

Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.6: 621.515

doi: 10.18698/0536-1044-2019-6-30-40

Анализ пространственной неравномерности потока во входном сечении осерадиального рабочего колеса центробежной компрессорной ступени в режимах регулирования

А.Д. Ваняшов, В.В. Карбанова

Омский государственный технический университет

An Analysis of Spatial Nonuniformity of the Flow at the Entrance Section of the Axial-Radial Impeller of a Centrifugal Compressor Stage Working on Regulation Modes

A.D. Vanyashov, V.V. Karabanova

Omsk State Technical University

Выполнена обработка экспериментальных данных по испытанию центробежной компрессорной ступени в режимах регулирования изменением частоты вращения ротора и угла поворота лопаток входного направляющего аппарата. Получено распределение углов атаки во входном сечении осерадиального рабочего колеса по высоте лопатки. Установлено, что существенное различие в углах атаки от втулки к периферии влияет на политропный коэффициент полезного действия центробежной компрессорной ступени. Даны рекомендации по совершенствованию механизма регулирования входным направляющим аппаратом и по выбору оптимального диаметра входной части лопаток осерадиального рабочего колеса.

Ключевые слова: полуоткрытое осерадиальное рабочее колесо, центробежная компрессорная ступень, входной направляющий аппарат, углы атаки

The article presents an analysis of the experimental data on testing a centrifugal compressor stage on regulation modes by changing the rotational speed of the rotor and the turning angle of the blades in the inlet guide vane unit. The distribution of the angles of attack at the entrance section of the impeller in relation to the blade height is obtained. It is established that a significant difference in the angles of attack from the plug to the periphery influences the polytropic efficiency of the compressor stage. Recommendations are given on the improvement of the mechanism of regulation by the inlet guide vane unit and on the choice of the optimum diameter for the entrance part of the driving impeller blades.

Keywords: semi-open axial-radial impeller, centrifugal compressor stage, inlet guide vane unit, angles of attack

Центробежные компрессоры с пространственными полуоткрытыми осерадиальными рабочими колесами (ОРК), работающими в области условных чисел Маха, достигающих единицы и более, находят применение в авиационном машиностроении и наземных технологических установках. Вследствие высокой аэродинамической нагрузки лопаточных аппаратов термодинамическая эффективность компрессорных ступеней является невысокой, особенно с учетом эксплуатации в таких режимах регулирования, как дросселирование, изменение частоты вращения ротора и поворот лопаток входного направляющего аппарата (ВНА).

Цель работы — поиск путей повышения термодинамической эффективности высоконапорных центробежных компрессорных ступеней в режимах регулирования на основе анализа пространственной неравномерности потока во входном сечении ОРК.

Объект исследования. Для исследования использованы результаты экспериментальных испытаний центробежной компрессорной ступени с осевым ВНА, полуоткрытым ОРК, лопаточным диффузором и осевым кольцевым диффузором [1]. Основными параметрами ОРК ступени являются наружный диаметр $D_2 = 0,268$ м, относительная ширина ОРК на выходе $\bar{b}_2 = b_2/D_2 = 0,0242$ (b_2 — ширина ОРК на выходе), угол выхода лопаток $\beta_{л2} = 71,3^\circ$, число лопаток $z_2 = 32$, втулочное отношение $\bar{D}_{вт} = D_{вт}/D_2 = 0,3597$ ($D_{вт}$ — диаметр втулки), относительный входной диаметр периферий-

ной части лопаток $\bar{D}_{лп} = D_{лп}/D_2 = 0,559$. В исходном положении лопатки ВНА повернуты по хорде на угол $\theta_{в0} = +25,2^\circ$ и по направлению касательной к средней линии лопатки в ее выходном сечении на угол $\theta_{л0} = 39,8^\circ$.

Схема и фрагмент трехмерной модели проточной части ступени центробежного компрессора показаны на рис. 1.

Актуальность задачи. Конструктивные параметры входных элементов центробежной ступени — ВНА и входного осевого участка ОРК — оказывают влияние на эффективность ее работы, т. е. на политропный коэффициент полезного действия (КПД) ступени $\eta_{п}$. Это влияние проявляется через числа Маха $M_{w1} = w_1/\sqrt{kRT_1}$ (w_1 — относительная скорость потока; k — показатель изоэнтропии; R — газовая постоянная; T_1 — температура на входе в ОРК) и углы атаки $i_1 = \beta_{л1} - \beta_1$ ($\beta_{л1}$ — угол установки лопаток на входе; β_1 — угол потока в относительном движении на входе в РК), которые должны быть минимальными для уменьшения потерь в лопаточных решетках. Числа Маха M_{w1} зависят от диаметра $\bar{D}_{лп}$ и угла $\beta_{л1}$.

Чтобы достичь указанной цели для ступеней, оснащенных регулируемым ВНА, также необходимо определить оптимальную относительную закрутку потока перед ОРК $\bar{c}_{u1} = c_{u1}/u_2$ (c_{u1} — закрутка потока на входе в ОРК; u_2 — окружная скорость на выходе РК (в сечении 2) или коэффициент закрутки $K_3 = c_{u1}/u_{лп}$, $u_{лп}$ — окружная скорость на периферийном сечении лопаток во входном сечении РК (в сечении 1), что соот-

