспериментального исследования различных моделей проточной части каскада турбин ТРДД. Классифицированы основные проблемы аэродинамического совершенствования проточной части в зависимости от конструктивной схемы двигателя.

Ключевые слова: Двухконтурный турбореактивный двигатель; каскад турбин; межтурбинный переходный канал; аэродинамические характеристики; лопаточные венцы.

ВВЕДЕНИЕ

Одним из требований, предъявляемым к современным турбореактивным двухконтурным двигателям (ТРДД), является топливная экономичность. Топливную экономичность ТРДД можно повышать либо увеличением параметров цикла и степени двухконтурности, либо совершенствованием рабочего процесса в узлах. Повышение параметров рабочего процесса привело к эволюции проточной части, особенно с точки зрения ее размерности. Размерность проточной части первого контура ТРДД постоянно уменьшается. Это привело к тому, что коэффициент полезного действия современных лопаточных машин снизился по сравнению с узлами двигателей предыдущих поколений [1]. Особенно это характерно для каскада газовых турбин.

РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КАСКАДА ТУРБИН ГТД

Каскад турбин современного ТРДД состоит из турбины высокого давления (ТВД), межтурбинного переходного канала (МПК) и турбины низкого давления (ТНД). Проблемы повышения аэродинамической эффективности

этих элементов проточной части возникают в каждом конкретном случае из-за особенностей конструктивного исполнения каскада турбин. На сегодняшний день можно выделить три характерных варианта конструктивного исполнения каскада турбин перспективного ТРДД (рис. 1).

1. Одноступенчатая высокоперепадная ТВД + МПК без силовых стоек + диагональная ТНД (рис. 1, а) (семейство CFM-56).

2. Двухступенчатая ТВД + МПК без силовых стоек + диагональная ТНД (рис. 1, б) (семейство PW).

3. Двухступенчатая ТВД + МПК с силовыми стойками + диагональная ТНД (рис. 1, в) (GE-90, ПД-14).

Исполнение одноступенчатой ТВД предпочтительно исходя из условий уменьшения количества деталей и, соответственно, стоимости двигателя, но осложняется проблемами проектирования такой турбины. Данные проблемы не ограничиваются только аэродинамическими проблемами в проточной части. Применение одноступенчатой ТВД ограничивается максимальной нагрузкой на ступень, реализация которой будет зависеть от степени двухконтурности двигателя. При возрастании степени двухконтурности выше 8 турбина высокого давления уже однозначно будет выполняться двухступенчатой.

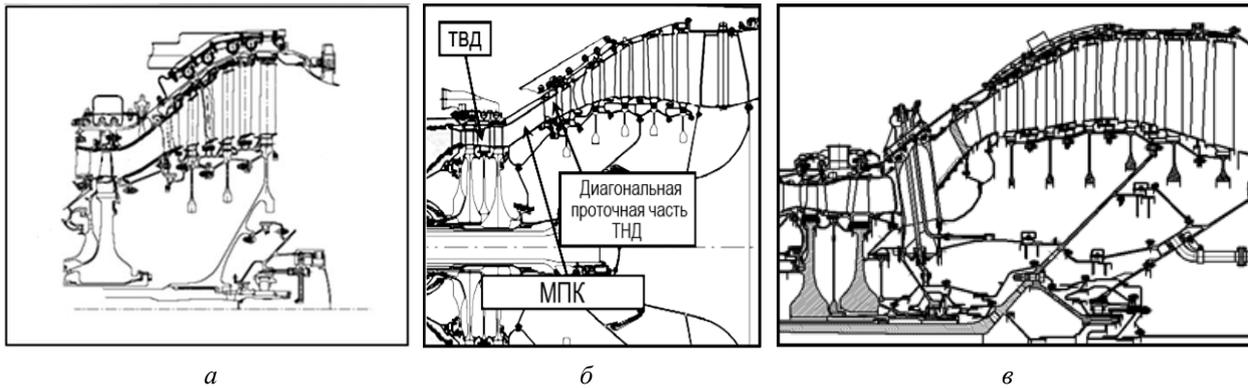


Рис. 1. Конструктивные схемы каскада турбин современных ТРДД

Общей для всех ТВД, переходных каналов и первых ступеней ТНД будет проблема снижения негативного влияния вторичных течений [2]. Причем лопаточные венцы ТВД и первой ступени ТНД будут работать в условиях взаимодействия вторичных течений, образующихся у противоположных торцевых стенок. Характер этого взаимодействия будет определять распределение параметров на выходе из турбинной ступени. Аэродинамические характеристики турбинных решеток в условиях смыкания вторичных течений в межлопаточном канале изложены в работах [2–4]. Для последующих элементов проточной части особенно важно изменение угла выхода потока под действием вторичных течений [3].

