

DOI: 10.15593/2224-9982/2019.58.03

УДК 62-135.3

В.И. Милешин, А.М. Петровичев, В.В. Жданов

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Москва, Россия

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НАДРОТОРНЫХ УСТРОЙСТВ ЛАБИРИНТНОГО ТИПА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЫСОКОНАГРУЖЕННОЙ ПЕРВОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА

В связи с разработкой нового семейства высоконапорных КВД с ультравысокой степенью сжатия на $\pi_k^* = 27$ при числе ступеней $z = 10 \dots 11$ особое внимание стоит уделить отработке первой высоконагруженной ступени, так как именно от ее совершенства напрямую зависят характеристики всего КВД. Несмотря на то, что на номинальных оборотах ступень может иметь оптимальные характеристики, из-за сильного прикрытия ВНА на промежуточных оборотах могут снизиться запасы ГДУ. Одним из способов повышения запасов ГДУ является применение НРУ лабиринтного типа.

Целью проектирования НРУ лабиринтного типа было в первую очередь не ухудшить характеристики на проектных оборотах ($n = 100\%$), по возможности даже улучшив их, и увеличить запасы ГДУ на промежуточных оборотах ($n = 70$ и 80%). НРУ лабиринтного типа, состоящее из трех кольцевых бороздок, располагающихся над серединой проекции хорды лопатки, было специально спроектировано и изготовлено для данной ступени. Расчетное исследование показало, что на номинальных оборотах применение НРУ лабиринтного типа приводит к смещению характеристики в область больших расходов и к повышению КПД, что хорошо согласуется с экспериментальными данными. На промежуточных оборотах в расчете наблюдается увеличение запасов ГДУ без влияния на КПД, в то время как в эксперименте, наоборот, влияние на запасы ГДУ отсутствует и наблюдается прирост КПД, как и на номинальных оборотах $\sim 1,5\%$. Обе модели турбулентности (SST и $k-\epsilon$), использованные при расчетах, не дали полного совпадения с экспериментальными результатами. Модель турбулентности SST улавливает влияние НРУ, но не позволяет получить запасы ГДУ, как в эксперименте. Модель $k-\epsilon$ позволяет получить в расчете запасы, близкие к экспериментальным, но не отображает влияния НРУ на интегральные характеристики. Кроме того, обе модели дают КПД ступени ниже, чем в эксперименте.

Ключевые слова: вихрь протекания, высоконапорный компрессор, запасы ГДУ, кольцевые бороздки, КПД, модель турбулентности, надроторное устройство лабиринтного типа, первая ступень компрессора, рабочее колесо, стеньга повышения полного давления.

V.I. Mileshin, A.M. Petrovichev, V.V. Zhdanov

Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov, Moscow, Russian Federation

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE CIRCUMFERENTIAL GROOVES CASING TREATMENT INFLUENCE ON PERFORMANCES OF THE FIRST COMPRESSOR STAGE

In connection with the development of a new family of high-pressure HPC with ultra-high pressure ratio and the number of stages 10-11, a special attention should be paid to the development of the first high-load stage, because compressor performance directly depends on its excellence. Despite the fact that the stage at nominal rotational speeds can have optimal performance, stall margins at intermediate rotational speeds can decrease because of a sizable IGV closure. One of the ways to increase stall margins is the use of labyrinth-type casing treatments.

The primary design task for the labyrinth-type casing treatment (CT) is to keep performance at design rotational speeds ($n = 100\%$) or improve them, if possible, and increase stall margins at intermediate speeds ($n = 70\%$ and $n = 80\%$). The labyrinth-type CT consisting of 3 circumferential grooves located above the middle of the blade chord projection is specially designed and manufactured for this stage. Our computations show that the use of the labyrinth-type CT leads to a shift of performance towards higher airflow and efficiency that is a good agreement with experimental data. An increase in stall margins without changes in efficiency is found by calculations, whereas the test, on the contrary, shows no influence on stall margins and an increase in efficiency by $\sim 1.5\%$ (the same as at rated speeds). Both investigated turbulence models (SST and $k-\epsilon$) do not provide good agreement with the experimental data. The SST model captures CT influence, but decreases stall margin. The $k-\epsilon$ model show agreement with the test in stall margin, but cannot capture CT influence. In addition, both models show lower efficiency compared with the experimental data.

Keywords: tip leakage, high-loaded compressor, stall margin, circumferential grooves, efficiency, turbulence model, casing treatment, compressor first stage, rotor blade, pressure ratio.

Условные обозначения:

Термодинамические и газодинамические параметры:

P – давление, Па;

T – абсолютная температура, К;

G – массовый расход воздуха, кг/с;

π^* – степень повышения полного давления;

$\eta_{ад}^*$ – адиабатический коэффициент полезного действия;

H_T – коэффициент теоретического напора.

Геометрические параметры:

D, R – диаметр, радиус, м;

d – относительный диаметр втулки;

s – относительная величина радиального зазора;

h – густота;

α – угол входа потока;

Z – количество лопаток.

Кинематические параметры:

n – частота вращения ротора, об/мин;

U – окружная скорость ротора, м/с;

C – абсолютная скорость потока (в неподвижной системе координат), м/с;

W – относительная скорость потока.

Индексы и сокращения:

ВНА – входной направляющий аппарат;

РК – рабочее колесо (ротор);

СА – выходной спрямляющий аппарат (статор);

НРУ – надроторное устройство;

п – периферийный;

вт – втулка;

пр – приведенный.

Введение

Надроторные устройства представляют большой интерес, так как с их помощью можно добиваться различных улучшений характеристик ступеней КВД [1–5] путем изменения параметров НРУ [6–9] (типа, формы, расположения, размеров и т.д.). Сложный механизм взаимодействия НРУ и течения в ступени требует тщательного рассмотрения для каждого нового объекта. Преимуществом НРУ лабиринтного типа перед другими типами является относительная простота их изготовления.

Располагаясь непосредственно в области над перетеканием через радиальный зазор, НРУ лабиринтного типа взаимодействует с вихрем перетекания, ослабляя его свертывание [10]. В работе [11] расчетным путем показано, что НРУ лабиринтного типа могут положительно влиять на запасы ГДУ. В работах [12–14] также отмечается положительное влияние бороздок на запасы ГДУ и подчеркивается, что благодаря применению НРУ лабиринтного типа значительно уменьшается область загромождения на периферии рабочего колеса и ослабляется свертывание вихря перетекания через радиальный зазор.

В работе [15] упор делается на исследование влияния геометрических параметров одной бороздки и ее положения относительно лопатки рабочего колеса на характеристики ступени. Показано, что для увеличения запасов ГДУ ступени бороздку нужно делать треугольной и располагать в области передней кромки лопатки рабочего колеса, а для увеличения КПД – трапециевидной и располагать в области задней кромки. Отмечается также, что эффекты не зависят друг от друга и их можно комбинировать.

Важным параметром при проектировании НРУ является величина радиального зазора, так как от нее зависит количество воздуха, которое проходит через зазор и, следовательно, эффективность НРУ. В работе [16] исследовался эффект НРУ при номинальном радиальном зазоре и при увеличенном. Было показано, что из-за увеличения радиального зазора характер перетекания менялся значительно и эффект НРУ пропал. Авторы отмечают, что важным параметром является осевое расположение бороздки.

В работе [17] исследовалось смещение всего НРУ лабиринтного типа, состоящего из шести прямоугольных бороздок, вверх и вниз по потоку, относительно лопатки рабочего колеса. Показано, что в случаях, когда бороздки располагаются не над рабочим колесом, они становятся неэффективны и наибольший прирост запасов ГДУ был получен, когда все бороздки находились в области над рабочим колесом (10,3 %).

В работе [18] авторы исследовали, как меняется влияние НРУ лабиринтного типа на течение при изгибе периферии лопатки рабочего колеса. Было показано, что с помощью изгиба лопатки можно усилить эффект НРУ, дополнительно увеличив запасы ГДУ.

В работе [19] исследовалось комбинированное НРУ, состоящее из двух типов: лабиринтного и щелевого. Первое располагалось в области передней кромки, а второе – в области задней кромки. В результате численного и экспериментального исследований показано, что оба типа НРУ оказывают влияние на течение. Отмечается, что влияние на запасы ГДУ связано с изменением траектории вихря перетекания, а потери КПД связаны как с увеличением производства энтропии в щелях и бороздках НРУ, так и с потерями, вызванными течением, индуцированным щелями НРУ.

