

Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.515

doi: 10.18698/0536-1044-2021-3-39-52

Первичное проектирование безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней Методом универсального моделирования*

О.А. Соловьёва¹, К.В. Солдатова², Ю.Б. Галеркин¹, А.Ф. Рекстин¹¹ ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»² Мельбурнский политехнический институт

Primary Design of Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressor Stages by the Universal Modeling Method

O.A. Solovyeva¹, K.V. Soldatova², Yu.B. Galerkin¹, A.F. Rekstin¹¹ Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University² Melbourne Institute of Technology

Безлопаточные диффузоры промышленных центробежных компрессоров чаще всего состоят из начального сужающегося участка и основной части с параллельными стенками. Предложено выбрать такую ширину основной части, при которой поток в диффузоре остается безотрывным на границе помпажа. Для реализации метода первичного проектирования получена эмпирическая формула для определения минимального безотрывного угла потока в зависимости от относительной ширины диффузора. Выполнено первичное проектирование восемнадцати ступеней, охватывающих практически важный диапазон параметров. Методом универсального моделирования рассчитаны соответствующие газодинамические характеристики, проанализированы размеры и углы потока. Предложенный метод первичного проектирования интегрирован в Метод универсального моделирования и используется в проектной практике.

Ключевые слова: ступень центробежного компрессора, первичное проектирование, безлопаточный диффузор, коэффициент расхода, КПД ступени, граница помпажа

Vaneless diffusers of industrial centrifugal compressors most often consist of a tapered inlet section and a parallel-walled main section. The study proposes to choose such a width of the main section, at which the flow in the diffuser remains unseparated at the surge limit. To implement the primary design method, an empirical formula was obtained to determine the minimum continuous flow angle depending on the relative width of the diffuser. The primary design of eighteen stages was completed, covering a practically important range of parameters. The corresponding gas-dynamic characteristics were calculated by the universal modeling method, the dimensions and angles of the flow were analyzed. The proposed primary design method is integrated into the universal modeling method and is used in design practice.

* Работа выполнена при поддержке гранта Президента Российской Федерации для молодых кандидатов наук МК-1893.2020.8

Keywords: centrifugal compressor stage, primary design, vaneless diffuser, flow coefficient, stage efficiency, surge limit

В СССР систему взглядов на рабочий процесс промышленных центробежных компрессоров и основы проектирования проточной части сформулировал главный конструктор Невского завода в Ленинграде (НЗЛ) В.Ф. Рис [1, 2]. Приоритет отдавался высокому коэффициенту полезного действия (КПД) в номинальном режиме и минимизации радиальных размеров, поэтому НЗЛ и другие производители выпускали компрессоры с лопаточными диффузорами. В то же время внимание исследователей привлекали безлопаточные диффузоры (БЛД).

В монографиях [3, 4] для анализа использованы две разные модели с противоречащими результатами. Аналогия с прямоосным плоским диффузором показывала, что минимальный коэффициент потерь соответствует некоторому углу потока в БЛД, при котором оптимален угол раскрытия эквивалентного плоского диффузора. В БЛД промышленных компрессоров угол потока незначительно меняется по радиусу, поэтому эквивалентный угол раскрытия ν определяется из выражения

$$\operatorname{tg} \frac{\nu}{2} = \frac{\sqrt{\frac{f_2}{\pi}} - \sqrt{\frac{f_1}{\pi}}}{\frac{r_2 - r_1}{\sin \alpha}} = \frac{\sin^{1,5} \alpha}{\sqrt{r_2} + \sqrt{r_1}},$$

где f_2, f_1 — площади; r_2, r_1 — радиусы; α — угол потока в БЛД.