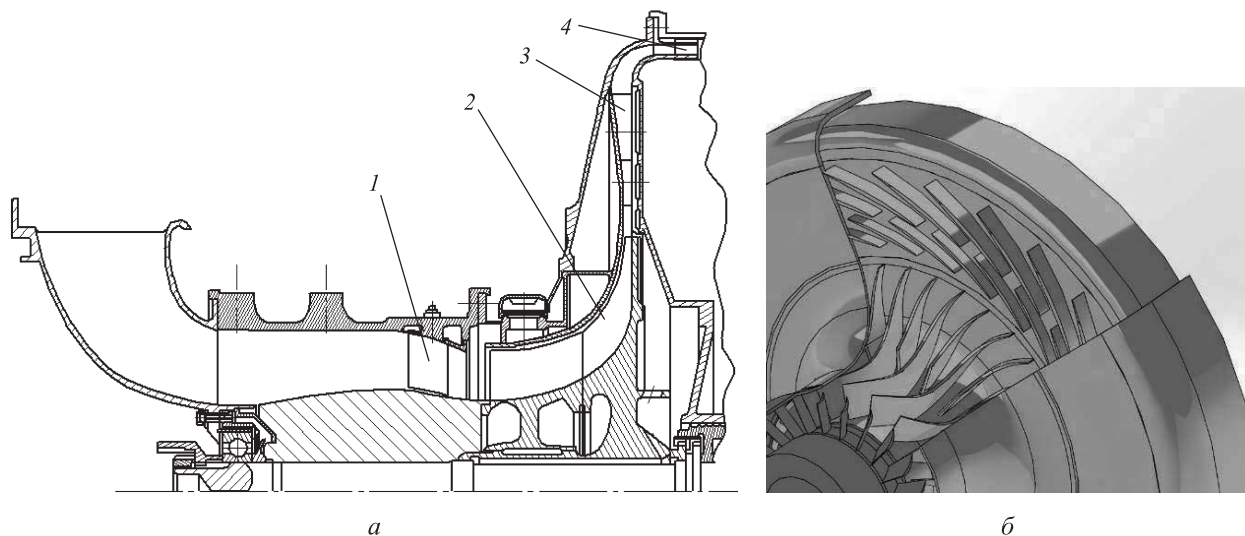


Рис. 1. Схема (а) и фрагмент трехмерной модели (б) проточной части ступени центробежного компрессора:

1 — ВНА; 2 — полуоткрытое ОРК; 3 и 4 — радиальный и осевой лопаточные диффузоры

ветствует некоторому значению угла поворота лопаток ВНА θ_n . Из соотношения сторон треугольника скоростей во входном сечении следует, что эти параметры связаны коэффициентом расхода в сечении 1 φ_1 : $\operatorname{tg}\theta_n = \bar{c}_{u1}/\varphi_1$.

Наряду с обеспечением максимальной эффективности в номинальном (расчетном) режиме необходимо решить задачи поддержания приемлемой эффективности в режимах регулирования, т. е. изменения сопротивления сети, поворота лопаток ВНА и частоты вращения ротора n_p .

Анализ экспериментальных данных. В работе [2] приведены в краткой форме результаты испытаний центробежной ступени, с помощью которых определены газодинамические характеристики. Кроме того, представлены результаты анализа структуры и параметров потока во входном сечении ОРК, полученные обработкой экспериментальных данных для семи частот вращения ротора, восьми положений лопаток ВНА относительно исходного положения ($\delta\theta_n = 0, -5^\circ, -10, -15, 5, 10, 15, 20^\circ$) и шести положений дроссельной заслонки в режиме нагнетания.

Номинальному режиму соответствуют частота вращения ротора $n_p^* = 38940 \text{ мин}^{-1}$ (условное число Маха $M_u = 1,60$), исходное положение лопаток ВНА ($\theta_{n0} = 39,8^\circ$ ($\delta\theta_n = 0$)) и положение дроссельной заслонки, при котором достигается максимальный КПД ступени η_n^* . При этом коэффициент расхода в сечении 2 φ_2 также имеет максимальное значение: $\varphi_2^* = 0,248$.

Углы атаки на входе в ОРК для каждого сечения по высоте лопатки определяются выражением

$$i_{1j} = \beta_{11j} - \beta_{1j}, \text{ град.}$$

Здесь $\beta_{11j} = f(r_j/r_n)$ — угол установки лопатки на входе в ОРК, зависящий от радиуса в разных сечениях: втулочном ($j = \text{вт}$) $r_{\text{вт}} = 0,1(r_n - r_{\text{вт}})$, среднем ($j = \text{ср}$) $r_{\text{ср}} = 0,5(r_n - r_{\text{вт}})$ и периферийном ($j = \text{п}$) $r_{\text{п}} = 0,9(r_n - r_{\text{вт}})$; β_{1j} — угол входа потока в разных по высоте сечениях лопатки ОРК,

$$\beta_{1j} = \operatorname{arctg} \frac{1}{u_{1j}/c_{z1j} - 1/\operatorname{tg}(90 - \theta_1)}, \text{ град.} \quad (1)$$

где u_{1j} — окружная скорость на входе в ОРК в разных по высоте сечениях лопатки; c_{z1j} — расходная составляющая абсолютной скорости; θ_1 — угол выхода потока с решетки ВНА, отсчитанный от направления оси вращения, $\theta_1 = \theta_{n0} + \delta\theta_n - \delta_1$ (δ_1 — угол отставания по-

тока, рекомендации по определению которого даны в работе [3]).

При расчете углов β_{1j} по формуле (1) в качестве допущения принято, что расходная составляющая абсолютной скорости мало меняется по высоте лопатки, следовательно, $c_{z1j} = f(r_j) = \operatorname{const}$. Это следует из подробных исследований структуры потока в ОРК, проведенных в работах [4–6] и опубликованных [7].

При номинальном режиме ($M_u = 1,60$) в сечениях лопатки получены следующие углы атаки: во втулочном $i_{\text{вт}}^* = -3,1^\circ$; в среднем $i_{\text{ср}}^* = 2,7^\circ$; в периферийном $i_{\text{п}}^* = 4,9^\circ$.

Причем во всем диапазоне исследованных частот вращения ротора для $\delta\theta_n = 0^\circ$ на линии оптимального регулирования, где КПД ступени имеет максимальное значение η_n^* , выполняется соотношение $i_{\text{вт}}^* < i_{\text{ср}}^* < i_{\text{п}}^*$. Для наименьших частот вращения ротора ($M_u = 1,156$) $i_{\text{вт}}^* = 10,9^\circ$, $i_{\text{ср}}^* = 14,4^\circ$, $i_{\text{п}}^* = 14,9^\circ$.

Расчетный анализ некоторых рабочих режимов, соответствующих экспериментальным условиям, выполнен в программе ANSYS CFX. На рис. 2 показаны векторы относительных скоростей на входе ОРК в периферийном $w_{1п}$ (рис. 2, а) и втулочном $w_{1вт}$ (рис. 2, б) сечениях. Сравнение данных, вычисленных на основе экспериментов и полученных с помощью модели ANSYS CFX, показало их близкое совпадение. Расхождение составило менее 2° .

Применение каждого из способов регулирования в отдельности приводит к изменению углов атаки относительно их значений в номинальном режиме. Так, снижение частоты вращения ротора с максимальной ($n_p/n_p^* = 1$) до минимальной ($n_p/n_p^* = 0,721$) при неизменном положении лопаток ВНА вызывает рост положительных углов атаки, уменьшение отрицательных или их смещение в положительную область (рис. 3).

Очевидно, что это связано с более интенсивным снижением производительности, чем у частоты вращения ротора, т. е. с невыполнением условия кинематического подобия $\varphi_1 \neq \varphi_1^*$ или $\varphi_2 \neq \varphi_2^*$, где φ_1^*, φ_2^* — коэффициенты расхода на номинальном режиме соответственно на входе и на выходе ОРК. Поэтому для корректной оценки производительности при изменении частоты вращения ротора рекомендовано вводить поправочный коэффициент [8] $\delta\varphi_1$: $\varphi_1 = \varphi_1^* \delta\varphi_1$.

