

ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛЬЦЕВОЙ ТУРБИНОЙ РЕШЕТКИ ИЗ ПРОФИЛЕЙ РАЗЛИЧНОЙ ГЕОМЕТРИИ, ИНТЕГРИРОВАННОЙ В МЕЖТУРБИННЫЙ ПЕРЕХОДНЫЙ КАНАЛ

В. В. Вятков¹, О. В. Комова², И. А. Ремизов³, А. М. Тоцаков⁴

¹vvvad76@mail.ru, ²olya.comova2015@yandex.ru, ^{3,4}ad@rsatu.ru

ФГБОУ ВО Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П. А. Соловьева

Поступила в редакцию 29.09.2021

Аннотация. Представлены результаты исследования кольцевой решетки профилей совмещенного стоечного узла соплового аппарата первой ступени турбины низкого давления. Приводилось численное моделирование и продувка модели на низконапорном стенде. В решетке соплового аппарата исследуемой модели реализуется режим смыкания вторичных течений. Показано, что различие в аэродинамических характеристиках межлопаточных каналов, образующихся при внедрении толстого силового профиля в решетку, определяется особенностью структуры вторичных течений.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель; турбина; сопловой аппарат; совмещенный стоечный узел; вторичные течения.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время полностью сформировался конструктивный облик газотурбинных двигателей различного назначения. Создана методология проектирования узлов ГТД, позволяющая получить практически максимально достижимые с точки зрения термодинамического процесса КПД. Однако, повышение параметров рабочего процесса приводит к усложнению структуры течения во всех узлах ГТД. Поэтому одной из основных задач современного двигателестроения является совершенствование методов проектирования узлов с учетом особенностей их работы в составе двигателя. Кроме того методология проектирования определяется размерностью двигателя. Для малоразмерных двухвальных ГТД различного назначения характерно наличие системы, которая состоит из межтурбинного переходного канала (МПК) с интегрированными в него силовыми стойками и сопловым аппаратом первой ступени (СА1) турбины низкого давления (ТНД). Силовую стойку можно интегрировать в лопаточный венец СА1. В результате возникает совмещенный стоечный узел (рис. 1), который представляет собой кольцевую решетку сопловых лопаток, состоящую из различных профилей. При всем многообразии вариантов системы МПК с интегрированными элементами общей задачей проектирования турбин всех типов ГТД является снижение потерь в МПК, которые определяют топливную эффективность ГТД. Увеличение потерь в МПК на 1 % приводит к аналогичному (на 1 %) снижению тяги (или мощности) двигателя. Т.е. анализ особенностей аэродинамики МПК с интегрированными элементами с целью поиска способов снижения потерь в проточной части является актуальным.

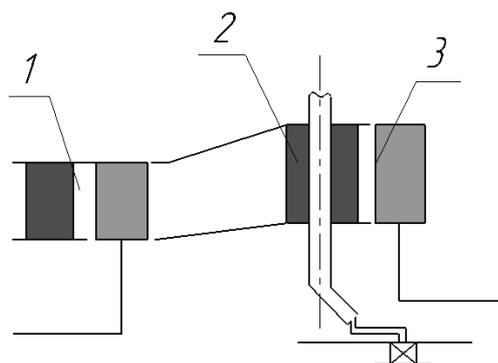


Рис. 1. Схема проточной части ТВД с совмещенным стоечным узлом:
1 – ТВД; 2 – совмещенный узел СА1; 3 – рабочее колесо СТ

Для различных ГТД малой размерности с точки зрения влияния на потери в системе МПК-СА1 на первый план выходят вторичные течения в МПК и СА1. Вклад вторичных течений в общие потери кинетической энергии в системе может достигать 50 % [1]. При этом вторичные течения, образовавшиеся на втулке и периферии, начинают взаимодействовать между собой, образуя область высоких потерь внутри межлопаточного канала [1]. Вторичные течения образуются из-за криволинейности межлопаточного канала и наличия пограничных слоев на торцевых поверхностях, поэтому убрать их из проточной части невозможно. Борьба с вторичными течениями сводится к снижению их интенсивности. При проектировании совмещенного стоечного узла возникает решетка профилей различной геометрии, что повлияет на аэродинамические характеристики системы МПК-СА1. При этом в СА1 возникнут каналы с различной интенсивностью вторичных течений. Результаты исследования аэродинамических характеристик таких решеток в открытой печати отсутствуют, потому вопрос о характеристиках решетки сопловых аппаратов из различных профилей является актуальным, особенно для условий работы при смыкании вторичных течений.