В работе [9] показано, что применение НРУ лабиринтного типа позволяет уменьшить поток массы через радиальный зазор и изменить траекторию вихря перетекания, тем самым положительно повлиять на запасы ГДУ.

Объект исследования

Ступень А-1, типовая первая высоконагруженная ступень компрессора высокого давления (КВД), имеет следующие параметры: приведенный расход воздуха $G = 24,4$ кг/с; степень повышения полного давления ступени $\pi^* = 2,28$; угол входа потока перед РК $\alpha_1 = 89^\circ$; угол выхода потока за НА $\alpha_4 = 69^\circ$; наружный диаметр входа в РК $D_1 = 0,55567$ м; относительный диаметр втулки перед РК $\bar{d}_1 = 0,6623$; расчетная приведенная окружная скорость РК $U = 421,23$ м/с; расчетный коэффициент теоретического напора $\bar{H}_T = 0,507$.

Ступень состоит из трех лопаточных венцов: ВНА ($Z = 37$, $\bar{h} = 2,42$), РК – блиск ($Z = 29$, $\bar{h} = 0,81$) и НА ($Z = 58$, $\bar{h} = 1,11$). Лопатки ВНА и НА – поворотные по углу установки ($\Delta\theta_{ВНА} = (-50^\circ) \dots (+3^\circ)$ и $\Delta\theta_{НА} = (-15^\circ) \dots (+3^\circ)$).

Схема проточной части ступени А-1 и сечения от 0–0 до V–V для постановки измерительных приборов при испытаниях показана на рис. 1.

В варианте испытаний с гладкой проточной частью (без НРУ) объект исследований был собран со следующими зазорами между неподвижными и вращающимися деталями: радиальный зазор по лопаткам РК по талькированной поверхности 0,65–0,7 мм ($\bar{s} = 0,7 \dots 0,75$ %); при расчетном угле установке лопаток НА радиальный зазор между торцами лопаток и втулкой РК 0,6–0,75 мм по передней кромке и 1,0–1,5 мм по задней кромке. На рис. 2 показан блиск РК.

Для проведения исследований клокинг-эффекта ступень А-1 была собрана с уменьшенным числом лопаток ВНА ($Z = 29$) и с радиальными зазорами, указанными выше для испытаний без НРУ.

Расход воздуха измерялся входным коллектором $\varnothing 320$ мм.

Таблица 1

Установка трубок полного давления в сечении IV–IV

Номер гребенки	R, мм	α° от оси	Номер трубок	Шаг t, мм	h от пер.
7	264,9	31	1–10	5,78	3,5
6	259,5	29	11–20	5,66	8,9
5	253,5	28	21–30	5,53	14,9
4	247,5	28	31–40	5,4	20,90
3	241,5	27	41–50	5,27	26,9
2	235,5	26	51–60	5,14	32,9
1	230,1	26	61–70	5,02	-3,5

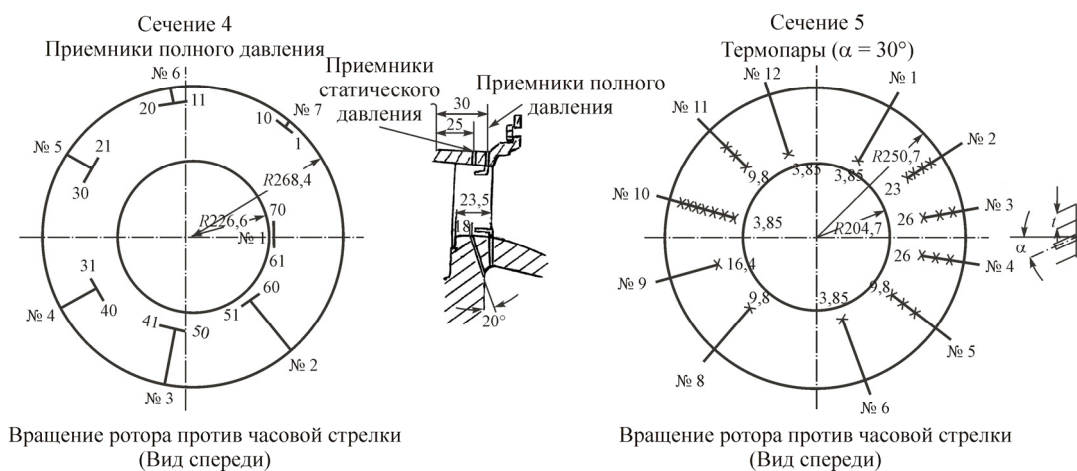


Рис. 3. Схема установки трубок давления и термопар



Рис. 4. Шаговая десятиточечная гребенка

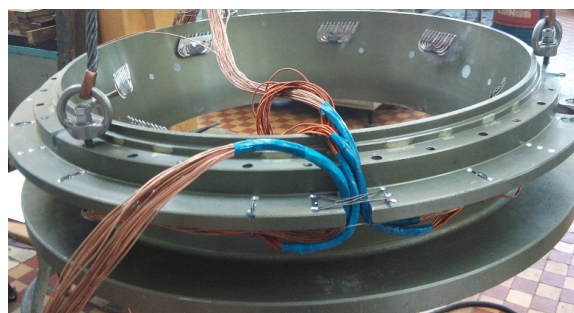


Рис. 5. Расположение гребенок на мерной проставке НА

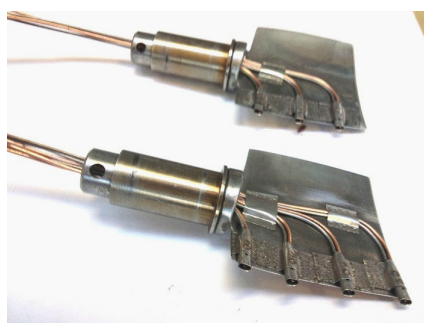


Рис. 6. Приборы измерения полного давления и полной температуры на лопатках НА

Дополнительно для измерения параметров потока за РК установлены приборы измерения полного давления и полной температуры на входных кромках лопаток НА (рис. 6). При этом на одной лопатке НА расположены 1-й, 3-й, 5-й и 7-й приемники полного давления, а на второй лопатке, расположенной через одну от первой, – 2-й, 4-й и 6-й приемники.

Приемники статического давления размещены в тех же сечениях, что и приемные отверстия трубок полного давления.

Точность измерений параметров при проведении испытаний на стенде характеризуется данными табл. 2.

Таблица 2

Характеристики измерительной аппаратуры испытательного стенда

Параметр	Диапазон измерений	Средства измерений	Погрешность
Крутящий момент	0–70 кгс·м	Балансирный ускоритель	±0,5 % от ИВ
Давление	–50–150 кПа	ИКД-27Дф	±0,3 % от ИВ
Температура	20–(+100)°С	ХК-термопары	±2,5°
Частота вращения	2000–20 000 об/мин	ЭЛУРА	±0,2 % от ИВ
Расход воздуха	7–12 кг/с	Расходомерный коллектор (РМК Ø320 мм)	±0,5 % от ИВ
Пульсации давления	0–100 кГц	Малоинерционные датчики Kulite	10 % от ИВ

Численная модель

Численное моделирование течения выполнено с помощью программного комплекса NUMECA FINE TURBO 11.1 для решения осредненных по Рейнольдсу стационарных и нестационарных 3D-уравнений Навье – Стокса [20, 21].

Расчетная область состояла из ВНА, РК и НА (рис. 7).

В качестве модели турбулентности для исследования влияния сетки и надроторных устройств лабиринтного типа использовались две различные модели турбулентной вязкости: SST и $k-\epsilon$. Решения получены на основе конечно-разностной схемы Джемесона [20, 21] второго порядка аппроксимации по пространству и времени. Для моделирования взаимодействия ротора со статорами использовалось приближение mixing plane.