Увеличение угла закрутки потока перед ОРК, например, от 0 до 20° для фиксированной частоты вращения ротора приводит к росту от-

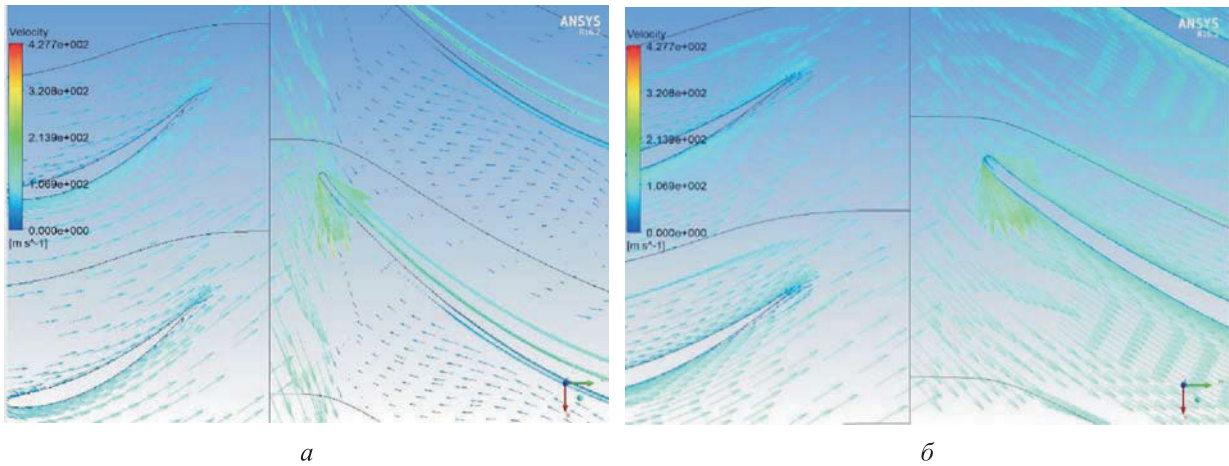


Рис. 2. Структура потока при входе на лопатки ОРК для относительной частоты вращения ротора $n_p/n_p^* = 0,721$ и угла закрутки потока $\delta\theta_n = 0^\circ$ в разных сечениях лопатки:
 а — в периферийном ($r/r_n = 15^\circ$); б — во втулочном ($r/r_{вт} = 9^\circ$)

рицательных углов атаки, уменьшению положительных или их смещению в отрицательную область (см. рис. 3). Очевидно, что это связано скорее с менее интенсивным снижением производительности, чем с увеличением положительного угла закрутки потока перед ОРК, т. е. даже с учетом угла отставания потока от лопаток ВНА не выполняется условие [9]

$$\varphi_1 = \varphi_{1(0)} \frac{1 + \operatorname{tg}\theta_{л0} \operatorname{tg}\beta_{л1}}{1 + \operatorname{tg}\theta_{л1} \operatorname{tg}\beta_{л1}}$$

или

$$\varphi_2 = \varphi_{2(0)} \frac{k_{p2(0)} (1 + \operatorname{tg}\beta_{л1} \operatorname{tg}\theta_0)}{k_{p2} (1 + \operatorname{tg}\beta_{л1} \operatorname{tg}\theta_1)},$$

где $\varphi_{1(0)}$, $\varphi_{2(0)}$ — коэффициенты расхода на входе и выходе ОРК при $\delta\theta_n = 0$; $k_{p2(0)}$ и k_{p2} — отношение плотностей газа на выходе ОРК (в сечении 2) и на входе в компрессор при $\delta\theta_n = 0$ и текущем значении $\delta\theta_n$ соответственно, что также можно скорректировать введением поправочного коэффициента $\delta\varphi_1$:

$$\varphi_1 = \varphi_{1(0)} \frac{1 + \operatorname{tg}\theta_0 \operatorname{tg}\beta_{л1}}{1 + \operatorname{tg}\theta_1 \operatorname{tg}\beta_{л1}} \delta\varphi_1.$$

Рассматривая характер изменения углов атаки по высоте лопатки (см. рис. 3), следует отметить, что при номинальной частоте вращения ротора сечение лопатки на среднем радиусе менее подвержено изменению углов атаки во всех диапазонах положительных углов закрутки потока $\delta\theta_n = 0 \dots 20^\circ$ и относительных коэффициентов расхода от границы помпажа до границы запирания.

На периферийном радиусе лопатки изменение углов атаки более существенно, чем на среднем, но в указанных диапазонах также нет значительных наклонов плоскости (см. рис. 3, б, в). Более существенное изменение углов атаки свойственно втулочному сечению, причем в области отрицательных углов атаки (см. рис. 3, а).

На рис. 4 приведены зависимости угла атаки на входе в ОРК во всех сечениях лопатки от относительных коэффициента расхода φ_2/φ_2^* и частоты вращения ротора n_p/n_p^* при исходном положении лопаток ВНА ($\delta\theta_n = 0$) и их максимальном повороте ($\delta\theta_n = 20^\circ$).

Совместный анализ рис. 3 и 4 показывает, что при низкой частоте вращения ротора с увеличением угла закрутки потока углы атаки в периферийном и среднем сечениях минимизируются, т. е. стремятся к нулевому значению. Во втулочном сечении после уменьшения положительных углов атаки растут их отрицательные значения.

При больших углах закрутки для всех частот вращения ротора происходит незначительное изменение углов атаки от номинального до максимального значения в зависимости от относительного коэффициента расхода. При этом углы атаки в периферийном сечении — небольшие положительные ($i_{1п} = 0 \dots 5^\circ$), в среднем — маленькие отрицательные ($i_{1ср} = 0 \dots -5^\circ$), а во втулочном — большие отрицательные ($i_{1ср} = -15 \dots -25^\circ$), за исключением расходов, близких к помпажным.