ОПИСАНИЕ ОБЪЕКТА ИССЛЕДОВАНИЯ

Для определения влияния на потери энергии внедрения толстого профиля в решетку СА1, работающего в условиях смыкания вторичных течений было проведено экспериментальное и численное исследование модели системы из МПК и сопловой решетки, схема которой показана на рис. 2. При этом решетка имела различную компоновку толстых и тонких профилей. В данной работе рассматриваются два случая: решетка имеет одинаковые профили (рис. 2, а) и решетка с толстым профилем, который соответствует силовой стойке слева и справа от которого расположены тонкие лопатки (рис. 2, б).

МПК модели имеет степень геометрической диффузорности – 0,9 и относительную длину – 3,46. По своим геометрическим параметрам МПК относится к конфузурным и неагрессивным с отсутствием отрыва потока [2]. Профили лопаток решетки соответствовали типичному неохлаждаемому профилю первой ступени ТНД. Геометрические параметры профилей следующие: угол выхода потока $\alpha_1 = 23,5^\circ$; хорда лопатки – 80 мм; шаг решетки – 68 мм; диаметр входной кромки тонкого профиля – 4,3 мм; диаметр выходной кромки 0,8 мм.

В исследуемой модели реализуется режим смыкания вторичных течений. Экспериментальная модель решетки состоит из 13 лопаток, 6 из которых – толстые профили. Производилась продувка модели на низконапорном экспериментальном стенде [3, 4], который позволяет для исследуемой модели выдержать автомодельность по числу Рейнольдса.

Измерения параметров потока в выходном сечении модельной установки проводились при помощи автоматизированного координатного устройства, управление которого осуществлялось при помощи ЭВМ [3, 4]. Траверсированию подвергалось поле полного давления за решеткой и пограничный слой на спинке лопатки. Фото экспериментальной установки на стенде показано на рис. 3.

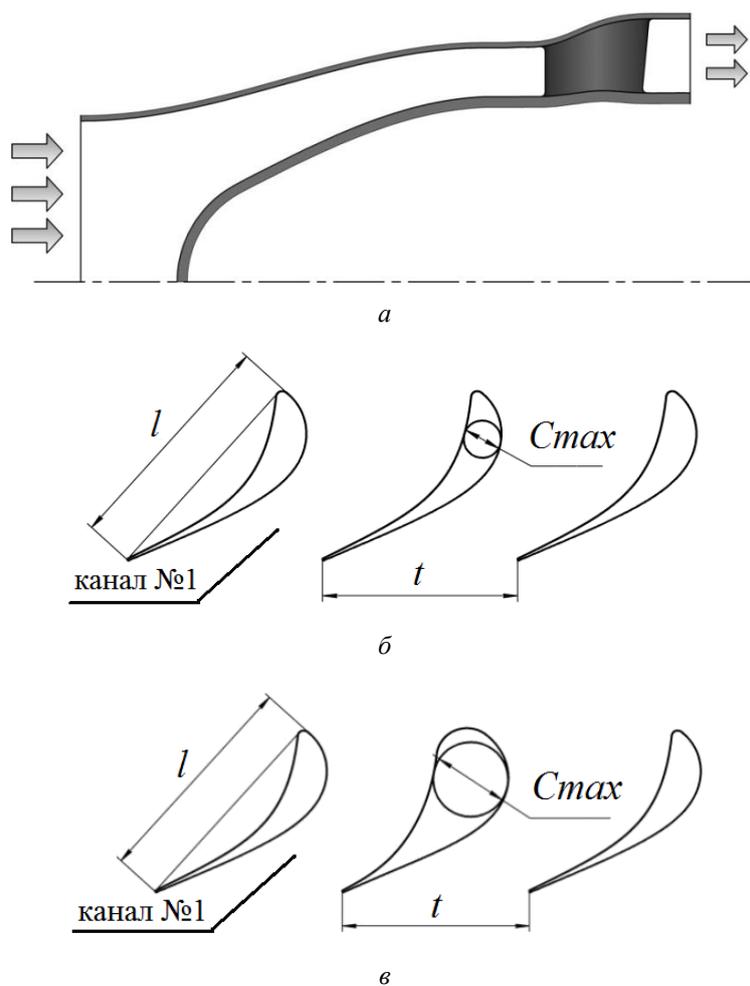


Рис. 2. Исследованные системы:

a – схема модели; *б* – схема решетки тонких профилей СА1; *в* – схема решетки с толстым профилем