Одноступенчатая ТВД также будет иметь особенности с точки зрения поля параметров за ступенью.

• В одноступенчатой ТВД обязательно будет иметь место остаточная закрутка потока за ступенью [4], которая влияет на газодинамическую эффективность МПК.

• Отсутствие бандажной полки на рабочих лопатках приведет к возникновению дополнительной области малых скоростей в периферийной области за рабочим колесом. Данная область потерь негативно повлияет не только на потери в МПК, но и на потери в сопловом аппарате первой ступени ТНД.

На рис. 2 показано два характерных случая распределения полного давления за ТВД.

На рис. 2, а представлено поле полного давления за рабочей лопаткой с закрытым радиальным зазором (рабочая лопатка с бандажной полкой). Основная неравномерность потока связана с закрученными следами за лопатками и следами от вторичных течений. В случае открытого радиального зазора (см. рис. 2, б) появляется обширная область высоких потерь в периферийной области, связанная с утечками через радиальный зазор.

Эти особенности распределения параметров потока необходимо учитывать при оценке потерь в МПК, который по своим аэродинамическим свойствам является дозвуковым диффузором со сложнопрофильными образующими.

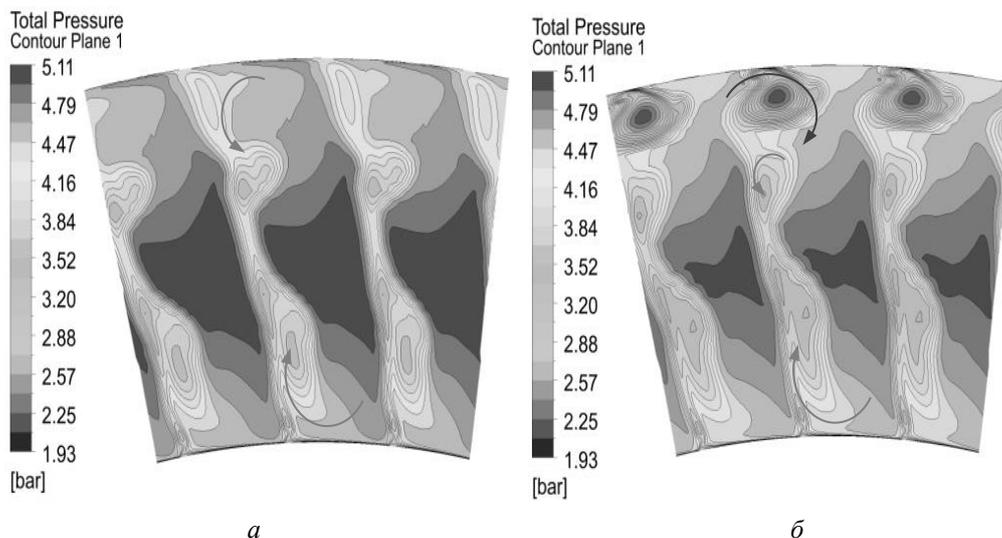


Рис. 2. Распределение полного давления за ТВД:

а – лопатка с бандажной полкой (случай, характерный для двухступенчатой ТВД (схемы 2, 3));
 б – одноступенчатая ТВД с открытым радиальным зазором (схема 1)

Все МПК по своим характеристикам можно разделить на раскручивающие поток или «неагрессивные», в которых закрутка потока уменьшается, и закручивающие или «агрессивные», в которых закрутка потока растет. Данные свойства межтурбинных переходных каналов изложены в работе [4]. Все МПК двигателей четвертого и более поздних поколений выполняются «агрессивными», и в них всегда будет иметься предпосылка для возникновения отрыва потока. Место отрыва будет определяться предысторией потока, т.е. распределением параметров на выходе из ТВД. Остаточная закрутка потока за ТВД в пределах МПК может либо уменьшаться, либо увеличиваться в зависимости от выбранной степени диффузорности. Следовательно, лопатка первого соплового аппарата ТНД будет работать в различных условиях в зависимости от выбранной конструктивной схемы [5]. Угол наклона средней линии ТНД современных ТРДД на первых ступенях может достигать $\varepsilon=30^\circ$ (рис. 3).