На рис. 5, а, б приведены зависимости относительного КПД η_n/η_n^* ступени от относительных коэффициента расхода φ_2/φ_2^* и частоты

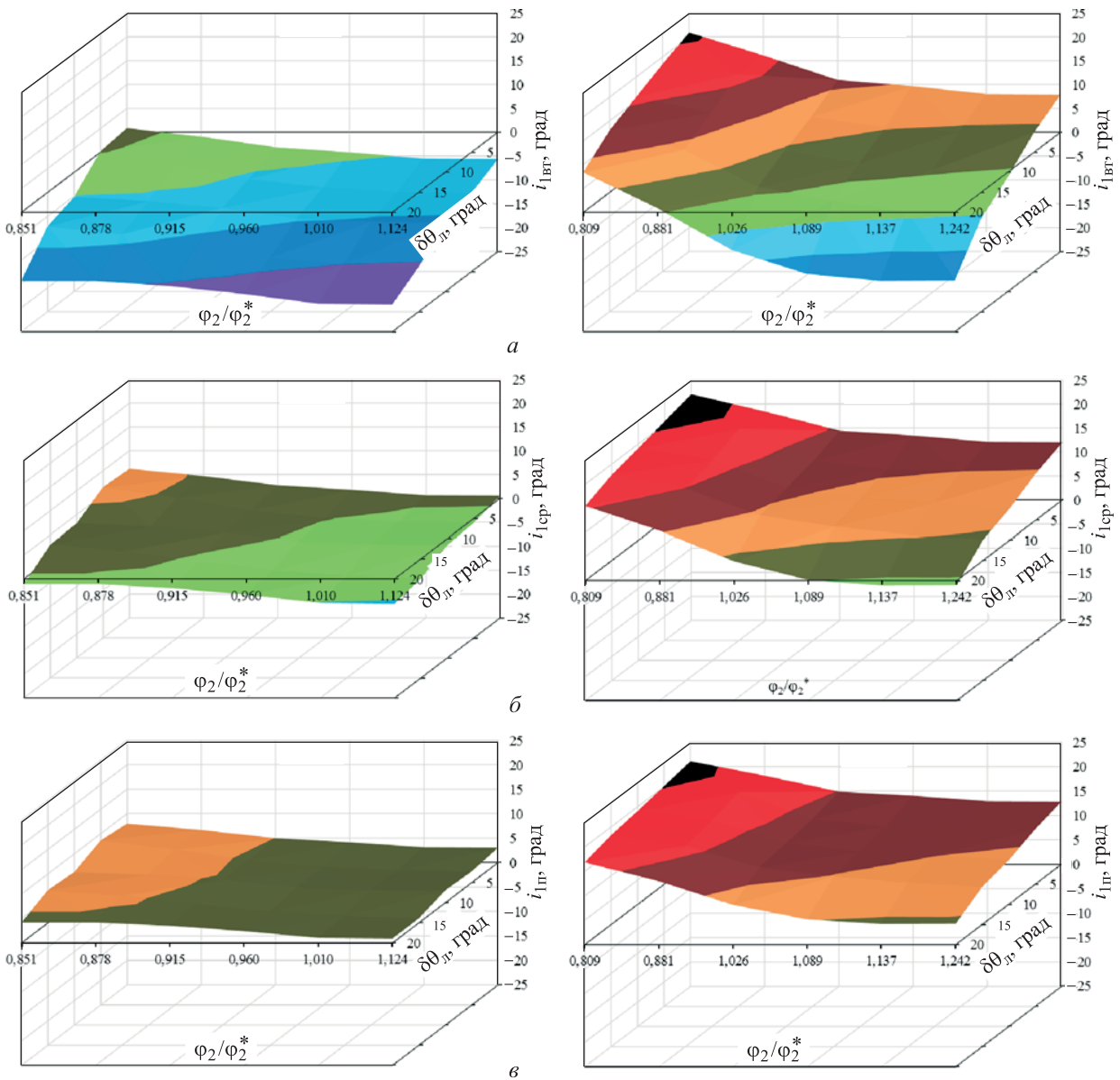


Рис. 3. Зависимости углов атаки при входе на лопатки ОРК во втулочном $i_{вт}$ (а), среднем $i_{ср}$ (б) и периферийном $i_{п}$ (в) сечениях от относительного коэффициента расхода φ_2/φ_2^* и угла $\delta\theta_{л}$ при условном числе Маха $M_u = 1,60$ (слева) и 1,156 (справа):

- — -25...-20°; ■ — -20...-15°; ■ — -15...-10°; ■ — -10...-5°; ■ — -5...0°; ■ — 0...5°;
- — 5...10°; ■ — 10...15°; ■ — 15...20°; ■ — 20...25°

ты вращения ротора n_p/n_p^* при угле закрутки потока $\delta\theta_{л} = 0$ и 20° . На рис. 5, в, г показаны зависимости относительного КПД $\eta_{п}/\eta_{п}^*$ ступени от относительного коэффициента расхода φ_2/φ_2^* и угла закрутки потока $\delta\theta_{л}$ при максимальной относительной частоте вращения ротора $n_p/n_p^* = 1$ ($M_u = 1,60$) и минимальной $n_p/n_p^* = 0,721$ ($M_u = 1,156$).

Устанавливая корреляцию между изменениями углов атаки и КПД ступени, имеем (см. рис. 5):

- при низкой частоте вращения ротора с увеличением угла закрутки потока КПД ступе-

ни снижается незначительно, при высокой — наблюдается более резкое падение КПД, причем это справедливо для всего диапазона относительных коэффициентов расхода (что соответствует значительному росту отрицательных углов атаки во втулочном сечении);

- при маленьких положительных углах закрутки потока уменьшение частоты вращения ротора приводит к более резкому снижению КПД ступени, чем при больших $\delta\theta_{л}$.

