

Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.515

doi: 10.18698/0536-1044-2023-3-73-89

Численное исследование сверхзвуковой ступени осевого компрессора. Влияние втулочного отношения на ее параметры

М. Сахранавард, Ю.Б. Галеркин, А.А. Дроздов, Л.Н. Маренина

ФГАОУ ВО «Санкт-петербургский политехнический университет Петра Великого»

Numerical Research of the Supersonic Stage of the Axial Compressor. Hub Ratio Influence on the Stage Parameters

M. Sahranavard, Yu.B. Galerkin, A.A. Drozdov, L.N. Marenina

Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

Заданные расход и отношение давлений осевой компрессорной ступени можно обеспечить бесчисленным количеством сочетаний размеров и формы проточной части. Программы на базе математических моделей — эффективный инструмент первичного проектирования, предварительного выбора оптимального варианта. Кратко описана программа РРОК-ГПД-22, решающая задачу на основе модели потерь напора и отклоняющей способности решетки А. Комарова, теоретически строгого расчета косых и прямых скачков уплотнения, эмпирических уравнений и коэффициентов. Модели проверены сопоставлением полученных результатов с данными тестовой ступени Rotor 37 NASA. Рассчитаны ступени с разным отношением площади сечения на выходе из рабочего колеса к таковой на его входе и ступени со втулочным отношением 0,400...0,728 при различной закрутке потока на входе в рабочее колесо. Приведены результаты расчета влияния втулочного отношения на коэффициент полезного действия, отношение давлений и удельную производительность ступени.

Ключевые слова: осевой компрессор, рабочее колесо, втулочное отношение, направляющий аппарат, коэффициент теоретического напора

Countless combinations of sizes and shapes of the flow path could ensure the specified flow rate and pressure ratio of the axial compressor stage. Programs based on the mathematical models are an effective tool in initial design and preliminary selection of the optimal option. The RROK-GPD-22 software program is briefly being described, it solves the problem on the basis of the pressure loss model and deflection capacity of the A. Komarov lattice, theoretic rigorous calculation of oblique and direct shocks, as well as empirical equations and coefficients. Models were checked by comparison with data on the Rotor 37 NASA test stage. Stages were calculated with different ratio of the cross-sectional area at the outlet of the impeller to that at its inlet and stages with the hub-tip ratios of 0.400 ... 0.728 with differ-

ent swirl at the impeller inlet. Results are provided in determining the hub-tip ratio influence on the efficiency, pressure ratio and specific stage performance.

Keywords: axial compressor, impeller, hub-tip ratio, guiding device, theoretical pressure coefficient

Цель и объект исследования. Цель исследования — на примере сверхзвуковой современной ступени осевого компрессора количественно продемонстрировать, как втулочное отношение влияет на адиабатный коэффициент полезного действия (КПД), отношение давлений и размеры ступени.

Расчеты дают возможность проанализировать информацию о параметрах потока в контрольных сечениях, об оптимальных углах атаки, углах отставания, давлениях и температурах потока, треугольниках скоростей, коэффициентах потерь и потере КПД в рабочем колесе (РК) и направляющем аппарате (НА).

Рассмотрены варианты ступени в составе входной направляющий аппарат — РК — НА. Варианты различались втулочным отношением $\bar{D}_{вт} = D_{вт}/D_n = 0,400 \dots 0,728$, где $D_{вт}$ — диаметр втулки; D_n — наружный диаметр РК. Выбор неизменных параметров проектирования сделан на основании опубликованной информации об известной тестовой и современных сверхзвуковых ступенях.

В трудах конференции [1] приведены примеры моделирования давно испытанных тестовых ступеней Rotor 35–38, 67, а также результаты моделирования более современных конструкций с отношением давлений $\pi^* = 1,5 \dots 2,8$.

Обработанные данные материалов конференции [1] приведены в табл. 1. Для определе-

ния требуемого отношения давлений ступеней необходимо знать значения теоретического напора h_t и коэффициента теоретического напора на наружном радиусе РК $\psi_{т.н}$ [1] (см. табл. 1). Теоретический напор и коэффициент теоретического напора на наружном радиусе РК определяются выражениями

$$h_t = c_p T_0^* \left[(\pi^*)^{0,2857} - 1 \right] / \eta_{ад}^* ;$$

$$\psi_{т.н} = \frac{h_t}{u_n^2},$$

где c_p — теплоемкость при постоянном давлении; T_0^* — температура торможения; $\eta_{ад}^*$ — адиабатный КПД; u_n — окружная скорость на наружном радиусе РК.

Для расчета выбраны следующие параметры: адиабатный КПД $\eta_{ад}^* = 0,87$; показатель изоэнтропы $k = 1,4$; теплоемкость при постоянном давлении $c_p = 1005$ Дж/(кг·К); температура торможения $T_0^* = 288,15$ К.

Старые тестовые ступени NASA имеют коэффициенты теоретического напора 0,300... 0,366. Проектировщики более современных ступеней добиваются повышения отношения давлений увеличением коэффициентов теоретического напора, а не окружной скорости. Коэффициент теоретического напора $\psi_t = 0,562$ ступени с отношением давлений $\pi^* = 2,80$ не считают маленьким даже для центробежных РК промышленных осевых компрессоров, что на 60 % больше, чем у ступени с $\pi^* = 1,60$.

Дозвуковые ступени имеют более высокий КПД и широкую зону работы по расходу потока. Использование сверхзвуковых ступеней обусловлено желанием увеличить расход потока и отношение давлений повышением окружной скорости. Среди конструктивных параметров ступени наибольшее влияние на расход потока и напор оказывает втулочное отношение. В безразмерном виде эти параметры характеризуют условный коэффициент расхода Φ [2] и коэффициент теоретического напора ψ_t .

Сопоставляемые варианты ступеней имеют одинаковые массовый расход (20,1 кг/с), коэффициент расхода $\phi_1 = c_{z1}/u_n = 0,537$ (c_{z1} — расходная составляющая скорости потока в се-

Таблица 1

Значения теоретического напора, коэффициента теоретического напора и окружной скорости на наружном радиусе РК при различных значениях отношения давлений ступеней

| π^* | u_n м/с | h_t , Дж/кг | $\psi_{т.н}$ |
|---------|-----------|---------------|--------------|
| 1,82 | 455 | 62 080 | 0,300 |
| 2,05 | 455 | 75 850 | 0,366 |
| 1,60 | 370 | 47 810 | 0,349 |
| 1,90 | 370 | 66 960 | 0,489 |
| 2,10 | 365 | 66 960 | 0,489 |
| 2,25 | 420 | 86 740 | 0,492 |
| 2,55 | 440 | 102 000 | 0,527 |
| 2,80 | 450 | 113 780 | 0,562 |

чении 1 перед входом в РК) и окружную скорость $u_n = 448,5$ м/с. Здесь и далее цифры в нижних индексах параметров соответствуют сечениям ступени. Соответственно, у сопоставляемых вариантов одинаковая площадь сечения f_1 , а связь наружного диаметра РК с втулочным отношением $\bar{D}_{вт1}$ определяется выражением

$$D_n = \sqrt{\frac{4f_1}{\pi(1-\bar{D}_{вт1}^2)}}.$$

При одинаковой окружной скорости у вариантов ступеней с разным втулочным отношением их частоты вращения n отличаются друг от друга.

При небольшом увеличении хорды $B_{вт}$ по высоте лопаток l их удлинение принято постоянным: $l/B_{вт} = 2,5$. Известно, что такие лопатки, удовлетворяющие требованиям прочности, применяют в современных осевых компрессорах. По абсолютному значению лопатки длиннее у вариантов с меньшим втулочным отношением, а хорды лопаток, соответственно, больше.

Параметры вариантов ступеней с разным втулочным отношением при окружной скорости $u_n = 448,5$ м/с, площади сечения $f_1 = 0,09167$ м² и различных значениях втулочного отношения приведены в табл. 2, где $B_{вт}$ и B_n — хорда профилей лопаток у втулки и на периферии РК; L_1 — длина лопаток; $(t/B)_n \approx 1$ и $(t/B)_{вт} \approx 0,7$ — относительный шаг решетки на периферии и у втулки, t — шаг решетки.

Число лопаток для варианта № 4 РК/НА = 32/44 принято близким параметрам аналога, указанным в литературе. Для РК это соответствует относительному шагу на периферии

$(t/B)_n \approx 1$. Исходя из этого условия, назначены числа лопаток для всех других вариантов. В работе [3] рекомендованный диапазон относительного шага решетки составляет 0,7...1,0. Числа лопаток выбраны из условия относительного шага решетки на расчетном (втулочном) радиусе у втулки $(t/B)_{вт} \approx 0,7$.

Сравнительные расчеты варианта с минимальным втулочным отношением $\bar{D}_{вт1} = 0,40$ с тем и другим числом лопаток показали, что при меньшем числе последних КПД выше на 0,5 % вследствие снижения напора на 6,5 %. Так как объект исследования — высоконапорные ступени, расчеты сделаны при числе лопаток, указанном в предпоследней колонке табл. 2. Чем меньше втулочное отношение, тем ниже окружная скорость на расчетном — втулочном — радиусе, т. е. при прочих равных условиях, чем меньше втулочное отношение, тем ниже теоретический напор и отношение давлений.

Таким образом, выбор втулочного отношения подразумевает компромисс между радиальным размером и отношением давлений ступени, относительно которых расчетное исследование представит количественную информацию. Влияние втулочного отношения на КПД носит противоречивый характер, поэтому количественная информация о КПД, коэффициенте напора и отношении давлений представляет интерес.