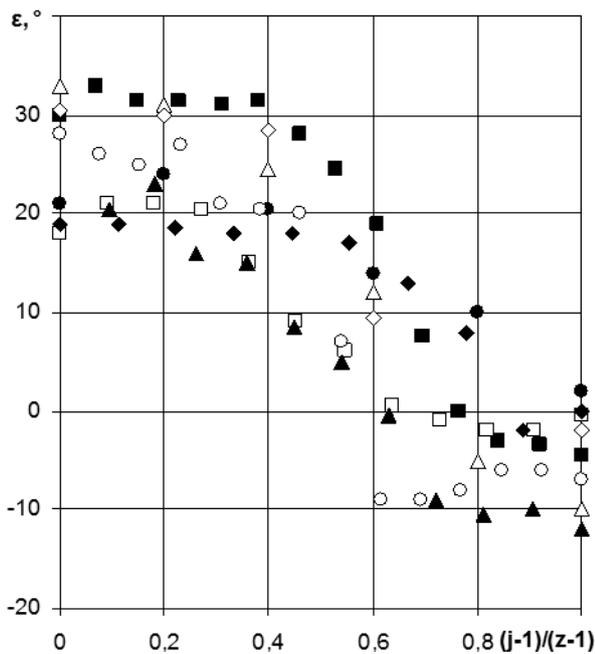


Рис. 3. Угол подъема средней линии по лопаточным венцам ТНД современных ТРДД

■ PW4000 △ PW6000 □ ПД-14 ◇ PW-MTFE
● SaM146 ▲ GE90 ◆ EEE ○ CFM LEAP

Причиной появления диагональной ТНД является стремление сократить осевую длину МПК и соответственно снизить массу двигателя. В то же время теория и методы газодинамического проектирования (в том числе и 3D-моделирование), используемые при проектировании ТНД, не учитывают особенностей рабочего процесса в таких лопаточных венцах.

В открытой печати нет данных о характеристиках лопаточных венцов с диагональной проточной частью. Все характеристики лопаточных венцов, на которых базируется методология проектирования турбин, получены в условиях равномерного поля параметров на входе. Использовать эти результаты для современной ТНД уже нельзя, особенно для лопатки соплового аппарата первой ступени. При определении потерь здесь нужно учитывать конструктивную схему каскада турбин. Для схемы с одноступенчатой ТВД необходимо задавать закрутку на входе в канал и моделировать область повышенных потерь в периферийной области от влияния радиального зазора. Для схемы с двухступенчатой ТВД достаточно только влияния МПК.

Для получения аэродинамических характеристик турбинных решеток применительно к условиям работы соплового аппарата первой ступени ТНД была создана экспериментальная установка (рис. 4), которая состоит из закручивающего устройства (моделирует закрутку и радиальный зазор), модели МПК, и диагональной решетки соплового аппарата. Варьируя геометрией моделей, можно смоделировать условия работы любой конструктивной схемы каскада турбин.

