

# ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ПРОФИЛЯ ЛОПАТКИ ВХОДНОГО НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА НА ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ

В. В. Карбанова, А. Д. Ваняшов, В. Л. Юша

Омский государственный технический университет,  
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Объектом исследования являлась центробежная компрессорная ступень с входным направляющим аппаратом. Исследовались газодинамические характеристики ступени на режимах комбинированного регулирования за счет изменения частоты вращения ротора и изменения закрутки потока перед рабочим колесом поворотом лопаток входного направляющего аппарата. Рассмотрены два варианта конструктивного исполнения профиля лопаток входного направляющего аппарата и выполнена оценка способа поворота лопаток на интегральные характеристики ступени. В результате исследования установлено, что профиль с фиксированной входной частью при больших углах закрутки потока имеет меньший коэффициент потерь, что способствует повышению КПД ступени. Эффект регулирования для обеспечения заданной рабочей точки по давлению и расходу для ступени с измененным профилем обеспечивается на более низких оборотах.

**Ключевые слова:** центробежная компрессорная ступень, входной направляющий аппарат, газодинамические характеристики, углы атаки, трансзвуковое течение, вычислительная гидродинамика.

## Актуальность задачи

Применение входного направляющего аппарата (ВНА) в конструкции центробежной компрессорной ступени, особенно в сочетании с возможностью изменения частоты вращения ротора, позволяет существенно расширить функциональные возможности компрессора на переменных режимах работы.

Как известно, среди всех способов регулирования производительности или давления в центробежных компрессорах наибольшую эффективность имеет регулирование изменением частоты вращения ротора [1–3]. Эффективность эта проявляется прежде всего в том, что при снижении оборотов потребляемая мощность снижается пропорционально снижению оборотов в кубической степени. Следует также отметить, что в некотором диапазоне изменения оборотов ротора, КПД компрессорной ступени остается неизменным за счет согласованности входных треугольников скоростей с углами установки лопаток РК. Регулирование за счет изменения закрутки потока перед рабочим колесом (РК), которая создается поворотом лопаток ВНА, имеет также хорошую эффективность, но уступает регулированию оборотами.

Следует выделить три очевидных аэродинамических недостатка системы регулирования с применением ВНА:

1) наличие дополнительных лопаточных аппаратов увеличивает поверхности трения и снижает КПД ступени в том случае, когда лопатки установлены в исходном положении;

2) поворот лопаток ВНА, особенно на большие углы (более 15...20°), приводит к появлению углов атаки на входных кромках ВНА и, как следствие, появлению срывных зон, что снижает КПД,

а также к увеличению угла отставания потока от лопатки и снижению эффекта регулирования;

3) имеющая место неравномерность потока по высоте лопатки на входе и выходе ВНА не всегда соответствует требуемому закону распределения параметров потока по высоте лопатки на входе в РК, что приводит к увеличению углов атаки на входе в лопатки РК.

Первый недостаток устранен быть не может, но возможна минимизация профильных потерь за счет выбора наиболее рациональных форм профилей лопаточных аппаратов.

Частичное устранение второго недостатка может быть решено за счет применения конструкции лопатки с фиксированной передней частью и поворотной задней частью лопатки [4–9]. В указанных работах исследовались процессы в лопаточных решетках ВНА различных профилей для стационарных, относительно низконапорных и тихоходных центробежных компрессоров на режимах регулирования ВНА без изменения частоты вращения ротора.

Минимизация потерь от третьего недостатка может быть реализована с применением конструкции лопаток ВНА с изменяемой геометрией выходной кромки, в частности, с применением упругих эластичных неметаллических материалов [10, 11].

## Объект исследования

Объектом исследования являлась центробежная компрессорная ступень, состоящая из входного направляющего аппарата (ВНА), полукрытого осерадиального рабочего колеса (ПООРК), радиального лопаточного диффузора, осевого кольцевого диффузора (рис. 1). Основные геометрические

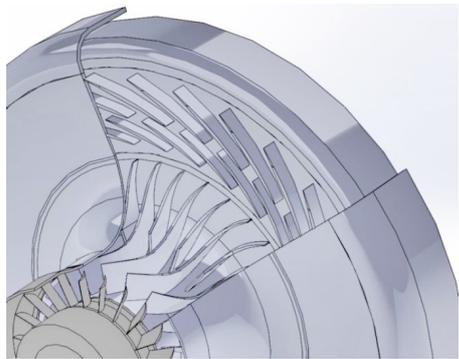


Рис. 1. 3D модель центробежной компрессорной ступени  
Fig. 1. 3D model of a centrifugal compressor stage

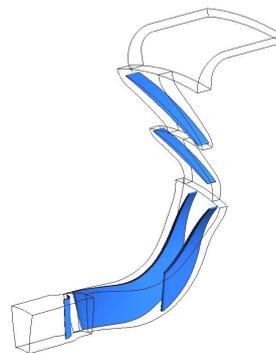


Рис. 2. Расчетная область моделирования центробежной ступени  
Fig. 2. Computational domain for simulating a centrifugal stage

