

УДК 621.515

doi: 10.18698/0536-1044-2022-3-76-95

Выбор высоты лопаток рабочего колеса центробежного компрессора при первичном проектировании

О.А. Соловьева¹, Ю.Б. Галеркин¹, А.А. Дроздов¹, К.В. Солдатова²,
А.Ф. Рекстин¹, П.Н. Броднев¹

¹ ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

² Мельбурнский политехнический институт

Selecting the Centrifugal Compressor Impeller Blade Height During Preliminary Designing

O.A. Solovyeva¹, Yu.B. Galerkin¹, A.A. Drozdov¹, K.V. Soldatova²,
A.F. Rekstin¹, P.N. Brodnev¹

¹ Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

² Melbourne Polytechnic

При первичном проектировании промышленных центробежных компрессоров Методом универсального моделирования относительную высоту лопаток на выходе из рабочего колеса центробежного компрессора определяет только безразмерный параметр производительности компрессора — условный коэффициент расхода в расчетном режиме. Второй основной параметр проектирования — коэффициент теоретического напора — не принимается во внимание. Это правило сформулировано на основании того, что относительная высота лопаток сравнительно мало влияет на замедление потока на их задней поверхности, где может возникнуть отрыв. Рассмотрен другой негативный аспект большой высоты лопаток. Увеличение высоты лопаток уменьшает их выходной угол при заданном коэффициенте теоретического напора. Поворот потока лопатками уменьшается (что способствует снижению потерь), но увеличивается их длина, и, соответственно, площадь, вследствие чего растут потери трения. Выполнено расчетное исследование для рабочих колес с условным коэффициентом расхода, равным 0,0518 и коэффициентом теоретического напора 0,475...0,700. В качестве инструмента исследования выбраны математические модели Метода универсального моделирования и расчеты невязкого квазитрехмерного течения. Результаты исследования показали, что существующая методика первичного проектирования может быть уточнена.

Ключевые слова: центробежный компрессор, рабочее колесо, математическая модель, коэффициент потерь, диаграмма скоростей, первичное проектирование

In the preliminary designing of industrial centrifugal compressors using the universal modeling method, the relative blade heights at the exit of the impeller of a centrifugal compressor are determined only by the dimensionless compressor performance parameter— a conditional flow rate in the design mode. The second main design parameter, the theoretical head factor, is not taken into account. This rule is formulated on the basis that the relative height of the blades has relatively little effect on the slowing down the flow on the suction side of the blades, where separation can occur. The article considers another negative aspect of the large blade height. Increasing the height of the blades reduces their exit angle at a given theoretical head coefficient. The rotation of the flow by the blades decreases (which helps

to reduce losses), but their length increases. With a larger area of the blades, friction losses increase. The computational research was carried out on the example of impellers with a moderate flow rate $\Phi_{des} = 0.0518$ in the theoretical head coefficient range $\psi_{Tdes} = 0.475-0.70$. Mathematical models of the Universal Modeling Method and calculations of an inviscid quasi-three-dimensional flow were selected as a tool for research. The results show that the existing primary design methodology can be refined.

Keywords: centrifugal compressor, impeller, mathematical model, loss coefficient, velocity diagram, preliminary designing

Промышленные центробежные компрессоры существуют с конца XIX века. Их прикладная газодинамическая теория основана на обобщении экспериментальных данных. Фирмы-производители и инжиниринговые компании накопили большой опыт и создают эффективные компрессоры. Однако современные требования к энергетической эффективности делают важным даже небольшое повышение коэффициента полезного действия (КПД).

Более обоснованный выбор основных размеров проточной части, в частности, относительной высоты лопаток на выходе из рабочего колеса (РК) \bar{b}_2 , при первичном проектировании может привести к положительному результату. На рис. 1 показана схема проточной части традиционного РК промышленного компрессора в меридиональной плоскости и выходной треугольник скоростей в безразмерном виде.

Из уравнения неразрывности в безразмерном виде следует, что выбор \bar{b}_2 определяет коэффициент расхода на выходе из РК ϕ_2 и, как следствие, значение и направление относительных скоростей потока при относительном \bar{w}_2 и абсолютном \bar{c}_2 движениях потока. Скорость потока на входе в РК при относительном дви-

жении потока w_1 зависит от \bar{b}_2 , а следовательно, и замедление потока $\dot{w} = w_2/w_1$:

$$\phi_2 = \frac{\rho_0^*}{\rho_2} \frac{\Phi}{4b_2}; \tag{1}$$

$$\bar{w}_2 = \sqrt{\phi_2^2 + (1 - \psi_T)^2},$$

где ρ_0^* — плотность газа по полным параметрам на входе в РК; ρ_2 — плотность газа на выходе из РК; Φ — условный коэффициент расхода; ψ_T — коэффициент теоретического напора.

Очевидно, что выбор \bar{b}_2 оказывает влияние на работу РК и диффузора. Тем не менее в свободном доступе нет информации о систематических исследованиях вопроса. В большинстве монографий этот вопрос освещен бегло.

Авторы зарубежных монографий оперируют сотнями источников по исследованию компрессоров с полуоткрытыми осерадиальными колесами, но и по таким РК практически нет информации по исследованию и выбору относительной высоты лопаток (и других размеров РК). Исследования и методы проектирования промышленных центробежных компрессоров в целом отданы компаниям-производителям, методы которых являются коммерческой тайной.

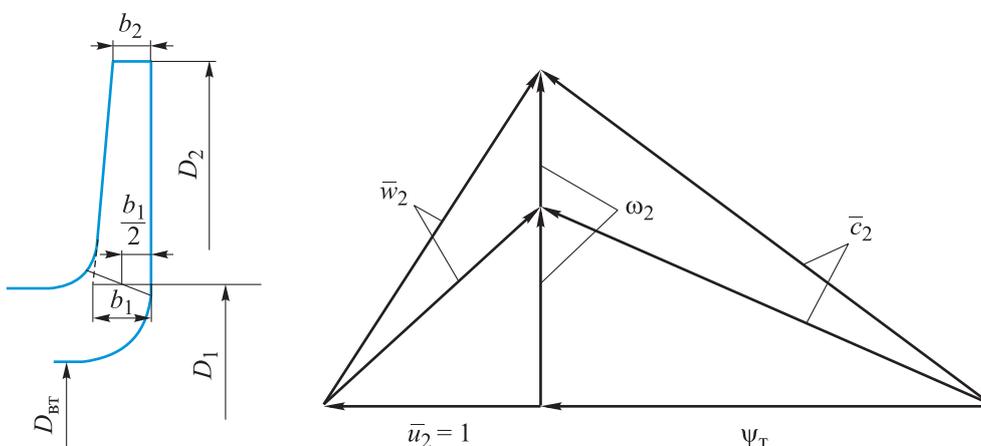


Рис. 1. Схемы:

а — проточной части традиционного РК промышленного компрессора в меридиональной плоскости;
 б — формирования выходного треугольника скоростей при двух значениях относительной высоты лопаток на выходе из РК \bar{b}_2

В работе Б. Эккерта [1] введена упрощенная математическая модель расчета потерь напора в центробежном РК и предложено определять размеры входа с ее помощью. Высоту лопаток на выходе из РК b_2 предложено находить по расходной скорости, а последнюю — из выходного треугольника скоростей. Дана рекомендация выбирать размеры РК исходя из условия $\varphi_2 = \varphi_1$, где φ_1 — коэффициент расхода на входе в РК. Это решает задачу выбора относительной высоты лопаток. Одновременно есть указание на выбор отношения скоростей (обратной величины диффузорности \dot{w}): $w_1/w_2 = 1,1 \dots 1,2$. Вместе с тем условие $\varphi_2 = \varphi_1$ обоснованно критикуется в работе В.Ф. Риса [2].

В книге Е. Тулижка [3] много интересной информации об осевых компрессорах, и есть отсылка к промышленным центробежным компрессорам. Однако относительно выбора высоты лопаток центробежного РК никаких соображений нет.

В публикации Д. Жапиксо [4], посвященной проектированию и расчету центробежных компрессоров, приведены примеры обобщения экспериментальных данных по диффузорности РК, в том числе для промышленных компрессоров. Обобщение дано в виде зависимости

$$M_{w1}/M_{w2} = f(M_{w1}/M_{w2id}),$$

где M_{w1} и M_{w2} — число Маха по относительной скорости на входе и выходе в РК; M — число Маха; w_{2id} — скорость потока на выходе из идеального РК (без потерь и отставания потока).

При несжимаемом потоке отношение чисел Маха определяется выражением

$$M_{w1}/M_{w2id} = f_1'/f_2' = \frac{b_1 D_1 \sin \beta_{\pi 1} \tau_1}{b_2 D_2 \sin \beta_{\pi 2} \tau_2},$$

где f_1' и f_2' — площади входа и выхода межлопаточного канала; b_1 — высота лопаток на входе в РК; D_1 и D_2 — диаметры на входе в РК и на выходе из РК; $\beta_{\pi 1}$ и $\beta_{\pi 2}$ — входной и выход-

ной углы лопаток; τ_1 и τ_2 — коэффициенты стеснения проходного сечения лопатками РК на входе и выходе.

Автор работы [4] указывает на неоднозначность информации и предлагает для определения высоты лопаток по отношению M_{w1}/M_{w2} свою математическую модель, а не прямую рекомендацию по выбору f_1'/f_2' .

В книге Н. Кампсти [5] в разделе выбора размеров центробежного РК нет ни одной конкретной рекомендации, а в работе Р.Г. Онжье [6] есть интересная информация, но нет прямых рекомендаций по выбору размеров РК.

Отечественная монографическая литература более информативна, чем зарубежная. В книге Ю.С. Подобуева и К.П. Селезнева [7] высоту лопаток b_2 рекомендовано выбирать исходя из диффузорности $w_1/w_2 < 2$ со ссылкой на опыт Невского машиностроительного завода. По современным взглядам, отношение $w_1/w_2 \approx 2$ далеко от оптимума.

В работе В.Ф. Риса [8] проанализированы и подвергнуты критике выводы по выбору высоты лопаток с помощью математической модели, приведенной в публикации Б. Эккерта [1]. На основе экспериментальных данных сделана рекомендация по выбору коэффициента расхода на выходе из РК в зависимости от выходного угла лопаток $\beta_{\pi 2}$. Результаты эксперимента с модельными ступенями (концевыми ступенями с лопаточными диффузорами), взятые из работы [8], приведены в табл. 1, где $\varphi_{2расч}$ — расчетный коэффициент расхода на выходе из РК; $\Psi_{п.расч}$ — расчетный коэффициент теоретического напора периферийной части лопаток; $\eta_{расч}$ — расчетный КПД.

Эта рекомендация однозначно решает вопрос о выборе высоты лопаток по уравнению (1), но игнорирует роль диффузорности РК. В двух последних столбцах табл. 1 авторы статьи привели результаты своего расчета безразмерной скорости \bar{w}_2 . При $\beta_{\pi 2} \leq 45^\circ$ скорость

Таблица 1

Результаты эксперимента с модельными ступенями (концевыми ступенями с лопаточными диффузорами)

$\beta_{\pi 2}$, град	$\varphi_{2расч}$	$\Psi_{п.расч}$	$\eta_{расч}$	$\Psi_{\tau} = \Psi_{п}/\eta$	$\bar{w}_2 = \sqrt{\varphi_2^2 + (1 - \Psi_{\tau})^2}$
22,5	0,160	0,490	0,84	0,583	0,447
32,0	0,200	0,535	—	—	—
45,0	0,230	0,565	0,83	0,645	0,423
90,0	0,265	0,730	0,80	0,913	0,279

на выходе из разных РК практически одинаковая. У РК с $\beta_{л2} = 90^\circ$ скорость потока \bar{w}_2 намного меньше, т. е. диффузорность больше.