В соответствии с рассмотренной концепцией оптимальный угол потока в БЛД меньше 90° , что подтверждалось результатами измерения

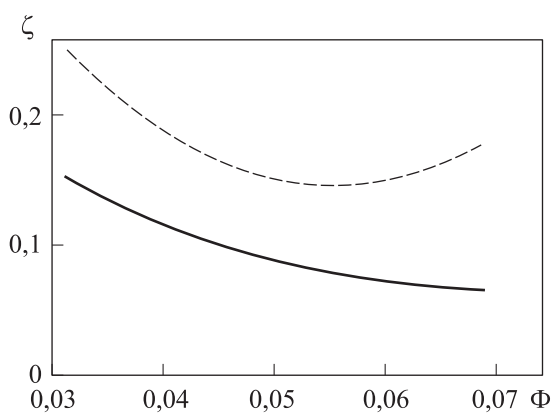


Рис. 1. Экспериментальная (---) и расчетная (—) зависимости коэффициента потерь БЛД ζ модельной ступени 048-0,48-0,29 серии 20СЕ от условного коэффициента расхода Φ

полного давления на входе в БЛД на радиальном расстоянии от рабочего колеса (РК), равном 5 % его радиуса. Измеренная характеристика коэффициента потерь БЛД действительно имеет минимум. Результат испытания одной из модельных ступеней 048-0,48-0,29 серии 20СЕ (штриховая кривая), выполненного в Проблемной лаборатории компрессоростроения ЛПИ [5, 6], приведен на рис. 1. Там же показана аналогичная зависимость (сплошная кривая), полученная путем расчета Методом универсального моделирования.

Оптимальному для БЛД условному коэффициенту расхода $\Phi = 0,055$ соответствует угол потока $\alpha \approx 30^\circ$. Однако расчеты того же автора [3, 4] методом теории пограничного слоя показали, что коэффициент потерь БЛД монотонно уменьшается с увеличением угла потока в БЛД вплоть до 90° .

Анализ характера течения потока и одномерные расчеты в работе [7] также показали, что с ростом угла потока снижаются потери трения и повышается способность потока сопротивляться отрыву. В БЛД с шириной $b(r) = \text{const}$ и углом потока $\alpha = \text{const}$ коэффициент потерь

$$\zeta = \frac{\lambda}{4\bar{b} \sin \alpha} \left(1 - \frac{1}{\bar{D}_4} \right), \quad (1)$$

где λ — коэффициент трения; \bar{b} — относительная ширина БЛД; \bar{D}_4 — относительный диаметр на выходе из БЛД, $\bar{D}_4 = D_4/D_2$ (D_4 — диаметр на выходе из БЛД, D_2 — диаметр на входе в БЛД).

Одномерный расчет коэффициента потерь БЛД ζ в зависимости от угла потока α при коэффициенте трения $\lambda = 0,015$, относительном диаметре на выходе из БЛД $\bar{D}_4 = 1,65$ и относительной ширине $\bar{b}_3 = \bar{b}_2 = 0,01, 0,02, 0,04, 0,08$ [7] выявил, что оптимальный угол потока $\alpha = 90^\circ$ (рис. 2).

Минимум потерь при угле потока $\alpha = 90^\circ$ подтвердили испытания БЛД с созданием закрутки потока вращающейся системой сеток [8], а также исследования, проведенные в работе [9].

Несоответствие этому закону коэффициента потерь БЛД, измеренного в центробежной ступени (см. рис. 1), связано с некорректным измерением полного давления на границе РК и БЛД. Смещение следа и ядра потока происхо-