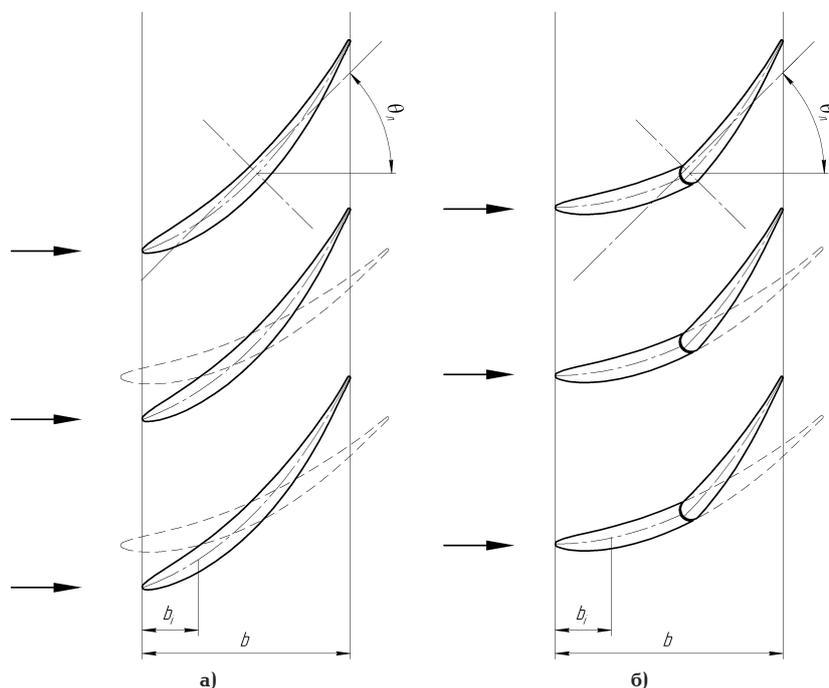


Рис. 3. Варианты профиля лопатки ВНА в среднем сечении:  
а) исходный профиль  $\delta\theta_A = 20^\circ$ ;  
б) профиль с фиксированной входной частью лопатки  $\delta\theta_A = 0...20^\circ$   
Fig. 3. Variants of the IGV blade profile in the middle section:  
а) initial profile  $\delta\theta_A = 20^\circ$ ;  
б) a profile with a fixed leading edge of the blade  $\delta\theta_A = 0...20^\circ$

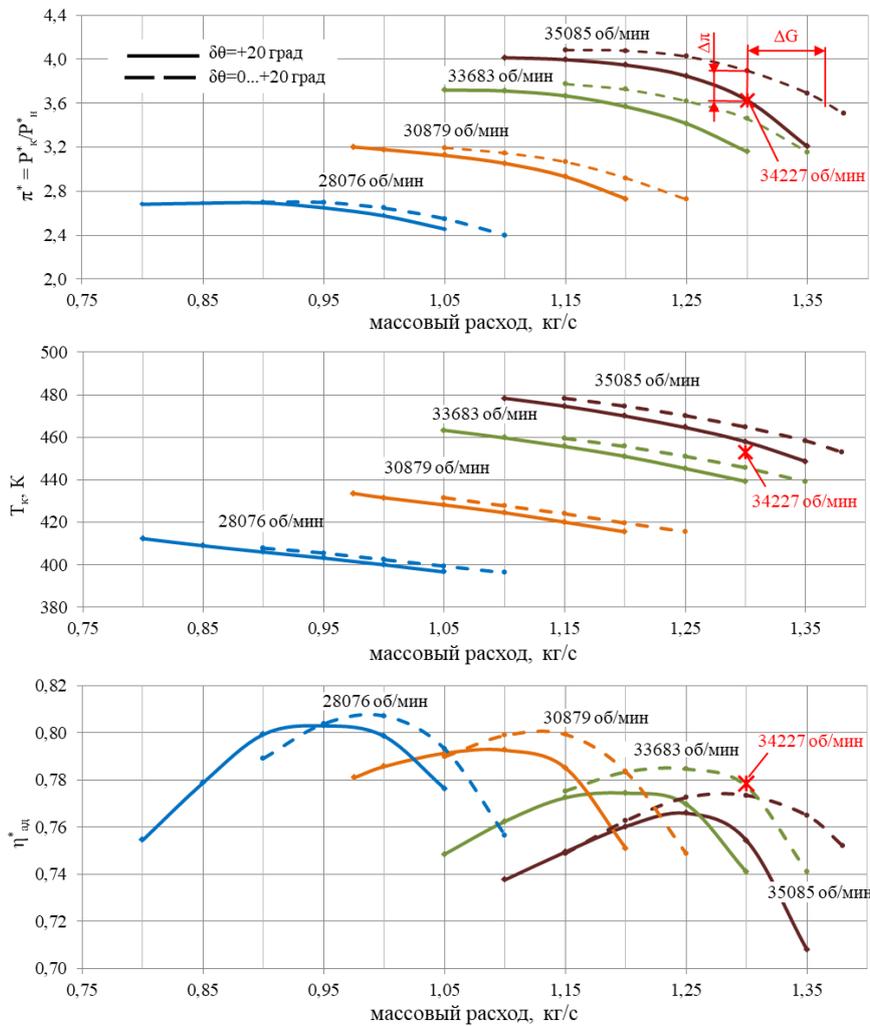
и газодинамические параметры центробежной компрессорной ступени и результаты экспериментальных исследований данной ступени в широком диапазоне изменения чисел оборотов и углов поворота лопаток ВНА опубликованы в [12, 13].