Программа первичного проектирования РРОК-ГПД-22. Программа РРОК-ГПД-22 («Расчетный режим осевого компрессора — Галеркин, Попов, Дроздов — 2022 г.») представляет собой развитие группы программ аналогичного назначения, разработанных Ю.Б. Галеркиным и Ю.А. Поповым в 2005–2015 гг. [4–

Таблица 2

Параметры вариантов ступеней при окружной скорости $u_n = 448,5$ м/с, площади сечения $f_1 = 0,09167$ м² и различных значениях втулочного отношения

| Номер варианта | $\bar{D}_{вт1}$ | $D_{н1}$, м | $D_{вт1}$, м | L_1 , м | $B_{вт}$, м | B_n , м | n , мин ⁻¹ | Φ | Число лопаток | |
|----------------|-----------------|--------------|---------------|-----------|--------------|-----------|-------------------------|--------|---------------------|--------------------------|
| | | | | | | | | | $(t/B)_n \approx 1$ | $(t/B)_{вт} \approx 0,7$ |
| 1 | 0,728 | 0,4987 | 0,3632 | 0,06775 | 0,0272 | 0,0294 | 17 188 | 0,1170 | 53/60 | 60/78 |
| 2 | 0,650 | 0,4497 | 0,2923 | 0,07870 | 0,0316 | 0,0342 | 19 060 | 0,1439 | 41/52 | 41/54 |
| 3 | 0,600 | 0,4237 | 0,2542 | 0,08475 | 0,0340 | 0,0368 | 20 230 | 0,1621 | 36/48 | 33/43 |
| 4 | 0,550 | 0,4092 | 0,2251 | 0,09205 | 0,0370 | 0,0400 | 20 947 | 0,1738 | 32/44 | 27/35 |
| 5 | 0,500 | 0,3946 | 0,1973 | 0,10080 | 0,0397 | 0,0429 | 21 722 | 0,1868 | 29/41 | 22/29 |
| 6 | 0,450 | 0,3827 | 0,1722 | 0,10250 | 0,0423 | 0,0457 | 22 398 | 0,1986 | 26/39 | 18/23 |
| 7 | 0,400 | 0,3729 | 0,1491 | 0,11190 | 0,0450 | 0,0486 | 22 985 | 0,2092 | 24/36 | 15/19 |

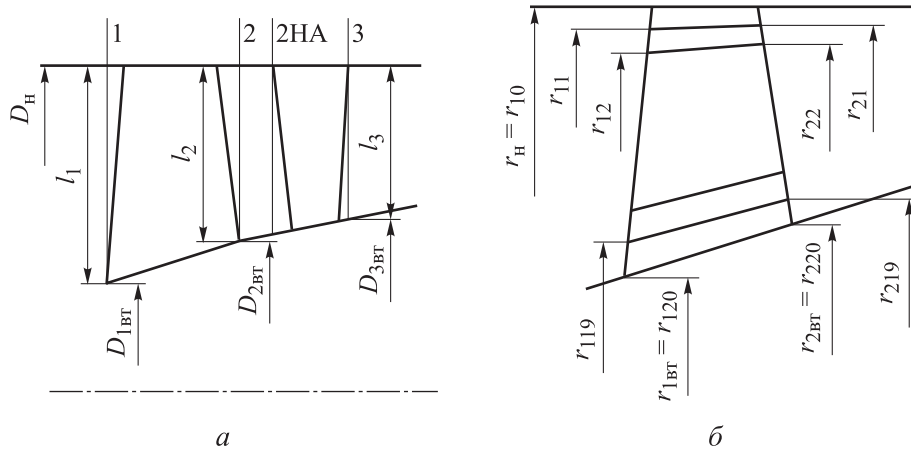


Рис. 1. Схемы ПЧ ступени в меридиональной плоскости (а) и осесимметричных поверхностей тока в РК (б) с основными размерами

9]. Расчет происходит в квазитрехмерной постановке на 20–40 осесимметричных поверхностях тока в РК.

Схемы проточной части (ПЧ) ступени в меридиональной плоскости и осесимметричных поверхностей тока в РК с основными размерами приведены на рис. 1, где 1, 2, 2НА и 3 — сечения ступени.

Уравнения энергии, неразрывности, процесса и состояния на осесимметричных поверхностях можно решить, если есть способ рассчитать подводимую к газу механическую работу и ее долю, затрачиваемую на преодоление сопротивления движению газа в ПЧ.

Коэффициент теоретического напора

$$\psi_{т.н} = \sum_1^i h_{Ti} / u_H^2,$$

где i — число слоев между соседними осесимметричными поверхностями.

Сверхзвуковые ступени нужны для получения большого отношения давлений. При прочих равных условиях для повышения коэффициента напора следует увеличивать выходной угол лопаток РК $\beta_{л2вт}$. В программе РРОК-ГПД-22 расчетным является втулочный радиус. Выбрано ограничение: $\beta_{л2вт} = 90^\circ$.

Закон изменения теоретического напора по высоте лопаток подбирают так, чтобы на выходе из ступени обеспечивалась потенциальность течения потока по радиусу r $p_3^*(r) = \text{const}$, где p_3^* — полное давление в сечении 3. Теоретический напор на осесимметричной поверхности тока на втулочном радиусе

$$h_{т.вт} = c_{u2вт} u_{2вт} - c_{u1вт} u_{1вт}$$

тем ниже, чем меньше втулочное отношение.

Известно, что инженерные методы расчета дозвуковых осевых ступеней основаны на результатах продувки лопаточных решеток в аэродинамических трубах. В публикации [10] сопоставлены эмпирические формулы разных авторов. Потери КПД в РК двух ступеней с разными коэффициентами напора и их составляющие рассчитаны по многократно опубликованным формулам А. Хауэлла и С. Либляйна и отечественных исследователей [11–13]. Формулы А. Комарова показали правдоподобные количественные результаты. К тому же А. Комаров — единственный из авторов, представивший замкнутую систему уравнений, отвечающую проблеме проектирования лопаточного аппарата.

В работе [14] приведены результаты моделирования КПД модельных ступеней производства ОАО «НПО ЦКТИ», шестнадцати многоступенчатых дозвуковых осевых компрессоров АО «Невский завод» и десяти компрессоров ООО «УЗТМ» по программе на основе модели А. Комарова. КПД вычислены с приемлемой для проектной практики точностью. Поэтому при расчете дозвукового течения потока в программе РРОК-ГПД-22 использованы уравнения из работы [13] с эмпирическими коэффициентами авторов.

Эмпирические коэффициенты математической модели определены по экспериментальным данным тестовой ступени Rotor 37 [15]. В публикации [15] приведены данные, по которым вычислены измеренные параметры ступени Rotor 37 в контрольных сечениях на выходе из РК и НА. При испытаниях полное давление в сечении 1 меняется по высоте, что указывает на значительные потери во входном патрубке,

информации о которых нет. Входной патрубков программа РРОК-ГПД-22 не моделировала.

Параметры ступени Rotor 37, полученные путем эксперимента и расчета в программе РРОК-ГПД-22 при полном давлении в сечении 1, составляющем 0,1 МПа, приведены в табл. 3, где $T_{3\text{cp}}^*$ — среднее значение полной температуры потока в сечении 3; $T_{2\text{вт}}^*$ и $T_{2\text{н}}^*$ — полные температуры потока у втулки и на периферии лопаток в сечении 2; $p_{3\text{вт}}^*$, $p_{3\text{н}}^*$ и $p_{2\text{вт}}^*$, $p_{2\text{н}}^*$ — полные давления потока у втулки и на периферии лопаток в сечениях 3 и 2 соответственно. Отношения давлений указаны в публикации [15].

Хотя полные температуры потока за РК у втулки $T_{2\text{вт}}^*$ и на периферии лопаток $T_{2\text{н}}^*$ меньше измеренных, среднее по их высоте повышение температуры $\Delta T_2^* = 75,21$ К смоделировано точно. Расчетные значения адиабатного КПД $\eta_{\text{ад}}^*$ и отношения давлений ступени π_3^* достаточно хорошо согласуются с экспериментальными данными.

Влияние отношения расходных составляющих скорости потока c_{22}/c_{z1} на параметры ступени. Тип ПЧ. Классический подход к проектированию дозвуковых промышленных компрессоров предусматривает выбор одного из двух основных типов ПЧ [16]: с постоянным наружным диаметром ($D_{\text{н}} = \text{const}$) или с постоянным втулочным диаметром ($D_{\text{вт}} = \text{const}$).

В работе [10] предложено выбирать тип ПЧ дозвукового компрессора следующим образом. Если ПЧ состоит из независимо проектируемых ступеней, то при ПЧ с постоянным наружным диаметром средняя окружная скорость будет больше, а число ступеней — меньше. Для ПЧ с постоянным втулочным диаметром высота последних лопаток больше, а потери напора на ограничивающих поверхностях меньше.

В публикации [17] отмечено, что у модельных ступеней, имеющих ПЧ с постоянным наружным диаметром, КПД может быть больше, а зона работы уже. На напор тип ПЧ не

влияет, так как все последующие ступени получают из первой путем укорочения лопаток (подрезки) со стороны втулки или периферии. При постоянстве теоретического напора по высоте лопатки любое ее укорочение не меняет напор.

Согласно данным конференции [1], у сверхзвуковых осевых компрессоров характер изменения наружного и втулочного диаметров ПЧ может быть различным. Очевидно, это обусловлено компоновкой компрессора, камеры сгорания и турбины. Так как проводимое исследование не связано с конкретным объектом, к нему можно подойти с позиции газодинамического проекта.

Предварительные расчеты показали, что при ПЧ с постоянным втулочным диаметром вследствие сильного снижения окружной скорости на выходе из РК сверхзвуковые ступени лишены их главного достоинства — большого отношения давлений. Далее проанализированы ступени ПЧ с постоянным наружным диаметром.

Сравнительные расчеты влияния отношения площадей контрольных сечений 1, 2, 3 проведены для втулочного отношения $\bar{D}_{\text{вт}} = 0,55$. При уменьшении высоты лопаток НА проявилась тенденция снижения КПД вследствие увеличения диаметра $D_{3\text{вт}}$, и этот вопрос более не исследовался. У исследуемых далее вариантов $D_{3\text{вт}} = D_{2\text{вт}}$, т. е. площади контрольных сечений $f_3 = f_2$.