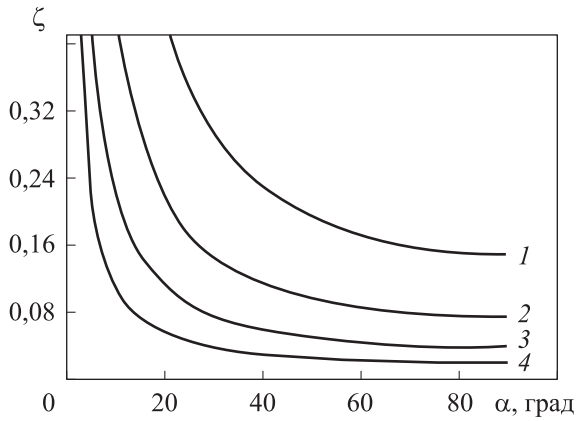


Рис. 2. Зависимость коэффициента потерь БЛД ζ от угла потока α при коэффициенте трения $\lambda = 0,015$, относительном диаметре на выходе из БЛД $\bar{D}_4 = 1,65$ и относительной ширине $\bar{b}_3 = \bar{b}_2 = 0,01$ (1), 0,02 (2), 0,04 (3), 0,08 (4)

дит вниз по потоку после измерения полного давления. Потери смешения РК происходят в БЛД, но это не потери БЛД. Разница между штриховой и сплошной линиями на рис. 1 соответствует потерям смешения в РК.

Расчеты по соотношениям, аналогичным формуле (1), показывают, что потери трения в БЛД с шириной, равной высоте лопаток РК, меньше, чем в диффузоре с уменьшающейся шириной. Хотя при $b < b_2$ угол потока увеличивается, и траектория потока сокращается, уменьшение \bar{b} повышает потери.

Однако было показано, что БЛД с шириной $b > b_2$ можно применять лишь в малорасходных ступенях [10, 11]. Уменьшение угла потока ведет к отрыву потока, росту потерь и вращающемуся срыву. Это подтверждено результатами экспериментальных исследований [12].

Таким образом, оптимальным решением представляется классический БЛД с параллельными стенками и расстоянием между ними, равным высоте лопаток колеса. Однако еще в 1960-е годы [6] обширные эксперименты Проблемной лаборатории компрессоростроения показали определенные преимущества БЛД с начальным сужающимся участком и параллельными стенками в основной части.

Применение БЛД с относительной шириной $\bar{b}_3 = b_3 / b_2 \leq 1$ в составе начального суженного участка и основного участка с $b_3 = b_4$ стало общепринятым (рис. 3) [5, 7, 13, 14].

В работах [15–17] предложена математическая модель (ММ), описывающая уменьшение потерь смешения в сужающейся части БЛД.

Заметное влияние сужающейся части БЛД на РК фиксируют прямые измерения (рис. 4) [7].

Задача первичного проектирования (РД) — выбрать правильное соотношение высоты лопаток РК и ширины основного участка БЛД. Выбор формы сужающегося участка и радиального размера БЛД — задача последующих этапов проектирования проточной части.

Цель работы — продемонстрировать результаты исследований в области выбора оптимальной ширины БЛД. Данные о влиянии радиальной протяженности БЛД на его эффективность, полученные ранее, приведены в работе [18].

Существует мнение, что при излишней протяженности узкого БЛД давление перестает повышаться. Расчеты в трудах [19, 20] это не подтверждают. В целом же оптимальная радиальная протяженность БЛД — это предмет совместного исследования диффузора и следующего за ним обратно направляющего аппарата.