В книге С. Лившица [9] приведены экспериментальные данные и ряд соображений по влиянию диффузорности РК на высоту лопаток. Конкретные рекомендации отсутствуют.

В трудах Г. Дена [10], В. Шнеппа [11], И.Г. Хисамеева [12] содержится ценная информация, но вопросы первичного проектирования не рассмотрены.

В книгах К.П. Селезнева, Ю.Б. Галеркина и др. [13, 14] рекомендовано выбирать относительную высоту лопаток исходя из диффузорности $\dot{w} \leq 0,67$. В книге Ю.Б. Галеркина [15] рекомендация расширена до $\dot{w} \leq 0,60$.

Необходимость контроля диффузорности межлопаточных каналов при выборе высоты лопаток на выходе из РК является общепризнанной задачей. Чем больше \bar{b}_2 , тем существеннее замедление и потери смешения. Однако опыт проектирования Ю.Б. Галеркина и А.Ф. Рекстина [16] показывает, что изменение средней диффузорности в широких пределах влияет не только на замедление потока на задней стороне лопаток, определяющее потери смешения. Второй возможной причиной снижения КПД может быть рост потерь трения на более длинных лопатках РК с большой относительной высотой на выходе из РК. Представля-

емая работа приводит количественную информацию по этому вопросу.

Цель работы — исследование влияния высоты лопатки на выходе из РК на его эффективность и выработка рекомендаций по выбору оптимальной высоты лопатки РК на выходе при первичном проектировании.

Методы исследования. Представляется логичным использовать CFD-расчеты, но авторы знают о несоответствии расчетных и измеренных характеристик РК центробежных компрессоров [17–26]. При изучении влияния диффузорности лопаточных решеток на относительную высоту лопаток на выходе из РК важно располагать информацией о скоростях потока на поверхности лопаток.

Анализ результатов измерений параметров потока в РК, выполненных специалистами Проблемной лаборатории компрессоростроения Ленинградского политехнического института показал, что в режиме безударного обтекания его реальная картина близка к расчету невязкого квазитрехмерного течения потока [13] (рис. 2). Программа ЗДМ.023 рассчитывает меридиональный поток методом квазиортогоналей. На восьми осесимметричных поверхностях тока расчет выполняется с помощью интегральных уравнений, когда воздействие лопаток на поток заменяется воздействием системы вихрей.

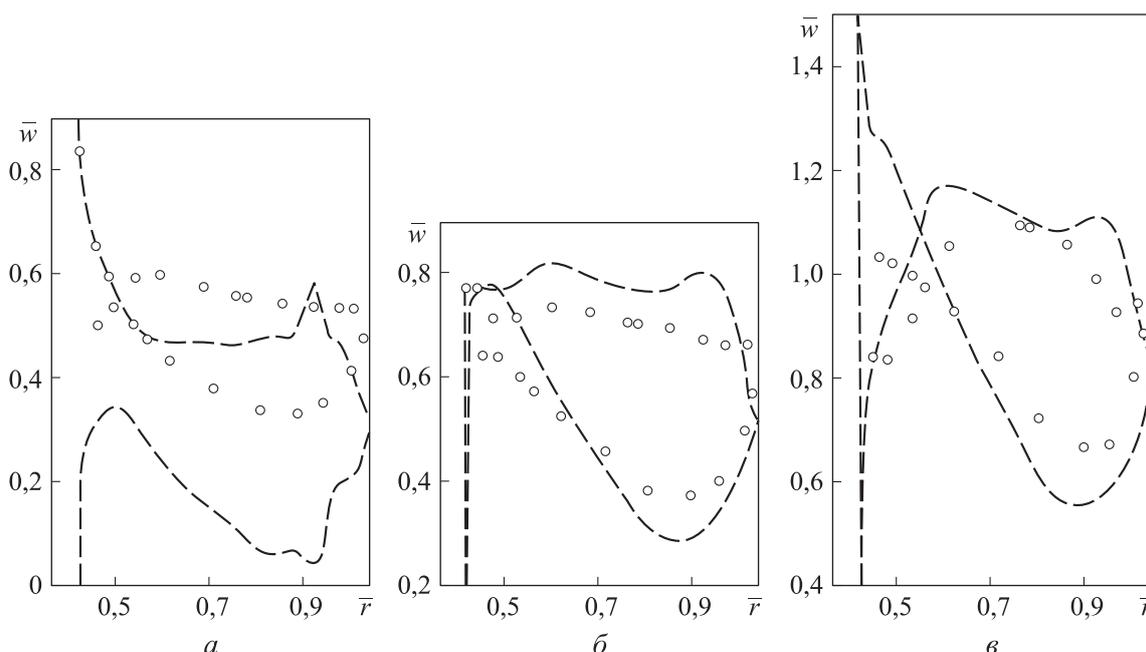


Рис. 2. Экспериментальные (o) и расчетные (—) зависимости скорости потока \bar{w} в РК с радиальными непространственными лопатками от радиуса \bar{r} (текущего радиуса, отнесенного к наружному радиусу РК): а и в — при положительном и отрицательном углах атаки; б — при безударном обтекании

Количественный анализ выполнен в программе CSPM-G8E Метода универсального моделирования [27–38]. В публикациях [13, 15] приведены уравнения расчета характеристик центробежной ступени. Эффективность исследуемых вариантов РК оценивается гидравлическим КПД $\eta_{2г}^*$ без учета дискового трения и протечек. С учетом того, что в расчетном режиме ударные потери отсутствуют, гидравлический КПД определяется выражением

$$\eta_{2г}^* = 1 - \Delta\eta_{огр} - \Delta\eta_{л} - \Delta\eta_{см} = 1 - \frac{\bar{w}_1'^2}{2\psi_{г}} (\zeta_{огр} + \zeta_{л} + \zeta_{см}), \quad (2)$$

где $\Delta\eta_{огр}$, $\Delta\eta_{л}$ и $\Delta\eta_{см}$ — потери КПД вследствие трения на ограничивающих поверхностях, лопатках и смешения потока соответственно; \bar{w}_1' — относительная скорость на входе в РК с учетом стеснения потока; $\zeta_{огр}$ и $\zeta_{л}$ — коэффициенты трения на ограничивающих поверхностях и поверхностях лопаток; $\zeta_{см}$ — коэффициент потерь смешения.

Коэффициент трения на ограничивающих поверхностях

$$\zeta_{огр} = c_{w\text{огр}} \frac{(1 - \bar{D}_1^2) \tau_{ср} \epsilon_{ср} \bar{w}_{ср}}{\Phi} \left(\frac{w_{ср}}{w_1} \right)^2, \quad (3)$$

где $c_{w\text{огр}}$ — коэффициент силы сопротивления на ограничивающих поверхностях; \bar{D}_1 — относительный диаметр на входе в РК; $\tau_{ср}$ — средний коэффициент стеснения проходного сечения лопатками в РК; $\epsilon_{ср}$ — средний коэффициент сжимаемости в РК; $\bar{w}_{ср}$ — средняя скорость в лопаточной решетке РК, отнесенная к скорости вращения РК на диаметре D_2 ; $w_{ср}$ — средняя скорость в лопаточной решетке РК.

Коэффициент трения на поверхностях лопаток

$$\zeta_{л} = \zeta_{п} + \zeta_{з} = c_{w\text{п}} z \frac{4\bar{b}_{ср} \bar{l} \epsilon_{ср} \bar{w}_{п}}{\pi \Phi} \left(\frac{w_{п}}{w_1} \right)^2 + c_{w\text{з}} z \frac{4\bar{b}_{ср} \bar{l} \epsilon_{ср} \bar{w}_{з}}{\pi \Phi} \left(\frac{w_{з}}{w_1} \right)^2, \quad (4)$$

где $\zeta_{п}$ и $\zeta_{з}$ — коэффициенты трения для передней и задней поверхностей; $c_{w\text{п}}$ и $c_{w\text{з}}$ — коэффициенты силы трения на передней и задней поверхностях; z — число лопаток РК; $\bar{b}_{ср}$ — средняя высота лопаток РК; \bar{l} — относительная длина лопатки на линии тока; $\bar{w}_{п}$ — средняя скорость на передней поверхности лопатки

РК, отнесенная к скорости вращения РК на диаметре D_2 ; $w_{п}$ и $w_{з}$ — средняя скорость на передней и задней поверхности лопатки РК; $\bar{w}_{з}$ — средняя скорость на задней поверхности лопатки РК, отнесенная к скорости вращения РК на диаметре D_2 .

Коэффициенты силы трения c_w в уравнениях (3), (4) рассчитываются по коэффициенту силы трения пластинки $c_f = f(\text{Re}_w, \bar{k}_{ш})$, где Re_w — число Рейнольдса в РК по относительной скорости; $\bar{k}_{ш}$ — относительная шероховатость поверхности [39]. Влияние продольного и поперечного градиентов давления на коэффициент силы трения учитывают члены уравнения в скобках. Эмпирические коэффициенты x_i определяются идентификацией математической модели

$$c_w = c_f (1 + x_i F_D^{x_i}) (1 \pm x_i \text{Ro}'^{x_i}), \quad (5)$$

где F_D — фактор диффузорности; Ro' — условное число Россби (параметр, учитывающий влияние сил инерции, действующих по нормали на течение газа в межлопаточном канале),

$$\text{Ro}' = 4 - \frac{\bar{w}_{ср}}{\bar{R}_{л,ср}},$$

где $\bar{R}_{л,ср}$ — радиус средней линии лопатки РК.

Параметр, учитывающий влияние сил инерции, действующих по касательной к поверхности — фактор диффузорности. Величины w_2 и w_1 — это скорости в конце и начале участка, для которого рассчитывается коэффициент силы трения:

$$F_D = 1 - \frac{w_2}{w_1},$$

где w_2 — относительная скорость потока на выходе из РК.

На положение точки отрыва на задней поверхности лопаток влияет нормальная сила инерции

$$\dot{w}_s = \frac{w_s}{w_{s1}} = x_i (1 + x_i \text{Ro}'^{x_i}),$$

где w_s — скорость в точке отрыва потока на лопатке РК; w_{s1} — скорость в начале задней поверхности лопатки РК.