При постоянном наружном диаметре площадь сечения 2 меняется вследствие изменения диаметра втулки $D_{\text{вт}2}$. На коэффициент напора диаметр втулки $D_{\text{вт}2}$ влияет разнонаправленно. Уменьшение $D_{\text{вт}2}$ увеличивает площадь сечения 2. Из треугольника скоростей следует

$$c_{u2} = u_2 - c_{m2} \text{ctg} \beta_2,$$

где c_{u2} и c_{m2} — окружная и меридиональная составляющие скорости потока; β_2 — угол выхода потока из РК.

Меридиональная составляющая скорости потока $c_{m2\text{вт}}$ снижается, а окружная составля-

Таблица 3

Параметры ступени Rotor 37, полученные путем эксперимента и расчета в программе РРОК-ГПД-22

| Вид исследования | $\eta_{\text{ад}}^*$ | π_3^* | $T_{3\text{cp}}^*$, К | π_2^* | $T_{2\text{вт}}^*$, К | $T_{2\text{н}}^*$, К | $p_{3\text{вт}}^*$ | $p_{3\text{н}}^*$ | $p_{2\text{вт}}^*$ | $p_{2\text{н}}^*$ |
|------------------|----------------------|-----------|------------------------|-----------|------------------------|-----------------------|--------------------|-------------------|--------------------|-------------------|
| | | | | | | | кПа | | | |
| Эксперимент | 0,84 | 2,000 | 363,36 | 2,056 | 363,36 | 367,10 | 205,25 | 192,6 | 214,70 | 199,2 |
| Расчет | 0,84 | 2,004 | 363,52 | 2,083 | 362,34 | 365,85 | 201,40 | 196,9 | 211,00 | 203,9 |

ющая скорости $c_{u2вт}$ повышается. Но так как окружная скорость $u_{2вт}$ меньше, судить о величине произведения $c_{u2вт}u_{2вт}$ до проведения расчетов нельзя.

Влияние отношения площадей f_2/f_1 на КПД даже качественно невозможно оценить. К тому же расчеты показали, что условие радиального равновесия можно реализовать в ограниченном диапазоне отношения площадей f_2/f_1 .

Проведенные расчеты показали целесообразность введения предварительной закрутки потока на входе в РК. Положительная закрутка на периферии $c_{u1н}$ уменьшает скоростной коэффициент $\lambda_{1н}$, что способствует снижению коэффициента потерь. Отрицательная закрутка потока у втулки $c_{u1вт}$ увеличивает теоретический напор. Расчет вариантов ступеней с разным отношением площадей f_2/f_1 проведен при $c_{u1н} = 70$ м/с и $c_{u1вт} = -20$ м/с. Закрутка потока на выходе из ступени c_{u3} принята равной закрутке на входе в ступень c_{u1} , т. е. $c_{u3} = c_{u1}$.

Параметры вариантов ступени при втулочном отношении $\bar{D}_{вт} = 0,55$, наружном диаметре $D_n = 0,409$ м, коэффициенте расхода $\varphi_n = c_z/u_{1н} = 0,537$ и различных значениях относительного диаметра втулки в сечении 2 $\bar{D}_{вт2}$ приведены в табл. 4.

У варианта № 1 с минимальными значениями относительного диаметра втулки $\bar{D}_{вт2}$ и отношения расходных составляющих скорости потока $c_{z2ср}/c_{z1ср}$ не выполнено условие радиального равновесия при выбранном выходном угле лопаток РК $\beta_{л2вт} = 90^\circ$. Программа РРОК-ГПД-22 автоматически подобрала угол $\beta_{л2вт} = 80,9^\circ$, при

котором радиальное равновесие осуществимо. В результате у этого варианта коэффициент напора меньше на 10...30 %, чем у вариантов с углом $\beta_{л2вт} \approx 90^\circ$.

У вариантов с большим относительным диаметром $\bar{D}_{вт2}$ коэффициент напора выше. Расчеты показали, что при увеличении диаметра втулки $D_{вт2}$ в произведении $c_{u2вт}u_{2вт}$ растут оба сомножителя.

Вариант № 9 — на границе допустимого увеличения $D_{вт2}$. При дальнейшем уменьшении площади сечения 2 меридиональная составляющая скорости потока c_{m2} увеличивается так быстро, что плотность газа снижается, и радиальное равновесие при условии $\beta_{л2вт} = 90^\circ$ становится невозможным.

Неожиданным результатом является слабое влияние параметра $c_{z2ср}/c_{z1ср}$ на КПД. Программа РРОК-ГПД-22 вынужденно выполняет многочисленные итерации, что вносит неизбежную погрешность расчетов. Поэтому различие значений КПД в третьем-четвертом знаке частично связано с погрешностью. В то же время заметна тенденция снижения КПД при увеличении отношения расходных скоростей $c_{z2ср}/c_{z1ср}$.

На КПД влияет структура потока и углы изогнутости профилей лопаток. Меньшее замедление потока в компрессорных ступенях считается фактором, способствующим снижению потерь напора. При более сильном замедлении потока ($c_{z2ср}/c_{z1ср} < 1$) угол изогнутости профилей лопаток в РК меньше, а в НА — больше.

Другой фактор, влияющий на КПД, — скоростные коэффициенты на входе в РК λ_{w1} и

Таблица 4

Параметры вариантов ступени при втулочном отношении $\bar{D}_{вт} = 0,55$, наружном диаметре $D_n = 0,409$ м, коэффициенте расхода $\varphi_n = 0,537$ и различных значениях относительного диаметра втулки в сечении 2

| Номер варианта | $\bar{D}_{вт2}$ | f_2/f_1 | $c_{z2ср}/c_{z1ср}$ | Ψ_T | $\eta_{ад}^*$ | π^* | $\beta_{л2вт}$, град |
|----------------|-----------------|-----------|---------------------|----------|---------------|---------|-----------------------|
| 1 | 0,641 | 0,8465 | 0,7655 | 0,3358 | 0,8975 | 1,9467 | 80,90 |
| 2 | 0,648 | 0,8330 | 0,7755 | 0,3423 | 0,8975 | 1,9697 | 89,71 |
| 3 | 0,658 | 0,8148 | 0,7882 | 0,3538 | 0,8974 | 2,0108 | 89,87 |
| 4 | 0,667 | 0,7961 | 0,8080 | 0,3608 | 0,8969 | 2,0354 | 89,71 |
| 5 | 0,677 | 0,7773 | 0,8308 | 0,3685 | 0,8961 | 2,0621 | 89,71 |
| 6 | 0,685 | 0,7630 | 0,8493 | 0,3760 | 0,8954 | 2,0885 | 41,96 |
| 7 | 0,697 | 0,7388 | 0,8905 | 0,3857 | 0,8944 | 2,1232 | 89,71 |
| 8 | 0,707 | 0,7192 | 0,9326 | 0,3949 | 0,8934 | 2,1559 | 89,87 |
| 9 | 0,716 | 0,6991 | 1,0000 | 0,3993 | 0,8947 | 2,1746 | 89,71 |

НА λ_{c2} . На входе в РК скоростной коэффициент λ_{w1} не зависит от последующего изменения проходного сечения. На входе в НА из-за роста расходной составляющей скорости потока c_z коэффициент λ_{c2} увеличивается при уменьшении сечения f_2 , становясь сверхзвуковым. Это влияет на потери напора.

На основании результатов исследования можно сделать следующие выводы:

- ПЧ с постоянным втулочным диаметром уменьшает достижимое отношение давлений вследствие снижения окружной скорости на выходе из РК, поэтому далее сопоставлялись варианты ступеней, имеющие ПЧ с постоянным наружным диаметром;
- при уменьшении отношения площадей сечений f_3/f_2 есть тенденция падения КПД; в расчетном исследовании сравнивались варианты с НА $f_3 = f_2$;
- отношение площадей сечений f_2/f_1 разнонаправленно влияет на КПД и коэффициент теоретического напора; поэтому далее сопоставлялись варианты с отношением площадей сечений $f_2/f_1 = 0,786$, при котором имеет место разумный компромисс; расходная составляющая скорости потока c_z уменьшилась в РК на 20 %.

Варианты ступени с разным втулочным отношением и положительной предварительной закруткой. Для исследования выбраны варианты с втулочным отношением $\bar{D}_{вт1} = 0,40 \dots 0,65$. Варианты имели одинаковые массовый расход, площади сечений f_1, f_2, f_3 и окружную скорость $u_n = 448,5$ м/с. Параметры

Таблица 5

Параметры вариантов ступени при постоянных наружном диаметре D_n и коэффициенте расхода $\phi_{1н}$, отношении площадей сечений $f_2/f_1 = 0,786$ с и различных значениях втулочного отношения

| Номер варианта | $\bar{D}_{вт1}$ | $D_{н1} = D_{н2},$ м | $D_{вт1},$ м | $D_{вт2},$ м | $n,$ мин ⁻¹ |
|----------------|-----------------|-------------------------|-----------------|--------------|------------------------|
| 1 | 0,7283 | 0,4987 | 0,3632 | 0,3961 | 17 188 |
| 2 | 0,6500 | 0,4497 | 0,2923 | 0,3323 | 19 060 |
| 3 | 0,6000 | 0,4237 | 0,2542 | 0,2962 | 20 230 |
| 4 | 0,5500 | 0,4092 | 0,2251 | 0,2750 | 20 947 |
| 5 | 0,5000 | 0,3946 | 0,1973 | 0,2528 | 21 722 |
| 6 | 0,4500 | 0,3827 | 0,1722 | 0,2338 | 22 398 |
| 7 | 0,4000 | 0,3729 | 0,1491 | 0,2174 | 22 985 |

вариантов ступени при постоянных наружном диаметре D_n и коэффициенте расхода $\phi_{1н}$, отношении площадей сечений $f_2/f_1 = 0,786$ с и различных значениях втулочного отношения приведены табл. 5.

Влияние предварительной положительной закрутки потока на параметры ступени при втулочном отношении $\bar{D}_{вт1} = 0,40$. Чем меньше втулочное отношение, тем сильнее изменение параметров потока по радиусу. Втулочные отношения менее 0,40 характерны для вентиляторных ступеней авиационных газотурбинных двигателей, которые не являются предметом исследования.