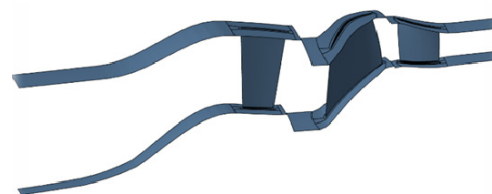


Рис. 7. Общий вид расчетной области

При проведении расчетов использована блочно-структурированная сетка, построенная с помощью сеточного генератора Numeca Autogrid 5 (рис. 8). Расчетная область состояла из 27 сеточных блоков в межлопаточных каналах (3 153 163 ячейки) и 3 блока в НРУ (307 623 ячейки). Величина $y^+ \sim 1$. Радиальный зазор над РК принимался равным 0,4 мм и на него приходилось 17 ячеек расчетной сетки [22].

Расчеты вязкого течения выполнены по приведенным параметрам на входе $T = 288,15$ К, $P = 101\,325$ Па при оборотах $n = 100, 80$ и 70 %, что составляет 14 478, 11 582 и 10 135 об/мин соответственно. В сечении выхода использовано условие радиального равновесия течения, фиксируется статическое давление на периферии. На твердых поверхностях заданы условия прилипания и отсутствия теплопередачи.

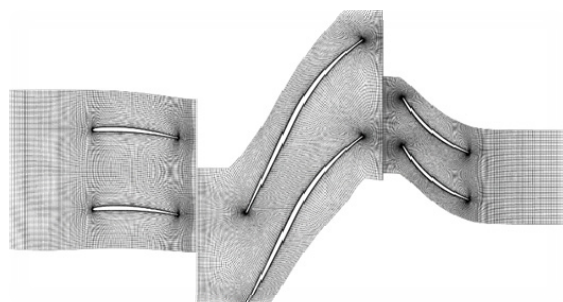


Рис. 8. Конечно-разностная сетка в сечении межлопаточного канала ступени А-1

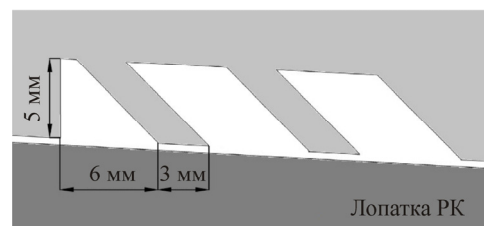


Рис. 9. Исследуемое НРУ лабиринтного типа

НРУ лабиринтного типа (рис. 9) состояло из трех бороздок, две из которых в сечении имели параллелограмм. Первая бороздка отличается от других, чтобы была возможность нанести стираемое покрытие на область левее НРУ. Такая конфигурация была сравнена с конфигурацией из трех одинаковых бороздок и установлено, что такое изменение первой бороздки незначительно влияет на эффект НРУ. Располагалось НРУ над центром проекции хорды лопатки рабочего колеса. Сеточные блоки, соответствующие окружным проточкам, имеют периодичность, равную периодичности лопаточных каналов рабочего колеса.

Сравнительный анализ результатов расчетов и эксперимента

Расчетные и экспериментальные интегральные характеристики ступени А-1 с гладкой проточной частью, полученные на различных оборотах, представлены на рис. 10. Расчетная модель хорошо согласуется с экспериментальной по расходу, КПД и степени повышения полного давления, но запасы ГДУ в расчете получаются меньше, чем в эксперименте, что является недостатком модели турбулентности SST.

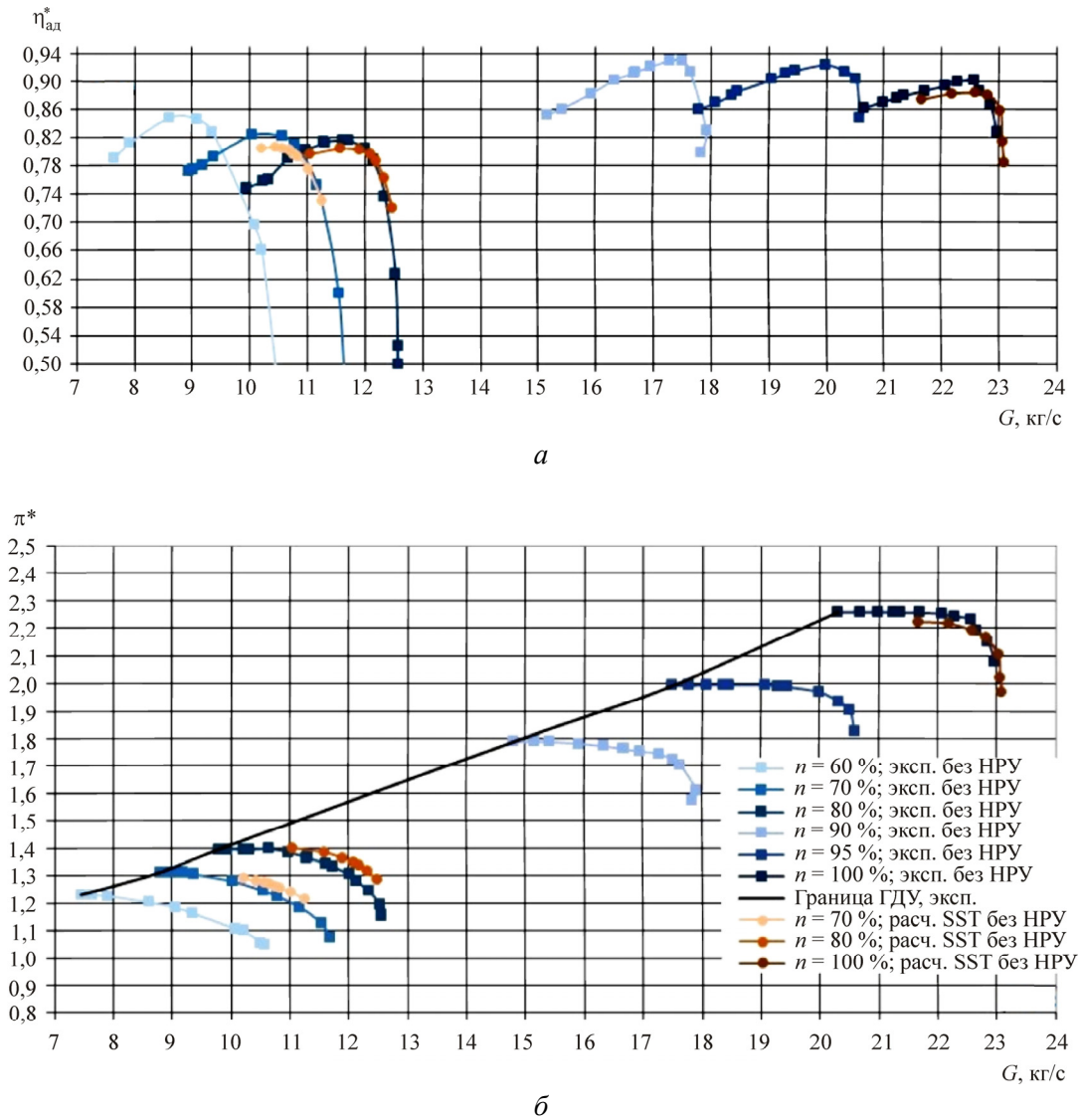
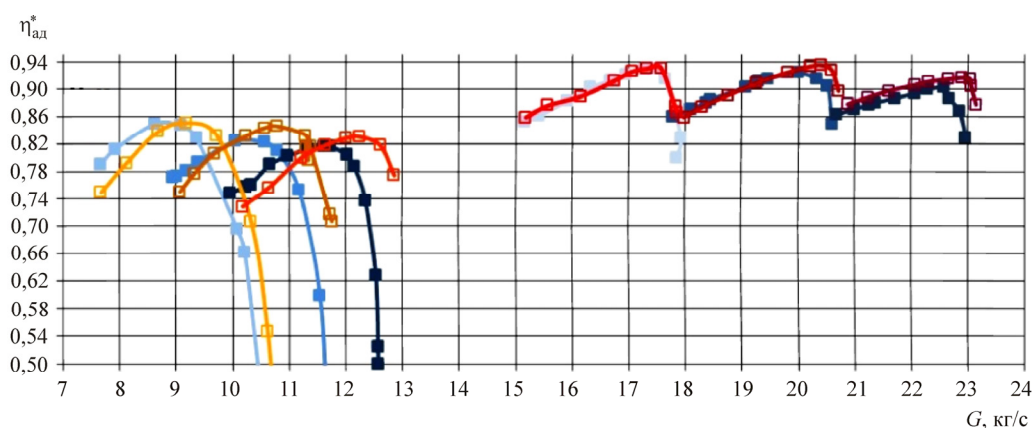