Рис. 3. Фото экспериментальной установки на стенде

Численно моделировалось течение в секторе модели, который состоял из трех лопаток. Причем производилось моделирование как на режиме стенда, так и на режиме двигателя и принципиальных отличий обнаружено не было. Интенсивность турбулентности в расчете составляла порядка $Tu \approx 5\%$, что соответствует уровню турбулентности на стенде. Расчеты

выполнялись с настройками, которые используются при решении подобных задач [6]. Также были проанализированы основные инженерные модели турбулентности: SST, SA, RNGke. Результаты применения всех трех моделей турбулентности в принципе не противоречат физической картине. Для ответа на вопрос о применении модели турбулентности необходим анализ количественных характеристик потока. Одной из основных характеристик потока в решетке турбомшины является распределение потерь кинетической энергии по высоте потока. При этом на каждой расчетной высоте потери кинетической энергии осредняются по шагу.

На рис. 4 представлены эпюры осредненных потерь для решетки из одинаковых лопаток. Качественный характер распределения потерь одинаков. Наиболее соответствуют экспериментальным данным результаты применения SST модель турбулентности, которая и была выбрана для дальнейших исследований.

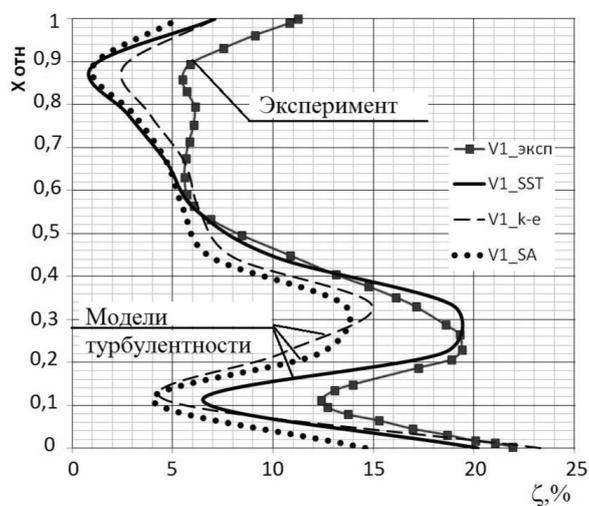


Рис. 4. Распределение потерь кинетической энергии в решетке одинаковых профилей

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ

Сопоставление характеристик решетки из одинаковых лопаток и решетки с совмещенным стоечным узлом показало, что установка толстой лопатки меняет распределение скорости по обводу профиля тонкой лопатки, расположенной со стороны корытца толстой и самого толстого профиля. В канале со стороны корытца толстой лопатки появляется область ускорения потока. Перед входной кромкой толстой лопатки имеется значительная область торможения потока. Изменяется точка ветвления потока и перераспределяется расход между каналами. Это также объясняется структурой вторичных течений в межлопаточных каналах. Информацию о вторичных течениях можно получить из анализа картины распределения полного давления за решеткой. Расчетное распределение полного давления за решетками показано на рис. 5, где можно видеть область повышенных потерь как результат взаимодействия вторичных течений в решетке. Экспериментальное поле полного давления за тонкой лопаткой, в случае решетки одинаковых профилей и толстой лопатки со стороны спинки показаны на рис. 6. В отличие от расчета здесь показаны поля только для одного межлопаточного канала. Объясняется это тем, что в эксперименте за одну установку приемника полного давления без срыва потока с датчика можно протраверсировать только один межлопаточный канал.

Эпюры потерь для рассматриваемых случаев показаны на рис. 7. Потери в канале, расположенном со стороны корытца толстого профиля растут, потери при обтекании толстого профиля уменьшились. На процесс обтекания тонкого профиля, расположенного со стороны спинки лопатки, установка толстого стоечного узла влияния не оказала. Это подтверждается и экспериментом и расчетом. Т.е. неравномерность потока за решеткой сопловых аппаратов

увеличилась. Данные результаты можно объяснить с позиции теории вторичных течений в решетках. Основное влияние на неравномерность потока по межлопаточному каналу оказывает так называемый каналный вихрь, в который преобразуется ветвь входного вихря, пересекающая межлопаточный канал от корытца к спинке, что показано в работе [7]. Условия его возникновения и определяют интенсивность вторичных течений в межлопаточном канале [7].