Потери смешения рассчитываются аналогично потерям внезапного расширения. Отличие схемы от реального течения потока учитывает эмпирический коэффициент

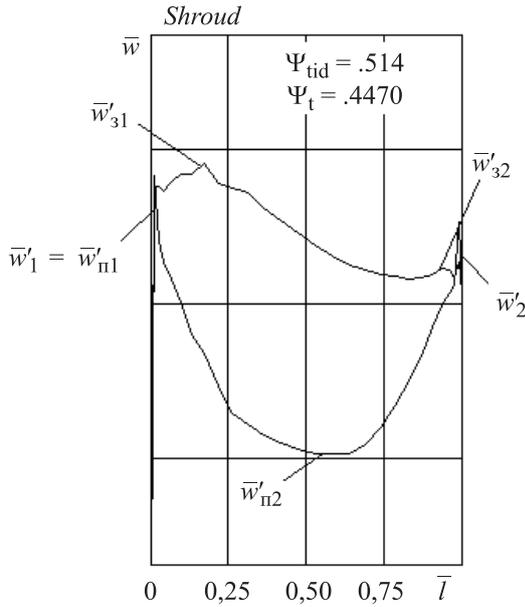


Рис. 3. Диаграмма скоростей невязкого сжимаемого квазитрехмерного потока на периферии лопаток РК

$$\zeta_{см} = x_i \left(\frac{w_{31}}{w_1} \dot{w}_s \sin \beta_2 - \frac{c_{r2}}{w_1} \right)^2,$$

где β_2 — угол потока на выходе из РК; c_{r2} — радиальная составляющая абсолютной скорости на выходе из РК.

Для расчета профильных потерь используют значения скоростей в начале и конце задней (\bar{w}'_{31} и \bar{w}'_{32}) и передней ($\bar{w}'_{\pi 1}$ и $\bar{w}'_{\pi 2}$) поверхностей лопаток на периферии в режиме безударного обтекания (рис. 3).

Разница условий обтекания по высоте лопаток учитывается поправочным коэффициентом

пространственности. Для упрощенного расчета диаграмм скоростей по математической модели предприняты исследования и предложены аппроксимирующие формулы [37, 40–42].

Форма проточной части и диаграммы скоростей. Размеры на входе в РК определяются из условия минимума относительной скорости \bar{w}'_1 [13, 15]. Относительный диаметр на входе в РК

$$\bar{D}_{1w1min} = K_D \sqrt{\bar{D}_{вт}^2 + 2^{1/3} \left(\frac{\Phi_{расч} K_F}{K_D \epsilon'_1 \tau_1} \right)^{2/3}},$$

где $\bar{D}_{вт}$ — втулочное отношение (отношение диаметра втулки $D_{вт}$ к диаметру на выходе из РК); K_F — отношение площадей каналов РК в сечениях 0 и 1; $\Phi_{расч}$ — расчетный условный коэффициент расхода; ϵ'_1 — отношение плотностей на входе в РК с учетом стеснения.

Наибольшее влияние на относительный диаметр \bar{D}_1 и другие размеры на входе в РК оказывают коэффициент расхода и втулочное отношение $\bar{D}_{вт}$, поэтому у РК с разными коэффициентами напора входные размеры практически одинаковы. На рис. 4 показаны модели РК меридиональной формы с различными значениями относительной высоты лопаток на выходе из РК \bar{b}_2 , полученные в программе ЗДМ.023.

При почти одинаковой скорости потока на входе всех исследованных РК коэффициент расхода на выходе обратно пропорционален относительной высоте лопаток \bar{b}_2 и мало зависит от расчетного коэффициента напора. На

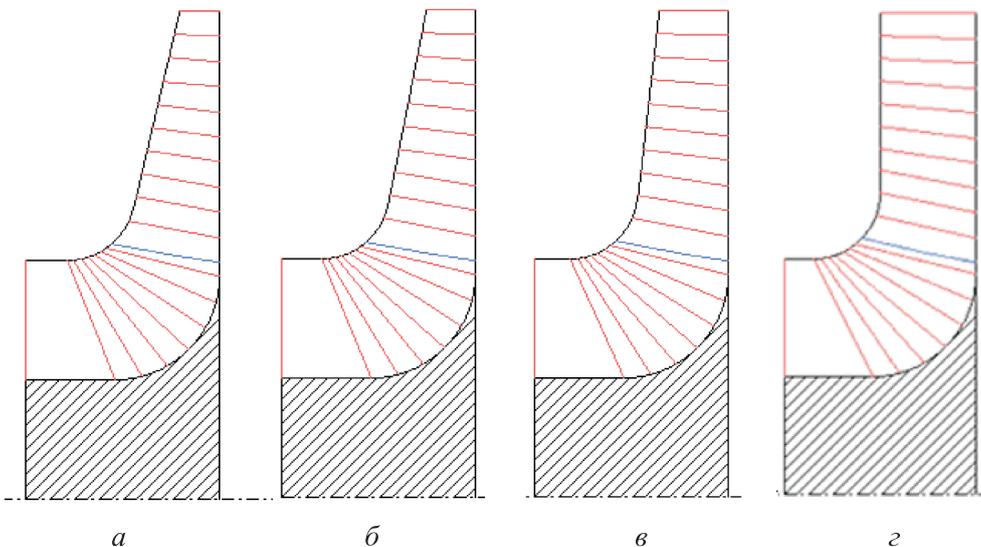


Рис. 4. Модели РК меридиональной формы с относительной высотой лопаток на выходе $\bar{b}_2 = 0,0400$ (а), $0,0500$ (б), $0,0700$ (в) и $\bar{b}_2 = \bar{b}_1 = 0,0985$ (г)

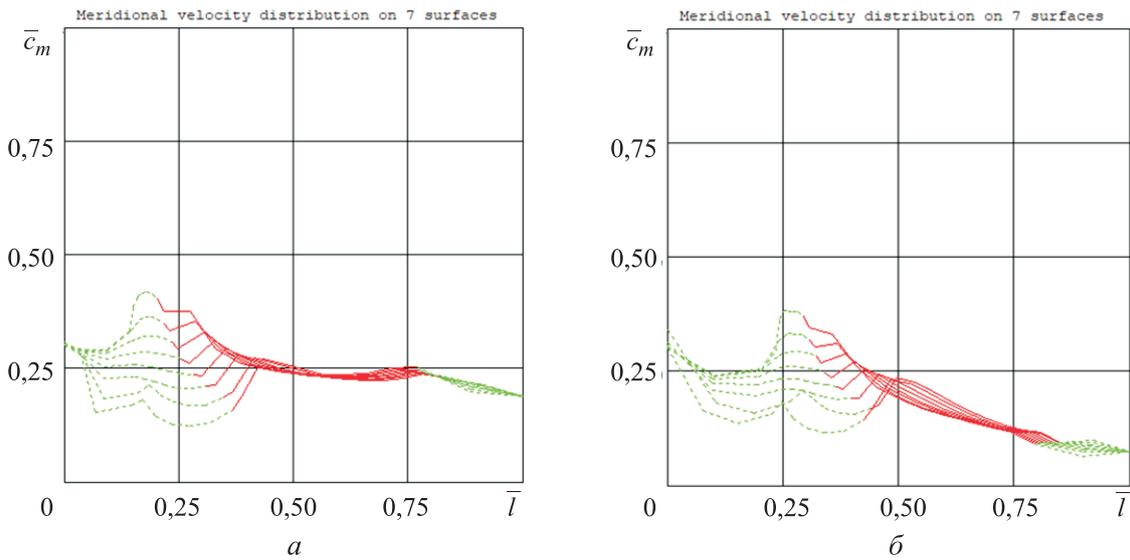


Рис. 5. Зависимости меридиональной скорости \bar{c}_m невязкого сжимаемого квазитрехмерного потока в РК с относительной высотой лопаток на выходе $\bar{b}_2 = 0,040$ (а) и $\bar{b}_2 = \bar{b}_1 = 0,0981$ (б) от относительной длины лопатки на линии тока l , полученные в программе 3ДМ.023

рис. 5 сопоставлены меридиональные скорости на восьми осесимметричных поверхностях тока в РК с минимальным и максимальным значениями \bar{b}_2 , полученные в программе 3ДМ.023

Изменение коэффициента расхода φ_2 при изменении \bar{b}_2 меняет форму лопаточной решетки и выходные треугольники скоростей. На рис. 6 сопоставлены треугольники скоростей на выходе из РК с относительной высотой лопаток

$\bar{b}_2 = 0,045$ и $0,0986$ при расчетном теоретическом коэффициенте напора $\psi_{т.расч} = 0,552$.

При этом параметры диаграммы скоростей $\bar{w}'_{31}, \bar{w}'_{32}, \bar{w}'_2$ (см. рис. 3) и другие, по которым рассчитаны характеристики Методом универсального моделирования, меняются не так сильно, как можно было бы ожидать. Это демонстрируют рис. 7, а-м, полученные с помощью программы 3ДМ.023.

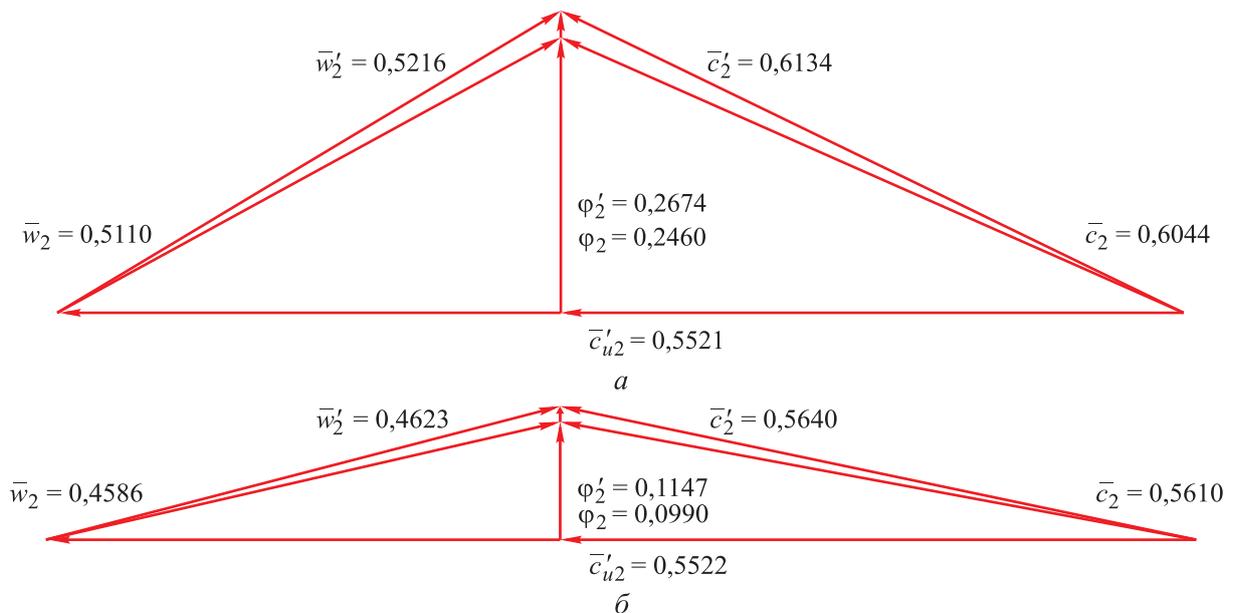


Рис. 6. Схемы формирования треугольников скоростей на выходе из РК с относительной высотой лопаток $\bar{b}_2 = 0,0400$ (а) и $0,0986$ (б) при расчетном теоретическом коэффициенте напора $\psi_{т.расч} = 0,552$: \bar{c}_2 , φ'_2 и \bar{c}'_{u2} — соответственно абсолютная скорость, коэффициент расхода и окружная компонента абсолютной скорости на выходе из РК с учетом стеснения