Рис. 10. Сравнение расчетных и экспериментальных характеристик ступени А-1 с гладкой проточной частью: а – по КПД $\eta_{ад}^*$; б – по степени повышения полного давления π^*

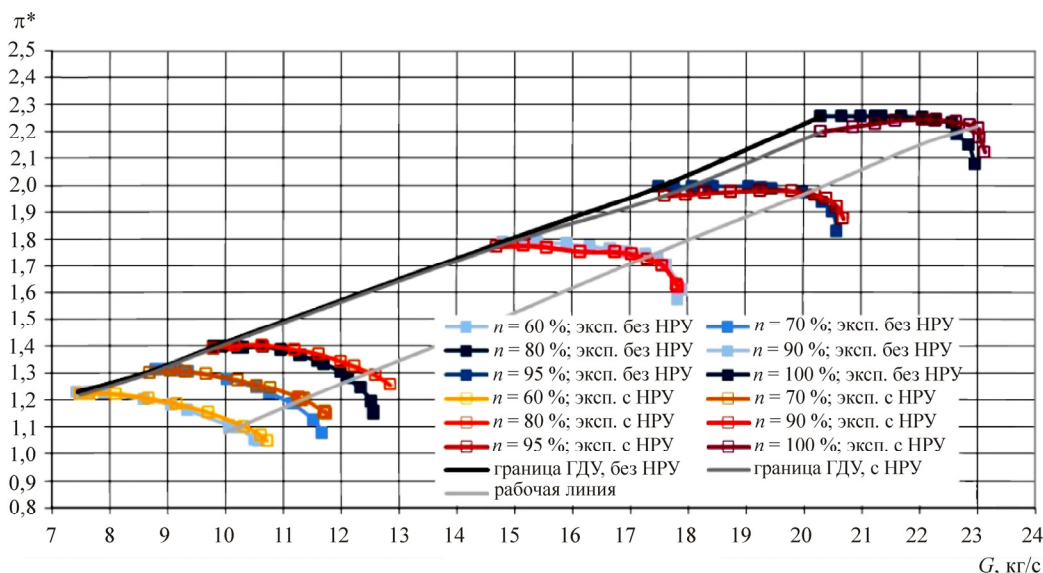
На рис. 11 представлены экспериментальные характеристики ступени А-1 с гладкой проточной частью и исследуемым НРУ лабиринтного типа. На всех исследуемых режимах наблюдается положительный эффект НРУ – сдвиг характеристик в область больших расходов и рост КПД до 1,5 %.

Сравнение запасов ГДУ ступени А-1 на различных режимах в расчетах и эксперименте представлено ниже:

n	60 %	70 %	80 %	90 %	95 %	100 %
Эксп. без НРУ	50,3 %	40,8 %	35,2 %	21 %	15,6 %	15,2 %
Эксп. с НРУ	52,3 %	41 %	38,5 %	21,1 %	14,6 %	14,1 %
SST без НРУ	–	23,2 %	12,1 %	–	–	8,1 %
SST с НРУ	–	–	–	–	–	9,7 %
k - ε без НРУ	–	–	–	–	–	11,3 %
k - ε с НРУ	–	–	–	–	–	12,9 %



а



б

Рис. 11. Сравнение экспериментальных характеристик ступени А-1 с гладкой проточной частью и НРУ: а – по КПД $\eta_{ад}^*$; б – по степени повышения полного давления π^*

На рис. 12 представлено сравнение расчетных (модели турбулентности SST и k - ε) и экспериментальных интегральных характеристик ступени А-1 с гладкой проточной частью и НРУ лабиринтного типа, полученных на оборотах $n = 100$ %. В эксперименте НРУ лабиринт-

ного типа оказывает влияние на интегральные характеристики ступени: характеристика сдвигается в область больших расходов и наблюдается прирост КПД до 1,5 %. Расчетные характеристики с обеими моделями турбулентности имеют максимумы КПД ниже экспериментального (SST на 2 %, $k-\epsilon$ на 3 %). Модель SST согласуется с экспериментом в характере влияния НРУ лабиринтного типа на характеристики, а именно наблюдается рост расхода и повышение КПД на 0,7 %, но в этой модели ступень имеет более низкие запасы ГДУ, чем в эксперименте. Модель $k-\epsilon$ позволяет получить запасы ГДУ, близкие к экспериментальным, но влияние НРУ в этой модели на параметры ступени А-1 значительно ослабевает.

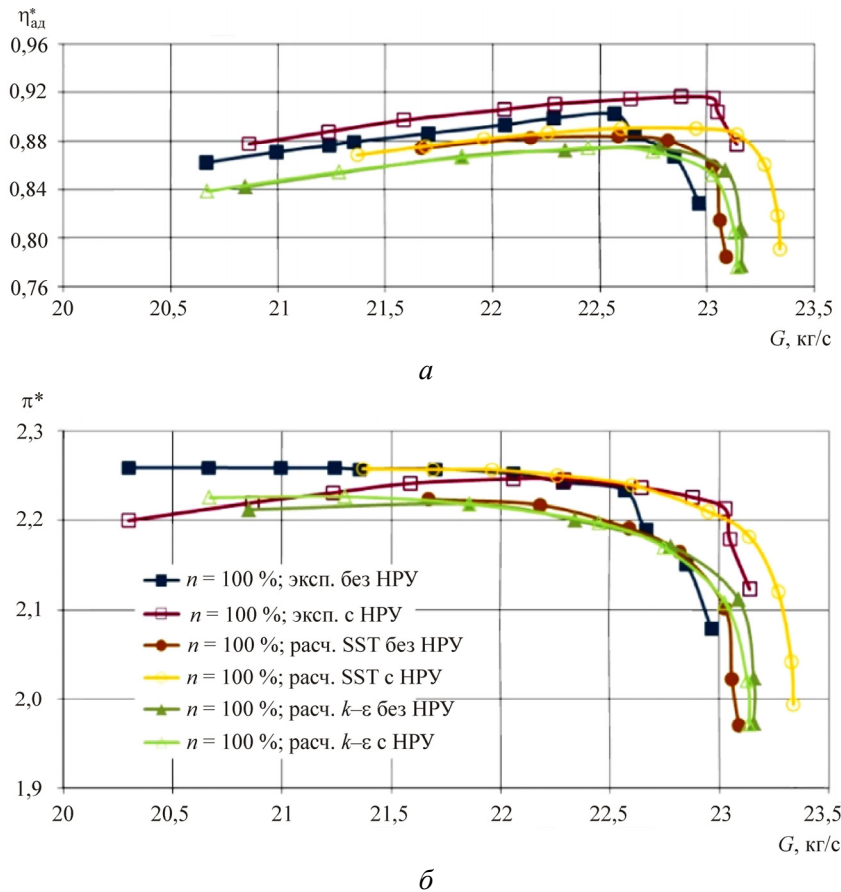


Рис. 12. Расчетные и экспериментальные интегральные характеристики ступени А-1, $n = 100\%$: а – КПД $\eta_{ад}^*$; б – степень повышения полного давления π^*

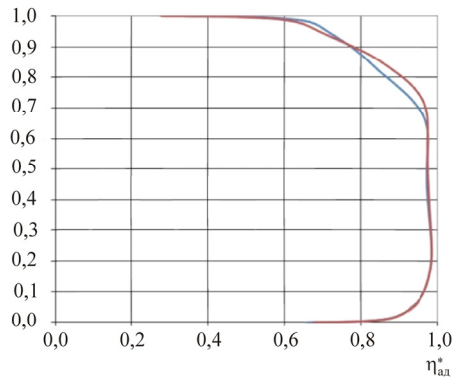


Рис. 13. Распределения КПД за ротором РК, полученные из расчета: — без НРУ; — с НРУ

На рис. 13 представлены профили КПД в сечении за рабочим колесом, полученные в расчете. Сравнение представлено для точки максимального КПД ступени А-1 с НРУ лабиринтного типа и близкой ей по расходу точки, полученной в расчете с гладкой проточной частью. Различие КПД в этих точках составляло 1 %. Из рисунка видно, что влияние бороздок распространяется примерно на 35 % вниз по проточной части от периферии. На высотах проточной части от 65 до 90 % профиль КПД с НРУ лабиринтного типа более полный, а с 90 до 100 % КПД с НРУ получается меньше. Наибольшее уменьшение КПД наблюдается примерно на высоте 97 %.