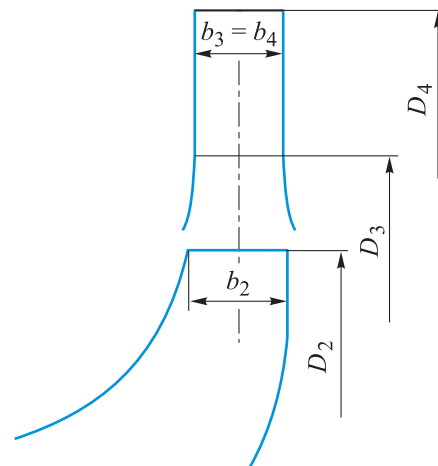


Рис. 3. Схема типичного БЛД с суженным начальным участком

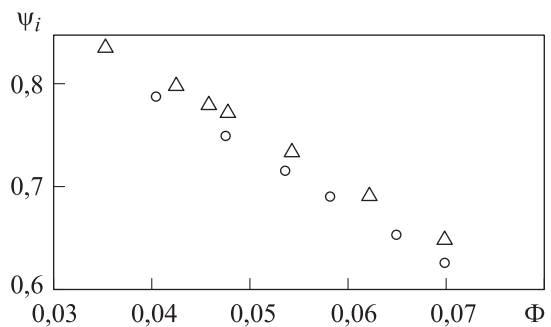


Рис. 4. Влияние начального участка БЛД на коэффициент напора РК ψ_i с выходным углом лопаток $\beta_{n2} = 45^\circ$ при относительной ширине БЛД $\bar{b}_3 = 1,000$ (o) и 0,785 (Δ)

Принцип выбора относительной ширины БЛД при первичном проектировании. В качестве объекта первичного проектирования выбран БЛД ступени промышленного центробежного компрессора, в которой течение дозвуковое.

Если проектируют ступень компрессора, не предназначенного для работы при производительности меньше расчетной, то оптимальное техническое решение заключается в равенстве ширины диффузора БЛД b_3 и высоты лопаток РК b_2 . При снижении производительности угол потока в диффузоре уменьшается, и возникает возможность отрыва потока, что неприемлемо для работы компрессора. Необходимо уменьшить ширину БЛД. Это снизит КПД в расчетном режиме, но позволит работать при производительности меньше расчетной.

В статье [18] предложен такой принцип выбора относительной ширины БЛД: после первичного проектирования РК известен расчетный угол потока на выходе α_{2des} . Расчетный угол потока на входе в БЛД α_{3des} должен быть таким, чтобы при уменьшении расхода на границе помпажа угол потока все еще соответствовал безотрывному течению. Для выбора относительной ширины БЛД \bar{b}_3 необходимо решить следующие задачи:

- определить минимальный угол потока на входе в БЛД α_{3min} , при котором нет отрыва потока, — границу безотрывного течения в БЛД — в зависимости от его относительной ширины \bar{b}_3 и критериев подобия;

- найти коэффициент запаса по помпажу для РК проектируемой ступени, равный отношению Φ_{cr}/Φ_{des} , где Φ_{cr} — коэффициент расхода на границе помпажа; Φ_{des} — расчетный условный коэффициент расхода;

- вычислить угол потока на выходе из РК α_{2cr} при коэффициенте расхода на границе помпажа Φ_{cr} ;

- если при $\bar{b}_3 = \bar{b}_2$ угол потока соответствует безотрывному течению $\alpha_{2cr} \geq \alpha_{3min}$, то следует принять ширину БЛД, равной высоте лопаток РК на выходе;

- если при $\bar{b}_3 = \bar{b}_2$ угол потока не соответствует безотрывному течению $\alpha_{2cr} < \alpha_{3min}$, то необходимо уменьшить ширину БЛД относительно высоты лопаток РК на выходе, т. е. следует найти такое отношение $\bar{b}_3/\bar{b}_2 < 1$, при котором выполняется условие $\alpha_{2cr} = \alpha_{3min}$.

Угол потока, при котором начинается его отрыв в БЛД. Обработка результатов расчет-

ного эксперимента с БЛД [19–21] подтвердила известные условия, при которых происходит отрыв потока в БЛД. На рис. 5 показано отрывное и безотрывное течение в БЛД по результатам CFD-расчетов при различных значениях относительной ширины \bar{b}_3 , угла потока α_3 и числа Рейнольдса Re_{b_2} , рассчитанного по высоте b_2 [10, 19, 20].

Как и при экспериментах [7], CFD-расчет обнаруживает отрыв на одной из стенок. На рис. 6 показано изменение касательного напряжения по радиусу R БЛД (по ограничивающим стенкам БЛД Wall1 (красная кривая) и Wall2 (синяя кривая) с относительной шириной $\bar{b}_3 = 0,057$ при $\lambda_{c2} = 0,64$, угле потока $\alpha_3 = 10^\circ$ и числе Рейнольдса $Re_{b_2} = 520\,000$.