На основании изложенного можно сделать вывод о существенной неравномерности рас-

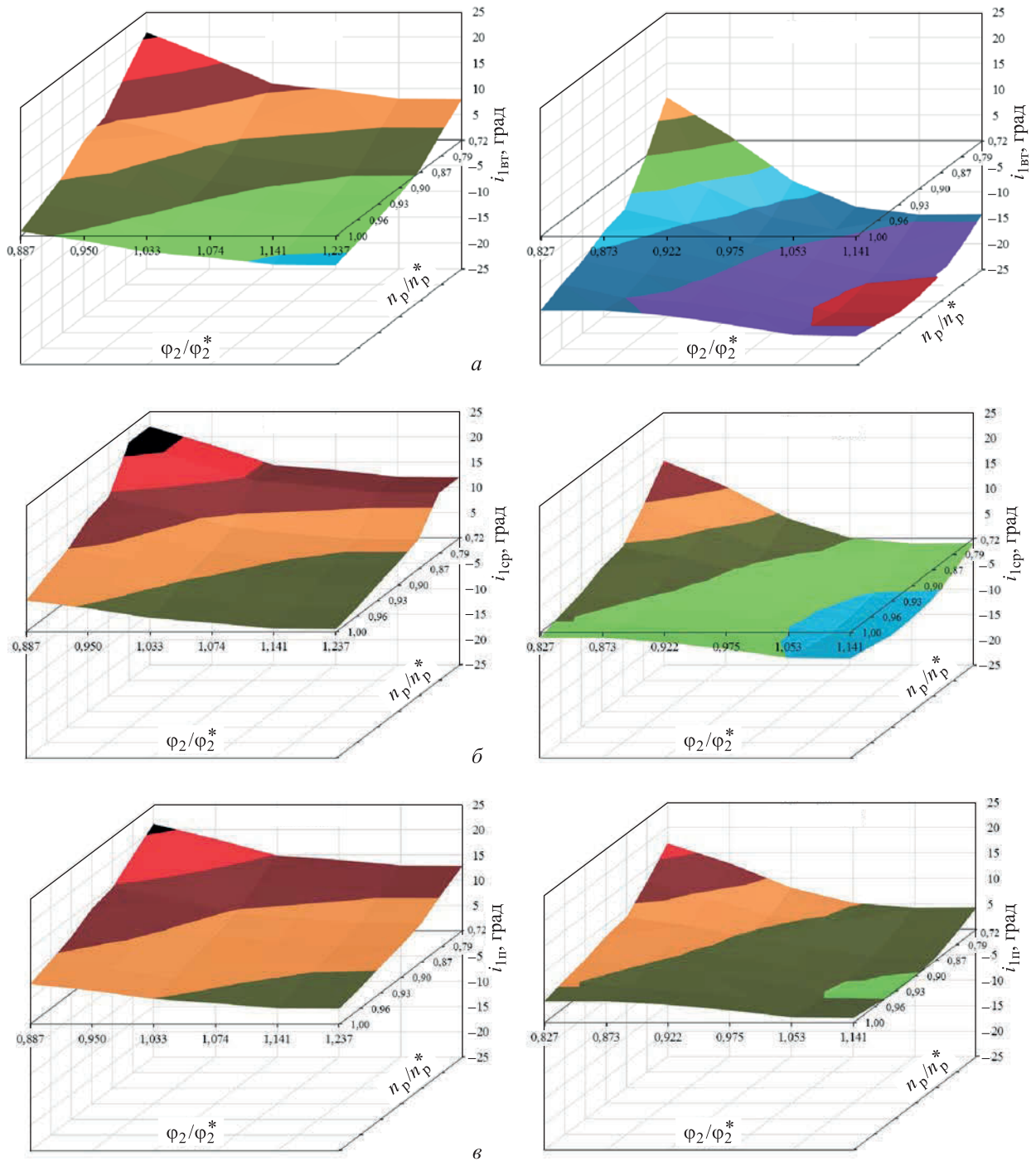


Рис. 4. Зависимости угла атаки при входе на лопатки ОРК во втулочном $i_{1вт}$ (а), среднем $i_{1ср}$ (б) и периферийном $i_{1п}$ (в) сечениях от относительных коэффициента расхода φ_2/φ_2^* и частоты вращения ротора n_p/n_p^* при угле закрутки потока $\delta\theta_\pi = 0$ (слева) и 20° (справа):

- — $-25 \dots -20^\circ$; ■ — $-20 \dots -15^\circ$; ■ — $-15 \dots -10^\circ$; ■ — $-10 \dots -5^\circ$; ■ — $-5 \dots 0$; ■ — $0 \dots 5^\circ$;
- — $-5 \dots -10^\circ$; ■ — $-10 \dots -15^\circ$; ■ — $-15 \dots -20^\circ$; ■ — $-20 \dots -25^\circ$

пределения углов атаки по высоте лопатки ОРК при регулировании поворотом лопаток ВНА и варьированием частоты вращения ротора, что связано с изменением КПД ступени.

Изменение числа Маха M_{w1} по высоте лопатки в рассматриваемом диапазоне регулирования

при относительном коэффициенте расхода $\varphi_2/\varphi_2^* = 1$ приведено на рис. 6. Анализ результатов показывает, что характер течения потока на входе в лопаточную решетку ОРК дозвуковой, максимальное значение числа Маха M_{w1} в самом нагруженном режиме составляет 0,8. При этом