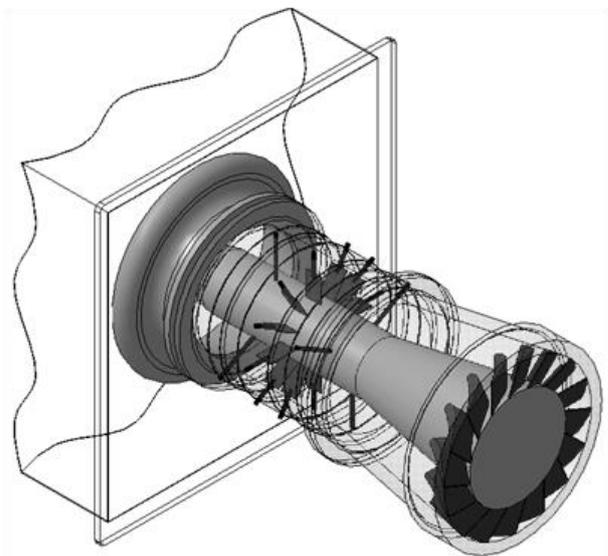


Рис. 4. Схема экспериментальной установки

На данной установке были проведены продувки модели, состоящей из МПК, геометрические характеристики которой представлены в табл. 1 в комплекте с решетками сопловых аппаратов различной геометрией профилей. Геометрия профилей представлена в табл. 2. Профиль №1 соответствовал охлаждаемому сопловому аппарату, а профиль №2 – неохлаждаемому.

Таблица 1

Геометрические параметры МПК

Геометрические параметры МПК	Значение
степень диффузорности	1,6
отношение высоты кольцевого канала на входе к осевой длине	0,185
отношение высоты кольцевого канала на входе к осевой длине	0,185
угол эквивалентного раскрытия $\gamma_{\text{экв}}, ^\circ$	6,36

Таблица 2

Геометрически характеристики исследуемых решеток

Геометрические параметры решеток	профиль №1	профиль №2
высота решетки h_p , мм	50	50
хорда профиля лопатки b , мм	70,5	71
шаг решетки на среднем радиусе t , мм	46,8	41,5
Угол наклона проточной части	10	10
конструктивный угол выхода $\beta_{2л}, ^\circ$	22,2	34,8
эффективный угол выхода на среднем радиусе $\beta_{2\text{эф}} = \arcsin\left(\frac{a_\Gamma}{t}\right), ^\circ$	18,8	34,8
угол установки профиля $\gamma, ^\circ$	41,47	53,65
толщина входной кромки d_1 , мм	11,6	3,4
толщина выходной кромки d_2 , мм	1,6	1,4
максимальная толщина профиля S_{max} , мм	15,5	5

Входная закрутка потока в переходном канале создавалась закручивающей решеткой в диапазоне от -15° до $+15^\circ$. Моделировались условия входа для одноступенчатой ТВД и для двухступенчатой. Для охлаждаемого профиля поле параметров на входе в МПК соответствовало одноступенчатой ТВД. Для неохлаждаемых профилей исследовалось влияние конструктивных схем изображенных на рис. 1, б и 1, в. В эксперименте использовался автоматизированный стенд, позволяющий задавать положение точек замера давления в декартовой системе координат при помощи ЭВМ, с последующей обработкой результатов измерений в программе Microsoft Excel. Координатный стенд оснащался датчиками, позволяющими регистрировать избыточное давление в диапазоне 0–2500 Па и датчиком, позволяющим измерять избыточное давление и разрежение в диапазоне ± 250 Па. Погрешность датчиков

не превышала 0,5% от измеряемой величины. Замеры избыточного давления производились с помощью приемника полного давления с полусферическим насадком, что обеспечивало нечувствительность к отклонению угла потока относительно оси насадка в диапазоне $\pm 10^\circ$. Шаг измерений составлял 1 мм в радиальном направлении и 1° в окружном. Для определения параметров в одной точке производилось 20 измерений мгновенных значений избыточного давления с временным интервалом 0,5 с, после чего показания датчика осреднялись. Таким образом, измерялось поле полных давлений на выходе из модели, и рассчитывался коэффициент потерь кинетической энергии по соотношению:

$$\zeta = 1 - \frac{W_2^2}{W_{2t}^2} = 1 - \frac{p_2^* - p_2}{p_1^* - p_2}, \quad (1)$$

где W_{2t} , W_2 – соответственно теоретическая и действительная скорости потока за решеткой; p_2 – статическое давление на выходе из модели; p_2^* – полное давление потока на выходе из модели; p_1^* – полное давление перед переходным каналом. Подтверждение достоверности экспериментальных данных обеспечивалось системой их проверок. Погрешность определения потерь по (1) составила $\pm 0.2\%$. Полученное поле потерь осреднялось для каждого радиуса по массовому расходу. Таким образом, получалась эпюра потерь кинетической энергии по высоте лопатки.

На рис. 5 показано распределение потерь кинетической энергии в диагональном сопловом аппарате с неохлаждаемым профилем (№2) при различной закрутке потока. При этом поле параметров за закручивающим аппаратом соответствовало ступени с бандажной полкой (см. рис. 2, а).