Особенностью исследуемой ступени является то, что в начальном положении лопатки ВНА повернуты по хорде на угол  $\theta_{\text{в0}} = +25,2^\circ$  и по направлению касательной к средней линии лопатки в ее выходном сечении на угол  $\theta_{\text{л0}} = 39,8^\circ$ .

#### Расчетная математическая модель объекта исследования

При исследовании течения использовался метод моделирования на основе осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса (Reynolds averaged Navier–Stokes (RANS)) замкнуты моделью турбу-

лентности Shear Stress Transport (SST). Численное моделирование ступени в стационарном режиме проводилось в программе ANSYS CFX; при этом приняты следующие допущения: течение в проточной части ступени осесимметричное; отсутствует теплообмен между стенками проточной части и окружающей средой; в качестве рабочей среды используется модель идеального газа; стенки проточной части и лопаточных решеток принимались гидравлически гладкими. Граничные условия математической модели: на входе задавалось полное давление (101,325 кПа) и полная температура (20°C); на выходе задавался массовый расход. Рабочая среда — воздух. В математической модели учитывалось влияние зазора во входном направляющем аппарате (0,5 мм) и осерадиальном рабочем колесе (0,0075 от высоты лопатки). Расчетная область проточной части показана на рис. 2. В работе [14] показана



**Рис. 4. Сравнение газодинамических характеристик центробежной компрессорной ступени:**  
 сплошные линии — исходный профиль лопатки ВНА;  
 пунктирные линии — измененный профиль лопатки ВНА  
**Fig. 4. Performance map comparisons of the centrifugal compressor stage:**  
 solid lines — the initial profile of the IGV blade; dashed lines — modified IGV blade profile

верификация расчетной модели течения газа в исследуемой ступени в программе ANSYS с результатами экспериментов.

#### Результаты расчетов и их анализ

Исследование влияния на газодинамические характеристики проводилось для диапазона частоты вращения от 28076 до 35085 об/мин (соответственно, условное число Маха  $M_u$  от 1,18 до 1,47) и для двух форм профиля лопатки ВНА:

— исходный профиль лопатки, повернутый относительно начального положения на  $\delta\theta_A = 20^\circ$  (рис. 3а);

— с фиксированной входной частью лопатки, составляющей 45% от хорды профиля и с повернутой задней частью профиля на  $\delta\theta_A = 0...20^\circ$  (рис. 3б).

Расчетные газодинамические характеристики (ГДХ) ступени показаны на рис. 4.

Сопоставление расчетных ГДХ ступени ЦК с двумя рассматриваемыми профилями лопаток в диапазоне оборотов от 28076 до 35085 об/мин показывает следующие особенности:

— для одинакового конечного давления (отношения давлений) пропускная способность ступени

с измененным профилем ВНА выше, в диапазоне от правой до левой границы характеристики, на величину от 5...12% (минимальные обороты) до 10...16% (максимальные обороты);

— для одинаковой производительности отношение давлений ступени с измененным профилем ВНА выше, в диапазоне от левой до правой границы характеристики, на величину от 2...3,5% (минимальные обороты) до 2,5...15% (максимальные обороты);

— максимальный уровень политропного КПД ступени с измененным профилем ВНА в абсолютном выражении выше на величину от 0,5% (минимальные обороты) до 1% (максимальные обороты).

Визуализация распределения чисел Маха в лопаточной решетке ВНА на различной высоте пера лопатки  $h_{ВНАi}/h_{ВНА}$  с двумя рассматриваемыми типами профилей показана на рис. 5а, б для частоты вращения 35085 об/мин и при условии одинаковой массовой производительности ступени. Как видно, зона полного торможения потока на лопатке с исходным профилем существенно выше, что приводит к повышенному аэродинамическому сопротивлению, и, соответственно, влияет на КПД ступени.