При этом основное различие в межлопаточных каналах проявляется в области действия сомкнувшихся вторичных течений. Область сомкнувшихся каналных вихрей находится в центральной области канала ближе к втулке.

В периферийной области параметры потока в основном определяются течением в МПК, поэтому различия в потерях незначительны. Наибольшие вторичные потери обнаружены в левом межлопаточном канале. Ветви входного вихря, образовавшиеся на толстой входной кромке, имеют больший диаметр и при этом быстрее смыкаются в канале. При этом вторичные потери увеличиваются вдвое [7].

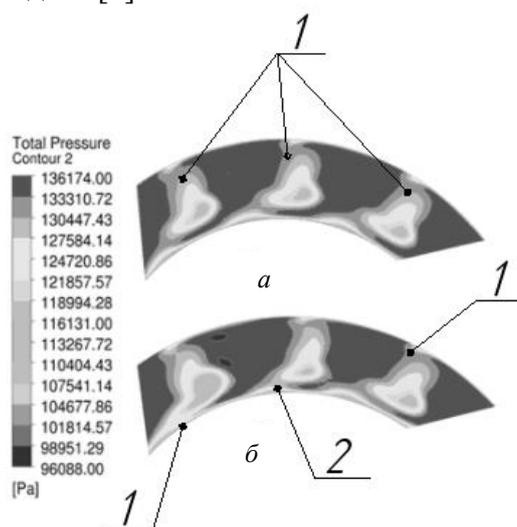


Рис. 5. Распределение полного давления за сопловым аппаратом (расчет):
1 – закромочный след от тонких лопаток; 2 – закромочный след от толстых лопаток;
а – решетка одинаковых профилей; б – решетка с толстым профилем лопатки

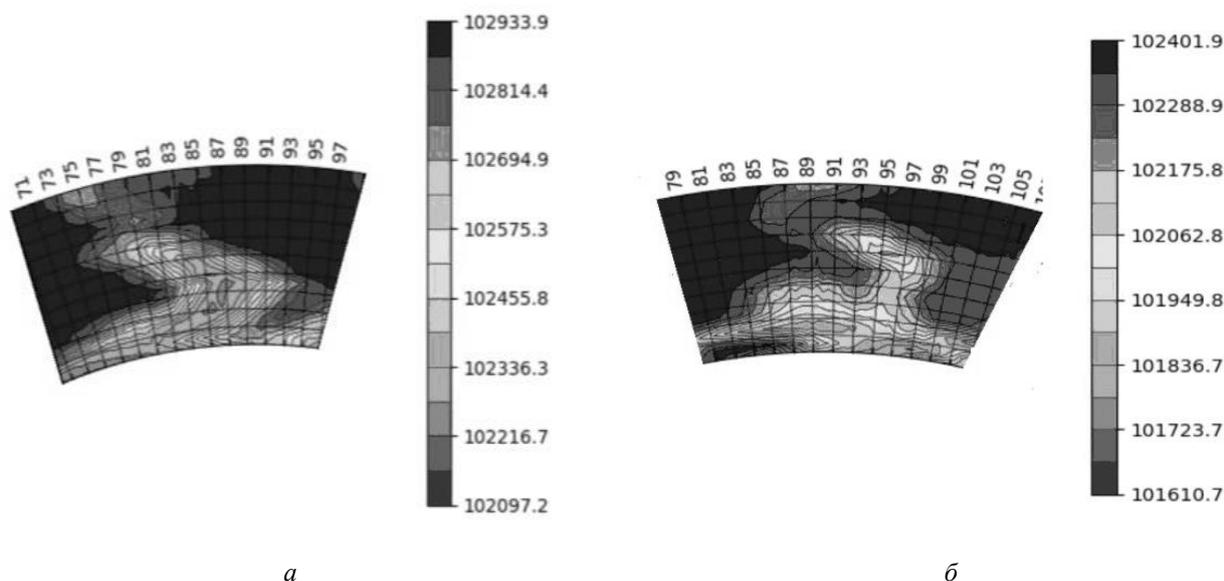


Рис. 6. Экспериментальное поле полного давления за лопаткой:
а – тонкая лопатка в решетке одинаковых профилей; б – тонкая лопатка, расположенная со стороны корытца толстой (соответствуют рис. 7, а)