Положительная предварительная закрутка уменьшает относительную скорость потока

$$w_1 = \sqrt{c_{m1}^2 + (u_1 - c_{u1}^2)},$$

квадрату которой пропорциональна потеря напора в лопаточной решетке РК. Одновременно снижается скоростной коэффициент λ_{w1} , при большем значении которого профильные потери выше.

Результаты расчета влияния положительной закрутки потока на периферии $c_{и1н}$ и втулке $c_{и1вт}$ на параметры ступени при втулочном отношении $\bar{D}_{вт1} = 0,40$ приведены в табл. 6, где $\theta_{РКвт}$ и $\theta_{НАвт}$ — углы изогнутости профилей лопаток РК и НА; $\zeta_{РКвт}$ и $\zeta_{НАвт}$ — коэффициенты профильных потерь РК и НА; коэффициент теоретического напора $\psi_T = h_T / u_{1н}^2$.

У вариантов № 1–7 положительная закрутка меняется по линейному закону от 0 на втулке до 0...90 м/с на периферии. У вариантов № 8 и 9 закрутка потока является одинаковой по радиусу. У всех вариантов на выходе из ступени закрутка такая же, как на входе в РК.

На втулочном радиусе у вариантов № 1–7 закрутка потока отсутствует и лопаточный угол равен 90°. Тем не менее при положительной закрутке на последующих осесимметричных поверхностях коэффициент напора существенно падает. Проявляется влияние поля статических давлений в сечении 2. В результате у варианта без закрутки окружная составляющая скорости $c_{и2вт} = 221,5$ м/с, а у варианта № 7 с наибольшей закруткой она меньше ($c_{и2вт} = 207$ м/с). Коэффициент теоретического напора снижается на 21,5 %, коэффициент адиабатного напора — на 13,6 %. Повышение адиабатного КПД составляет 4,3 %.

Таблица 6

**Параметры вариантов ступени при втулочном отношении $\bar{D}_{вт1} = 0,40$
и разной положительной закрутке потока на входе в РК**

| Номер варианта | $c_{и1н}$ ($c_{и1вт}$), м/с | $\lambda_{w1н}$ | $\lambda_{w1вт}$ | $\theta_{РКвт}$, град | $\theta_{НАвт}$, град | $\zeta_{РКвт}$ | $\zeta_{НАвт}$ | ψ_T | $\eta_{ад}^*$ | π^* |
|----------------|-------------------------------|-----------------|------------------|------------------------|------------------------|----------------|----------------|----------|---------------|---------|
| 1 | 0 (0) | 1,4032 | 0,9238 | 37,20 | 49,53 | 0,0492 | 0,0720 | 0,3140 | 0,8693 | 1,8375 |
| 2 | 15 (0) | 1,3661 | 0,9247 | 37,58 | 47,73 | 0,0495 | 0,0688 | 0,3013 | 0,8778 | 1,8059 |
| 3 | 30 (0) | 1,3287 | 0,9283 | 37,33 | 45,77 | 0,0492 | 0,0657 | 0,2909 | 0,8847 | 1,7793 |
| 4 | 45 (0) | 1,2910 | 0,9343 | 37,07 | 43,98 | 0,0489 | 0,0635 | 0,2835 | 0,8888 | 1,7598 |
| 5 | 60 (0) | 1,2530 | 0,9429 | 36,65 | 42,02 | 0,0484 | 0,0622 | 0,2759 | 0,8922 | 1,7385 |
| 6 | 75 (0) | 1,2148 | 0,9541 | 36,06 | 39,82 | 0,0479 | 0,0627 | 0,2677 | 0,8968 | 1,7169 |
| 7 | 90 (0) | 1,1767 | 0,9685 | 35,46 | 37,20 | 0,0473 | 0,0687 | 0,2584 | 0,9126 | 1,7016 |
| 8 | 15 (15) | 1,3667 | 0,8986 | 35,14 | 40,81 | 0,0465 | 0,0597 | 0,2943 | 0,8789 | 1,7844 |
| 9 | 30 (30) | 1,3311 | 0,8812 | 32,19 | 33,13 | 0,0434 | 0,0519 | 0,2755 | 0,8782 | 1,7234 |

При закрутке потока на периферии более 90 м/с не выполняется условие радиального равновесия.

У вариантов № 8 и 9 закрутка потока одинаковая по высоте. Так как при небольшом втулочном отношении скоростной коэффициент у втулки невелик, положительная закрутка у втулки является неэффективной. У существующих аналогов при маленьком втулочном отношении применяют отрицательную закрутку для повышения коэффициента напора.

У вариантов № 8 и 9 с положительной закруткой у втулки скоростной коэффициент $\lambda_{w1вт}$ меньше. У вариантов с нулевой закруткой у втулки скоростной коэффициент $\lambda_{w1вт}$ немного растет при увеличении закрутки потока на периферии. Проявляется изменение поля давлений $p_1(r)$. При нулевой закрутке потока на входе в РК меридиональная составляющая скорости потока $c_{m1вт} = 234$ м/с, а при закрутке на периферии $c_{и1н} = 90$ м/с она повышается до 251,7 м/с.

На входе в НА скоростной коэффициент λ_{c2} выше у вариантов с большей положительной закруткой на входе в РК. В целом $\lambda_{w1} > \lambda_{c2}$ — степень реактивности рассматриваемых ступеней больше 0,5.

Начальная закрутка сильно влияет и на другие важные параметры. Профильные потери сильно зависят от угла изогнутости профилей лопаток.

При нулевой закрутке можно ожидать больших потерь КПД в НА, где угол изогнутости профилей большой по всей высоте лопаток. В РК у варианта № 7 с максимальными значе-

ниями закрутки потока на входе и КПД не-обычно большой угол изогнутости профилей лопаток (20°) на периферии. Формула из работы [13] может быть некорректной при таких углах изогнутости в сочетании со сверхзвуковым потоком на входе. Следует отметить, что программа РРОК-ГПД-22 предназначена для первичного проектирования, за которым должен следовать анализ более высокого уровня.

Несмотря на большой угол изогнутости профилей лопаток на периферии, у варианта с максимальной закруткой, его коэффициент профильных потерь самый маленький из-за меньшего скоростного коэффициента на входе в РК. Коэффициент профильных потерь НА практически однозначно определяет угол изогнутости профилей лопаток. Поправка на скоростной коэффициент влияет незначительно.

Помимо коэффициента профильных потерь на потери КПД влияют кинетическая энергия на входе и коэффициент теоретического напора [10]. Потери КПД в НА не так сильно зависят от закрутки потока на входе в колесо, как в РК. Большой угол изогнутости профилей лопаток НА при меньшей закрутке потока $c_{и1}$ компенсируется более низкой кинетической энергией на входе в НА.

Влияние предварительной положительной закрутки потока на параметры ступени при втулочном отношении $\bar{D}_{вт1} = 0,65$. Результаты расчета влияния положительной закрутки потока на параметры вариантов ступени при втулочном отношении $\bar{D}_{вт1} = 0,65$ приведены в

табл. 7. У вариантов № 1–10 закрутка потока увеличивается линейно от 0 на втулке к периферии. У вариантов № 11–16 закрутка потока является постоянной по радиусу.

Если при втулочном отношении $\bar{D}_{вт1} = 0,40$ без закрутки потока скоростной коэффициент по радиусу менялся в пределах 1,40...0,92, то при $\bar{D}_{вт1} = 0,65$ скоростной коэффициент у втулки существенно больше единицы ($\lambda_{w1вт} = 1,12$). Это предопределило более сильное влияние закрутки потока у втулки $c_{u1вт}$ на КПД. У варианта № 11 максимально возможная закрутка потока на периферии $c_{u1н} = 130$ м/с, а у варианта № 16 — $c_{u1н} = c_{u1вт} = 90$ м/с. При большей закрутке потока условие радиального равновесия не выполняется.

С увеличением закрутки потока закономерно уменьшается скоростной коэффициент, и это одна из причин повышения КПД. Скоростной коэффициент на входе в НА, наоборот, растет. Но скорость потока лишь незначительно превышает скорость звука, и это мало влияет на потери напора.

Закрутка потока уменьшает углы изогнутости профилей лопаток РК и НА. Введение за-

крутки потока относительно мало влияет на угол поворота в РК. При отсутствии закрутки особенно большой угол поворота поток совершает в НА. Значение угла изогнутости профилей лопаток НА определяет принятое в расчетном исследовании условие $c_{u3} = c_{u1}$. В данном случае $c_{u3} = 0$ и угол изогнутости профилей НА составляет около 90°, чем объясняется большой коэффициент профильных потерь НА.

Соотношение между потерями КПД в РК и НА определяется таковым между относительной w_1 и абсолютной c_2 скоростями потока на входе в их лопаточные решетки.

С помощью данных, приведенных в табл. 6 и 7, получены значения коэффициента теоретического напора, адиабатного КПД и отношения давлений ступеней. Для более наглядного представления влияния положительной закрутки потока на входе в РК на параметры ступени со втулочным отношением $\bar{D}_{вт1} = 0,40$ и 0,65 построены графики (рис. 2, а–в).