График и поле распределения статического давления по поверхности лопатки для обеих кон-

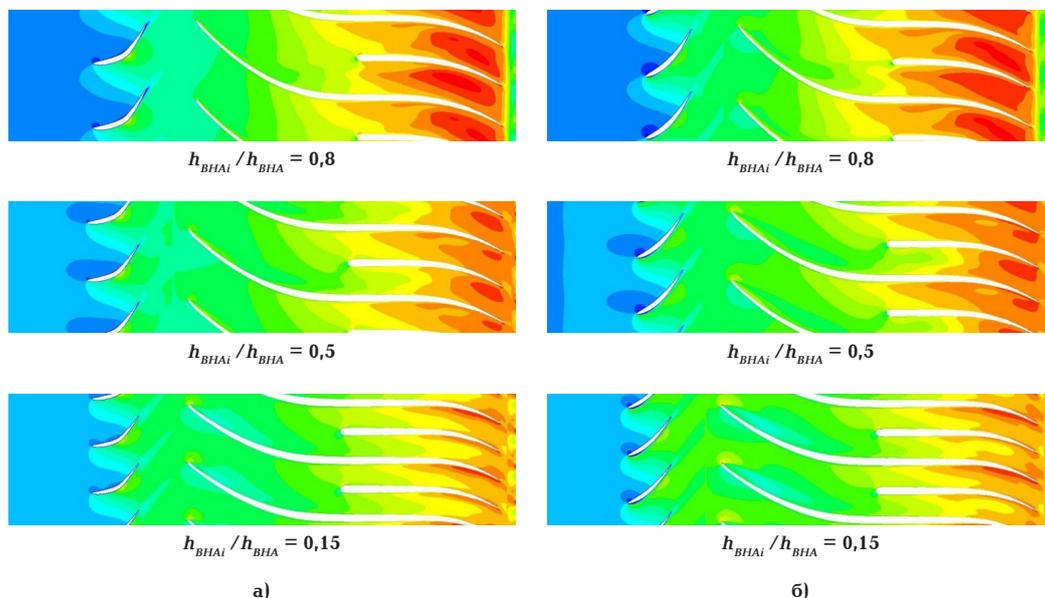


Рис. 5. Распределение чисел Маха по абсолютной скорости на различной высоте лопатки  
 для  $n_{об} = 35085$  об/мин и  $G = 1,3$  кг/с:  
 а) профиль с фиксированной входной частью лопатки  $\delta\theta_A = 0...20^\circ$ ;  
 б) исходный профиль  $\delta\theta_A = 20^\circ$   
 Fig. 5. Distribution of Mach numbers by absolute speed at different blade heights  
 for  $n_{об} = 35085$  rpm and  $G = 1,3$  kg/s:  
 а) profile with a fixed leading edge  $\delta\theta_A = 0...20^\circ$ ; б) initial profile  $\delta\theta_A = 20^\circ$

струкций представлен на рис. 6а, б. Используя эти данные, можно вычислить коэффициент лобового сопротивления профиля  $C_w$  [15, 16] или коэффициент потерь [17].

Для оценки влияния формы профиля лопаток на КПД был рассчитан коэффициент потерь энергии по полным параметрам

$$\zeta_{ВНА} = \frac{P_\infty - P_{out}}{0,5 \cdot \rho_\infty \cdot C_\infty^2},$$

где  $P_\infty, P_{out}$  — полные давления, осредненные по расходу, соответственно на входе и выходе из лопаточной решетки ВНА, Па;  $C_\infty$  — скорость, осредненная по расходу на входе лопаточной решетки ВНА, м/с;  $\rho_\infty$  — плотность газа на входе лопаточной решетки ВНА, кг/м<sup>3</sup>.

В результате расчета коэффициент потерь для ВНА с исходным профилем лопаток ( $\delta\theta_A = 20^\circ$ ) равен  $\zeta_{ВНА} = 0,31$ , а для измененной конструкции лопатки ( $\delta\theta_A = 0...20^\circ$ ) составляет  $\zeta_{ВНА} = 0,23$ . Этим, в частности, обосновывается более высокий уро-

вень политропного КПД ступени с измененным профилем лопаток ВНА (рис. 3).

Оценим рассматриваемые варианты с точки зрения эффективности регулирования, т.е. достижения заданных значений производительности и конечного давления. Для «сходственных» режимов, соответствующих одному и тому же положению дроссельного устройства на выходе, поворот лопаток ВНА на один и тот же угол (в данном случае  $\delta\theta_A = 20^\circ$ ) приводит к меньшему снижению производительности и напора у ступени с лопатками ВНА измененного профиля. Однако, в этом случае, достижение требуемой производительности или напора при повороте лопаток ВНА на  $\delta\theta_A = 20^\circ$  возможно при одновременном снижении оборотов, что является более благоприятным, за счет дополнительного снижения потерь энергии вследствие уменьшения скоростей газа на входе в лопаточную решетку РК.