Следует отметить, что распределение потерь в исследуемых лопаточных венцах отличается от классического распределения потерь в плоских решетках. Уже нельзя выделить даже характерного облика эпюры распределения потерь по высоте лопаток. Величина потерь значительно превышает величины, характерные для отдельных турбинных профилей. Для таких лопаточных венцов уже не подходит гипотеза о составляющих потерь кинетической энергии. Нельзя отличить профильные и вторичные потери. Это делает невозможным применение известных эмпирических методов оценки потерь в решетках с диагональной проточной частью. Обращает на себя внимание наличие максимума потерь во втулочной области межлопаточного канала. Это связано с отрывом потока от втулочной поверхности межлопаточного канала [4–6].

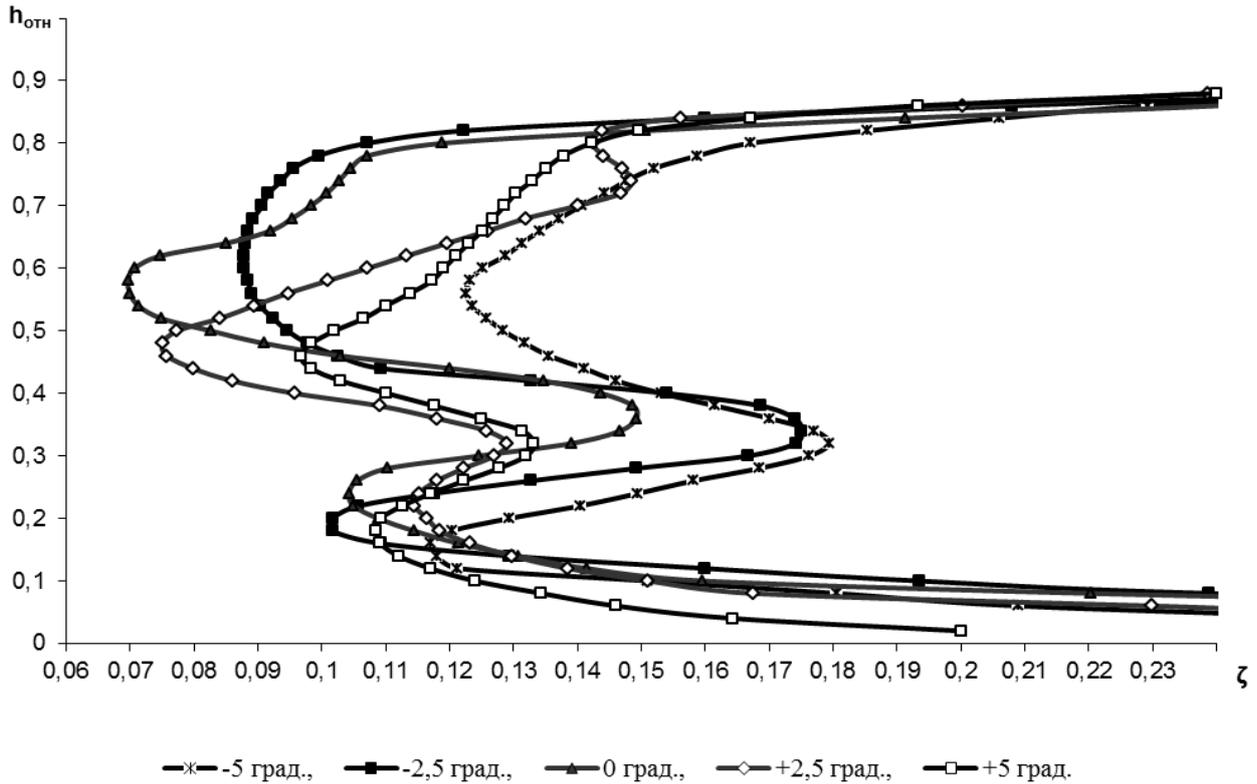


Рис. 5. Распределение потерь в диагональном сопловом аппарате при различной закрутке за ТВД

Наличие закрутки перераспределяет потери по межлопаточному каналу. Незначительная по величине закрутка (как положительная, так и отрицательная) уменьшает потери во втулочной области и увеличивает в периферийной. Превышение закрутки до 5° приводит к увеличению потерь, как во втулочной так и в периферийной областях межлопаточного канала.