Данные, приведенные на рис. 2, дают проектировщику представление о возможном компромиссе между КПД и напором ступени при

Таблица 7

Параметры вариантов ступени при втулочном отношении $\bar{D}_{вт1} = 0,65$ и разной положительной закрутке потока на входе в РК

| Номер варианта | $c_{u1н} (c_{u1вт})$, м/с | $\lambda_{w1н}$ | $\lambda_{w1вт}$ | $\theta_{РКвт}$, град | $\theta_{НАвт}$, град | $\zeta_{РКвт}$ | $\zeta_{НАвт}$ | ψ_T | $\eta_{ад}^*$ | π^* |
|----------------|----------------------------|-----------------|------------------|------------------------|------------------------|----------------|----------------|----------|---------------|---------|
| 1 | 0 (0) | 1,4035 | 1,1243 | 51,24 | 70,72 | 0,0747 | 0,1212 | 0,4632 | 0,8632 | 2,3602 |
| 2 | 15 (0) | 1,3663 | 1,1248 | 51,21 | 67,89 | 0,0748 | 0,1114 | 0,4495 | 0,8730 | 2,3276 |
| 3 | 30 (0) | 1,3291 | 1,1271 | 51,07 | 65,09 | 0,0749 | 0,1027 | 0,4374 | 0,8809 | 2,2960 |
| 4 | 45 (0) | 1,2915 | 1,1308 | 50,83 | 62,19 | 0,0751 | 0,0954 | 0,4266 | 0,8869 | 2,2653 |
| 5 | 60 (0) | 1,2537 | 1,1362 | 50,5 | 59,18 | 0,0756 | 0,0873 | 0,4175 | 0,8909 | 2,2375 |
| 6 | 75 (0) | 1,2158 | 1,1434 | 50,07 | 56,43 | 0,0764 | 0,0813 | 0,4087 | 0,8935 | 2,2083 |
| 7 | 90 (0) | 1,178 | 1,1525 | 49,53 | 53,83 | 0,0776 | 0,0765 | 0,4021 | 0,8948 | 2,1855 |
| 8 | 105 (0) | 1,1404 | 1,1638 | 48,88 | 51,18 | 0,0795 | 0,0728 | 0,3941 | 0,8956 | 2,1566 |
| 9 | 120 (0) | 1,1034 | 1,1776 | 48,11 | 48,72 | 0,0824 | 0,0711 | 0,3877 | 0,8970 | 2,1347 |
| 10 | 135 (0) | 1,0677 | 1,1944 | 47,22 | 46,35 | 0,087 | 0,0718 | 0,3794 | 0,9000 | 2,1083 |
| 11 | 15 (15) | 1,3671 | 1,0907 | 49,68 | 60,5 | 0,065 | 0,0985 | 0,4352 | 0,8789 | 2,2837 |
| 12 | 30 (30) | 1,3321 | 1,0614 | 47,82 | 51,08 | 0,0579 | 0,0801 | 0,4082 | 0,8910 | 2,2020 |
| 13 | 45 (45) | 1,2987 | 1,0366 | 45,66 | 42,59 | 0,0522 | 0,0656 | 0,3820 | 0,8991 | 2,1168 |
| 14 | 60 (60) | 1,2674 | 1,0174 | 43,19 | 35,18 | 0,0474 | 0,055 | 0,3583 | 0,9045 | 2,0373 |
| 15 | 75 (75) | 1,239 | 1,005 | 40,39 | 28,6 | 0,043 | 0,048 | 0,3346 | 0,9044 | 1,9516 |
| 16 | 90 (90) | 1,2152 | 1,0016 | 37,25 | 22,39 | 0,0391 | 0,0435 | 0,3125 | 0,9041 | 1,8738 |

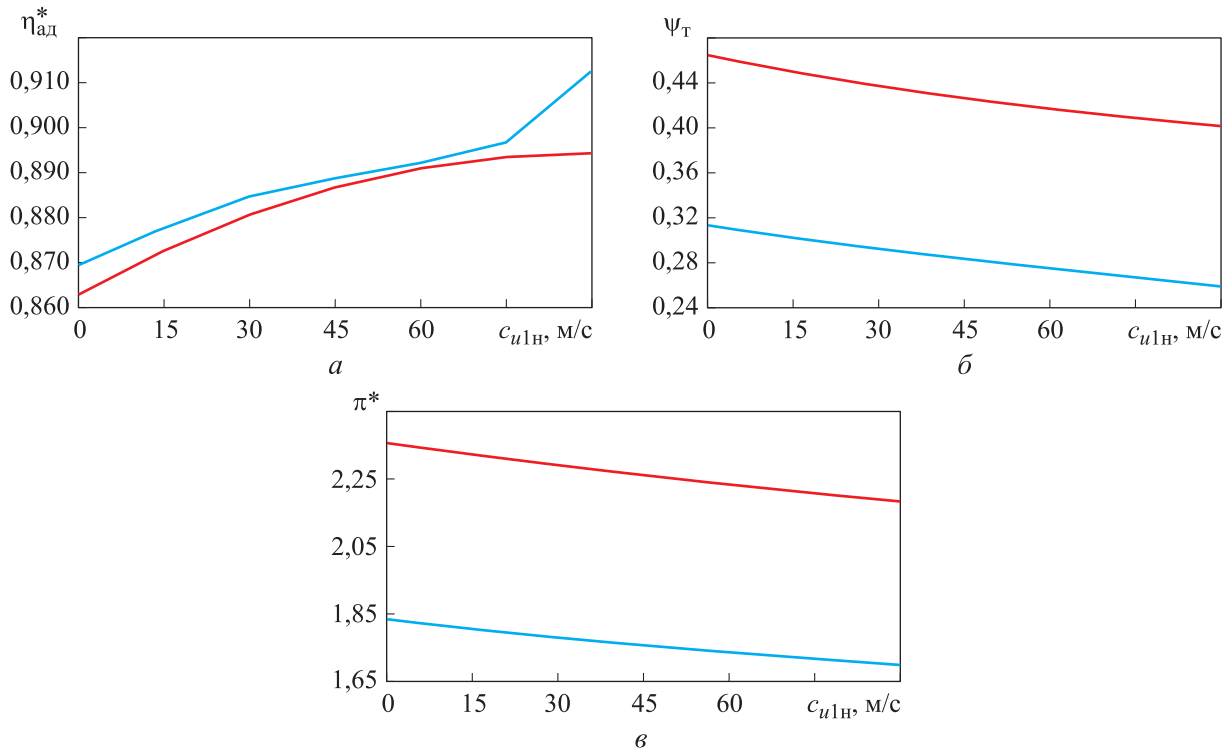


Рис. 2. Зависимости адиабатного КПД $\eta_{ад}^*$, коэффициента теоретического напора ψ_T и отношения давлений ступеней π^* от закрутки потока на входе в РК c_{u1n} при втулочном отношении $\bar{D}_{вт1} = 0,40$ (—) и $0,65$ (—)

выборе закрутки на входе в РК. Для существенного повышения КПД ступени со втулочным отношением $\bar{D}_{вт1} = 0,65$ следует ввести положительную закрутку потока по всей высоте лопаток РК.

Параметры ступеней с разным втулочным отношением при отсутствии закрутки потока. Простейшая схема ступени — без входного НА, который создает закрутку потока. Параметры ступеней при нулевой закрутке на входе в РК,

постоянном наружном диаметре РК, коэффициенте расхода $\phi_{1н} = 0,54$, отношении площадей сечений $f_2/f_1 = 0,786$ и различных значениях втулочного отношения приведены в табл. 8.

У варианта ступени № 1 со втулочным отношением $\bar{D}_{вт1} = 0,728$ коэффициент теоретического напора $\psi_T = 0,52$, отношение давлений $\pi^* = 2,5446$, а адиабатный КПД $\eta_{ад}^* > 84\%$. Ступень имеет некоторое сходство с тестовым образцом Rotor 37. У них одинаковые значения втулочного отношения, окружной скорости,

Таблица 8

Параметры ступеней при нулевой закрутке на входе в РК, постоянном наружном диаметре РК, коэффициенте расхода $\phi_{1н} = 0,54$, отношении площадей сечений $f_2/f_1 = 0,786$ и различных значениях втулочного отношения

| Номер варианта | $\bar{D}_{вт1}$ | $\frac{h_{т.н}}{h_{т.вт}}$ | $\beta_{2вт}$, град | $\lambda_{w1н}$ | $\lambda_{w1вт}$ | $\theta_{РКвт}$, град | $\theta_{НАвт}$, град | $\zeta_{РКвт}$ | $\zeta_{НАвт}$ | ψ_T | $\eta_{ад}^*$ | π^* | Φ |
|----------------|-----------------|----------------------------|----------------------|-----------------|------------------|------------------------|------------------------|----------------|----------------|----------|---------------|---------|--------|
| 1 | 0,728 | 1,0350 | 68,5 | 1,4035 | 1,1892 | 54,11 | 78,22 | 0,1034 | 0,1472 | 0,5202 | 0,8452 | 2,5446 | 0,1170 |
| 2 | 0,650 | 1,0600 | 71,9 | 1,4035 | 1,1243 | 50,93 | 70,83 | 0,0757 | 0,1249 | 0,4621 | 0,8609 | 2,3514 | 0,1439 |
| 3 | 0,600 | 1,0750 | 74,0 | 1,4148 | 1,1003 | 47,41 | 65,64 | 0,0638 | 0,105 | 0,4195 | 0,8656 | 2,1997 | 0,1621 |
| 4 | 0,550 | 1,0950 | 75,3 | 1,4308 | 1,0591 | 47,47 | 64,63 | 0,0602 | 0,1044 | 0,3981 | 0,8660 | 2,2317 | 0,1738 |
| 5 | 0,500 | 1,0900 | 77,0 | 1,4034 | 1,0011 | 43,43 | 57,96 | 0,0527 | 0,0875 | 0,3584 | 0,8725 | 1,9916 | 0,1868 |
| 6 | 0,450 | 1,1100 | 78,4 | 1,4034 | 0,9618 | 40,54 | 53,58 | 0,0504 | 0,0792 | 0,3305 | 0,8714 | 1,8950 | 0,1986 |
| 7 | 0,400 | 1,1250 | 79,7 | 1,4032 | 0,9238 | 37,20 | 49,29 | 0,0492 | 0,0715 | 0,3042 | 0,8680 | 1,8042 | 0,2092 |

коэффициента расхода и отсутствует начальная закрутка. Но у исследуемой ступени выходной угол лопаток РК у втулки равен 90°, что обеспечивает значительно большее отношение давлений (2,54), чем тестовая ступень Rotor 37 (2,00). Большой напор получен даже с незначительным увеличением КПД (у тестового образца КПД 84 %).

У ступеней с меньшим втулочным отношением коэффициенты напора ниже вследствие меньшей окружной скорости на расчетном радиусе. Повышение КПД вызвано следующими причинами. На периферии лопаток РК у всех ступеней скоростной коэффициент одинаковый, но средние значения по высоте лопатки заметно ниже при меньшем втулочном отношении.