Начало отрыва соответствует известному из теории пограничного слоя условию нулевого касательного напряжения на стенке. В зоне отрыва потока касательные напряжения отрицательные, так как он движется в противоположном направлении.

Зависимость минимального угла потока α_{min} , при котором начинается отрыв потока,

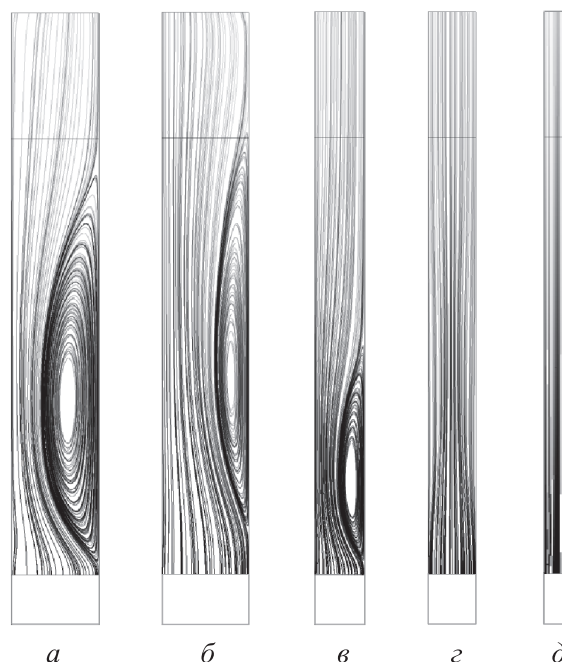


Рис. 5. Линии тока в меридиональной плоскости БЛД с различными значениями относительной ширины, угла потока на входе и числа Рейнольдса, рассчитанного по высоте b_2 :

a — $\bar{b}_3 = 0,100$, $\alpha_3 = 10^\circ$, $Re_{b_2} = 911\,000$;

б — $\bar{b}_3 = 0,100$, $\alpha_3 = 20^\circ$, $Re_{b_2} = 911\,000$;

в — $\bar{b}_3 = 0,057$, $\alpha_3 = 10^\circ$, $Re_{b_2} = 521\,000$;

г — $\bar{b}_3 = 0,057$, $\alpha_3 = 20^\circ$, $Re_{b_2} = 521\,000$;

д — $\bar{b}_3 = 0,014$, $\alpha_3 = 10^\circ$, $Re_{b_2} = 130\,000$

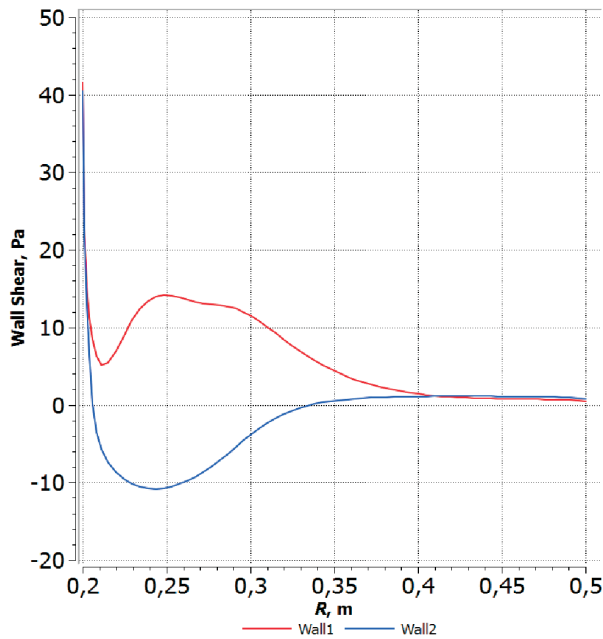


Рис. 6. Изменение касательного напряжения, Па, по радиусу R , м, БЛД с относительной шириной $\bar{b}_3 = 0,057$ при скоростном коэффициенте $\lambda_{c2} = 0,64$, угле потока $\alpha_3 = 10^\circ$ и числе Рейнольдса $Re_{b2} = 520\,000$

от скоростного коэффициента λ_{c2} при различных значениях относительной ширины БЛД \bar{b}_3 и числа Рейнольдса Re_{b2} приведена на рис. 7.