Например, рассмотрим обеспечение рабочей точки, соответствующей  $G = 1,3$  кг/с и  $\pi_x^* = 3,6$ . Для ВНА, имеющего лопатки с исходным профилем, данная рабочая точка достигается на частоте

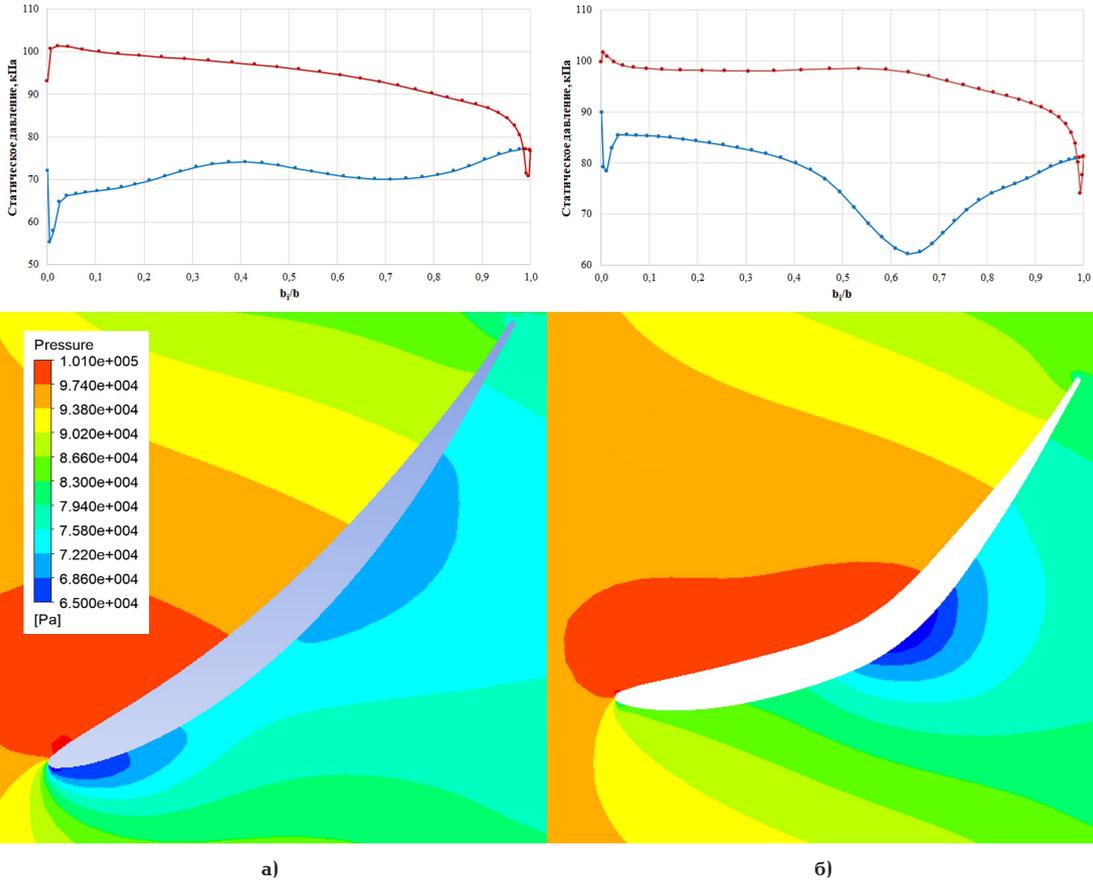


Рис. 6. Распределение статического давления в среднем сечении лопатки ВНА для  $n_{os} = 35085$  об/мин и  $G = 1,3$  кг/с:

а) исходный профиль  $\delta\theta_A = 20^\circ$ ; б) профиль с фиксированной входной частью лопатки  $\delta\theta_A = 0...20^\circ$   
 Fig. 6. Distribution of static pressure in the middle section of the IGV for  $n_{os} = 35085$  rpm and  $G = 1,3$  kg/s:  
 a) initial profile  $\delta\theta_A = 20^\circ$ ; б) a profile with a fixed leading edge of the blade  $\delta\theta_A = 0...20^\circ$

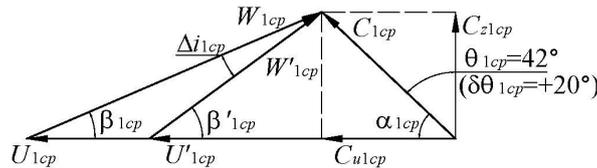


Рис. 7. Анализ треугольников скоростей во входном сечении осерадиального рабочего колеса с фиксированным углом закрутки и различных частотах вращения  
 Fig. 7. Analysis of velocity triangles in the unshrouded impeller inlet section with a fixed rotation angle and various rotation frequencies

вращения 35085 об/мин, при этом адиабатный КПД составляет  $\eta_{ag} = 75,4\%$ . Для ВНА с измененным профилем лопаток данная рабочая точка получается при 34227 об/мин с адиабатным КПД  $\eta_{ag} = 78,0\%$ , т.е. выше на 2,6% по абсолютной величине.