Отличительная особенность ступеней без закрутки потока на входе в РК — очень большие углы поворота потока в НА, а следовательно, и углы изогнутости профилей лопаток НА.

На потери напора в РК большое влияние оказывает сверхзвуковой характер движения газа. В НА превалирует негативная роль чрезмерной изогнутости профилей лопаток.

КПД изученных сверхзвуковых ступеней без входного НА невысок, но им присущи сравнительно большие коэффициенты напора и отношения давлений. Ступени со втулочным отношением $\bar{D}_{вт1} = 0,40...0,45$ могут представлять интерес для двигателей летательных аппаратов, собственная масса которых превалирует над таковой запаса топлива.

Параметры ступеней с разным втулочным отношением при оптимальной закрутке потока

Таблица 9

Параметры вариантов ступеней при оптимальной закрутке на входе, постоянном наружном диаметре РК, коэффициенте расхода $\phi_{1н} = 0,54$, отношении площадей сечений $f_2/f_1 = 0,786$ и различных значениях втулочного отношения

| Номер варианта | $\bar{D}_{вт1}$ | $\frac{c_{u1н}}{u_n}$ | $\frac{c_{u1вт}}{u_n}$ | $\frac{h_{т.н}}{h_{т.вт}}$ | $\beta_{2вт}$, град | $\lambda_{w1н}$ | $\lambda_{w1вт}$ | $\theta_{РКвт}$, град | $\theta_{НАвт}$, град | $\zeta_{РКвт}$ | $\zeta_{НАвт}$ | ψ_t | $\eta_{ад}^*$ | π^* |
|----------------|-----------------|-----------------------|------------------------|----------------------------|----------------------|-----------------|------------------|------------------------|------------------------|----------------|----------------|----------|---------------|---------|
| 1 | 0,728 | 0,2340 | 0,1560 | 0,9750 | 72,40 | 1,1718 | 1,0960 | 43,66 | 31,38 | 0,0525 | 0,0519 | 0,3661 | 0,9099 | 2,0742 |
| 2 | 0,650 | 0,2117 | 0,1114 | 0,9850 | 74,70 | 1,1816 | 1,0663 | 42,76 | 34,89 | 0,0504 | 0,0548 | 0,3516 | 0,9057 | 2,0142 |
| 3 | 0,600 | 0,2117 | 0,1114 | 0,9850 | 77,00 | 1,2004 | 1,0604 | 38,66 | 32,18 | 0,0448 | 0,0513 | 0,3201 | 0,9069 | 1,9038 |
| 4 | 0,550 | 0,2006 | 0,0334 | 0,9700 | 78,15 | 1,1804 | 1,0150 | 39,20 | 39,22 | 0,0471 | 0,0587 | 0,3022 | 0,9038 | 1,8383 |
| 5 | 0,500 | 0,2006 | 0,0334 | 0,9700 | 78,20 | 1,1804 | 1,0150 | 39,28 | 39,26 | 0,0472 | 0,0588 | 0,3026 | 0,9039 | 1,8396 |
| 6 | 0,450 | 0,2006 | 0,0334 | 0,9700 | 79,60 | 1,1800 | 0,9815 | 36,03 | 35,73 | 0,0450 | 0,0597 | 0,2769 | 0,9011 | 1,7510 |
| 7 | 0,400 | 0,2006 | 0,0111 | 0,9570 | 80,50 | 1,1776 | 0,9622 | 34,28 | 34,78 | 0,0460 | 0,0697 | 0,2567 | 0,9020 | 1,6864 |

на входе в РК. Под оптимальной понимают такую закрутку потока, при которой КПД достигает максимума. Оптимальные значения $c_{u1н}/u_n$ и $c_{u1вт}/u_n$ определены в вычислительном эксперименте для ступеней с каждым из значений втулочного отношения. Закрутка потока положительная и на периферии, и у втулки. Изменение закрутки по радиусу — линейное. Параметры ступеней при оптимальной закрутке потока на входе РК, постоянном наружном диаметре РК, коэффициенте расхода $\phi_{1н} = 0,54$, отношении площадей сечений $f_2/f_1 = 0,786$ и различных значениях втулочного отношения приведены в табл. 9.

Введение положительной закрутки с оптимальными значениями для каждого втулочного отношения повысило КПД ступеней на 3...4 % по сравнению с КПД ступеней без закрутки, но коэффициенты напора и отношения давлений снизились.

Изменение основных параметров по радиусу показывает их значительные различия с таковыми для ступеней без начальной закрутки потока. Скоростные коэффициенты на входе в РК значительно снижены.

Скоростные коэффициенты на входе в НА стали больше, чем при отсутствии закрутки. У втулки поток стал сверхзвуковым, но существенно уменьшились углы изогнутости профилей лопаток НА.

Уменьшение углов изогнутости профилей лопаток значительно понизило потери напора в НА. Характерно, что при малых значениях втулочного отношения потери в НА превосходят потери в РК, особенно на первой половине высоты лопаток.

Сопоставление ступеней с закруткой и без закрутки потока на входе в РК. По данным, указанным в табл. 8, построены зависимости адиабатного КПД ступени $\eta_{ад}^*$, угла выхода потока на втулочном радиусе $\beta_{2вт}$, коэффициентов потерь РК $\zeta_{РКвт}$ и НА $\zeta_{НАвт}$ от втулочного отношения $\bar{D}_{вт1}$ при оптимальной и нулевой закрутках потока на входе в РК (рис. 3, а–г).

Видно, что у ступеней с разным втулочным отношением $\bar{D}_{вт1}$ оптимальная закрутка на периферии и скоростной коэффициент ($\lambda_{w1н} \approx 1,18$) имеют практически одинаковые значения. У вариантов ступеней с малым втулочным отношением скоростной коэффициент $\lambda_{w1вт}$ больше при положительной закрутке, чего не должно быть исходя из одномерных представлений. В этом проявляется перестройка поля давлений $p_1 = f(r)$ при разной закрутке потока.

Предварительная закрутка существенно влияет на кинематические характеристики потока — треугольники скоростей, которые в данной статье не анализировались. Особенности кинематики демонстрирует рис. 3, б. Чем больше угол выхода потока на втулочном ради-

усе, тем выше коэффициент напора при прочих равных условиях. Одно условие является общим для всех ступеней: выходной угол лопаток на расчетном радиусе равен 90° .

Из рис. 3, б следует, что углы отставания больше у более высоконапорных ступеней, ступеней без начальной закрутки и с большим втулочным отношением.

Значения коэффициентов потерь РК $\zeta_{РКвт}$ и НА $\zeta_{НАвт}$ (см. рис. 3, в, г) определяются указанными скоростными коэффициентами и углами изогнутости профилей лопаток.

Ступени без закрутки потока уступают по КПД таковым с закруткой, но имеют преимущество по коэффициенту напора и отношению давлений (рис. 4, а и б).

Что касается удельной производительности ступеней, характеризуемой коэффициентом расхода Φ , то она практически не зависит от начальной закрутки потока и линейно уменьшается с ростом диаметра втулки. В исследованном диапазоне втулочного отношения коэффициент расхода Φ изменяется примерно вдвое. Следовательно, фронтальная площадь ступени со втулочным отношением $\bar{D}_{вт1} = 0,728$ в 2 раза боль-

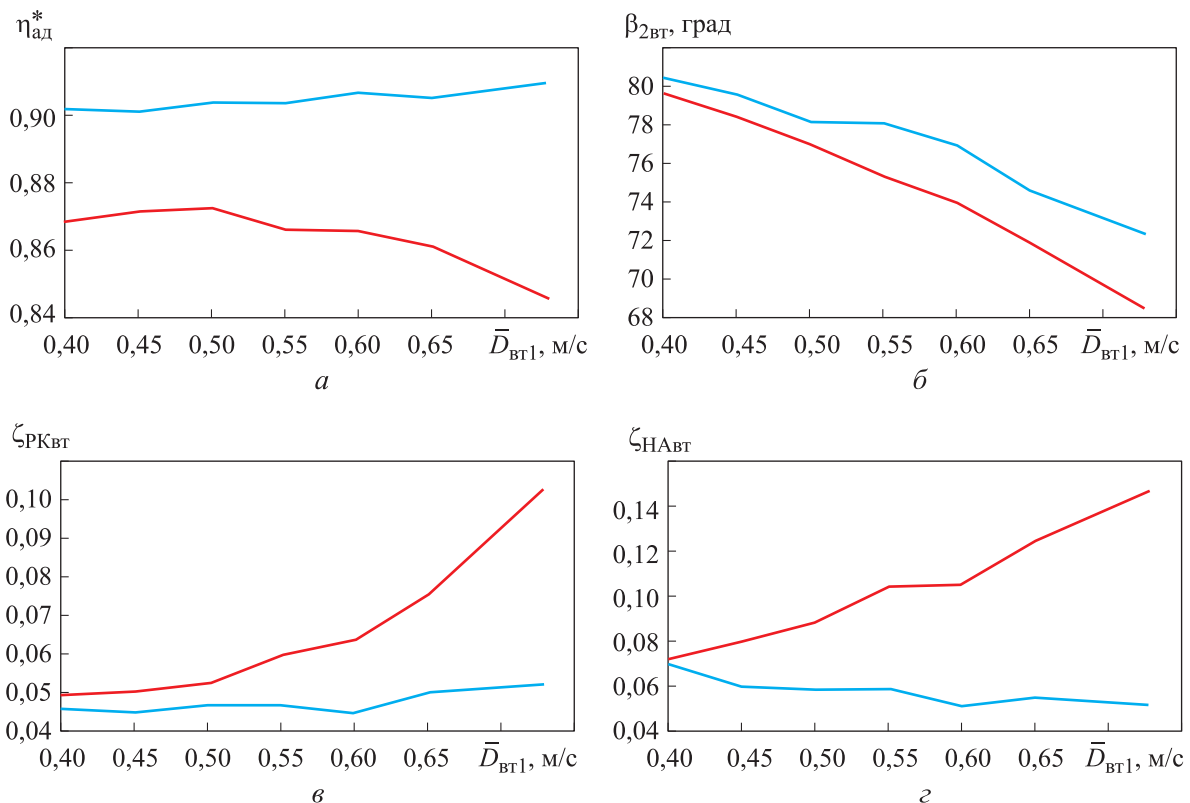


Рис. 3. Зависимости адиабатного КПД ступени $\eta_{ад}^*$ (а), угла выхода потока на втулочном радиусе $\beta_{2вт}$ (б), коэффициентов потерь РК $\zeta_{РКвт}$ (в) и НА $\zeta_{НАвт}$ (г) от втулочного отношения $\bar{D}_{вт1}$ при оптимальной (—) и нулевой (—) закрутках потока на входе в РК