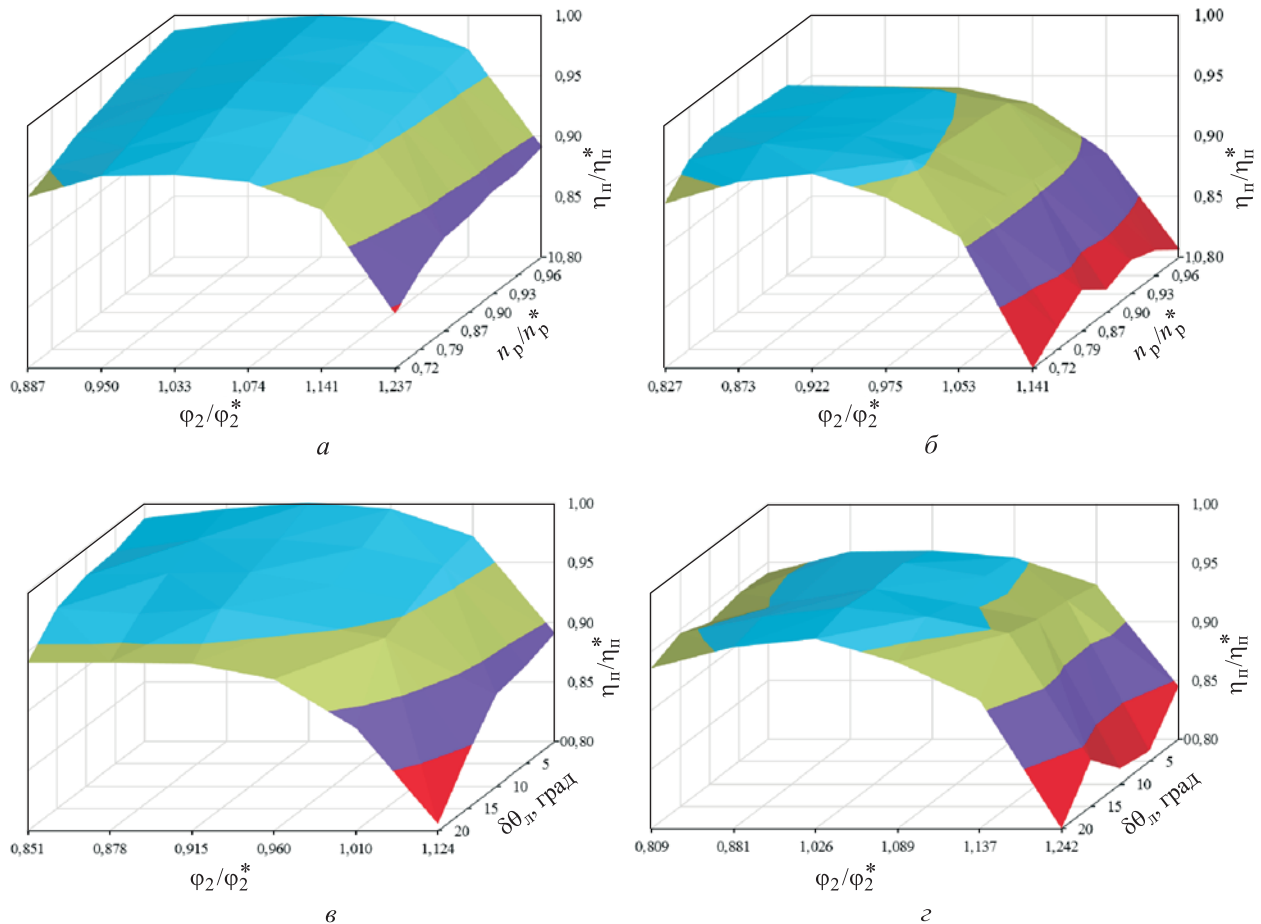


Рис. 5. Зависимости относительного КПД ступени η_{π}/η_{π}^* от относительного коэффициента расхода φ_2/φ_2^* и варьируемых параметров:

a и *б* — частоты вращения ротора n_p/n_p^* при $\delta\theta_{л} = 0$ и 20° ; *в* и *г* — угла закрутки потока $\delta\theta_{л}$ при $M_u = 1,60$ и $1,156$; ■ — $0,80\dots0,85$; ■ — $0,85\dots0,90$; ■ — $0,90\dots0,95$; ■ — $0,95\dots1,00$

необходимо оценить возможность снижения числа Маха вследствие изменения диаметра периферийной части лопаток.

Предложения по совершенствованию конструкций и схем регулирования. Для минимизации углов атаки по высоте лопатки с учетом неравномерности их распределения в различных режимах регулирования предложено выполнять дискретный поворот частей лопаток ВНА на разные углы [10].

При высокой частоте вращения ротора для снижения напора следует сильнее поворачивать внешнюю часть лопатки ВНА (соответствующей периферийной части лопатки ОРК) и либо не поворачивать, либо поворачивать незначительно (до 5°) внутреннюю часть лопатки ВНА (соответствующей втулочной части лопатки ОРК).

При низкой частоте вращения ротора для минимизации углов атаки во втулочном сечении внешнюю часть лопатки ВНА следует по-

ворачивать больше, а внутреннюю часть лопатки ВНА — на угол примерно в 2 раза меньший. Для этого лопатки ВНА должны либо иметь дискретные составные части, способные совершать поворот на независимый угол, либо быть выполнены из гибкого эластичного материала [9].

Задача определения оптимального значения диаметра периферийной части лопатки $\bar{D}_{1\pi}$ в целях минимизации относительной скорости во входном сечении лопатки ОРК и снижения потерь на входе может быть решена способом, аналогичным тому, который предложил В.И. Поликовский [11] для рабочих колес (РК) вентиляторов. Полученную им формулу широко применяют в инженерии, в том числе для расчета РК промышленных центробежных компрессоров, работающих без закрутки потока перед входом в РК ($\bar{c}_{u1} = 0$).

Рекомендации по определению оптимального диаметра входа на лопатки с учетом закрутки потока перед РК ($\bar{c}_{u1} \neq 0$) приведены

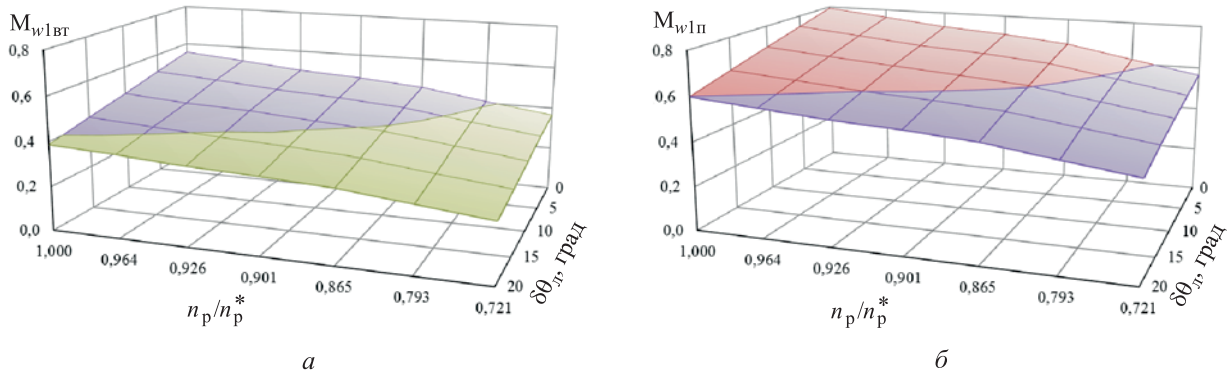


Рис. 6. Зависимости числа Маха M_{w1} от относительной частоты вращения ротора n_p/n_p^* и угла закрутки потока $\delta\theta_n$ во втулочном (а) и периферийном (б) сечениях лопатки ВНА при относительном коэффициенте расхода $\varphi_2/\varphi_2^* = 1$:
■ — 0...0,2; ■ — 0,2...0,4; ■ — 0,4...0,6; ■ — 0,6...0,8

в работе [12], однако расчет по предложенной итоговой формуле для ОРК дает некорректные значения.

В связи с этим выведем формулу для уточнения диаметра периферийной части лопаток ОРК с учетом предварительной закрутки потока.

Определим относительную скорость на периферийном диаметре лопаток ОРК при наличии положительной закрутки на входе ($\bar{c}_{u1} > 0$) из треугольника скоростей через безразмерные параметры по формуле

$$\bar{w}_{1п} = \sqrt{\varphi_1^2 + \bar{D}_{1п}^2 - 2\bar{D}_{1п}\bar{c}_{u1} + \bar{c}_{u1}^2}, \quad (2)$$

где $\varphi_1 = c_{z1}/u_2$.

Выразим коэффициент расхода в сечении 1 через коэффициент расхода в сечении 2 следующим образом:

$$\varphi_1 = \frac{4\varphi_2\bar{b}_2k_{p2}}{\bar{D}_{1п}^2 - \bar{D}_{1вт}^2},$$

где $\bar{D}_{1вт}$ — относительный втулочный диаметр ОРК.