Очевидна сильная зависимость минимального угла потока α_{min} от относительной ширины БЛД. В узких диффузорах при $\bar{b}_3 < 0,029$ отрыв потока не обнаружен. Быстрое смыкание пограничного слоя усиливает касательные напряжения, препятствующие отрыву потока. В исследованном диапазоне влияние критерия Рейнольдса Re_{b2} на угол α_{min} не обнаружено. Влияние критерия сжимаемости проявляется в БЛД с относительной шириной $\bar{b}_3 > 0,08$.

Зависимость минимального угла потока α_{min} от относительной ширины БЛД \bar{b}_3 при скоростном коэффициенте $\lambda_{c3} = 0,39, 0,64$ и $0,82$ приведена на рис. 8.

Целью вычислений было не точное определение угла, при котором начинается отрыв потока, а построение ММ расчета коэффициента потерь. Для определения угла отрыва следовало бы рассчитывать течение с шагом угла потока, равным примерно 1° . С учетом большого шага углов потока, при которых проведены расчеты (см. рис. 8), значения $\alpha_{3min} = f(\bar{b}_3)$ можно считать не зависящими от скоростного коэффициента λ_{c3} при относительной ширине БЛД $\bar{b}_3 \leq 0,08$.

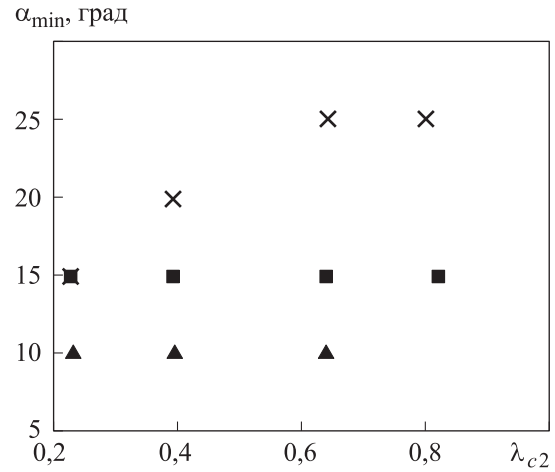


Рис. 7. Зависимость минимального угла потока α_{min} , при котором начинается отрыв, от скоростного коэффициента λ_{c2} при различных значениях относительной ширины БЛД и числа Рейнольдса:

- × — $\bar{b}_3 = 0,100, Re_{b2} = 373\,000 \dots 103\,000$;
- — $\bar{b}_3 = 0,057, Re_{b2} = 214\,000 \dots 590\,000$;
- ▲ — $\bar{b}_3 = 0,029, Re_{b2} = 106\,000 \dots 294\,000$

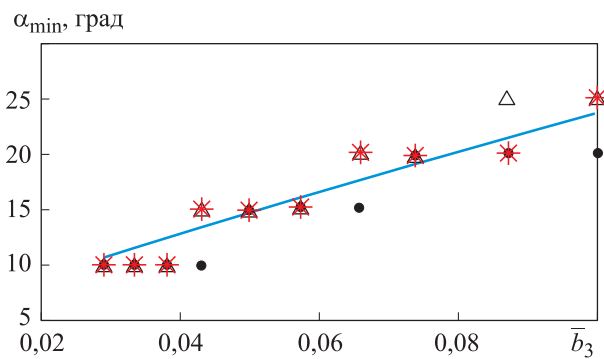


Рис. 8. Зависимости минимальных углов потока α_{min} (точки) и α_{3min} (сплошная линия) от относительной ширины БЛД \bar{b}_3 :

- — $\lambda_{c3} = 0,39$; * — $\lambda_{c3} = 0,64$; △ — $\lambda_{c3} = 0,82$

В узких БЛД отрыв не обнаружен при угле $\alpha_3 \geq 10^\circ$, но даже на границе помпажа угол потока не должен быть меньше 5° . На этом основании предложена эмпирическая формула

$$\alpha_{3min} = \arctg(0,0875 + 3,5\bar{b}_3). \quad (2)$$

Зависимость $\alpha_{3min} = f(\bar{b}_3)$ показана сплошной линией на рис. 8.