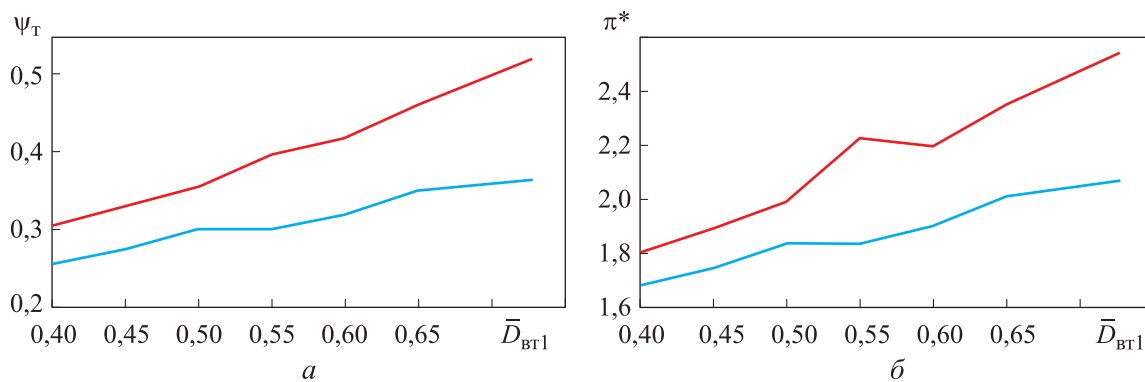


Рис. 4. Зависимости коэффициента теоретического напора Ψ_T (а) и отношения давлений π^* (б) ступеней от втулочного отношения $\bar{D}_{вт1}$ при оптимальной (—) и нулевой (—) закрутках потока на входе в РК

ше, чем у ступени с $\bar{D}_{вт1} = 0,40$, и соответственно, у последней диаметр меньше на 40 %.

Ступень со втулочным отношением $\bar{D}_{вт1} = 0,40$ и увеличенным коэффициентом напора. Расчетное исследование показало, что по КПД ступени с небольшим коэффициентом напора не уступают таковым с более высокими значениями этого параметра. Их очевидное достоинство — уменьшенный радиальный размер. Недостаток — пониженный коэффициент напора.

Проведенное расчетное исследование показало, насколько можно увеличить коэффициент напора ступени со втулочным отношением

$\bar{D}_{вт1} = 0,40$ введением отрицательной закрутки на втулочном радиусе, и насколько это снизит КПД. Результаты расчета влияния отрицательной закрутки потока у втулки на параметры вариантов ступени приведены в табл. 10.

Качественный характер влияния отрицательной закрутки очевиден. Наблюдается закономерное увеличение скоростного коэффициента на входе в РК при арифметическом увеличении отрицательной закрутки. При этом имеет место неочевидное уменьшение скоростного коэффициента на входе в НА.

Для более наглядного представления влияния отрицательной закрутки на адиабатный КПД, отношение давлений и коэффициент тео-

Таблица 10

Параметры вариантов ступени при втулочном отношении $\bar{D}_{вт1} = 0,40$ и разной отрицательной закрутке потока у втулки

| Номер варианта | $c_{u1вт}$, м/с | $\frac{c_{u1вт}}{u_{н1}}$ | $\lambda_{w1вт}$ | $\theta_{РКвт}$, град | $\theta_{НАвт}$, град | $\zeta_{РКвт}$ | $\zeta_{НАвт}$ | Ψ_T | $\eta_{ад}^*$ | π^* |
|----------------|------------------|---------------------------|------------------|------------------------|------------------------|----------------|----------------|----------|---------------|---------|
| 1 | 5 | 0,0111 | 0,9622 | 34,28 | 34,79 | 0,0460 | 0,0697 | 0,2567 | 0,9023 | 1,6867 |
| 2 | -5 | -0,0111 | 0,9755 | 36,23 | 39,63 | 0,0484 | 0,0673 | 0,2665 | 0,8970 | 1,7132 |
| 3 | -15 | -0,0334 | 0,9896 | 37,95 | 43,93 | 0,0508 | 0,069 | 0,2746 | 0,8955 | 1,7377 |
| 4 | -25 | -0,0557 | 1,0047 | 39,23 | 47,66 | 0,0532 | 0,072 | 0,2782 | 0,8952 | 1,7491 |
| 5 | -35 | -0,0780 | 1,0208 | 40,90 | 51,81 | 0,0563 | 0,0767 | 0,2851 | 0,8953 | 1,7716 |
| 6 | -45 | -0,1003 | 1,0380 | 42,33 | 55,75 | 0,0596 | 0,0820 | 0,2901 | 0,8944 | 1,7871 |
| 7 | -55 | -0,1226 | 1,0560 | 43,83 | 59,72 | 0,0638 | 0,0881 | 0,2955 | 0,8932 | 1,8039 |
| 8 | -65 | -0,1449 | 1,0750 | 45,23 | 63,53 | 0,0687 | 0,0948 | 0,3007 | 0,8917 | 1,8194 |
| 9 | -75 | -0,1672 | 1,0949 | 46,55 | 67,86 | 0,0747 | 0,1031 | 0,3078 | 0,8898 | 1,8409 |
| 10 | -85 | -0,1894 | 1,1156 | 47,70 | 71,60 | 0,0822 | 0,1112 | 0,3113 | 0,8868 | 1,8491 |
| 11 | -95 | -0,2117 | 1,1371 | 48,77 | 75,49 | 0,0916 | 0,1202 | 0,3156 | 0,8834 | 1,8597 |

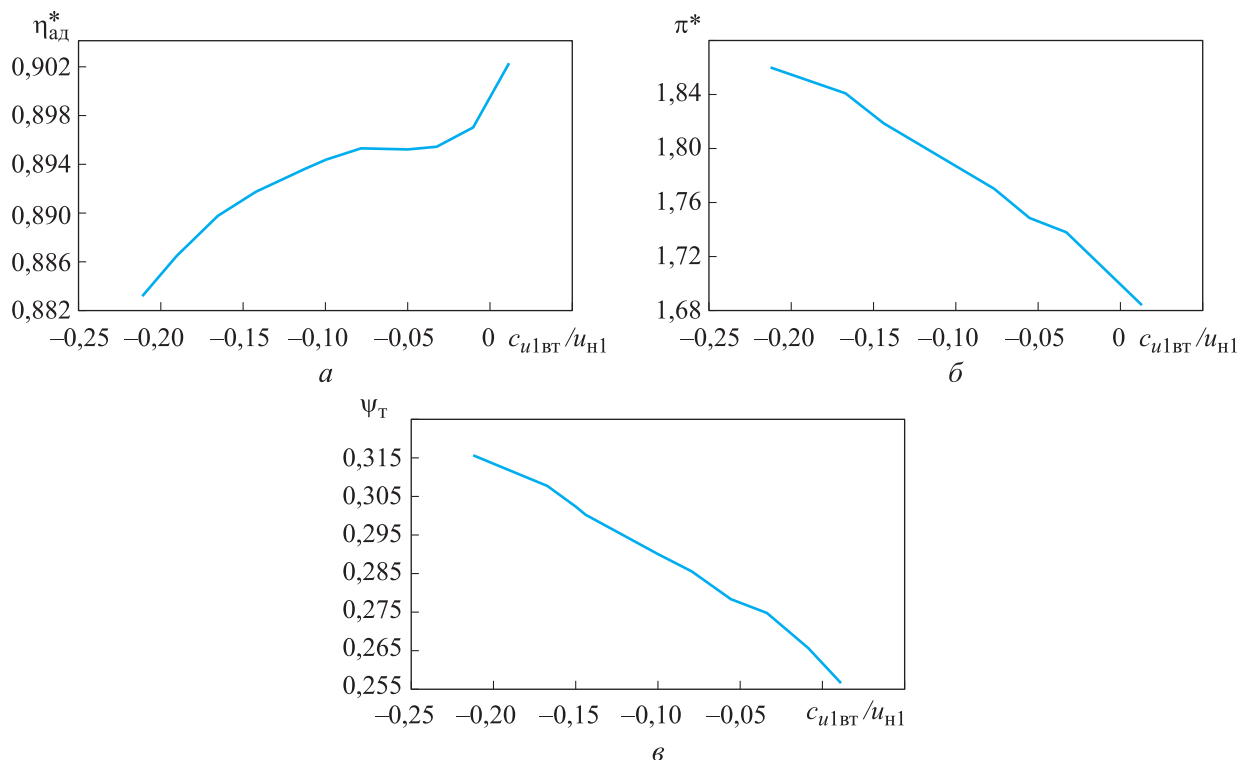


Рис. 5. Зависимости адиабатного КПД $\eta_{ад}^*$ (а), отношения давлений π^* (б) и коэффициента теоретического напора ψ_T (в) ступени от параметра $c_{u1вТ}/u_{н1}$ при втулочном отношении $\bar{D}_{вТ1} = 0,40$

ретического напора построены графики, показанные на рис. 5, а–в.

Выбор компромиссного варианта между размерами, КПД и напором ступени зависит от назначения проектируемого компрессора.

Выводы

1. У авторов есть положительный опыт создания замкнутого метода первичного проектирования центробежного компрессора на базе расчетного исследования. Это набор алгебраических уравнений для выбора всех размеров ПЧ, необходимых для выполнения окончательного проекта.