Таким образом, определяющее влияние на потери и неравномерность потока в данном случае оказывают канальные вихри, образующиеся на толстом профиле и распространяющиеся от корытца к спинке. В межлопаточном канале, расположенном со стороны корытца толстого профиля, канальный вихрь наиболее интенсивен и расположен выше от торцевой стенки. Объясняется это толстой входной кромкой стоечной лопатки. Входной вихрь на толстой входной кромке имеет большой диаметр и соответственно большую площадь соприкосновения с пограничным слоем на торцевой стенке. Следовательно, подъемная сила, действующая на вихрь при поперечном обтекании, будет больше.

При этом численный расчет не показал увеличения подъема вторичных масс, что объясняется недостатками RANS подхода к моделированию рабочего процесса в элементах турбин.

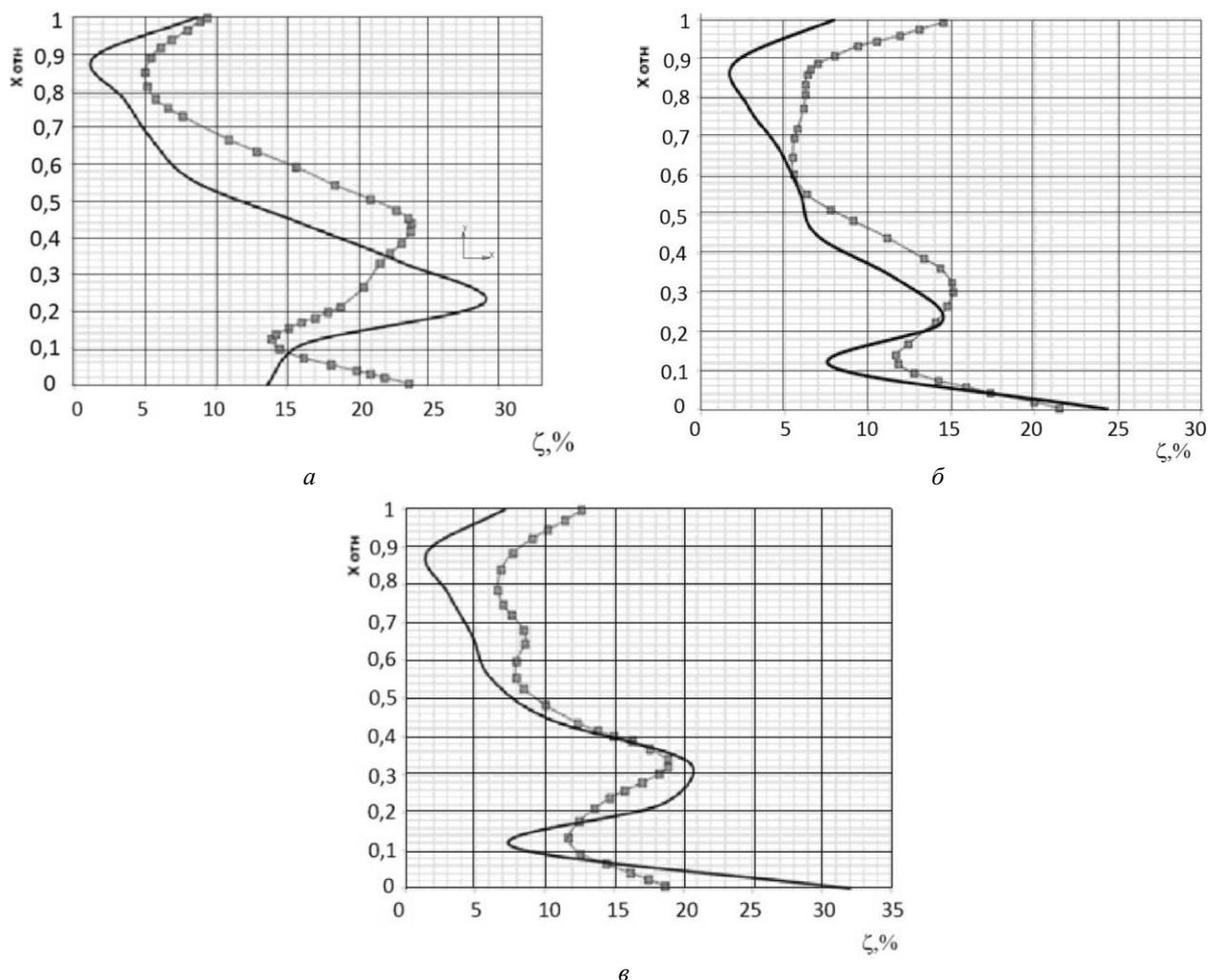


Рис. 7. Распределение потерь кинетической энергии в межлопаточном канале (сплошная линия – расчет; точки – эксперимент):
а – левый профиль; *б* – центральный профиль; *в* – правый профиль

Различие в подъеме вторичных масс можно проследить по результатам исследования профиля скорости в пограничном слое на спинке профиля. В области локализации вторичного вихря на эпюре профиля скорости пограничного