На рис. 14 распределения турбулентной вязкости на периферии РК видно, что в области под третьей бороздкой происходит значительное увеличение турбулентной вязкости. Среднее значение безразмерной турбулентной вязкости в этом сечении без НРУ составляет 382, а с бороздками 406 (выше на 6 %).

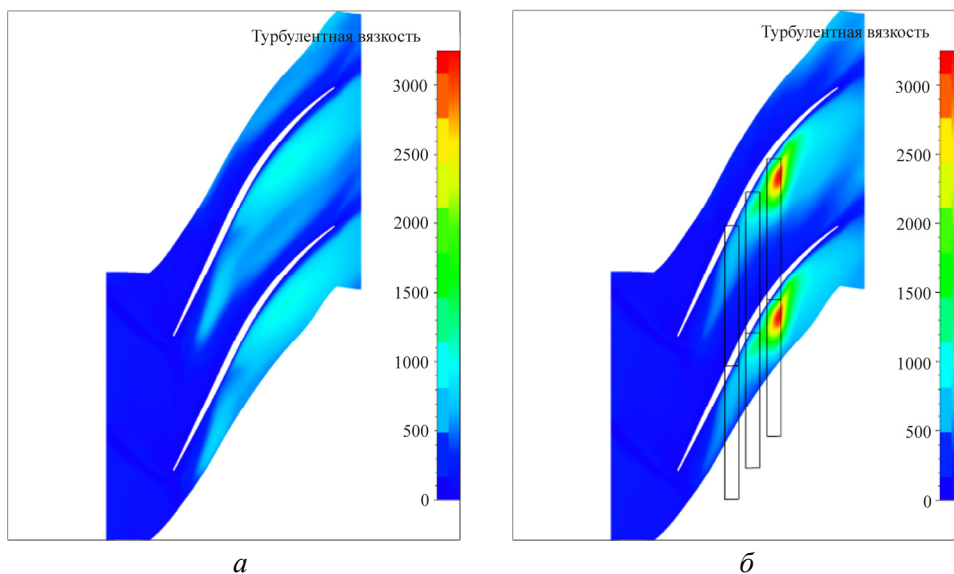


Рис. 14. Распределения турбулентной вязкости в РК в сечении 97 %:
a – без НРУ; *б* – с НРУ

На рис. 15 представлены распределения осевой компоненты скорости вблизи периферии РК, осредненной в меридиональном направлении, и показаны линии тока. Вблизи передней кромки располагается основное ядро вихря перетекания через радиальный зазор, при этом зона обратных токов вытянута в сторону центра хорды лопатки. Внутри каждой из бороздок образуется локальный вихрь, который взаимодействует с вихрем перетекания. Образование этих вихрей объясняет рост потерь, но на основное ядро вихря перетекания бороздки влияют слабо, так как он находится левее относительно их осевого расположения.

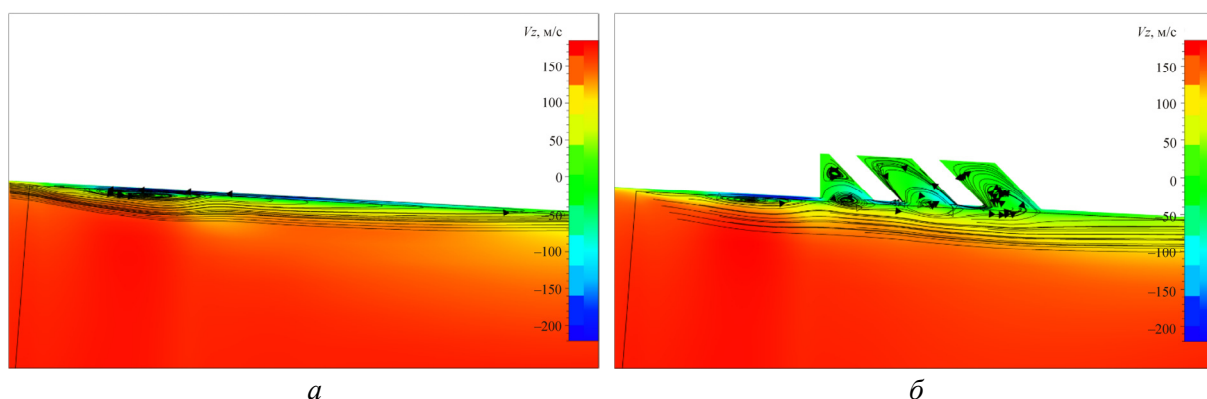


Рис. 15. Распределения осевой компоненты скорости: *a* – без НРУ; *б* – с НРУ лабиринтного типа

На рис. 16 и 17 представлены распределения относительных чисел Маха и осевой компоненты скорости в сечении 97 % для точки максимального КПД ступени А-1 с НРУ и близкой по расходу с ней точки ступени без НРУ. Загромождение на периферии размывается, также наблюдается ослабление основного ядра вихря перетекания, которое располагается на передней кромке.

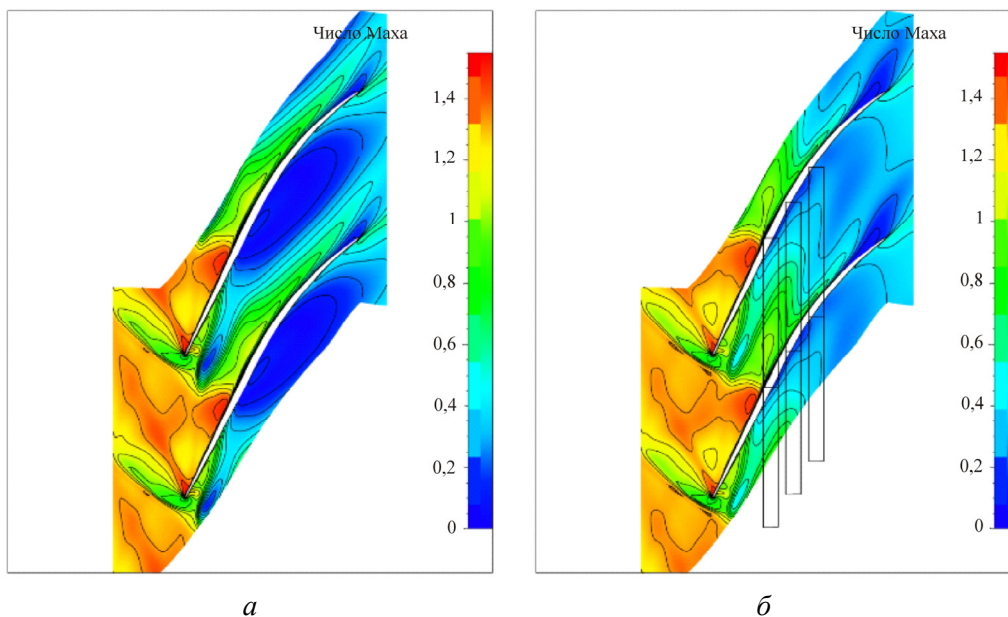


Рис. 16. Распределения относительных чисел Маха на высоте 97 %:
a – без НРУ; *б* – с НРУ