2. У осевого компрессора ПЧ выглядит проще, чем у центробежного. Но необходимость проектирования пространственной формы ло-

паток с учетом радиального равновесия выводит задачу на принципиально другой уровень. В случае осевого компрессора невозможно на основании численного эксперимента разработать набор алгебраических уравнений для выбора всех размеров ПЧ, необходимых для выполнения окончательного проекта. Каждый конкретный проект осевого компрессора на первом этапе может быть объектом вариантного расчета и оптимизации применением того или иного инженерного инструмента. Программа РРОК-ГПД-22 показала себя таким инструментом.

3. Проведенные расчеты позволяют выбрать вариант ступени с теми или иными значениями втулочного отношения и предварительной закрутки потока в зависимости от назначения осевого компрессора.

Литература

- [1] Труды 2-й Открытой конференции пользователей NUMECA в России. Санкт-Петербург, СПбГПУ, 2013. 215 с.
- [2] Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. *Центробежные компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1982. 271 с.
- [3] Селезнев К.П., ред. *Теория и расчет турбокомпрессоров*. Ленинград, Машиностроение, 1986. 392 с.

- [4] Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А. Анализ эффективности пространственных лопаточных решеток осевых компрессоров по данным продувок плоских решеток. *Компрессорная техника и пневматика*, 2005, № 3, с. 33–38.
- [5] Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А. Расчетный анализ характеристик осевых компрессорных ступеней. *Компрессорная техника и пневматика*, 2005, № 5, с. 26–33.
- [6] Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А. Анализ пространственного потока в «неоднородных» осевых компрессорных ступенях. *Компрессорная техника и пневматика*, 2006, № 4, с. 11–19.
- [7] Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А. Оптимизация проточной части осевых компрессоров на стадии вариантного расчета. Часть 1. *Компрессорная техника и пневматика*, 2009, № 5, с. 2–9.
- [8] Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А. Оптимизация проточной части осевых компрессоров на стадии вариантного расчета. Часть 2. *Компрессорная техника и пневматика*, 2009, № 6, с. 11–19.
- [9] Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А. Оптимизация проточной части осевых компрессоров на стадии вариантного расчета. Часть 3. *Компрессорная техника и пневматика*, 2009, № 7, с. 6–12.
- [10] Галеркин Ю.Б. *Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части*. Москва, КХТ, 2010. 581 с.
- [11] Довжик С.А., Гиневский А.С. Потери давления в лопаточных венцах осевого дозвукового компрессора. *Промышленная аэродинамика*, 1961, № 20, с. 33–40.
- [12] Бунимович А.И., Святогоров А.А. Обобщение результатов исследования плоских компрессорных решеток при большой дозвуковой скорости. В: *Лопаточные машины и струйные аппараты*. Вып. 2. Москва, Машиностроение, 1967, с. 36–66.
- [13] Комаров А.П. Исследование плоских компрессорных решеток. В: *Лопаточные машины и струйные аппараты*. Вып. 2. Москва, Машиностроение, 1967, с. 67–110.
- [14] Попов Ю.А. *Совершенствование и анализ проточной части осевых компрессоров и ступеней с использованием результатов испытания лопаточных решеток*. Дисс. ... канд. тех. наук. Санкт-Петербург, СПбГПУ, 2010. 151 с.
- [15] Moore R.D., Reid L. *Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.19 and 1.26, respectively, and with design pressure ratio of 2.05*. NASA Technical Paper 1659. NASA, 1980. 104 p.
- [16] Селезнев К.П., Подобуев Ю.С., Анисимов С.А. *Теория и расчет турбокомпрессоров*. Ленинград, Машиностроение, 1968. 406 с.
- [17] Гофлин А.П. *Аэродинамический расчет проточной части осевых компрессоров для стационарных установок*. Ленинград, Машгиз, 1959. 303 с.

References

- [1] *Trudy 2-y Otkrytoy konferentsii polzovateley NUMECA v Rossii* [Proceedings of the second open conference of NUMERICA users in Russia]. Sankt-Petersburg, SPbGPU Publ., 2013. 215 p. (In Russ.)
- [2] Seleznev K.P., Galerkin Yu.B. *Tsentrobeznyye kompressory* [Centrifugal copressors]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1982. 271 p. (In Russ.)
- [3] Seleznev K.P., ed. *Teoriya i raschet turbokompressorov* [Theory and calculation of turbo compressors]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1986. 392 p. (In Russ.)
- [4] Galerkin Yu.B., Popov Yu.A. Efficiency analysis of spatial blade cascades of axial compressors according to the data of plane cascade blowing. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2005, no. 3, pp. 33–38. (In Russ.)
- [5] Galerkin Yu.B., Popov Yu.A. Numerical analysis of characteristics of axial compressor stages. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2005, no. 5, pp. 26–33. (In Russ.)
- [6] Galerkin Yu.B., Popov Yu.A. Space flow analysis in «inhomogeneous» axial compressor stages. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2006, no. 4, pp. 11–19. (In Russ.)
- [7] Galerkin Yu.B., Popov Yu.A. Optimization of axial compressor setting at option calculation. Part 1. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2009, no. 5, pp. 2–9. (In Russ.)

- [8] Galerkin Yu.B., Popov Yu.A. Optimization of axial compressor setting at option calculation. Part 2. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2009, no. 6, pp. 11–19. (In Russ.)
- [9] Galerkin Yu.B., Popov Yu.A. Optimization of axial compressor setting at option calculation. Part 3. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2009, no. 7, pp. 6–12. (In Russ.)
- [10] Galerkin Yu.B. *Turbokompressory. Rabochiy protsess, raschet i proektirovanie protochnoy chasti* [Centrifugal compressors. Working processes, calculation and design of a flow part]. Moscow, KKhT Publ., 2010. 581 p. (In Russ.)
- [11] Dovzhik S.A., Ginevskiy A.S. Pressure losses in blade ring of a centrifugal subsonic compressor. *Promyshlennaya aerodinamika*, 1961, no. 20, pp. 33–40. (In Russ.)
- [12] Bunimovich A.I., Svyatogorov A.A. Obobshchenie rezultatov issledovaniya ploskikh kompressornykh reshetok pri bolshoy dozvukovoy skorosti [Generalisation of study results for plane compressor cascades at high subsonic velocity]. V: *Lopatochnye mashiny i struynye apparaty*. Vyp. 2 [In: Blade machines and jet devices. Vol. 2]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1967, pp. 36–66. (In Russ.)
- [13] Komarov A.P. Issledovanie ploskikh kompressornykh reshetok [Study on plane compressor cascades]. V: *Lopatochnye mashiny i struynye apparaty*. Vyp. 2 [In: Blade machines and jet devices. Vol. 2]. Moscow, Mashinostroenie, 1967, pp. 67–110. (In Russ.)
- [14] Popov Yu.A. *Sovershenstvovanie i analiz prochnoy chasti osevykh kompressorov i stupeney s ispolzovaniem rezultatov ispytaniya lopatochnykh reshetok*. Diss. ... kand. tekhn. nauk [Improvement and analysis of a flow part of centrifugal compressors and stages using test results of blade systems. Kand. tech. sci. diss.]. Sankt-Petersburg, SPbGPU Publ., 2010. 151 p. (In Russ.)
- [15] Moore R.D., Reid L. *Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.19 and 1.26, respectively, and with design pressure ratio of 2.05*. NASA Technical Paper 1659. NASA, 1980. 104 p.
- [16] Seleznev K.P., Podobuev Yu.S., Anisimov S.A. *Teoriya i raschet turbokompressorov* [Theory and calculation of centrifugal compressors]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1968. 406 p. (In Russ.)
- [17] Goffin A.P. *Aerodinamicheskiy raschet protochnoy chasti osevykh kompressorov dlya statsionarnykh ustanovok* [Aerodynamic calculation of centrifugal compressors flow parts for stationary plants]. Leningrad, Mashgiz Publ., 1959. 303 p. (In Russ.)

Статья поступила в редакцию 07.09.2022

Информация об авторах

САХРАНАВАРД Махди — аспирант Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетической Федерации. ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: mahdiisahranavard@gmail.com).

ГАЛЕРКИН Юрий Борисович — доктор технических наук, профессор, почетный председатель Ассоциации компрессорщиков и пневматиков, профессор Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетической Федерации. ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: yuri_galerkin@mail.ru).

Information about the authors

SAHRANAVARD Mahdi — Postgraduate, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint-Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: mahdiisahranavard@gmail.com).

GALERKIN Yuriy Borisovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Professor of the Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint-Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: yuri_galerkin@mail.ru).

ДРОЗДОВ Александр Александрович — доктор технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: a_drozdi@mail.ru).

DROZDOV Aleksandr Alexandrovich — Doctor of Science (Eng.), Associate Professor, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint-Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: a_drozdi@mail.ru).

МАРЕНИНА Любовь Николаевна — кандидат технических наук, старший преподаватель Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: marenina_ln@mail.ru).

MARENINA Lyubov Nikolaevna — Candidate of Science (Eng.), Senior Lecturer, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint-Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: marenina_ln@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Сахранавард М., Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А., Маренина Л.Н. Численное исследование сверхзвуковой ступени осевого компрессора. Влияние втулочного отношения на ее параметры. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 3, с. 73–89, doi: 10.18698/0536-1044-2023-3-73-89

Please cite this article in English as:

Sahranavard M., Galerkin Yu.B., Drozdov A.A., Marenina L.N. Numerical Research of the Supersonic Stage of the Axial Compressor. Hub Ratio Influence on the Stage Parameters. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 3, pp. 73–89, doi: 10.18698/0536-1044-2023-3-73-89



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям материалы XV Всероссийской
конференции молодых ученых и специалистов
«Будущее машиностроения России 2022. Том 1»**

В сборник включены доклады, представленные на Пятнадцатой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России», которая состоялась в сентябре 2022 г. в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Структура сборника отражает тематическую направленность конференции. В первый том сборника вошли доклады секции А.

Тексты докладов размещены в Научной электронной библиотеке eLIBRARY.RU.

По вопросам приобретения обращайтесь:

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