Оценка коэффициента запаса по помпажу. Положение границы помпажа зависит от расчетного коэффициента теоретического напора РК $\psi_{\tau des}$. Чем больше коэффициент теоретического напора, тем более пологой будет напорная характеристика. При уменьшении расхода

рост потерь меньше компенсируется подводом механической работы. При дальнейшем снижении расхода конечное давление перестает увеличиваться и наступает помпаж.

Эта проблема подробно рассмотрена в публикации [22]. Предложен упрощенный способ оценки границы помпажа как режима с максимальным отношением давлений. В практике расчетов такое понимание границы помпажа общепринято [23, 24]. Далее способ оценки границы помпажа из работы [18] представлен в уточненном виде.

Граница помпажа соответствует коэффициенту расхода, при котором коэффициент политропного напора $h_p/u_2^2 = (h_t - h_w)/u_2^2$ (где h_p — политропный напор; u_2 — окружная скорость; h_t и h_w — теоретический и потерянный напоры) достигает максимума:

$$\frac{d\psi_p}{d\Phi} = 0,$$

где ψ_p — коэффициент политропного напора.

Линейная зависимость коэффициента теоретического напора ψ_T от коэффициента расхода φ_2 проанализирована в публикациях [25, 26]. Напорная характеристика и треугольник скоростей при линейной зависимости $\psi_T = f(\varphi_2)$ [26] показаны на рис. 9. Здесь введены следующие обозначения: ψ_{T0} — коэффициент теоретического напора при нулевом расходе; φ_2 и $\varphi_{2\max}$ — коэффициент расхода на выходе из РК и его максимальное значение; $\varphi_{2\max\infty}$ — максимальное значение коэффициента расхода на выходе из идеального РК с бесконечным числом лопаток; β_T — угол наклона напорной характеристики; β_2 — угол потока на

выходе из РК в относительном движении; \bar{w}_2 и \bar{u}_2 — относительная скорость потока на выходе из РК при абсолютном и относительном движении; \bar{u}_2 — относительная скорость вращения РК на выходе.

В пределах практически используемой части размерной характеристики зависимость напора от расхода также линейная, что отмечено еще в монографии [1]. Поэтому при моделировании принято считать функцию $\psi_T = f(\Phi)$ линейной, хотя связь между параметрами Φ и φ_2 не вполне линейная.

При линейной зависимости коэффициента теоретического коэффициента напора от условного коэффициента расхода можно записать

$$\psi_T = \psi_{T0} - (\psi_{T0} - \psi_{T\text{des}}) \frac{\Phi}{\Phi_{\text{des}}}.$$

Коэффициент теоретического напора при нулевом расходе ψ_{T0} зависит от многих факторов, но, главное, этот коэффициент больше у РК с большим коэффициентом напора в расчетном режиме. На основе экспериментальных данных, приведенных в работе [25], предложена приближенная формула, пригодная для целей первичного проектирования при коэффициенте теоретического напора РК $\psi_{T\text{des}} = 0,40 \dots 0,70$:

$$\psi_{T0} = 0,84 + 0,27(\psi_{T\text{des}} - 0,40).$$

Связь между политропным и теоретическим напорами можно описать следующим образом:

$$h_p = h_t - h_{w\text{des}} \frac{h_w}{h_{w\text{des}}}, \quad (3)$$

где $h_{w\text{des}}$ — расчетный потерянный напор.