слоя на спинке имеется перегиб эпюры пограничного слоя. Поэтому было проведено траверсирование потока на спинке лопатки на расстоянии $y = 20$ мм от выходных кромок вверх по потоку на различных расстояниях от торцевой стенки z . Приемник полного давления для исследования пограничного слоя устанавливался к спинке лопатки, а затем с шагом 0,2 мм удалялся по нормали к спинке. В результате получалась эпюра полного давления, которая соответствует профилю скорости

в пограничном слое. Распределение полного давления в пограничном слое на толстой тонкой лопаток показано на рис. 8. Перегиб эпюры полного давления как раз и соответствует локализации вторичных масс. В области потока, которая свободна от вторичных течений, характер эпюры полного давления соответствует стандартному пограничному слою. На тонкой лопатке перегиб эпюры полного давления интенсивнее и расположен в сечении, которое выше над торцевой стенкой. Эти результаты аналогичны известным данным работ [8]. Все это подтверждает описанные выше факты.

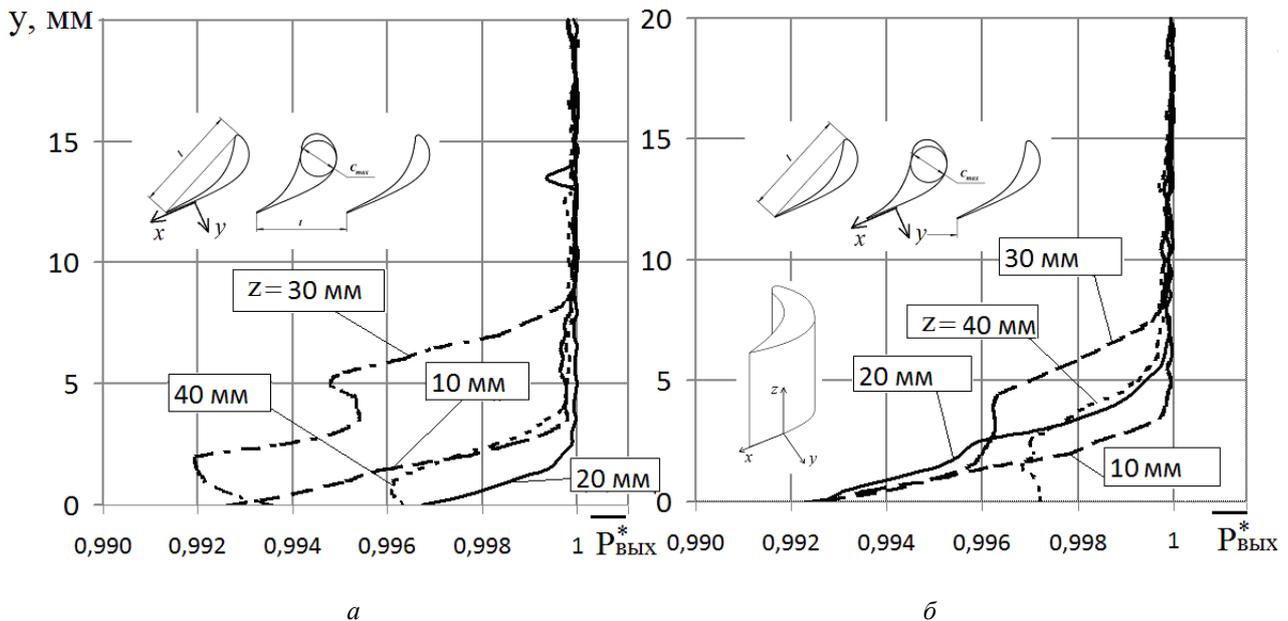


Рис. 8. Эпюра полного давления в пограничном слое на спинке лопатки на различных высотах от торцевой стенки:
а – тонкая лопатка; *б* – толстая лопатка; *z* – высота сечения измерения