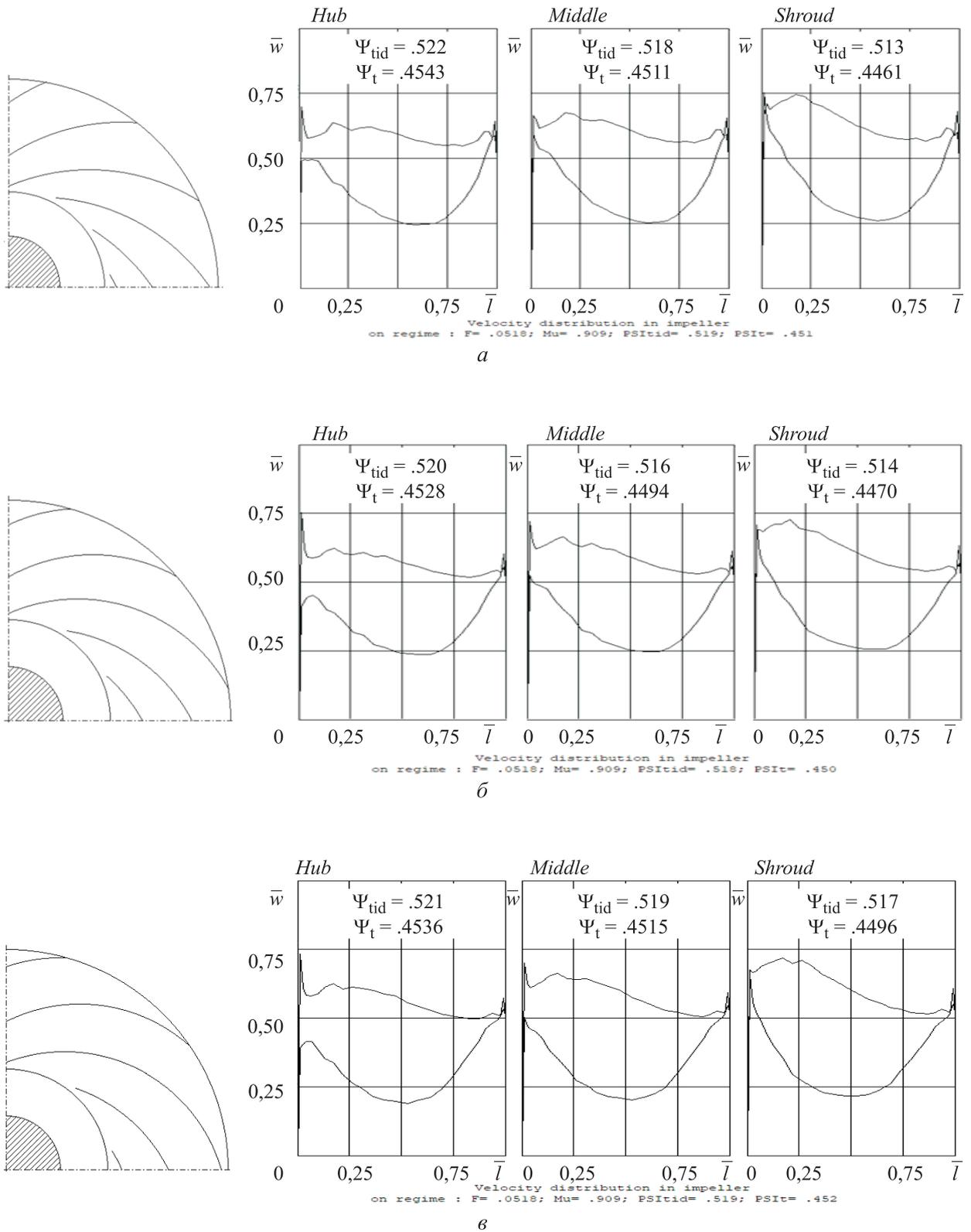


Рис. 7 (начало). Схемы лопаточных решеток (слева) и диаграммы скоростей невязкого квазитрехмерного потока (справа) на втулке (Hub), средней линии (Middle) и периферии (Shroud) лопаток ПК с относительной высотой $\bar{b}_2 = 0,040$ (а), $0,070$ (б) и $0,0986$ (в) при различных значениях расчетного теоретического коэффициента напора:
 а-в — $\Psi_{т.расч} = 0,475$

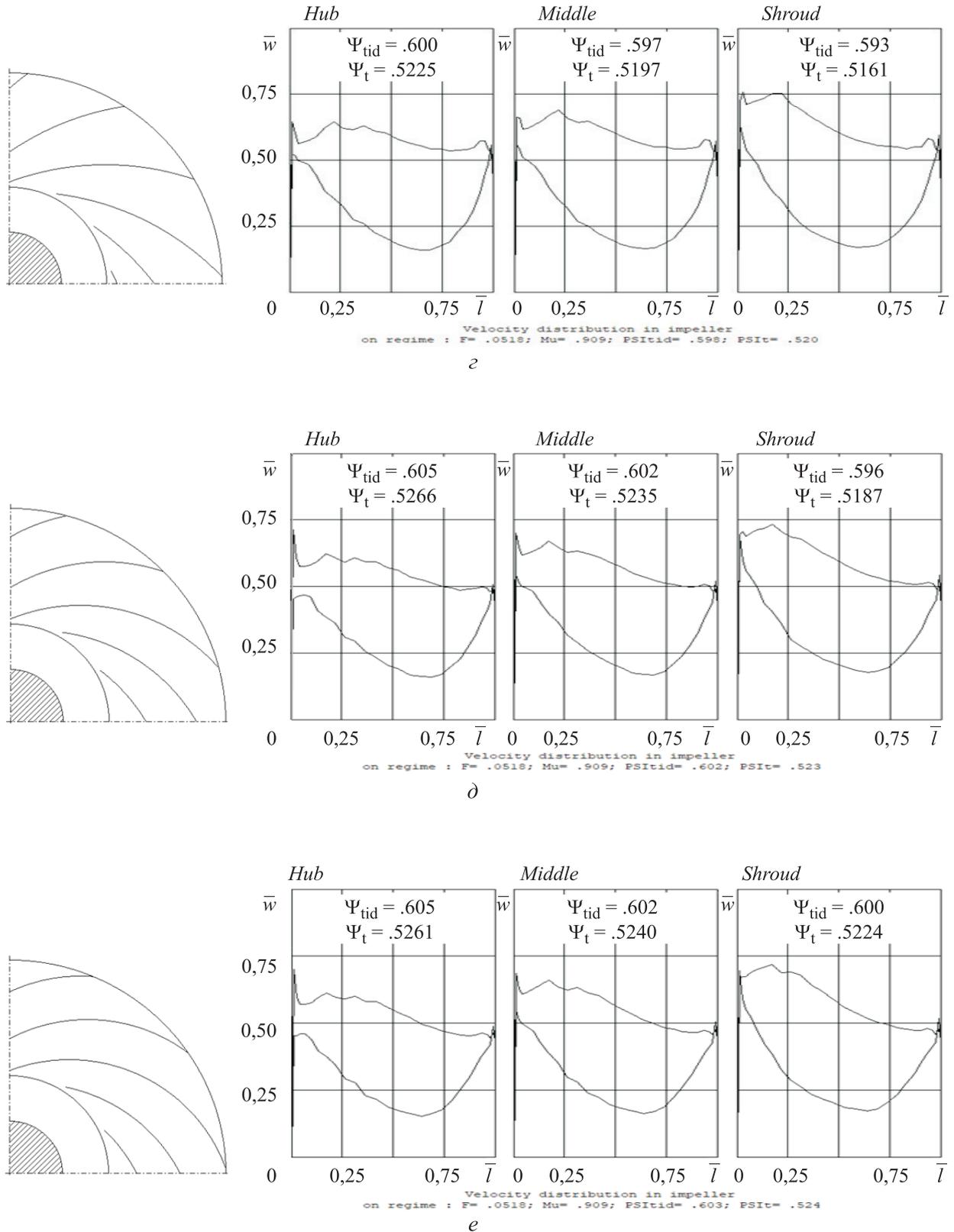


Рис. 7 (продолжение). Схемы лопаточных решеток (слева) и диаграммы скоростей невязкого квазитрехмерного потока (справа) на втулке (Hub), средней линии (Middle) и периферии (Shroud) лопаток РК с относительной высотой $\bar{b}_2 = 0,040$ (z), $0,070$ (d) и $0,0986$ (e) при различных значениях расчетного теоретического коэффициента напора:

$$z-e - \Psi_{t,расч} = 0,552$$

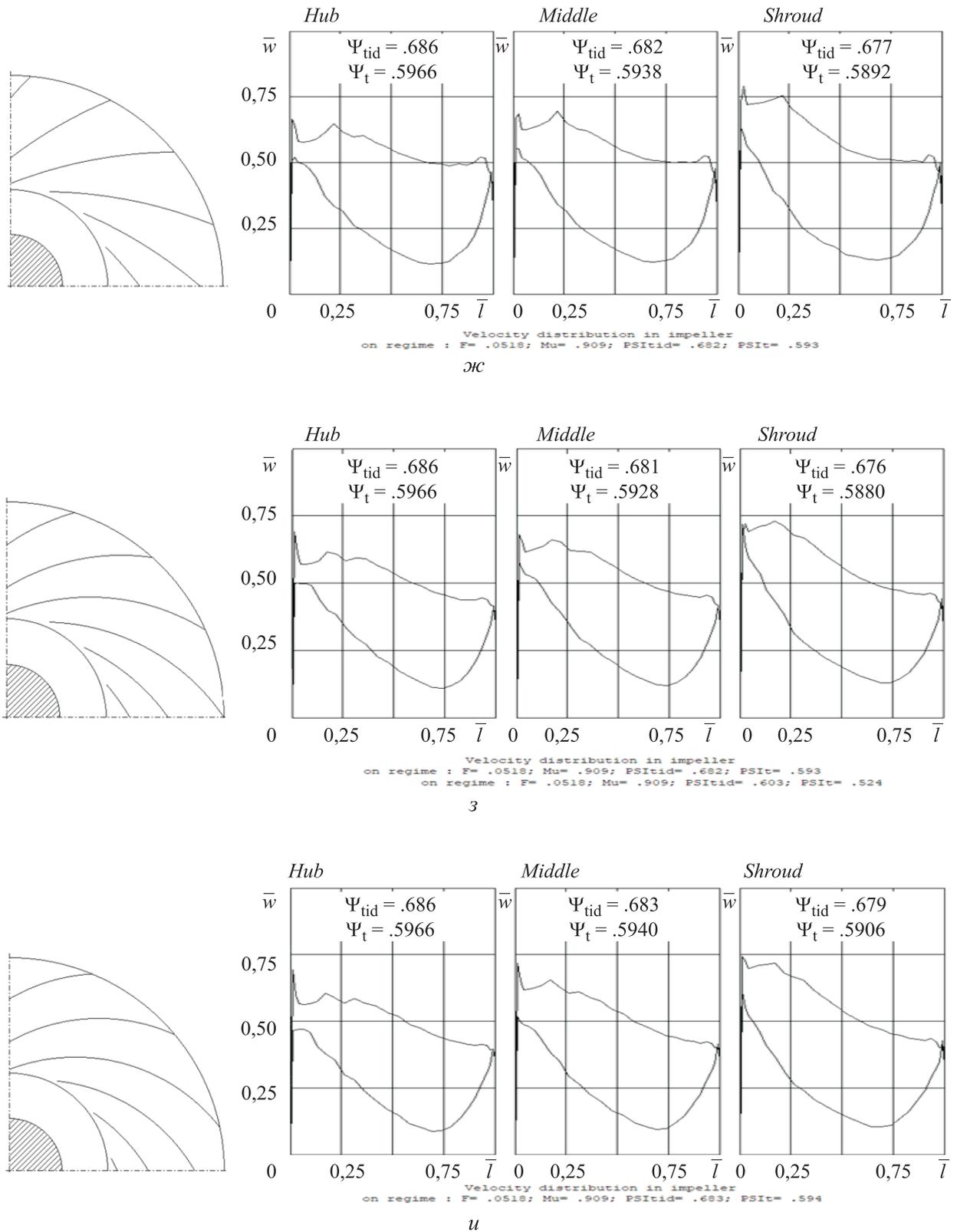


Рис. 7 (продолжение). Схемы лопаточных решеток (слева) и диаграммы скоростей невязкого квазитрехмерного потока (справа) на втулке (Hub), средней линии (Middle) и периферии (Shroud) лопаток РК с относительной высотой $\bar{b}_2 = 0,040$ (ж), $0,070$ (з) и $0,0986$ (и) при различных значениях расчетного теоретического коэффициента напора:

$\text{ж-и} - \Psi_{т,расч} = 0,625$

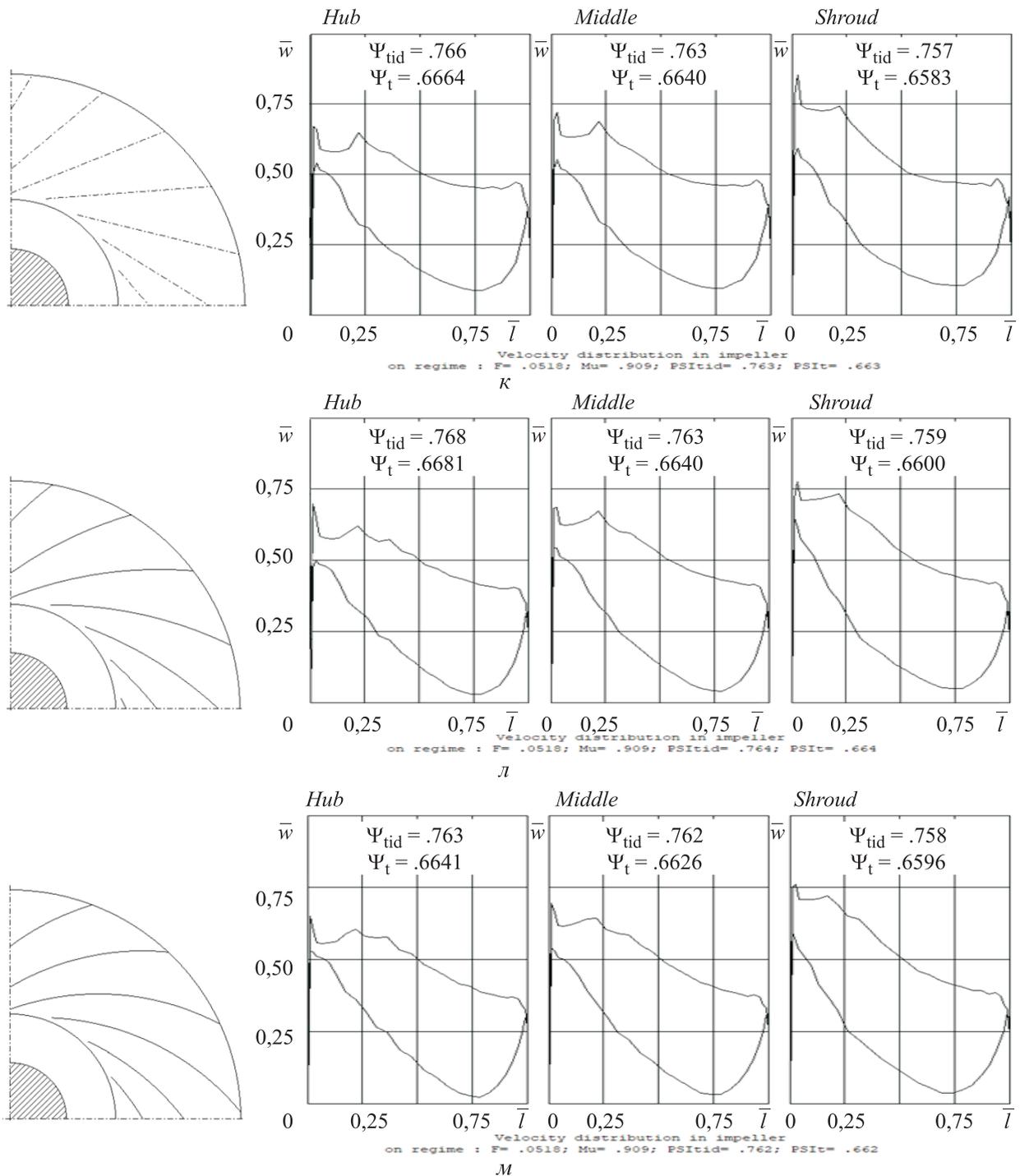


Рис. 7 (окончание). Схемы лопаточных решеток (слева) и диаграммы скоростей вязкого квазитрехмерного потока (справа) на втулке (Hub), средней линии (Middle) и периферии (Shroud) лопаток РК с относительной высотой $\bar{b}_2 = 0,040$ (κ), $0,070$ (λ) и $0,0986$ (μ) при различных значениях расчетного теоретического коэффициента напора:

κ-μ — $\Psi_{т,расч} = 0,700$

Расчеты вязкого квазитрехмерного потока показывают ожидаемое существенное влияние коэффициента $\Psi_{т,расч}$ на форму лопаток и диаграммы скоростей потока. Даже при малой высоте лопаток РК у высоконапорных РК диффу-

зорность течения потока на задней поверхности лопаток очень значительная.

Количественный анализ влияния относительной высоты лопаток. Параметры эффек-

Таблица 2

Значения параметров эффективности РК при $\psi_{т.расч} = 0,475$ и разной относительной высоте лопаток на выходе из РК

Параметр	\bar{b}_2					
	0,0400	0,0500	0,0600	0,0700	0,0800	0,0986
$\dot{w} = w'_2/w'_1$	1,020	0,976	0,947	0,935	0,931	0,931
$\eta_{2г}^*$	0,966	0,962	0,961	0,957	0,955	0,951
$\beta_{л2}$, град	33,5	28,0	25,0	20,0	17,3	13,5
α_2 , град	28,2	22,9	19,3	16,7	14,7	12,0
z	13	12	11	11	10	9
$\Delta\bar{w} = (w_3 - w_n)_{ср} / u_2$	0,207	0,211	0,221	0,213	0,226	0,236
$\bar{w}'_2 / \bar{w}'_{31}$	0,893	0,850	0,821	0,815	0,804	0,798
$\bar{w}'_1 = \phi'_1 / \sin\beta_{л1}$	0,693	0,708	0,762	0,722	0,733	0,745
$\zeta_{см}$	0	0	0	0	0	0
$\zeta_л$	0,0472	0,0575	0,0632	0,0734	0,0792	0,0946
$\zeta_{огр}$	0,0282	0,0288	0,0279	0,0269	0,0264	0,0258
$\bar{F}_л = zF_л / 0,785D_2^2$	0,545	0,577	0,596	0,669	0,684	0,747
$\bar{F}_{огр} = (D_2^2 - D_{вт}^2) / D_2^2$	1,522	1,515	1,510	1,506	1,503	1,499

тивности РК определены по программе расчета невязкого квазитрехмерного потока ЗДМ.023. Значения параметров эффективности РК при $\psi_{т.расч} = 0,475$ и разной относительной высоте лопаток на выходе приведены в табл. 2, где $\bar{F}_л$ и $\bar{F}_{огр}$ — безразмерные площади поверхностей лопаток и ограничивающих поверхностей.

Результаты расчета, полученные в программе CSPM-G8E, для всех вариантов РК представлены в графическом виде.

В центробежном РК из-за действующих по нормали сил инерции (главная составляющая — сила Кориолиса) отрыв потока происходит на задней поверхности лопаток. Под действием этой силы возникает ламинаризация пограничного слоя, снижение касательных напряжений и быстрый отрыв.

Чем больше $\psi_{т.расч}$, тем раньше наступает отрыв потока. Математическая модель предсказывает отрыв потока у РК с $\psi_{т.расч} = 0,475$ при

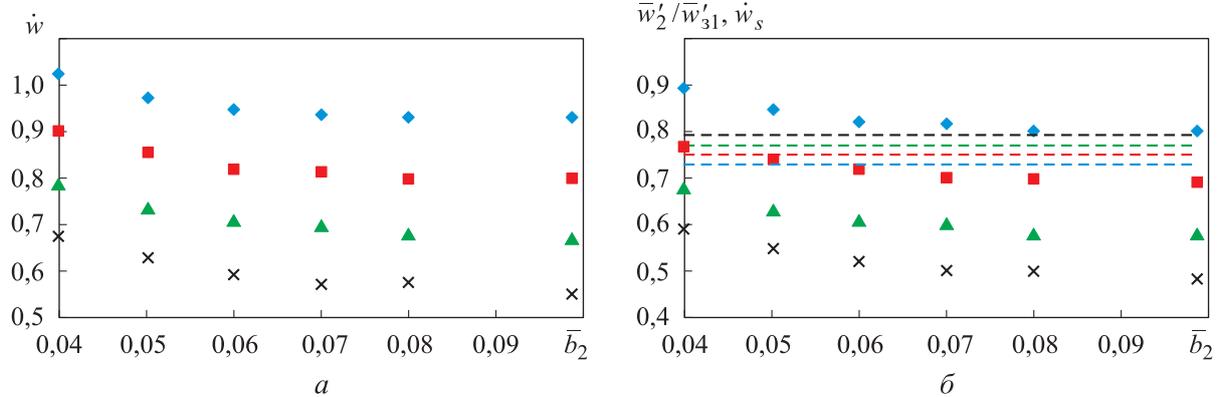


Рис. 8. Зависимости параметров замедления потока от относительной высоты лопаток РК \bar{b}_2 при расчетном теоретическом коэффициенте напора $\psi_{т.расч} = 0,475$ (♦), 0,552 (■), 0,625 (▲) и 0,700 (×): а — среднего замедления потока \dot{w} ; б — замедления потока вдоль задней поверхности лопаток \bar{w}'_2/\bar{w}'_{31} (точки) и замедления потока до точки отрыва \dot{w}_s (штриховые линии)

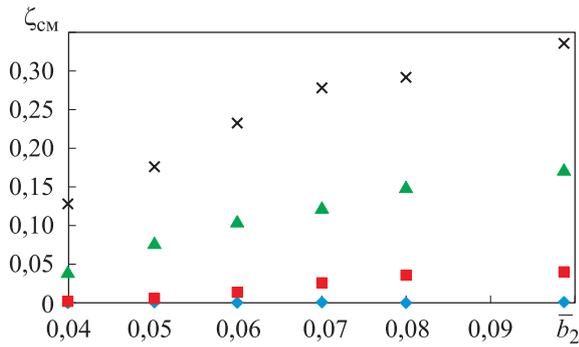


Рис. 9. Зависимости коэффициента потерь смещения $\xi_{см}$ от относительной высоты лопаток РК \bar{b}_2 при расчетном теоретическом коэффициенте напора $\psi_{т,расч} = 0,475$ (\blacklozenge), $0,552$ (\blacksquare), $0,625$ (\blacktriangle) и $0,700$ (\times)

замедлении на 28 % относительно начальной скорости потока (рис. 8). Но замедление потока РК с $\psi_{т,расч} = 0,475$ при всех значениях \bar{b}_2 не превышает 20 %. У этих РК нет отрыва потока при всех значениях \bar{b}_2 . У РК с расчетным коэффициентом теоретического напора $\psi_{т,расч} = 0,525$ нет отрыва потока при $\bar{b}_2 < 0,053$. У всех других РК отрыв потока на задней поверхности лопаток прогнозируется во всем исследованном диапазоне \bar{b}_2 .