Тогда выражение (2) примет вид

$$\bar{w}_{1п} = \sqrt{\left[\frac{4\varphi_2\bar{b}_2k_{p2}}{\bar{D}_{1п}^2 - \bar{D}_{1вт}^2} \right]^2 + \bar{D}_{1п}^2 - 2\bar{D}_{1п}\bar{c}_{u1} + \bar{c}_{u1}^2}. \quad (3)$$

Используя выражение (3), возьмем производную от функции $\bar{w}_{1п}$ по диаметру периферийной части лопаток во входном сечении ОРК и приравняем ее к нулю ($\partial\bar{w}_{1п}/\partial\bar{D}_{1п} = 0$), тем самым выполняя условие поиска экстремума (минимума) функции $\bar{w}_{1п} = f(\bar{D}_{1п})$.

В результате дифференцирования и преобразований получаем

$$\bar{D}_{1п} = 1,78 \sqrt{\frac{(\varphi_2\bar{b}_2k_{p2})^{2/3}}{\left(1 - \frac{\bar{D}_{1вт}^2}{\bar{D}_{1п}^2}\right)\left(1 - \frac{\bar{c}_{u1}}{\bar{D}_{1п}}\right)^{1/3}}}$$

или

$$\bar{D}_{1п} = 1,78 \sqrt{\frac{(\varphi_2\bar{b}_2k_{p2})^{2/3}}{(1 - v_{вт}^2)(1 - K_3)^{1/3}}}, \quad (4)$$

где $\bar{D}_{1п} = \bar{u}_{1п}$; $v_{вт} = \bar{D}_{1вт}/\bar{D}_{1п}$.

Однако входящие в формулу (4) безразмерные коэффициенты $v_{вт}$ и K_3 зависят от определяемого параметра $\bar{D}_{1п}$, поэтому поиск решения следует выполнять итерационными методами.

Заданными величинами являются угол выхода лопаток РК $\beta_{л2}$, коэффициент расхода φ_2 , условное число Маха $M_u = u_2/\sqrt{kRT_1}$, относительный втулочный диаметр ОРК $\bar{D}_{1вт}$ (или $v_{вт} = \bar{D}_{1вт}/\bar{D}_{1п}$) и угол поворота лопаток ВНА θ_n .

Алгоритм вычисления оптимального диаметра $\bar{D}_{1п}^*$ включает в себя следующие шаги:

- расчет коэффициента теоретического напора ψ_T по одной из известных формул;
- определение потерь напора на протечки и дисковое трение по выражению $\gamma = 1 + \beta_{пр} + \beta_{тр}$;
- нахождение коэффициента мощности по формуле $\psi_i = \psi_T \gamma$;
- получение коэффициента реакции Ω из соотношения $\Omega = 1 - \varphi_2^2 + \psi_T^2/2\psi_i$;
- расчет отношения плотностей по выражению $k_{p2} = [1 + (k-1)\Omega\psi_i M_u^2]^{-1}$, где σ — число политропы сжатия, $\sigma = \eta_n k/k-1 = n/n-1$ (n — показатель политропы процесса сжатия в ступени);

- задание предварительного значения $\bar{D}_{1п}$ в рекомендуемом диапазоне 0,45...0,65;
- определение коэффициента закрутки по выражению $K_3 = 4\varphi_2 \bar{b}_2 k_{p2} \operatorname{tg} \theta_{л} / \bar{D}_{1п}^3 (1 - \bar{D}_{1вт}^2 / \bar{D}_{1п}^2)$;
- вычисление $\bar{D}_{1п}$ по формуле (4);
- сравнение заданного и полученного значений $\bar{D}_{1п}$;
- корректировка значения ψ_r .

Предложенная методика позволяет определять на стадии газодинамического проектирования проточной части компрессора оптимальный размер входного сечения ОРК с учетом предварительной закрутки потока.

На рис. 7 приведены результаты вычисления оптимального значения диаметра периферийной части лопаток исследуемого ОРК на рассмотренных режимах регулирования. На том же графике пунктирной линией показано фактическое значение этого диаметра $\bar{D}_{1п} = 0,559$.

Следует отметить, что в диапазоне условных чисел Маха $M_u \approx 1,40...1,48$ оптимальное значение параметра $\bar{D}_{1п}^*$ не зависит от угла закрутки потока (см. рис. 7). Это, по-видимому, говорит о том, что если бы ОРК имело диаметр $\bar{D}_{1п} \approx 0,56$, то в рассмотренном диапазоне частот вращения ротора потери во входном сечении не будут изменяться при любом варьировании угла закрутки потока.

Выводы

1. Выполненный на основе обработанных данных экспериментальных испытаний центробежной компрессорной ступени, расчетный анализ распределения углов атаки по высоте лопатки ОРК свидетельствует о его существенной неравномерности.

2. Выявлено, что наибольшему изменению углов атаки подвержено втулочное сечение, при этом они имеют отрицательные значения.

Литература

- [1] Ванияшов А.Д., Жерелевич А.В., Грехнев А.В., Дудьев Д.Я. Результаты экспериментальных исследований центробежной компрессорной ступени с осердиальным рабочим колесом и входным регулирующим аппаратом. *Омский научный вестник*, 2010, № 2(90), с. 105–108.
- [2] Vanyashov A.D., Karabanova V.V., Vasenko E.M. Influence analysis of flow entry conditions on the centrifugal compressor impeller blades to integral gasodynamic characteristics in a combine regulation method. *Procedia Engineering*, 2016, no. 152, pp. 389–394, doi: 10.1016/j.proeng.2016.07.719

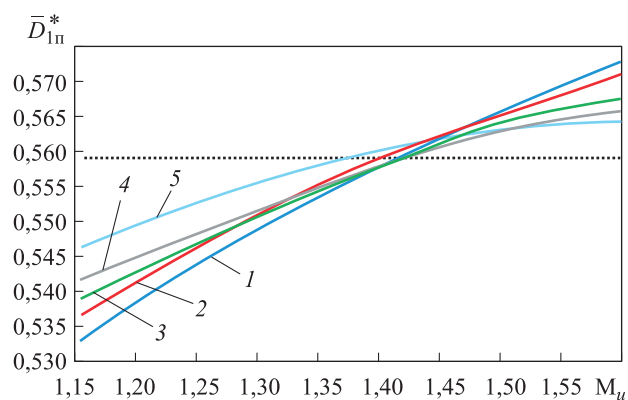


Рис. 7. Зависимость оптимального диаметра периферийной части лопаток ОРК $\bar{D}_{1п}^*$ от условного числа Маха $M_{зак}$ при угле закрутки потока $\delta\theta_n = 0$ (1), 5 (2), 10 (3), 15 (4) и 20° (5)

3. Часть экспериментальных режимов рассчитана в программе ANSYS CFX. Визуализированные направления векторов относительных скоростей в разных по высоте сечениях лопатки показали значения углов атаки, близкие к полученным путем обработки результатов испытаний.