Так как в МПК угол потока меняется сложным образом и зависит от большого числа факторов, то невозможно точно определить угол атаки на лопатки соплового аппарата ТНД. Обобщение потерь по углу закрутки для различных параметров показал, что они не зависят от знака закрутки, а только от ее величины. На рис. 6 показана зависимость потерь в различных лопаточных венцах от угла закрутки потока. Характеристика диагональных сопловых аппаратов отличается от осевой решетки [7]. При росте угла закрутки потери растут очень интенсивно, а затем стабилизируются. Интенсивность роста потерь определяется условиями на входе и формой профиля лопаток. Чем выше неравномерность на входе в межтурбинный переходный канал, тем быстрее будут достигнуты максимальные потери по углу закрутки.

Проблему снижения потерь в лопаточном венце первого соплового аппарата ТНД можно решить подбором лопаточного угла на входе в сопловой аппарат. Для каждой конструктивной схемы эта проблема должна решаться индивидуальным обра-

зом. Для конструктивной схемы №1 нужно уменьшать потери во втулочной области, путем специального профилирования образующих МПК.

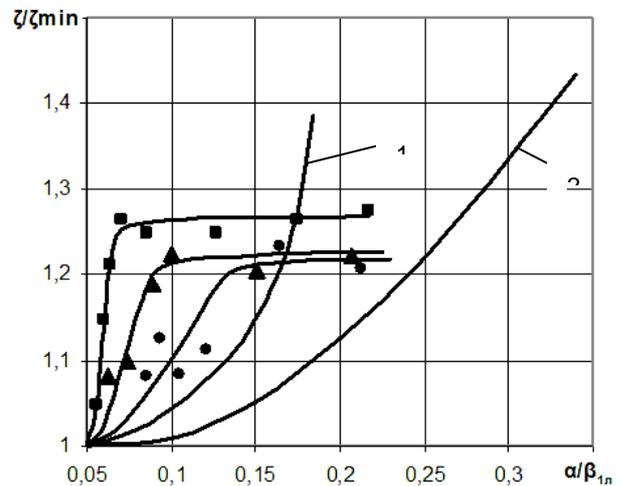


Рис. 6. Обобщенные характеристики по углу закрутки α :
 ■ – охлаждаемый профиль №1 (условия течения для конструктивной схемы 1а);
 ● – неохлаждаемый профиль №2 (условия течения для конструктивной схемы 1б);
 ▲ – неохлаждаемый профиль №2 (условия течения для конструктивной схемы 1в);
 1 – для стоечной решетки А. Е. Ремизов [8] и 2 – для плоских решеток профилей (В. И. Локай) [7]

Для конструктивной схемы №2 определяющее влияние будет иметь силовая стойка в МПК. Экспериментально исследовано и доказано явление аэродинамической интерференции при которой потери в канале с силовой стойкой превышают сумму потерь при обтекании стойки и МПК без стоек [4]. Поэтому определяющим фактором, влияющим на потери в сопловом аппарате, будет поле параметров не за ТВД, а за силовыми стойками МПК.

В случае одноступенчатой ТВД распределение потерь в сопловом аппарате ТНД изменится. Возникнут две области повышенных потерь: на втулке и на периферии межлопаточного канала и потребуются разработки конструктивных мероприятий для их снижения.

Рассмотренная проблема определения аэродинамических характеристик проточной части каскада турбин осложняется еще и тем, что использование современных методов численного моделирования для решения этой задачи неизбежно требует верификации по эмпирическим данным. Это можно проиллюстрировать результатами численного моделирования течения в системе МПК и соплового аппарата первой ступени ТНД, которые представлены на рис. 7.