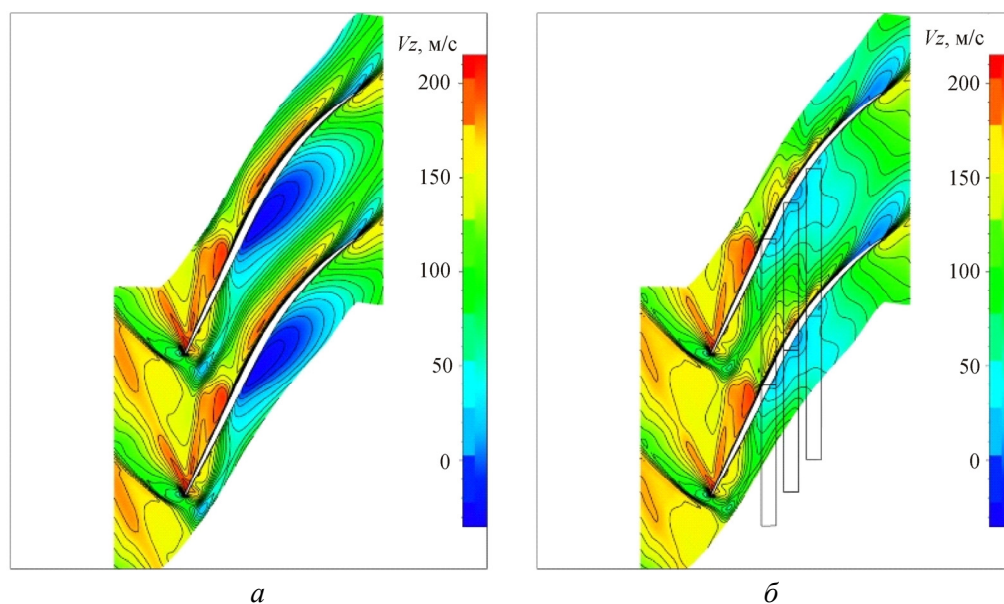


Рис. 17. Распределения осевой компоненты скорости на высоте 97 %:
a – без НРУ; *б* – с НРУ

На рис. 18 показано распределение относительных чисел Маха в сечении 85 % для тех же точек. Загромождение, образовавшееся на периферии РК, распространяется в глубь межлопаточного канала, и для ступени с гладкой проточной частью на высоте 85 % также наблюдается пятно в области задней кромки со стороны корыта лопатки. В случае ступени с НРУ лабиринтного типа загромождение на периферии размывается и его распространение в глубь межлопаточного канала ослабевает. Таким образом, несмотря на то, что возникают дополнительные потери на периферии из-за образования вихрей в бороздках НРУ, улучшение картины течения вблизи радиального зазора способствует изменению обтекания на высоте от 65 до 90 % и интегральному повышению КПД.

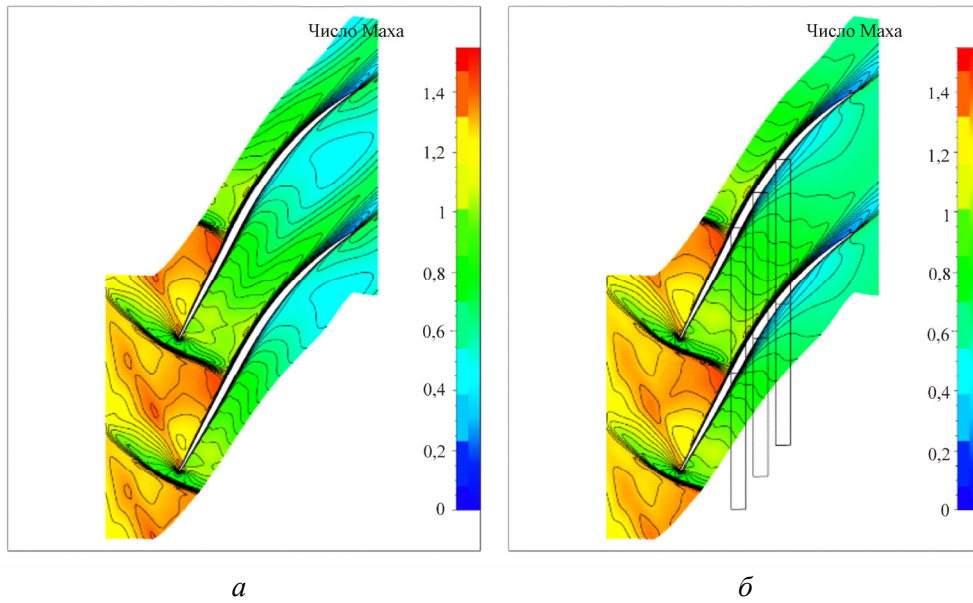


Рис. 18. Распределения относительных чисел Маха на высоте 85 %: *a* – без НРУ; *б* – с НРУ

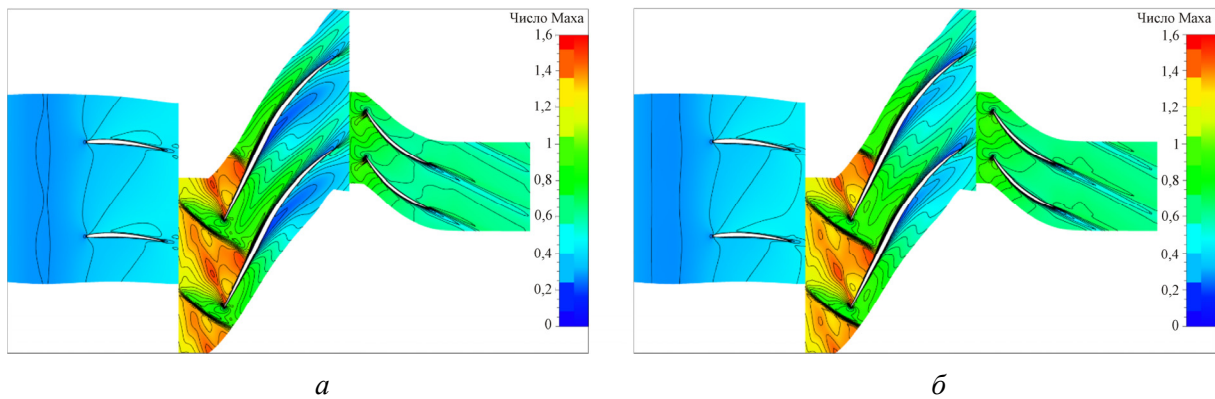


Рис. 19. Распределения относительных чисел Маха на высоте 90 %: *a* – $\eta^* = 0,874$, $\pi^* = 2,223$, $G = 21,67$ кг/с, $n = 100$ %, модель SST, граница ГДУ; *б* – $\eta^* = 0,8673$, $\pi^* = 2,218$, $G = 21,86$ кг/с, $n = 100$ %, модель $k-\epsilon$

На рис. 19 представлены распределения относительных чисел Маха в ступени А-1 с гладкой проточной частью на высоте 90 %. На рис. 19, *a* представлено поле течения, полученное с моделью SST, в точке, близкой к границе ГДУ, на рис. 19, *б* – полученное с моделью $k-\epsilon$, в точке, близкой по расходу к полученной с моделью SST. Несмотря на более высокий КПД, полученный с моделью SST, отрывная зона на периферии РК в этой модели значительно больше, чем с моделью $k-\epsilon$. Наличие этой отрывной зоны не позволяет получить запасы ГДУ, как в эксперименте. Стоит отметить, что в модели турбулентности $k-\epsilon$ выбитая ударная волна располагается ближе к передней кромке лопатки РК, чем в модели SST, что также положительно влияет на запасы ГДУ.

На рис. 20 показаны распределения степени сжатия на выходе ступени по высоте канала, полученные в расчете с использованием модели турбулентности SST

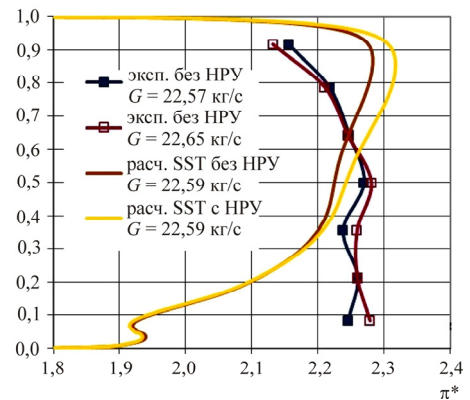


Рис. 20. Распределения степени сжатия на выходе ступени по высоте канала

и в эксперименте. Массовый расход примерно совпадал для сравниваемых распределений. Расчет показывает увеличение степени повышения полного давления от сечения 0,3 высоты канала до сечения 0,98 высоты канала из-за применения НРУ. Однако сложно сопоставить расчетные и экспериментальные линии и сделать однозначный вывод.

Заключение

1. На основе метода 3D-расчетов вязких течений разработан алгоритм и создана математическая модель для численного моделирования пространственных эффектов в типовой первой высоконагруженной ступени КВД А-1 с надроторными устройствами лабиринтного типа.