В соответствии с замедлением потока вдоль задней поверхности \bar{w}'_2/\bar{w}'_{31} и замедлением до точки отрыва \dot{w}_s математическая модель рассчитывает потери смещения (рис. 9).

Расчетный теоретический коэффициент напора оказывает наибольшее влияние на потери смещения, но и влияние диффузорности тоже велико. У РК с $\psi_{т,расч} = 0,700$ потери смещения примерно в 2 раза больше потерь трения, показанных на рис. 10. В исследованном диапазоне \bar{b}_2 у РК с $\psi_{т,расч} = 0,700$ потери сме-

нения составляют $0,125 \dots 0,335$. Даже меньшее значение превосходит суммарный коэффициент потерь РК со средними и малыми коэффициентами напора. У РК с $\psi_{т,расч} = 0,625$ коэффициент потерь смещения меньше в 2–3 раза.

Так как у низконапорного РК с $\psi_{т,расч} = 0,475$ потери смещения из-за отрыва потока отсутствуют даже при максимальной относительной высоте лопаток РК $\bar{b}_2 = \bar{b}_1$, представляется логичным добиться максимального замедления (т. е. максимального прироста статического давления) без риска отрыва потока. При этом следует учитывать возрастание потерь трения.

На рис. 10 показаны зависимости площади поверхностей лопаток $\bar{F}_л$ и ограничивающих поверхностей $\bar{F}_{огр}$ от относительной высоты лопаток РК \bar{b}_2 при различных значениях расчетного теоретического коэффициента напора $\psi_{т,расч}$, полученные с помощью программы ЗДМ.023.

Как видно из рис. 10, площади ограничивающих поверхностей сильно меняются в зависимости от относительной высоты лопаток на выходе из РК, что связано с тем, что при различных значениях \bar{b}_2 профили лопаток занимают разную часть поверхности ограничивающих поверхностей. При этом площади дисков меняются в пределах третьего знака, т. е. практически одинаковы у всех исследованных РК.

Площадь лопаток меньше площади ограничивающих поверхностей в 1,5–2 раза и сильно зависит от \bar{b}_2 . Площадь лопаток больше у РК с высоким $\psi_{т,расч}$. Отклонение от этого правила и неплавное протекание кривых связано с тем, что у РК с разными $\psi_{т,расч}$ и \bar{b}_2 число лопаток различается дискретно.

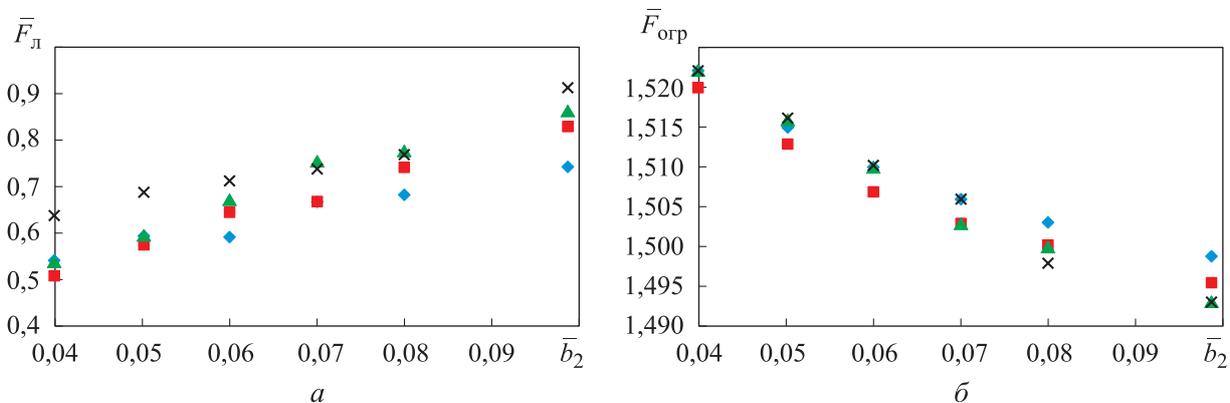


Рис. 10. Зависимости площади поверхностей лопаток $\bar{F}_л$ (а) и ограничивающих поверхностей $\bar{F}_{огр}$ (б) от относительной высоты лопаток на выходе из РК \bar{b}_2 при расчетном теоретическом коэффициенте напора $\psi_{т,расч} = 0,475$ (\blacklozenge), $0,552$ (\blacksquare), $0,625$ (\blacktriangle) и $0,700$ (\times)

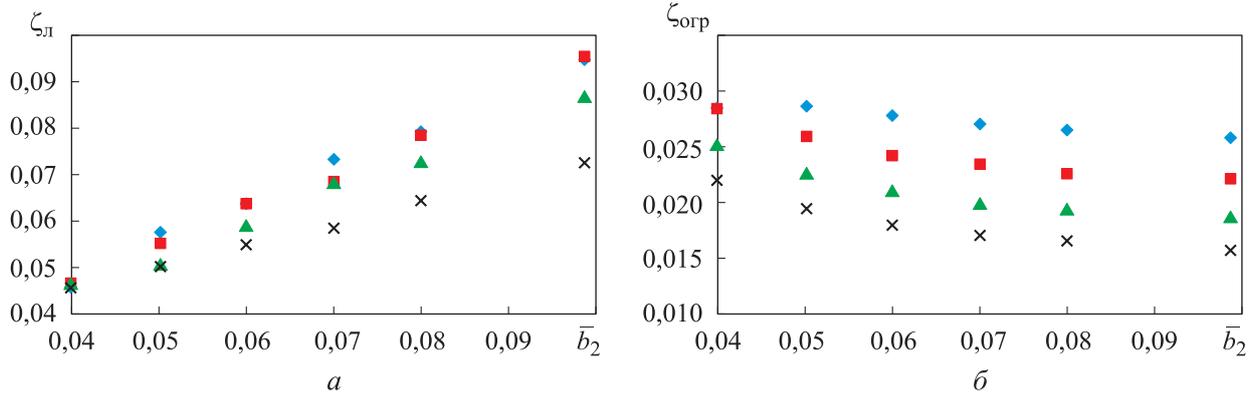


Рис. 11. Зависимости коэффициентов потерь трения на поверхности лопаток ξ_l (а) и ограничивающих поверхностей $\xi_{огр}$ (б) от относительной высоты лопаток на выходе из РК \bar{b}_2 при расчетном теоретическом коэффициенте напора $\psi_{т.расч} = 0,475$ (♦), $0,552$ (■), $0,625$ (▲) и $0,700$ (×)

На рис. 11 показаны зависимости коэффициентов потерь трения на поверхности лопаток ξ_l и ограничивающих поверхностей $\xi_{огр}$ от относительной высоты лопаток на выходе из РК \bar{b}_2 при различных значениях расчетного теоретического коэффициента напора $\psi_{т.расч}$, полученные в программе CSPM-G8E.

Анализ приведенных графиков позволяет заключить следующее:

- несмотря на то, что площадь ограничивающих поверхностей больше, чем у лопаток, их коэффициенты потерь трения в 2–5 раз меньше; это связано с тем, что из-за силы Кориолиса касательные напряжения на передней поверхности лопаток намного больше, чем на остальных поверхностях проточной части; в математической модели это учитывает уравнение (5);
- площадь лопаток у высоконапорных РК больше, а коэффициент потерь трения на лопатках меньше; это связано с тем, что у высоко-

напорных РК замедление потока сильнее, а средняя кинетическая энергия на поверхностях меньше.

Суммарное влияние трения и вихревых потерь (потерь смешения) на относительную высоту лопаток на выходе из РК \bar{b}_2 отражено рис. 12.

Гидравлический КПД РК $\eta_{2г}^*$ рассчитан по уравнению (2) математической модели. Потери трения дисков и протечек в лабиринтных уплотнениях не включены в расчетное значение КПД, но учтены потери смешения.

Анализ результатов исследования влияния расчетного теоретического коэффициента напора $\psi_{т.расч}$ и относительной высоты лопаток на выходе из РК \bar{b}_2 на гидравлический КПД РК показал следующее:

- для всех значений $\psi_{т.расч}$ гидравлический КПД РК больше при меньших относительных высотах лопаток \bar{b}_2 ; у РК с $\psi_{т.расч} = 0,475$ это объясняется снижением потерь трения, у остальных РК — потерями смешения, однако это не означает, что ступени с меньшими \bar{b}_2 будут эффективнее; влияние \bar{b}_2 на потери в неподвижных элементах требует специального исследования;
- в диапазоне $\psi_{т.расч} = 0,525...0,700$ наиболее эффективны РК с меньшими коэффициентами напора вследствие более низких потерь смешения; РК с $\psi_{т.расч} = 0,475$ и $0,525$ по эффективности практически одинаковы; при прочих равных условиях снижение $\psi_{т.расч}$ приводит к падению КПД.

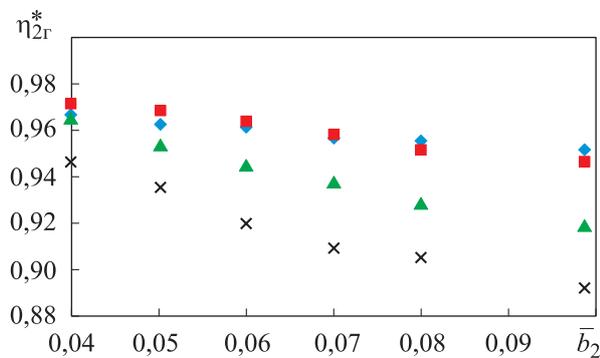


Рис. 12. Зависимости гидравлического КПД $\eta_{2г}^*$ от относительной высоты лопаток на выходе из РК \bar{b}_2 при расчетном теоретическом коэффициенте напора $\psi_{т.расч} = 0,475$ (♦), $0,552$ (■), $0,625$ (▲) и $0,700$ (×)

Согласно рекомендациям первичного проектирования [15], ширина безлопаточного диффузора (БЛД) должна обеспечивать угол выхода потока из РК α_2 не менее 20° . На рис. 13 показана

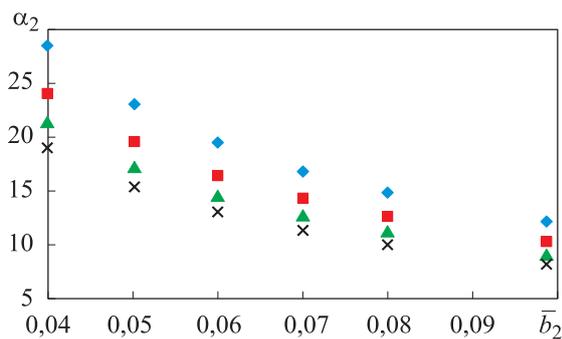


Рис. 13. Зависимости угла выхода потока из РК α_2 от относительной высоты лопаток \bar{b}_2 при расчетном теоретическом коэффициенте напора $\psi_{т,расч} = 0,475$ (◆), $0,552$ (■), $0,625$ (▲) и $0,700$ (×)

ны зависимости угла выхода потока из РК от относительной высоты лопаток на выходе из РК \bar{b}_2 при различных значениях расчетного теоретического коэффициента напора, полученные в программе CSPM-G8E.