Иллюстрация входных треугольников скоростей на входе в лопаточную решетку ПООРК на среднем радиусе показана на рис. 7, из которых видно, что снижение окружной скорости при данном расходе и одинаковом угле закрутки потока приводит к снижению относительной скорости на входе в РК. Само снижение относительной скорости способствует уменьшению потерь на трение на входе в лопаточную решетку РК. Кроме того, за счет сни-

жения окружной скорости происходит уменьшение углов атаки при входе на лопатки ПООРК. Все эти факторы способствуют повышению КПД ступени на режимах регулирования.

### Выводы

Проанализированы результаты вычислений структуры потока в лопаточных решетках ВНА и ПООРК методами вычислительной газодинамики в программе ANSYS CFX для двух вариантов профилей лопаточной решетки ВНА.

Впервые проанализировано влияние формы профиля лопаток ВНА на характеристики центро-

бежной ступени в широком диапазоне частот вращения, в частности, в области высоких условных чисел Маха (более 1).

Установлено, что профиль с фиксированной входной частью при больших углах закрутки потока имеет меньший коэффициент потерь, что способствует повышению КПД ступени.

Анализ расчетных газодинамических характеристик центробежной ступени показал, что ступень с измененным профилем лопаток ВНА имеет большую пропускную способность, однако имеет худшую реакцию на увеличение положительного угла закрутки потока.

Эффект регулирования для обеспечения заданной рабочей точки по давлению и расходу для ступени с измененным профилем обеспечивается на более низких оборотах, что более благоприятно сказывается на условиях входа в ПООРК и также способствует повышению КПД.

Эффективность применения в конструкции ВНА лопаток с измененным профилем увеличивается на высоких частотах вращения ротора.

#### Список источников

1. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. 3-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1981. 351 с.
2. Ден Г. Н., Соловьев В. Г. Некоторые результаты исследований проточных частей ЦКМ с входными регулирующими аппаратами // Энергомашиностроение. 1971. № 7. С. 19–23.
3. Кондратов В. Н., Соловьев В. Г. Оптимальные режимы работы ступени центробежного компрессора с входным регулирующим аппаратом // Энергомашиностроение. 1989. № 1. С. 14–15.
4. Mohseni A., Goldhahn E., Van den Braembussche R. A. [et al.]. Novel IGV designs for centrifugal compressors and their interaction with the impeller // Journal of Turbomachinery. 2012. Vol. 134 (2). P. 021006-1–021006-8. DOI: 10.1115/1.4003235.
5. Sezal I., Chen N., Aalburg C. [et al.]. Introduction of Circumferentially Nonuniform Variable Guide Vanes in the Inlet Plenum of a Centrifugal Compressor for Minimum Losses and Flow Distortion // Journal of Turbomachinery. 2016. Vol. 138 (9). P. 091008-1–091008-10. DOI: 10.1115/1.4032884.
6. Coppinger M., Swain E. Performance Prediction of an Industrial Centrifugal Compressor Inlet Guide Vane System // Proc. of the Institution of Mechanical Engineers. Part A: Journal of Power and Energy. 2000. Vol. 214, Issue 2. P. 153–164. DOI: 10.1243/0957650001538254.
7. Boehle M., Cagna M., Itter L. Compressible Flow in Inlet Guide Vanes with Mechanical Flaps // ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air. 2004. P. 1–9. DOI: 10.1115/GT2004-53191.
8. Sezal I., Chen N. Introduction of Circumferentially Nonuniform Variable Guide Vanes in the Inlet Plenum of a Centrifugal Compressor for Minimum Losses and Flow Distortion // Journal of Turbomachinery. 2016. Vol. 138 P. 091008-1–091008-10. DOI: 10.1115/1.4032884.
9. Grimaldi A., Michelassi V. The Impact of Inlet Distortion and Reduced Frequency on the Performance of Centrifugal Compressors // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2019. Vol. 141 (2). P. 021012-1–021012-9. DOI: 10.1115/1.4040907.
10. Пат. 116923 Российская Федерация, МПК F 04 D 27/00. Устройство поворота направляющих лопаток компрессора / Грехнев А. В., Ваняшов А. Д., Юша В. Л. № 2011153137/06; заявл. 26.12.11; опубл. 10.06.2012, Бюл. № 16.
11. Ваняшов А. Д., Грехнев А. В. Исследование влияния закрутки потока входным направляющим аппаратом на газодинамические характеристики центробежной компрессорной

ступени // Компрессорная техника и пневматика. 2012. № 3. С. 23–29.

12. Vanyashov A. D., Karabanova V. V. Calculating methods analysis of variable guide vane blade system characteristics // Procedia Engineering. 2015. Vol. 113. P. 192–197. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.07.318.

13. Vanyashov A. D., Karabanova V. V. The method of recalculation of the gas-dynamic centrifugal compressor stage characteristics for variable rotational speeds of the rotor and the angle of rotation of inlet guide vanes blades if the kinematic and dynamic similitude conditions are not met // AIP Conference Proceeding. 2017. Vol. 1876, Issue 1. P. 020044-1–020044-6. DOI: 10.1063/1.4998864.