2. Проведены расчеты 3D-вязких турбулентных течений в ступени А-1 с гладкой проточной частью и НРУ лабиринтного типа. Показано, что применение НРУ позволяет поднять КПД ступени на 1 % на оборотах $n = 100$ %.

3. Проведено экспериментальное исследование ступени А-1 с гладкой проточной частью и НРУ лабиринтного типа на широком спектре режимов. Получено, что НРУ лабиринтного типа положительно влияет на течение в ступени, прирост КПД на всех режимах составляет до 1,5 %.

4. При оборотах $n = 100$ % сделан сравнительный анализ экспериментальных и расчетных характеристик ступени с гладкой проточной частью и НРУ лабиринтного типа. Обе исследованные модели турбулентности (SST и $k-\epsilon$) не дают полного совпадения с экспериментом. Модель SST улавливает влияние НРУ лабиринтного типа на течение в ступени, но занижает запасы ГДУ, а модель $k-\epsilon$ не улавливает влияние НРУ, но дает запасы ГДУ, близкие к экспериментальным. Обе модели занижают КПД ступени.

5. Получены стационарные поля течения в межлопаточных каналах ступени А-1 с гладкой проточной частью и с НРУ лабиринтного типа.

6. Показано, что влияние НРУ лабиринтного типа значительно распространяется в глубь межлопаточного канала. В каждой бороздке образуется локальный вихрь, который индуцирует дополнительные потери, но, взаимодействуя с вихрем перетекания через радиальный зазор, они уменьшают загромождение на периферии, способствуя улучшению обтекания верхней части лопатки и, следовательно, росту КПД.

Библиографический список

1. Dr. H. Scheugenpflug and Dr. Aspi Wadia. Technologies for the next engine generation ge aviation // Proceed. of XXI Int.l Symp. on Air Breath. Eng., Seoul, South Korea. – 2013. – Invited lecture ISABE 2013-1007. – P. 10–13.

2. Prahst P.S., Kulkarni S., Sohn Ki H. Experimental results of the first two stages of an advanced transonic core compressor under isolated and multi-stage conditions // Proceed. of ASME Turbo Expo 2015. Montreal, Quebec, Canada. – 2015. – Paper No. GT2015-42727. – 11 p.

3. Lurie D.P., Breeze-Stringfellow A. Evaluation of experimental data from a highly loaded transonic compressor stage to determine loss sources // Proceed. of ASME Turbo Expo 2015. – 2015. – Paper No. GT2015-42526. – 13 p.

4. Mileschin V.I. Numerical and experimental investigation of bypass fan stage models and high loaded compressor stages for development of new fan and high pressure compressor for advanced engines // Proceed. of 10 Europ. Turbomach. Conf., Lappeenranta, Finland, Finland ETC. – 2013. – P. 18–19, 52–55.

5. Mileschin V.I. Key-note speech “Challenges in fan and high pressure compressor development” // Proceed. of XXI Int. Symp. on Air Breathing Eng., Busan, South Korea. – 2013. – Paper No. ISABE 2013-1003. – P. 16–25.

6. Effect of tip clearance on flow structure and integral performances of six-stage HPC / V.I. Mileschin, I.K. Orekhov, V.A. Fateyev, S.K. Shchipin // Proceed. of XVIII Int. Symp. on Air Breath. Eng., Beijing, China. – 2007. – Paper No. ISABE-2007-1179. – 82 p.

7. Numerical and experimental analysis of radial clearance influence on rotor and stator clocking effect by example of model high loaded two stage compressor / V.I. Mileschin, N.M. Savin, P.G. Kozhemyako,

Ya.M. Druzhinin // *Proceed. of ASME Turbo Expo 2014, Dusseldorf, Germany.* – 2014. – Vol. 2a. – Paper No. GT2014-26345. – P. V02AT37A037.

8. Stall margin improvement in three-stage low pressure compressor by use of slot type casing treatments / F.Sh. Gelmedov, V.I. Milesin, P.G. Kozhemyako, I.K. Orekhov // *Proceed. of ASME Turbo Expo 2014, Dusseldorf, Germany.* – 2014. – Paper No. GT2014-26298. – P. V02AT37A036. – 11 p. DOI: 10.1115/GT2014-26298

9. Milesin V., Brailko I., Startsev A. Application of casing circumferential grooves to counteract the influence of tip clearance // *Proceed. of ASME Turbo Expo 2008.* – 2008. – Paper No. GT2008-51147. – P. 617–627. – 11 p. DOI: 10.1115/GT2008-51147

10. Wilke I., Kau H.-P. A numerical investigation of the flow mechanisms in a hpc front stage with axial slots // *Proceed. of ASME Turbo Expo 2003, Atlanta, USA.* – 2003. – Paper No. GT2003-38481. – P. 465–477. – 13 p. DOI: 10.1115/GT2003-38481

11. Parametric study of tip clearance – casing treatment on performance and stability of a transonic axial compressor / B.H. Beheshti, J.A. Teixeira, P.C. Ivey, K. Ghorbainian, B. Farhanieh // *Proceed. of ASME Turbo Expo 2004, Vienna, Austria.* – 2004. – Paper No. GT2004-53390. – P. 395–404. – 10 p. DOI: 10.1115/GT2004-53390

12. Muller M.W., Schiffer H.-P., Hah C. Effect of circumferential grooves on the aerodynamic performance of an axial single-stage transonic compressor // *Proceed. of ASME Turbo Expo 2007, Montreal, Canada.* – 2007. – Paper No. GT2007-27365. – P. 115–124. – 10 p. DOI: 10.1115/GT2007-27365

13. Rabe D.C., Hah C. Application of casing circumferential grooves for improved stall margin in a transonic compressor // *Proceed. of ASME Turbo Expo 2002, Amsterdam, The Netherlands.* – 2002. – Paper No. GT2002-30641. – P. 1141–1153. – 13 p. DOI: 10.1115/GT2002-30641

14. Shabbir A., Adamzyk J.J. Flow mechanism for stall margin improvement due to circumferential casing grooves on axial compressor // *Proceed. of ASME Turbo Expo 2004, Vienna, Austria.* – 2004. – Paper No. GT2004-53903. – P. 557–569. – 13 p. DOI: 10.1115/GT2004-53903

15. Goinis G., Voß C., Aulich M. Circumferential grooves for a modern transonic compressor: aerodynamic effects, benefits and limitations // *ETC10-Pape-60, Lappeenranta, Finland, ETC.* – April 2013. – P. 58–71.

16. Rolfes M., Lange M., Vogeler K. Experimental investigation of circumferential groove casing treatments for large tip clearances in a low speed axial research compressor // *Proceed. of ASME Turbo Expo 2015, Montreal, Canada.* – 2015. – Paper No. GT2015-42646. – P. V02AT37A021. – 10 p. DOI: 10.1115/GT2015-42646

17. Experimental and numerical investigation of effect of centeroffset degree on compressor stability with circumferential grooved casing treatment / Hao Guang Zhang, Feng Tan, Yan Hui Wu, Wu Li Chu, Wei Wang, Kang An // *Proceed. of ASME Turbo Expo 2016, Seoul, South Korea.* – 2016. – Paper No. GT2016-56757. – P. V02AT37A021. – 9 p. DOI: 10.1115/GT2016-56757

18. Shraman Narayan Goswami, Govardhan M. Effect of sweep on performance of an axial compressor with casing grooves // *Proceed. of ASME Turbo Expo 2016, Seoul, South Korea.* – 2016. – Paper No. GT2016-56045. – 10 p.

19. A study of performance and flow mechanism of a slot-groove hybrid casing treatment in a low-speed compressor / Juan Du, Fan Li, Jichao Li, Ning Ma, Feng Lin, Jingyi Chen // *Proceed. of ASME Turbo Expo 2015, Montreal, Canada.* – 2015. – Paper No. GT2015-43920. – P. V02CT44A029. – 10 p. DOI: 10.1115/GT2015-43920

20. Hirsch Ch. Numerical computation of internal and external flows. – Chichester: John Wiley & Sons, 1990. – Vol. 2. – 691 p.