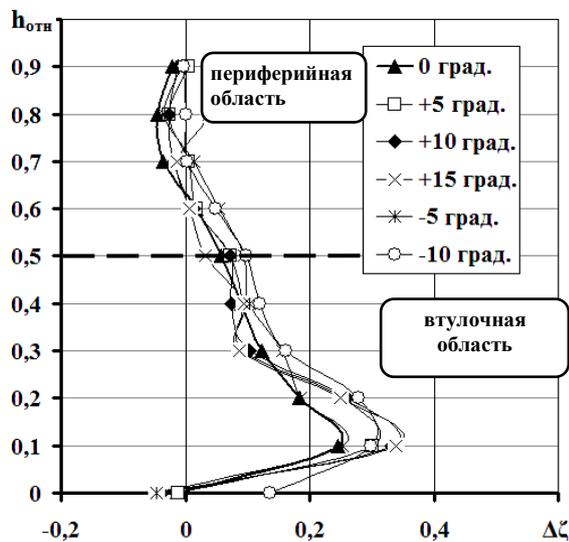


Рис. 7. Разница между экспериментальными и расчетными значениями коэффициента потерь $\Delta\zeta = (\zeta_{\text{эксп.}} - \zeta_{\text{расч}}) / \zeta_{\text{эксп.}}$ для решетки с профилем №2 при условиях на ходе для конструктивной схемы 1, б

Данные рис. 7 показывают существенные различия в распределении потерь в диагональном сопловом аппарате полученных экспериментальным и расчетным путем. Уровень потерь в расчете оказался наиболее занижен на втулке, что говорит о некорректности расчета

потерь в условиях предотрывного и отрывного течения. Численное моделирование не отражает отрыв пограничного слоя на нижней торцевой поверхности, который имел место в эксперименте. Такое различие расчета и эксперимента во втулочной области объясняется тем, что на сегодняшний день методы конечно-элементного численного анализа, основанные на применении коммерческих пакетов нуждаются в дополнительной верификации в том случае, когда имеется развитое отрывное течение.

ВЫВОДЫ

Обобщая вышесказанное, можно заключить, что конструктивная схема каскада турбин перспективного ТРДД определяет основные проблемы, которые возникнут при обеспечении требуемого уровня потерь в проточной части.

Поэтому при определении аэродинамических характеристик диагональных сопловых аппаратов первой ступени обязательно необходимо учитывать предысторию потока. Правильное определение коэффициентов потерь в диагональных лопаточных венцах с учетом конструктивной схемы ТРДД позволит сократить сроки и объем доводочных работ при проектировании.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вятков В. В., Ремизов А. Е., Курдюков А. В. Выбор способа борьбы с вторичными течениями в лопаточных венцах газовых турбин // Вестник РГТУ имени П. А. Соловьева. 2016. №1(36). С. 3–7. [V. V. Vyatkov, A. E. Remizov, A. V. Kurdyukov, The choice of method of suppression of secondary flows in gas turbine blade rows (in Russian), in *Vestnik RGTU imeni P. A. Solovyova*, no. 1(36), pp. 3-7, 2016.]
2. Ремизов А. Е., Полетаев В. А., Лебедев В. В., Вятков В. В. Особенности аэродинамического и теплового совершенствования сопловых аппаратов турбин перспективных газотурбинных двигателей // Авиационная техника. 2016. №1. С. 81–85. [V. A. Poletaev, V. V. Vyatkov, A. E. Remizov, V. V. Lebedev, "Special features of aerodynamic and thermal improvement of turbine", (in Russian), in *Aviatsionnaya tekhnika*, no. 1, pp. 81-85, 2016.]
3. Богомолов Е. Н., Вятков В. В., Ремизов А. Е. Влияние вторичных течений на направление потока за турбинной решеткой // Авиационная техника. 2003. №1, С. 23–26. [E. N. Bogomolov, V. V. Vyatkov, A. E. Remizov, "Influence of Secondary Flows on the Flow Direction Downstream of the Turbine Cascade", (in Russian), in *Aviatsionnaya tekhnika*, no. 1, pp. 23-26, 2003.]
4. Богомолов Е. Н., Вятков В. В., Ремизов А. Е. Газодинамика лопаточных венцов и переходных каналов турбин современных ГТД. М: РАН, 2012. 168 с. [E. N. Bogomolov, V. V. Vyatkov, A. E. Remizov, "Aerodynamic blade rows and transition channels of modern GTE turbines", (in Russian). М.: РАН, 2012.]
5. Вятков В. В., Конюхов Б. М., Ремизов А. Е., Тоцаков А. М. Исследование аэродинамических характе-

ристик системы межтурбинного переходного канала и соплового аппарата турбины низкого давления // Вестник РГАТА имени П. А. Соловьева. 2012. №1(22). С. 3–8. [V. V. Vyatkov, A. E. Remizov, V. M. Konyukhov, A. M. Toshakov, "Study of aerodynamic behavior of transition duct and nozzle assembly LP turbine system", (in Russian), in *Vestnik RGATA imeni P.A. Solovyova*, no. 1(22), pp. 3-8, 2012.]