У большинства РК угол выхода потока из РК меньше, поэтому ширина БЛД должна быть меньше высоты лопаток. У РК с большими коэффициентами напора ширина БЛД должна быть меньше, но узкие БЛД менее эффективны. Это еще одно указание на необходимость оптимизации ступеней комплексно: РК + неподвижные элементы.

Выводы

1. Расчеты показали, что при выборе высоты лопаток на выходе из центробежного ком-

прессорного РК недостаточно принимать во внимание среднюю или местную диффузорность потока. Значительное влияние на потери трения оказывает поверхность лопаток, которая больше у РК с большей высотой лопаток на выходе.

2. Принято считать, что при выборе размеров центробежной ступени следует минимизировать сумму потерь трения и смещения. Проведенное исследование показало, что при уменьшении высоты лопаток на выходе у РК снижаются обе составляющие (в исследованных пределах относительной высоты лопаток на выходе из РК).

3. Снижение обеих составляющих потерь не указывает на необходимость уменьшения \bar{b}_2 по сравнению с существующими рекомендациями первичного проектирования. Более узкое РК сочетается с более узким БЛД, коэффициент потерь которого больше. Статическое давление у РК с меньшей относительной высотой лопаток на выходе из РК ниже. В неподвижных элементах ступени с узким РК будут больше потери напора, поэтому у ступени с меньшим значением \bar{b}_2 эффективность может оказаться ниже.

4. Для выработки рекомендаций первичного проектирования по выбору относительной высоты лопаток на выходе из РК следует провести исследование комплектных ступеней с учетом выявленного влияния этого параметра на потери трения в РК.

Литература

- [1] Эккерт Б. *Осевые и центробежные компрессоры. Применение, теория, расчет*. Москва, Машгиз, 1959. 680 с.
- [2] Рис В.Ф. *Центробежные компрессорные машины*. Ленинград, Машиностроение, 1981. 351 с.
- [3] Tuliszkа E. *Sprężarki, dmuchawy i wentylatory*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1969. 784 s.
- [4] Japikse D. *Centrifugal compressor design and performance*. Concepts ETI, 1996. 387 p.
- [5] Кампсти Н. *Аэродинамика компрессоров*. Москва, Мир, 2000. 688 с.
- [6] Aungier R.H. *Centrifugal compressors: a strategy for aerodynamic design and analysis*. New York, ASME, 2000. 320 p.
- [7] Подобуев Ю.С., Селезнев К.П. *Теория и расчет осевых и центробежных компрессоров*. Москва-Ленинград, Машгиз, 1957. 392 с.
- [8] Рис В.Ф. *Центробежные компрессорные машины*. Ленинград, Машиностроение, 1964. 336 с.
- [9] Лившиц С.П. *Аэродинамика центробежных компрессорных машин*. Москва-Ленинград, Машиностроение, 1966. 340 с.
- [10] Ден Г.Н. *Проектирование проточной части центробежных компрессоров*. Ленинград, Машиностроение, 1980. 230 с.

- [11] Шнепп В.Б. *Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин*. Москва, Машиностроение, 1995. 240 с.
- [12] Хисамеев И.Г., ред. *Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров*. Казань, ФЭН, 2012. 671 с.
- [13] Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. *Центробежные компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1982. 271 с.
- [14] Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б., Анисимов С.А. и др. *Теория и расчет турбокомпрессоров*. Ленинград, Машиностроение, 1986. 392 с.
- [15] Галеркин Ю.Б. *Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части*. Москва, КХТ, 2010. 596 с.
- [16] Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А. и др. Сквозная система оптимального газодинамического проектирования промышленных центробежных компрессоров. Научные основы, практика применения. *XVIII Межд. научн.-тех. конф.* Казань, 2019, с. 15–46.
- [17] Боровков А.И., Воинов И.Б., Галеркин Ю.Б. и др. Вопросы моделирования газодинамических характеристик на примере модельной ступени центробежного компрессора. *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*, 2018, т. 24, № 2, с. 44–57, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.240204>
- [18] Боровков А.И., Воинов И.Б., Рекстин А.Ф. и др. Моделирование характеристик двухступенчатого центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата. *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*, 2019, т. 25, № 2, с. 87–104, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.25207>
- [19] Боровков А.И., Воинов И.Б., Никитин М.А. и др. Моделирование характеристик одноступенчатого центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата. *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*, 2018, т. 24, № 3, с. 153–175, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.240313>
- [20] Kabalyk K., Kryłowicz W. Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient. *Trans. Inst. Fluid-Flow Mach.*, 2016, no. 131, pp. 97–109.
- [21] Kryłowicz W., Świder P., Kozanecki Z., et al. Technical and aerodynamical aspects of a high pressure synthesis gas turbocompressor modernization. *Proc. ETC12*, 2017, paper ETC2017-171, doi: <https://doi.org/10.29008/ETC2017-171>
- [22] Marechale R., Ji M., Cave M. Experimental and numerical investigation of labyrinth seal clearance impact on centrifugal impeller performance. *Proc. ASME Turbo Expo*, 2015, paper GT2015-43778, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2015-43778>
- [23] Matas R., Syka T., Lunacek O. Numerical and experimental modelling of the centrifugal compressor stage — setting the model of impellers with 2D blades. *EPJ Web Conf.*, 2017, vol. 143, art. 02073, doi: <https://doi.org/10.1051/epjconf/201714302073>
- [24] Hazby H., Casey M., Robinson C., et al. The design of a family of process compressor stages. *Proc. 12th ETC12*, 2017, paper ETC2017-134, doi: <https://doi.org/10.29008/ETC2017-134>
- [25] Matas R., Syka T., Hurda L. Experimental investigation and numerical modelling of 3D radial compressor stage and influence of the technological holes on the working characteristics. *EPJ Web Conf.*, 2018, vol. 180, art. 02060, doi: <https://doi.org/10.1051/epjconf/201818002060>
- [26] Syka T., Matas R., Luňáček O. Numerical and experimental modelling of the radial compressor stage. *AIP Conf. Proc.*, 2016, vol. 1745, no. 1, art. 020059, doi: <https://doi.org/10.1063/1.4953753>
- [27] Галеркин Ю.Б., ред. *Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ*. Москва, КХТ, 2000. 443 с.
- [28] Галеркин Ю.Б., ред. *Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ*. Москва, КХТ, 2005. 496 с.
- [29] Галеркин Ю.Б., ред. *Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ*. Москва, СПбГПУ, 2010. 670 с.
- [29] Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В. *Моделирование рабочего процесса промышленных центробежных компрессоров*. Санкт-Петербург, Изд-во Политехнического ун-та, 2011. 327 с.
- [30] Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В. и др. Развитие научной школы турбокомпрессоростроения ЛПИ-СПбПУ Петра Великого, результаты сотрудничества с компрессоростроителями. *17 Межд. научн.-тех. конф.* Казань, 2017, с. 19–29.

- [31] Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В. и др. Верификация новых версий Метода универсального моделирования центробежных компрессоров по результатам экспериментов. *Компрессорная техника и пневматика*, 2015, № 4, с. 21–31.
- [32] Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Совершенствование методов расчета газодинамических характеристик промышленных центробежных компрессоров. *Компрессорная техника и пневматика*, 2013, № 8, с. 24–32.
- [33] Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А. Моделирование газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными рабочими колесами. *Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование*, 2014, № 3, с. 45–53.
- [34] Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В. Принципы моделирования напорной характеристики центробежного рабочего колеса. *Компрессорная техника и пневматика*, 2016, № 1, с. 24–34.
- [35] Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В. и др. Альтернативный способ расчета характеристики коэффициента теоретического напора центробежного компрессорного колеса. *Компрессорная техника и пневматика*, 2016, № 6, с. 11–19.
- [36] Дроздов А.А. *Метод проектирования центробежных компрессоров с осерадиальными рабочими колесами*. Дисс... канд. тех. наук. Санкт-Петербург, СПбПУ, 2016. 236 с.
- [37] Galerkin Y., Rekstin A., Soldatova K., et al. Universal modeling method — the instrument for centrifugal compressor gas dynamic design. *ASME Gas Turbine India Conf.*, 2015, paper GTINDIA2015-1202, doi: <https://doi.org/10.1115/GTINDIA2015-1202>
- [38] Лойцянский Л.Г. *Механика жидкости и газа*. Москва, Наука, 1978. 736 с.
- [39] Лысякова А.А. *Совершенствование программ расчета характеристик центробежных компрессорных ступеней с помощью обобщенных диаграмм скоростей обтекания лопаток*. Санкт-Петербург, СПбГПУ, 2010. 141 с.
- [40] Рекстин А.Ф., Бакаев Б.В. Вариантные расчеты промышленных центробежных компрессоров на основе упрощенной математической модели. *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*, 2018, т. 24, № 4, с. 24–38, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.24403>
- [41] Рекстин А.Ф., Галеркин Ю.Б. Особенности первичного проектирования малорасходных центробежных компрессорных ступеней. *Вестник ПНИПУ*, 2018, т. 20, № 2, с. 43–54, doi: <https://doi.org/10.15593/2224-9877/2018.2.06>
- [42] Рекстин А.Ф., Галеркин Ю.Б. Совершенствование метода первичного проектирования рабочих колес центробежных компрессоров. *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*, 2019, т. 25, № 2, с. 105–117, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.25208>

References

- [1] Eckert B. *Axialkompressoren und Radialkompressoren. Anwendung, Theorie, Berechnung*. Berlin, Springer, 1953. 677 p. (Russ. ed.: *Osevyie i tsentrobezhnye kompressory. Primenenie, teoriya, raschet*. Moscow, Mashgiz Publ. 1959. 680 p.)
- [2] Ris V.F. *Tsentrobezhnye kompressornye mashiny* [Centrifugal compressor pumps]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1981. 351 p. (In Russ.).
- [3] Tuliszka E. *Sprężarki, dmuchawy i wentylatory*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1969. 784 p. (In Russ.).
- [4] Japikse D. *Centrifugal compressor design and performance*. Concepts ETI, 1996. 387 p.
- [5] Kampsti N. *Aerodinamika kompressorov* [Compressor aerodynamics]. Moscow, Mir Publ., 2000. 688 p. (In Russ.).
- [6] Aungier R.H. *Centrifugal compressors: a strategy for aerodynamic design and analysis*. New York, ASME, 2000. 320 p.
- [7] Podobuev Yu.S., Seleznev K.P. *Teoriya i raschet osevykh i tsentrobezhnykh kompressorov* [Theory and calculation of axial and centrifugal compressors]. Moscow-Leningrad, Mashgiz Publ., 1957. 392 p. (In Russ.).
- [8] Ris V.F. *Tsentrobezhnye kompressornye mashiny* [Centrifugal compressor machines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1964. 336 p. (In Russ.).
- [9] Livshits S.P. *Aerodinamika tsentrobezhnykh kompressornykh mashin* [Aerodynamics of centrifugal compressor machines]. Moscow-Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1966. 340 p. (In Russ.).