4. Установлено, что существенная неравномерность распределения углов атаки по высоте лопатки ОРК при регулировании поворотом лопаток ВНА и варьировании частоты вращения ротора связана с изменением КПД ступени.

5. Предложены мероприятия по конструктивному совершенствованию способов регулирования лопатками ВНА путем применения лопаток с изменяемым углом поворота по радиусу.

6. На основе анализа значений чисел Маха, рассчитанных по относительной скорости потока во входном сечении ОРК при различных частотах вращения ротора и углах закрутки потока, с целью минимизации этих значений разработана методика определения диаметра периферийной области лопаток осевой части колеса на стадии проектирования.

- [3] Vanyashov A.D., Karabanova V.V. Calculating methods analysis of variable guide vane blade system characteristics. *Procedia Engineering*, 2015, no. 113, pp. 192–197, doi: 10.1016/j.proeng.2015.07.318
- [4] Eckard D. Instantaneous measurements in the jet-wake discharge flow of a centrifugal compressor impeller. *Trans ASME Journal of Engineering for power*, 1975, vol. 97, pp. 337–345, doi: 10.1115/1.3445999
- [5] Eckard D. Flow field analysis of radial and backswept centrifugal compressor impellers, Part 1: Flow measurement using a laser velocimeter. *25th ASME Gas Turbine Conference and 22nd Annual Fluids Engineering Conference*, New Orleans, 1980, pp. 77–86.
- [6] Krain H. Swirling impeller flow. *32nd ASME Gas Turbine Conference and Exhibit*, Anaheim, California, 1987, p. 87-GT-19.
- [7] Cumpsty N.A. *Compressor aerodynamics*. Longman Group UK Ltd, 1989. 688 p.
- [8] 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, art. no. 020044, pp. 020044-1-020044-6, doi: 10.1063/1.4998864
- [9] 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.
- [10] Грехнев А.В., Ваняшов А.Д., Юша В.Л. *Устройство поворота направляющих лопаток компрессора*. Пат. 116923 РФ, 2012, бюл. № 16, 2 с.
- [11] Поликовский В.И. *Вентиляторы, воздуходувки, компрессоры*. Москва-Ленинград, Госэнергоиздат, 1933. 268 с.
- [12] Селезнев К.П., ред. *Теория и расчет турбокомпрессоров*. Ленинград, Машиностроение, 1986. 392 с.

References

- [1] Vanyashov A.D., Zherelevich A.V., Grekhnev A.V., Dud'ev D.Ya. The results of tests studies of high-pressure centrifugal compressor stage including radial axis impellers and inlet regulator. *Omsk scientific bulletin*, 2010, no. 2(90), pp. 105–108 (in Russ.).
- [2] Vanyashov A.D., Karabanova V.V., Vasenko E.M. Influence analysis of flow entry conditions on the centrifugal compressor impeller blades to integral gasodynamic characteristics in a combine regulation method. *Procedia Engineering*, 2016, no. 152, pp. 389–394, doi: 10.1016/j.proeng.2016.07.719
- [3] Vanyashov A.D., Karabanova V.V. Calculating methods analysis of variable guide vane blade system characteristics. *Procedia Engineering*, 2015, no. 113, pp. 192–197, doi: 10.1016/j.proeng.2015.07.318
- [4] Eckard D. Instantaneous measurements in the jet-wake discharge flow of a centrifugal compressor impeller. *Trans ASME Journal of Engineering for power*, 1975, vol. 97, pp. 337–345, doi: 10.1115/1.3445999
- [5] Eckard D. Flow field analysis of radial and backswept centrifugal compressor impellers, Part 1: Flow measurement using a laser velocimeter. *25th ASME Gas Turbine Conference and 22nd Annual Fluids Engineering Conference*, New Orleans, 1980, pp. 77–86.
- [6] Krain H. Swirling impeller flow. *32nd ASME Gas Turbine Conference and Exhibit*, Anaheim, California, 1987, p. 87-GT-19.
- [7] Cumpsty N.A. *Compressor aerodynamics*. Longman Group UK Ltd, 1989. 688 p.
- [8] 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, art. no. 020044, pp. 020044-1-020044-6, doi: 10.1063/1.4998864

- [9] Vanyashov A.D., Grekhnev A.V. 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*, 2012, no. 3, pp. 23–29 (in Russ.).
- [10] Grekhnev A.V., Vanyashov A.D., Yusha V.L. *Ustroystvo povorota napravlyayushchikh lopatok kompressora* [The device rotates the compressor blades]. Patent RF no. 116923, 2012.
- [11] Polikovskiy V.I. *Ventilyatory, vozdukhoduvki, kompressory* [Fans, Blowers, Compressors]. Moscow-Leningrad, Gosehnergoizdat publ., 1933. 268 p.
- [12] *Teoriya i raschet turbokompressorov* [Theory and calculation of turbochargers]. Ed. Seleznev K.P. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1986. 392 p.

Статья поступила в редакцию 28.02.2019

Информация об авторах

ВАНЯШОВ Александр Дмитриевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: adv@sntp.ru).

КАРАБАНОВА Вероника Викторовна — аспирант кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: gveronic@mail.ru).

Information about the authors

VANYASHOV Aleksandr Dmitrievich — Candidate of Science (Eng.), Assistant Professor, Department of Refrigerating and Compressor Equipment and Technology. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education: Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: adv@sntp.ru).

KARABANOVA Veronika Viktorovna — Postgraduate, Department of Refrigerating and Compressor Equipment and Technology. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education: Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: gveronic@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Ваняшов А.Д., Карбанова В.В. Анализ пространственной неравномерности потока во входном сечении осе-радиального рабочего колеса центробежной компрессорной ступени в режимах регулирования *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 6, с. 30–40, doi: 10.18698/0536-1044-2019-6-30-40

Please cite this article in English as:

Vanyashov A.D., Karabanova V.V. An Analysis of Spatial Nonuniformity of the Flow at the Entrance Section of the Axial-Radial Impeller of a Centrifugal Compressor Stage Working on Regulation Modes. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2019, no. 6, pp. 30–40, doi: 10.18698/0536-1044-2019-6-30-40