6. **Вятков В. В., Ремизов А. Е., Тошakov А. М.** Исследование сопловых аппаратов ТНД в условиях работы с межтурбинным переходным каналом при наличии входной закрутки // Вісник двигунобудування. 2013. №2. С. 57–62. [V. V. Vyatkov, A. E. Remizov, A. M. Toshakov, "Researching of LPT nozzle blocks working with inter-turbine channel in the presence of input swirling flow", (in Russian), in *Visnik dvigunobudovaniya*, no. 2/2013, pp. 57-62, 2013.]

7. **Локай В. И., Максимова М. К., Стрункин В. А.** Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. Теория, конструкция и расчет: Учебник для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. 447 с. [V. I. Lokay, M. K. Maksimova, V. A. Strunkin, *Gas turbine aircraft engines. The theory, design and calculation. Textbook for universities*, 3 edit. M.: Mashinostroenie, 1979.]

8. **Геометрические и аэродинамические** характеристики межкаскадных переходных каналов авиационных ТРДД и энергетических ГТУ / А. Е. Ремизов, И. А. Кривошеев, О. О. Карелин, Е. В. Осипов // М: Машиностроение, 2012. 216 с. [А. Е. Remizov, et. al., *Geometric and aerodynamic characteristics interstage transition ducts and aircraft turbofan gas turbine power plants*, (in Russian). М.: Mashinostroenie, 2012.]

ОБ АВТОРАХ

ВЯТКОВ Владимир Вячеславович, канд. техн. наук. Доц. каф. «Авиационные двигатели» ФГБОУ ВО «Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П. А. Соловьева» (РГАТУ).

РЕМИЗОВ Александр Евгеньевич, д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой «Авиационные двигатели» ФГБОУ ВО «Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П. А. Соловьева» (РГАТУ).

КУРДЮКОВ Алексей Владимирович, штатный сотрудник кафедры «Авиационные двигатели» ФГБОУ ВО «Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П. А. Соловьева» (РГАТУ). Готовит дисс. по исследованию аэродинамических характеристик лопаточных венцов газовых турбин с диагональной проточной частью.

METADATA

Title: Influence of construction view turbofan turbines on aerodynamic features its elements.

Authors: V. V. Vyatkov¹, A. E. Remizov², A. V. Kurdyukov³.

Affiliation:

¹⁻³ P. A. Solovyov Rybinsk State Aviation Technical University (RSATU), Russia.

Email: ¹vvvad76@mail.ru, ²ad@rsatu.ru,

³kurdyukov_alex@mail.ru

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 21, no. 2(76), pp. 56-62, 2017. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: The article analyzes the problems of obtaining the required aerodynamic characteristics of the elements of the turbofan running various design. The results of experimental studies of various models of the cascade flow turbojet turbine. It classifies the main challenges of improving the aerodynamic flow part, depending on the motor constructive scheme.

Key words: Turbofan engine; inter-turbine channel; aerodynamics features; blade rows.

About authors:

VYATKOV, Vladimir Vyacheslavovich, Cand. of Tech. Sci. Assistant prof. Dept. of Aviation engines P. A. Solovyov Rybinsk State Aviation Technical University (RSATU).

REMIZOV, Aleksandr Evgenievich, Dr. of Tech. Sci. (2014). Prof. Dipl. thermal, electrorocket engines and power plants of aircraft (2016). Dept. head of Aviation engines P. A. Solovyov Rybinsk State Aviation Technical University (RSATU).

KURDYUKOV, Aleksey Vladimirovich, staff member Dept. of Aviation engines P. A. Solovyov Rybinsk State Aviation Technical University (RSATU). He is preparing a thesis on the study of aerodynamic characteristics of blade rows of gas turbines with a diagonal running part.