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, при установке толстого профиля в решетку сопловых аппаратов меняется картина течения с точки зрения неравномерности потока. Данный факт необходимо учитывать при проектировании первой ступени ТНД. Неравномерность в сопловом аппарате приведет к снижению эффективности работы рабочего колеса. Для снижения данной неравномерности потока необходима разработка специальных конструктивных мероприятий, направленных на изменение траектории или размеров канального вихря, образующегося на толстом профиле совмещенного стоечного узла. На размер канального вихря определяющее влияние будет оказывать форма и размеры входной кромки лопатки. Чем тоньше входная кромка лопатки, тем меньше размер канального вихря. Другим параметром, определяющим положение вторичного вихря в межлопаточном канале, является шаг решетки. Для совмещенного стоечного узла может оказаться целесообразным применение разных шагов между лопатками в пределах стойки. Кроме того, может потребоваться специальная оптимизация втулочной поверхности МПК.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Особенности** аэродинамического и теплового совершенствования сопловых аппаратов турбин перспективных газотурбинных двигателей / А. Е. Ремизов [и др.] // Изв. вузов. Авиационная техника. 2016. № 1. С. 81–85. [А. Е. Remizov, et al., "Special features of aerodynamic and thermal improvement of turbine nozzles for advanced gas turbine engines", (in Russian), in *Izv. vuzov. Aviacionnaya tekhnika*, no. 1, pp. 81-85, 2016.]
2. **Ремизов А. Е., Вятков В. В., Лебедев В. В.** Повышение газодинамической эффективности ступеней газовых турбин ГТД на стадии проектирования // Изв. вузов. Авиационная техника. 2016. № 4. С. 106–110. [А. Е. Remizov, V. V. Vyatkov, V. A. Lebedev, "Improvement of gas-dynamic efficiency of GTE gas turbine stages at the design stage", (in Russian), in *Izv. vuzov. Aviacionnaya tekhnika*, no. 4, pp. 106-110, 2016.]

3. **Исследование** аэродинамических характеристик системы межтурбинного переходного канала и соплового аппарата турбины низкого давления / А. М. Тошчаков [и др.] // Вестник РГАТА им. П. А. Соловьева. 2012. № 1 (22). С. 3–8. [A. M. Toshchakov, et al., "Investigation of the aerodynamic characteristics of the inter-turbine transition channel system and the nozzle apparatus of the low-pressure turbine", (in Russian), in *Vestnik RGATA im. P. A. Solovieva*, no. 1 (22), pp. 3-8, 2012.]

4. **Тошчаков А. М., Вятков В. В., Ремизов А. Е.** Исследование сопловых аппаратов ТНД в условиях совместной работы с межтурбинным переходным каналом при наличии входной закрутки // ВІСНИК двигунобудування. Запорожье: АО «Мотор Сич». 2013. № 2. С. 57–62. [A. M. Toshchakov, V. V. Vyatkov, A. E. Remizov, "Investigation of LPT nozzles under conditions of joint operation with an inter-turbine transition channel in the presence of an input swirl", (in Russian), in *VISNIK dvigunobuduvannya*, no. 2, pp. 57-62, 2013.]

5. **Вятков В. В., Ремизов А. Е., Осокина Е. С.** Оценка геометрических параметров межтурбинных переходных каналов ТРДД на стадии проектирования // Вестник РГАТУ им. П. А. Соловьева. 2017. № 3 (42). С. 38–42. [V. V. Vyatkov, A. E. Remizov, E. S. Osokina, "Estimation of geometric parameters of interturbine transition channels of a turbine engine at the design stage", (in Russian), in *Vestnik RGATU im. P. A. Solovieva*, no. 3, pp. 38-42, 2017.]