14. Карабанова В. В., Ваняшов А. Д., Юша В. Л. Некоторые особенности реализации расчетной модели высоконапорной центробежной компрессорной ступени с входным направляющим аппаратом // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 2. С. 62–70. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-2-62-70.

15. Кириллов И. И. Теория турбомашин. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1972. 536 с.

16. Прикладная аэродинамика / под общ. ред. Н. Ф. Краснова. М.: Высшая школа, 1974. 732 с.

17. Ваняшов А. Д., Карабанова В. В., Грехнев А. В. Анализ методик расчета характеристик лопаточной решетки входного направляющего аппарата турбокомпрессора // XVI МНТК по компрессоростроению: сб. тр. конф. В 2 т. СПб., 2014. Т. 1. С. 224–237.

**КАРАБАНОВА Вероника Викторовна**, ассистент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета (ОМГТУ).

SPIN-код: 1350-9468

AuthorID (РИНЦ): 1002170

ORCID: 0000-0001-6151-5743

AuthorID (SCOPUS): 57191033107

Адрес для переписки: gveronik@mai.ru

**ВАНЯШОВ Александр Дмитриевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОМГТУ; начальник отдела по проектированию компрессорных станций ОАО «Сибнефтьтранспроект».

SPIN-код: 1103-5921

AuthorID (РИНЦ): 285096

AuthorID (SCOPUS): 8300390600

Адрес для переписки: adv@omgtu.ru

**ЮША Владимир Леонидович**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Холодильная и компрессорная техника и технология»; декан нефтехимического института ОМГТУ.

SPIN-код: 1503-9666

ORCID: 000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Адрес для переписки: yusha@omgtu.ru

#### Для цитирования

Карабанова В. В., Ваняшов А. Д., Юша В. Л. Влияние формы профиля лопатки входного направляющего аппарата на газодинамические характеристики центробежной компрессорной ступени // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 4. С. 41–48. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-41-48.

Статья поступила в редакцию 02.10.2020 г.

© В. В. Карабанова, А. Д. Ваняшов, В. Л. Юша

# INFLUENCE OF BLADE PROFILE SHAPE OF INLET GUIDE VANE ON PERFORMANCE MAP OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR STAGE

V. V. Karabanova, A. D. Vanyashov, V. L. Yusha

Omsk State Technical University,  
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

The object of the study is a centrifugal compressor stage with an inlet guide vane. The performance map of the stage are investigated in the modes of combined regulation by changing the rotor speed and changing the swirl of the flow in front of the impeller by turning the blades of the inlet guide vane. Two variants of the design of the profile of the blades of the inlet guide vane are considered and the method of turning the blades by performance map. As a result of the study, it is found that a profile with a fixed inlet part at large swept angles has a lower loss coefficient, which contributes to an increase in the efficiency of the stage. The effect of regulation to achieve the set point in terms of pressure and flow for the re-profile stage is achieved at lower speeds.

**Keywords:** centrifugal compressor stage, inlet guide vane, performance map, angles of attack, transonic flow, Computational Fluid Dynamics.