- [10] Den G.N. *Proektirovanie protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov* [Design of centrifugal compressor flowpath]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1980. 230 p. (In Russ.).
- [11] Shnepp V.B. *Konstruktsiya i raschet tsentrobezhnykh kompressornykh mashin* [Design and calculation of centrifugal compressor machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1995. 240 p. (In Russ.).
- [12] Khisameev I.G., ed. *Proektirovanie i ekspluatatsiya promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov* [Design and exploitation of industrial centrifugal compressors]. Kazan', Fen Publ., 2012. 671 p. (In Russ.).
- [13] Seleznev K.P., Galerkin Yu.B. *Tsentrobezhnye kompressory* [Centrifugal compressors]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1982. 271 p. (In Russ.).
- [14] Seleznev K.P., Galerkin Yu.B., Anisimov S.A., et al. *Teoriya i raschet turbokompressorov* [Theory and calculation of compressors]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1986. 392 p. (In Russ.).
- [15] Galerkin Yu.B. *Turbokompressor. Rabochiy protsess, raschet i proektirovanie protochnoy chasti* [Turbo compressors. Working process, calculation and design of a flowpath]. Moscow, KKhT Publ., 2010. 596 p. (In Russ.).
- [16] Galerkin Yu.B., Reksin A.F., Drozdov A.A., et al. [End-to-end optimum system for gas dynamic design of industrial centrifugal compressors]. *Nauchnye osnovy, praktika primeneniya. XVIII Mezhd. nauchn.-tekh. konf.* [Scientific foundations, application practice. XVIII Int. Sci.-Tech. Conf.]. Kazan', 2019. pp. 15–46. (In Russ.).
- [17] Borovkov A.I., Voinov I.B., Galerkin Yu.B., et al. Issues of gas dynamic characteristics modeling on the example of the centrifugal compressor model stage. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbPU. Estestvennye i inzhenernye nauki* [St. Petersburg State Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology], 2018, vol. 24, no. 2, pp. 44–57, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.240204> (in Russ.).
- [18] Borovkov A.I., Voinov I.B., Reksin A.F., et al. Modeling of characteristics of two-stage centrifugal gas compressor unit. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbPU. Estestvennye i inzhenernye nauki* [St. Petersburg State Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology], 2019, t. 25, no. 2, pp. 87–104, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.25207> (in Russ.).
- [19] Borovkov A.I., Voinov I.B., Nikitin M.A., et al. Performance modeling for a single-stage pipeline centrifugal compressor. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbPU. Estestvennye i inzhenernye nauki* [St. Petersburg State Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology], 2018, t. 24, no. 3, pp. 153–175, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.240313> (in Russ.).
- [20] Kabalyk K., Kryłowicz W. Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient. *Trans. Inst. Fluid-Flow Mach.*, 2016, no. 131, pp. 97–109.
- [21] Kryłowicz W., Świder P., Kozanecki Z., et al. Technical and aerodynamical aspects of a high pressure synthesis gas turbocompressor modernization. *Proc. ETC12*, 2017, paper ETC2017-171, doi: <https://doi.org/10.29008/ETC2017-171>
- [22] Marechale R., Ji M., Cave M. Experimental and numerical investigation of labyrinth seal clearance impact on centrifugal impeller performance. *Proc. ASME Turbo Expo*, 2015, paper GT2015-43778, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2015-43778>
- [23] Matas R., Syka T., Lunacek O. Numerical and experimental modelling of the centrifugal compressor stage — setting the model of impellers with 2D blades. *EPJ Web Conf.*, 2017, vol. 143, art. 02073, doi: <https://doi.org/10.1051/epjconf/201714302073>
- [24] Hazby H., Casey M., Robinson C., et al. The design of a family of process compressor stages. *Proc. 12th ETC12*, 2017, paper ETC2017-134, doi: <https://doi.org/10.29008/ETC2017-134>
- [25] Matas R., Syka T., Hurda L. Experimental investigation and numerical modelling of 3D radial compressor stage and influence of the technological holes on the working characteristics. *EPJ Web Conf.*, 2018, vol. 180, art. 02060, doi: <https://doi.org/10.1051/epjconf/201818002060>
- [26] Syka T., Matas R., Luňáček O. Numerical and experimental modelling of the radial compressor stage. *AIP Conf. Proc.*, 2016, vol. 1745, no. 1, art. 020059, doi: <https://doi.org/10.1063/1.4953753>
- [27] Galerkin Yu.B., ed. *Trudy nauchnoy shkoly kompressorostroeniya SPbGPU* [Proceedings of SPbSPU Scientific School of Compressor Engineering]. Moscow, KKhT Publ., 2000. 443 p. (In Russ.).

- [28] Galerkin Yu.B., ed. *Trudy nauchnoy shkoly kompressorostroeniya SPbGPU* [Proceedings of SPbSPU Scientific School of Compressor Engineering]. Moscow, KKhT Publ., 2005. 496 p. (In Russ.).
- [29] Galerkin Yu.B., ed. *Trudy nauchnoy shkoly kompressorostroeniya SPbGPU* [Proceedings of SPbSPU Scientific School of Compressor Engineering]. Moscow, SPbGPU Publ., 2010. 670 p. (In Russ.).
- [29] Galerkin Yu.B., Soldatova K.V. *Modelirovanie rabocheho protsessa promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov* [Working process modelling for industrial centrifugal compressors]. Sankt-Petersburg, Izd-vo Politehnicheskogo un-ta Publ., 2011. 327 p. (In Russ.).
- [30] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., et al. [Development of LPI-SPbSPU Scientific School of Compressor Engineering, results of partnership with compressor manufacturers]. *17 Mezhd. nauch.-tekh. konf. [17 Int. Sci.-Tech. Conf.]*. Kazan', 2017, pp. 19–29. (In Russ.).
- [31] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., et al. Verification of new versions of a method of universal modeling of centrifugal compressors by results of experiments. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors and Pneumatics], 2015, no. 4, pp. 21–31. (In Russ.).
- [32] Galerkin Yu.B., Soldatova K.V., Drozdov A.A. Improvement of method to calculate industrial centrifugal compressors performance. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors and Pneumatics], 2013, no. 8, pp. 24–32. (In Russ.).
- [33] Galerkin Yu.B., Drozdov A.A. Gas dynamic performance modeling of centrifugal compressor stages with 3D impellers. *Nauchno-tehnicheskie vedomosti SPbGPU. Nauka i obrazovanie* [St. Petersburg State Polytechnical University Journal. Economics], 2014, no. 3, pp. 45–53. (In Russ.).
- [34] Galerkin Yu.B., Soldatova K.V. Loading factor performance of a centrifugal compressor impeller. Specific features and way of modeling. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors and Pneumatics], 2016, no. 1, pp. 24–34. (In Russ.).
- [35] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., et al. Alternative method of centrifugal compressor loading factor modeling. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors and Pneumatics], 2016, no. 6, pp. 11–19. (In Russ.).
- [36] Drozdov A.A. *Metod proektirovaniya tsentrobezhnykh kompressorov s oseradial'nymi rabochimi kolesami. Diss... kand. tekh. nauk* [Design method of centrifugal compressors with axial-radial impeller. KAnd. tech. sci. diss.]. Sankt-Petersburg, SPbPU Publ., 2016. 236 p. (In Russ.).
- [37] Galerkin Y., Rekstin A., Soldatova K., et al. Universal modeling method — the instrument for centrifugal compressor gas dynamic design. *ASME Gas Turbine India Conf.*, 2015, paper GTINDIA2015-1202, doi: <https://doi.org/10.1115/GTINDIA2015-1202>
- [38] Loytsyanskiy L.G. *Mekhanika zhidkosti i gaza* [Fluid mechanics]. Moscow, Nauka Publ., 1978. 736 p. (In Russ.).
- [39] Lysyakova A.A. *Sovershenstvovanie programm rascheta kharakteristik tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney s pomoshch'yu obobshchennykh diagramm skorostey obtekaniya lopatok* [Improvement of programs for calculation of centrifugal compressor stages using general charts of blades streaming velocity]. Sankt-Petersburg, SPbGPU Publ., 2010. 141 p. (In Russ.).
- [40] Rekstin A.F., Bakaev B.V. Variant calculations for industrial centrifugal compressors based on simplified mathematical model. *Nauchno-tehnicheskie vedomosti SPbPU. Estestvennye i inzhenernye nauki* [St. Petersburg State Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology], 2018, vol. 24, no. 4, pp. 24–38, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.24403> (in Russ.).
- [41] Rekstin A.F., Galerkin Yu.B. Low-flow rate centrifugal compressor stages primary design specificity. *Vestnik PNIPU* [Bulletin PNRPU], 2018, vol., 20, no. 2, pp. 43–54, doi: <https://doi.org/10.15593/2224-9877/2018.2.06> (in Russ.).
- [42] Rekstin A.F., Galerkin Yu.B. Improving method for primary design of centrifugal compressor impellers. *Nauchno-tehnicheskie vedomosti SPbPU. Estestvennye i inzhenernye nauki* [St. Petersburg State Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology], 2019, vol. 25, no. 2, pp. 105–117, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.25208> (in Russ.).

Информация об авторах

СОЛОВЬЕВА Ольга Александровна — кандидат 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: Solovyeva.OA@yandex.ru).

ГАЛЕРКИН Юрий Борисович — доктор технических наук, профессор, профессор 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: 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).

СОЛДАТОВА Кристина Валерьевна — доктор технических наук, доцент. Мельбурнский политехнический институт (Locked Bag 5, Preston 3072, Victoria, Australia, e-mail: buck02@list.ru).

РЕКСТИН Алексей Феликсович — кандидат технических наук, ведущий инженер НИЛ «Газовая динамика турбомашин», Центр Национальной технологической инициативы «Новые производственные технологии». ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: rekstin2k7@mail.ru).

БРОДНЕВ Павел Николаевич — кандидат 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: pbrodnev@mail.ru).

Information about the authors

SOLOVYEVA Olga Aleksandrovna — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: Solovyeva.OA@yandex.ru).

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

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

SOLDATOVA Kristina Valerievna — Doctor of Science (Eng.), Associate Professor. Melbourne Polytechnic (Locked Bag 5, Preston 3072, Victoria, Australia, e-mail: buck02@list.ru).

REKSTIN Aleksey Feliksovich — Candidate of Science (Eng.), Leading Engineer, Research Laboratory for Gas Dynamics of Turbomachines. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: rekstin2k7@mail.ru).

BRODNEV Pavel Nikolayevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: pbrodnev@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Соловьева О.А., Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А., Солдатова К.В., Рекстин А.Ф., Броднев П.Н. Выбор высоты лопаток рабочего колеса центробежного компрессора при первичном проектировании. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 3, с. 76–95, doi: 10.18698/0536-1044-2022-3-76-95

Please cite this article in English as:

Solovyeva O.A., Galerkin Yu.B., Drozdov A.A., Soldatova K.V., Rekstin A.F., Brodnev P.N. Selecting the Centrifugal Compressor Impeller Blade Height During Preliminary Designing. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 3, pp. 76–95, doi: 10.18698/0536-1044-2022-3-76-95