6. **Вятков В. В., Тошчаков А. М., Ремизов А. Е.** Повышение точности оценки потерь энергии с помощью численного моделирования течения в диагональном сопловом аппарате турбины // Вестник РГАТУ им. П. А. Соловьева. 2014. № 2 (29). С. 22–29. [V. V. Vyatkov, A. M. Toshchakov, A. E. Remizov, "Improving the accuracy of estimating energy losses using numerical simulation of the flow in the diagonal nozzle apparatus of the turbine", (in Russian), in *Vestnik RGATU im. P. A. Solovieva*, no. 2 (29), pp. 22-29, 2014.]

7. **Богомолов Е. Н., Вятков В. В., Ремизов А. Е.** Влияние вторичных течений на направление потока за турбинной решеткой // Известия высших учебных заведений. 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 *Izvestiya vysshih uchebnykh zavedenij. Aviacionnaya tekhnika*, no. 1, pp. 23-26, 2003.]

8. **Гречаниченко Ю. В., Нестеренко В. А.** Вторичные течения в решетках турбомашин. Харьков: Издательство при харьковском государственном университете издательского объединения «Вища школа», 1983. 120 с. [Yu. V. Grechanichenko, V. A. Nesterenko, *Secondary flows in turbomachine lattices*, (in Russian). Kharkov: Izdatelstvo pri harkovskom gosudarstvennom universitete izdatelskogo obedineniya "Vishha shkola", 1983.]

ОБ АВТОРАХ

ВЯТКОВ Владимир Вячеславович, доц. каф. АД. Дипл. магистр техники и технологии (РГАТА, 1999). Канд. техн. наук (РГАТУ, 2002). Иссл. в обл. рабочих процессов в газовых турбинах.

КОМОВА Ольга Владимировна, студент каф. АД. Иссл. в обл. рабочих процессов в газовых турбинах.

РЕМИЗОВ Иван Александрович, асп. каф. АД. Дипл. магистра (РГАТУ, 2020). Численное моделирование рабочих процессов в ГТД.

ТОЩАКОВ Александр Михайлович, доц. каф. АД. Дипл. инженер (РГАТА, 2008). Канд. техн. наук (РГАТУ, 2012). Иссл. в обл. рабочих процессов в газовых турбинах.

METADATA

Title: Research of aerodynamics harrakteristik ring turbine lattice from profiles of various geometry, integrated into an integrated transition channel.

Authors: V. V. Vyatkov¹, O. V. Komova², I. A. Remizov³, A. M. Toshchakov⁴

Affiliation: P. A. Solovyov Rybinsk State Aviation Technical University (P. A. Solovyov RGATU), Russia.

Email: ¹vvvad76@mail.ru, ²olya.comova2015@yandex.ru, ^{3,4}ad@rsatu.ru

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 25, no. 4 (94), pp. 30-37, 2021. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: The results of the study of the annular grid of profiles of the combined rack assembly of the nozzle apparatus of the first stage of a low-pressure turbine are presented in the article. Numerical modeling and purging of the model were carried out on a low-pressure stand. The mode of closing of secondary flows is realized in the lattice of the nozzle apparatus of the studied model. The difference in the aerodynamic characteristics of the inter-blade channels is determined by the peculiarity of the structure of secondary flows when a thick force profile is introduced into the lattice.

Key words: gas turbine engine; turbine; nozzle unit; combined rack assembly; secondary flows.

About authors:

VYATKOV, Vladimir Vyacheslavovich, Assoc. Prof., Dept. of Aircraft Engines. Dipl. Master of Technics & Technology (RGATA, 1999). Cand. of Tech. Sci. (P. A. Solovyev RGATU, 2002). Research in the field of working processes in gas turbines.

KOMOVA, Olga Vladimirovna, student, Dept. of Aircraft Engines. Research in the field of working processes in gas turbines.

REMIZOV, Ivan Aleksandrovich, postgraduate student, Dept. of Aircraft Engines. Master's degree (RGATU, 2020). Numerical modeling of working processes in the gas turbine engine.

TOSHCHAKOV, Alexander Mikhailovich, Assoc. Prof., Dept. of Aircraft Engines. Dipl. Engineer (RGATU, 2008). Cand. of Tech. Sci. (RGATU, 2012). Research in the field of working processes in gas turbines.