## References

1. Ris V. F. *Tsentrobeznyye kompressornyye mashiny* [Centrifugal compressor machines]. 3d ed. Leningrad, 1981. 351 p. (In Russ.).
2. Den G. N., Solov'yev V. G. Nekotoryye rezul'taty issledovaniy protochnykh chastey TSKM s vkhodnymi reguliruyushchimi apparatami [Some results of investigations of flow parts of the CCM with input regulating devices] // *Energomashinostroyeniye. Energomashinostroyeniye*. 1971. No. 7. P. 19–23. (In Russ.).
3. Kondratov V. N., Solov'yev V. G. Optimal'nyye rezhimy raboty stupeni tsentrobezhnogo kompressora s vkhodnym reguliruyushchim apparatom [Optimal operating modes of a centrifugal compressor stage with an input control device] // *Energomashinostroyeniye. Energomashinostroyeniye*. 1989. No. 1. P. 14–15. (In Russ.).
4. Mohseni A., Goldhahn E., Van den Braembussche R. A. [et al.]. Novel IGV designs for centrifugal compressors and their interaction with the impeller // *Journal of Turbomachinery*. 2012. Vol. 134 (2). P. 021006-1–021006-8. DOI: 10.1115/1.4003235. (In Engl.).
5. Sezal I., Chen N., Aalburg C. [et al.]. Introduction of Circumferentially Nonuniform Variable Guide Vanes in the Inlet Plenum of a Centrifugal Compressor for Minimum Losses and Flow Distortion // *Journal of Turbomachinery*. 2016. Vol. 138 (9). P. 091008-1–091008-10. DOI: 10.1115/1.4032884. (In Engl.).
6. Coppinger M., Swain E. Performance Prediction of an Industrial Centrifugal Compressor Inlet Guide Vane System // *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers. Part A: Journal of Power and Energy*. 2000. Vol. 214, Issue 2. P. 153–164. DOI: 10.1243/0957650001538254. (In Engl.).
7. Boehle M., Cagna M., Itter L. Compressible Flow in Inlet Guide Vanes with Mechanical Flaps // *ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air*. 2004. P. 1–9. DOI: 10.1115/GT2004-53191. (In Engl.).
8. Sezal I., Chen N. Introduction of Circumferentially Nonuniform Variable Guide Vanes in the Inlet Plenum of a Centrifugal Compressor for Minimum Losses and Flow Distortion // *Journal of Turbomachinery*. 2016. Vol. 138 P. 091008-1–091008-10. DOI: 10.1115/1.4032884. (In Engl.).
9. Grimaldi A., Michelassi V. The Impact of Inlet Distortion and Reduced Frequency on the Performance of Centrifugal Compressors // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2019. Vol. 141 (2). P. 021012-1–021012-9. DOI: 10.1115/1.4040907. (In Engl.).
10. Patent 116923 Russian Federation, IPC F 04 D 27/00. *Ustroystvo povorota napravlyayushchikh lopatok kompressora* [The device for turning the compressor guide vanes] / Grehnev A. V., Vanyashov A. D., Yusha V. L. No. 2011153137/06. (In Russ.).
11. Vanyashov A. D., Grehnev A. V. Issledovaniye vliyaniya zakrutki potoka vkhodnym napravlyayushchim apparatom na gazodinamicheskiye kharakteristiki tsentrobezhnoy kompressornoy stupeni [Experimental and theoretical research of impact of flow whirl by inlet guide device on change gasodynamic performances of centrifugal compressor stage] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors and Pneumatics*. 2012. No. 3. P. 23–29. (In Russ.).
12. Vanyashov A. D., Karabanova V. V. Calculating methods analysis of variable guide vane blade system characteristics // *Procedia Engineering*. 2015. Vol. 113. P. 192–197. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.07.318. (In Engl.).
13. Vanyashov A. D., Karabanova V. V. The method of recalculation of the gas-dynamic centrifugal compressor stage characteristics for variable rotational speeds of the rotor and the angle of rotation of inlet guide vanes blades if the kinematic and dynamic similitude conditions are not met // *AIP Conference Proceeding*. 2017. Vol. 1876, Issue 1. P. 020044-1–020044-6. DOI: 10.1063/1.4998864. (In Engl.).
14. Karabanova V. V., Vanyashov A. D., Yusha V. L. Nekotoryye osobennosti realizatsii raschetnoy modeli vysokonapornoy tsentrobezhnoy kompressornoy stupeni s vkhodnym napravlyayushchim apparatom [Some features of implementation of design model of high-pressure centrifugal compressor stage with inlet guide vanes] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatzionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2019. Vol. 3, no. 2. P. 62–70. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-2-62-70. (In Russ.).
15. Kirillov I. I. *Teoriya turbomashin* [Theory of turbomachines]. 2d ed. Leningrad, 1972. 536 p. (In Russ.).

16. Prikladnaya aerodinamika [Applied aerodynamics] / Ed. N. F. Krasnov. Moscow, 1974. 732 p. (In Russ.).

17. Vanyashov A. D., Karabanova V. V., Grehnev A. V. Analiz metodik rascheta kharakteristik lopatochnoy reshetki vkhodnogo napravlyayushchego apparata turbokompressora [Analysis of methods for calculating the characteristics of the blade cascade of the inlet guide vanes of a turbocompressor // XVI MNTK po kompressorostroyeniyu. XVI MNTK po Kompessorostroyeniyu. In 2 vols. St. Petersburg, 2014. Vol. 1. P. 224 – 237. (In Russ.).

**KARABANOVA Veronika Viktorovna**, Assistant of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 1350-9468

AuthorID (RSCI): 1002170

ORCID: 0000-0001-6151-5743

AuthorID (SCOPUS): 57191033107

Address for correspondence: gveronik@mail.ru

**VANYASHOV Aleksandr Dmitriyevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Compressor and Refrigerating Machines and Installations Department, Omsk State Technical University, Omsk; Head of Compressor Station Design Department, OJSC «Sibneftetransproyekt», Omsk.

SPIN-code: 1103-5921

AuthorID (RSCI): 285096

AuthorID (SCOPUS): 8300390600

Address for correspondence: adv@omgtu.ru

**YUSHA Vladimir Leonidovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department, Dean of Petrochemical Department, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 1503-9666

ORCID: 000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Address for correspondence: yusha@omgtu.ru

#### For citations

Karabanova V. V., Vanyashov A. D., Yusha V. L. Influence of blade profile shape of inlet guide vane on performance map of centrifugal compressor stage // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2020. Vol. 4, no. 4. P. 41 – 48. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-41-48.

Received October 2, 2020.

© V. V. Karabanova, A. D. Vanyashov, V. L. Yusha