21. Hirsch Ch. Non-deterministic methodologies for uncertainty quantification in turbomachinery CFD, Numeca international, Brussels. Pannel session // *CFD Numeca international, Brussels. Pannel session. Proceed. of ASME TURBO EXPO, Copenhagen, 2012.* – P. 3–8.

22. Recommendations for achieving accurate numerical simulation of tip clearance flows in transonic compressor rotors / Van Zante [et al.] // *ASME J. Turbomach.* – 1999. – No. 122(4). – P. 733–742. – 10 p. DOI: 10.1115/1.1314609

References

1. Dr. H. Scheugenpflug and Dr. Aspi Wadia. Technologies for the Next Engine Generation GE Aviation // Proceedings of XXI International Symposium on Air Breathing Engines, Seoul, South Korea, Invited lecture ISABE2013-1007, 2013.
2. P.S. Prahst, S. Kulkarni, Ki H. Sohn, Experimental results of the first two stages of an advanced transonic core compressor under isolated and multi-stage conditions // Proceedings of ASME Turbo Expo 2015, Paper No. GT2015-42727, 2015, 11 p
3. D.P. Lurie, A. Breeze-Stringfellow. Evaluation of experimental data from a highly loaded transonic compressor stage to determine loss sources // Proceedings of ASME Turbo Expo 2015, Paper No. GT2015-42526, 2015, 13 p.
4. V.I. Mileshin. Numerical and experimental investigation of bypass fan stage models and high loaded compressor stages for development of new fan and high pressure compressor for advanced engines // Proceedings of 10 European Turbomachinery Conference, Lappeenranta, Finland, Invited lecture.
5. V.I. Mileshin. Key-note speech “Challenges in fan and high pressure compressor development” // Proceedings of XXI International Symposium on Air Breathing Engines, Busan, South Korea, Paper No. ISABE2013-1003.
6. V.I. Mileshin, I.K. Orekhov, V.A. Fateyev, S.K. Shchipin. Effect of tip clearance on flow structure and integral performances of six-stage HPC // Proceedings of XVIII International Symposium on Air Breathing Engines, Beijing, China, Paper No. ISABE-2007-1179, 2007, 82 p.
7. V.I. Mileshin, N.M. Savin, P.G. Kozhemyako, Ya.M. Druzhinin. Numerical and experimental analysis of radial clearance influence on rotor and stator clocking effect by example of model high loaded two stage compressor // Proceedings of ASME Turbo Expo 2014, Dusseldorf, Germany, Paper No. GT2014-26345, 2014, vol. 2a, pp. V02AT37A037.
8. F.Sh. Gelmedov, V.I. Mileshin, P.G. Kozhemyako, I.K. Orekhov. Stall margin improvement in three-stage low pressure compressor by use of slot type casing treatments // Proceedings of ASME Turbo Expo 2014, Dusseldorf, Germany Paper No. GT2014-26298, pp. V02AT37A036, 11 p. DOI: 10.1115/GT2014-26298
9. Victor Mileshin, Igor Brailko, Andrew Startsev. Application of casing circumferential grooves to counteract the influence of tip clearance // Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, No. GT2008-51147, pp. 617-627, 11 p. DOI: 10.1115/GT2008-51147
10. Wilke, I., and Kau, H.-P. A Numerical Investigation of the Flow Mechanisms in a HPC Front Stage with Axial Slots // Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, Atlanta, USA, Paper No. GT2003-38481, pp. 465-477, 13 p. DOI: 10.1115/GT2003-38481
11. Beheshti, B.H., Teixeira, J.A., Ivey, P.C., Ghorbainian, K., Farhanieh, B. Parametric Study of Tip Clearance – Casing Treatment on Performance and Stability of a Transonic Axial Compressor // Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, Vienna, Austria, Paper No. GT2004-53390, pp. 395–404, 10 p. DOI:10.1115/GT2004-53390
12. Muller, M.W., Schiffer, H.-P. and Hah C. Effect of Circumferential Grooves on the Aerodynamic Performance of an Axial Single-Stage Transonic Compressor // Proceedings of ASME Turbo Expo 2007, Montreal, Canada, Paper No. GT2007-27365, pp. 115-124, 10 p. DOI: 10.1115/GT2007-27365
13. Rabe, D.C., and Hah, C. Application of Casing Circumferential Grooves for Improved Stall Margin in a Transonic Compressor // Proceedings of ASME Turbo Expo 2002, Amsterdam, The Netherlands, Paper No. GT2002-30641, pp. 1141-1153, 13 p. DOI: 10.1115/GT2002-30641
14. Shabbir, A., and Adamzyk J.J. Flow Mechanism for Stall Margin Improvement due to Circumferential Casing Grooves on Axial Compressor // Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, Vienna, Austria, Paper No. GT2004-53903, P. 557-569, 13 p. DOI: 10.1115/GT2004-53903
15. Georgios Goinis, Christian Voß and Marcel Aulich. Circumferential grooves for a modern transonic compressor: aerodynamic effects, benefits and limitations // Proceedings of 10 European Turbomachinery Conference, Lappeenranta, Finland, Paper No. ETC10-60.
16. M. Rolfes, M. Lange and K. Vogeler. Experimental investigation of circumferential groove casing treatments for large tip clearances in a low speed axial research compressor // Proceedings of ASME Turbo Expo 2015, Montreal, Canada, Paper No. GT2015, pp. V02AT37A021, 10 p. DOI: 10.1115/GT2015-42646
17. Hao Guang Zhang, Feng Tan, Yan Hui Wu, Wu Li Chu, Wei Wang, Kang An. Experimental and numerical investigation of effect of centeroffset degree on compressor stability with circumferential grooved casing treatment // Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, Seoul, South Korea, Paper No. GT2016-56757, pp. V02AT37A021, 9 p. DOI: 10.1115/GT2016-56757

18. Shraman Narayan Goswami, Prof. M. Govardhan. Effect of sweep on performance of an axial compressor with casing grooves // Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, Seoul, South Korea, 2016, Paper No. GT2016-56045, 10 p.

19. Juan Du, Fan Li, Jichao Li, Ning Ma, Feng Lin, Jingyi Chen, A study of performance and flow mechanism of a slot-groove hybrid casing treatment in a low-speed compressor // Proceedings of ASME Turbo Expo 2015, Montreal, Canada, Paper No. GT2015-43920, pp. V02CT44A029, 10 p. DOI: 10.1115/GT2015-43920

20. Hirsch Ch., 1990, Numerical Computation of Internal and External Flows. Volume 2. // John Wiley & Sons, 1990, Vol. 2, 691 p.

21. Hirsch Ch. Non-Deterministic Methodologies for Uncertainty quantification in turbomachinery CFD, Numeca international, Brussels. Pannel session // Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, Copenhagen, Denmark.

22. Van Zante et al. Recommendations for Achieving Accurate Numerical Simulation of Tip Clearance Flows in Transonic Compressor Rotors. ASME J. Turbomach, 1999, no.122(4), pp. 733-742, 10 p. DOI: 10.1115/1.1314609

Сведения об авторах

Милешин Виктор Иванович (Москва, Россия) – кандидат физико-математических наук, начальник отделения ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова (111116, г. Москва, Авиамоторная ул., д. 2, e-mail: mileschin@ciam.ru).

Петровичев Александр Михайлович (Москва, Россия) – кандидат технических наук, начальник отдела ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова (111116, г. Москва, Авиамоторная ул., д. 2).

Жданов Владислав Вячеславович (Москва, Россия) – инженер ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова (111116, г. Москва, Авиамоторная ул., д. 2, e-mail: vldzhdanov@yandex.ru).

About the authors

Viktor I. Mileschin (Moscow, Russian Federation) – CSc in Physical and Mathematical Sciences, Head of Department, Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov (2, Aviamotornaya st., Moscow, 111116, Russian Federation, e-mail: mileschin@ciam.ru).

Aleksandr M. Petrovichev (Moscow, Russian Federation) – CSc in Technical Sciences, Head of Department, Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov (2, Aviamotornaya st., Moscow, 111116, Russian Federation).

Vladislav V. Zhdanov (Moscow, Russian Federation) – Engineer, Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov (2, Aviamotornaya st., Moscow, 111116, Russian Federation, e-mail: vldzhdanov@yandex.ru).

Получено 14.06.2019