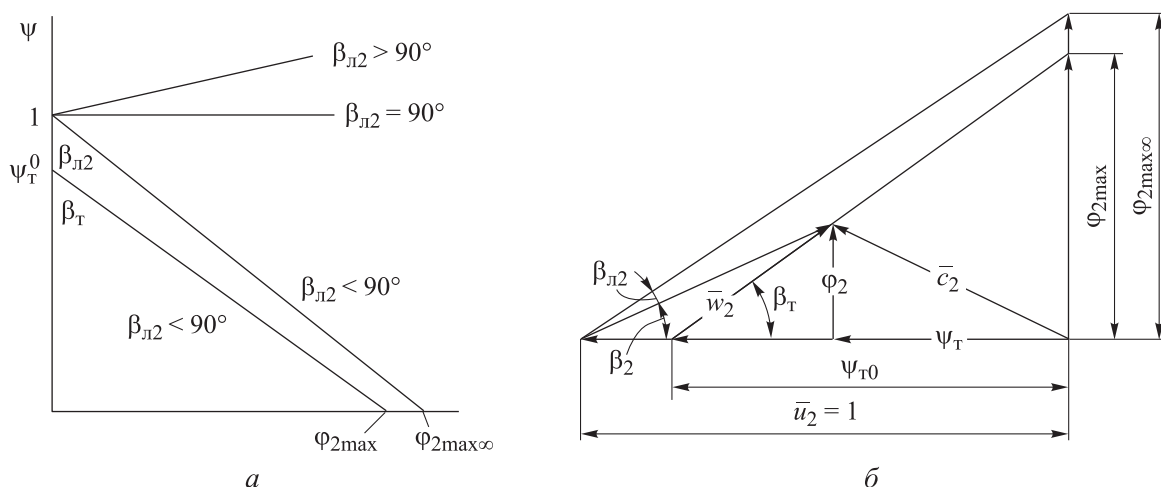


Рис. 9. Напорная характеристика (а) и треугольник скоростей при линейной зависимости коэффициента теоретического напора ψ_T от коэффициента расхода (б)

В работе [25] для отношения h_w/h_{wdes} рекомендовано следующее приближенное выражение:

$$\frac{h_w}{h_{wdes}} = 1 + 8,5 \left(1 - \frac{\Phi}{\Phi_{des}} \right)^3.$$

Соотношение (3) представляется в виде

$$\Psi_p = \Psi_{\tau 0} - \frac{\Psi_{\tau 0} - \Psi_{\tau des}}{\Phi_{des}} \Phi - \Psi_{\tau des} (1 - \eta_{des}) \left[1 + 8,5 \left(1 - \frac{\Phi}{\Phi_{des}} \right)^3 \right], \quad (4)$$

где η_{des} — расчетный КПД ступени.

После дифференцирования формулы (4) коэффициент запаса по помпажу определяется выражением

$$\frac{\Phi_{cr}}{\Phi_{des}} = 1 - \left[\frac{\Psi_{\tau 0} - 1}{\Psi_{\tau des}} \right]^{0,5} \frac{1}{17(1 - \eta_{des})}. \quad (5)$$

Угол выхода потока из РК на границе помпажа. Выбор ширины основного участка диффузора. Угол выхода потока из РК на границе помпажа определяется расходной φ_{2cr} и окружной $\Psi_{\tau cr}$ составляющими скоростей:

$$\varphi_{2cr} \approx \varphi_{2des} \frac{\Phi_{cr}}{\Phi_{des}}; \quad (6)$$

$$\Psi_{\tau cr} = \Psi_{\tau 0} - (\Psi_{\tau 0} - \Psi_{\tau des}) \frac{\Phi_{cr}}{\Phi_{des}},$$

где φ_{2des} — расчетный коэффициент расхода на выходе из РК.

Угол потока на границе помпажа

$$\alpha_{2cr} = \arctg \left(\frac{\varphi_{2des} \frac{\Phi_{cr}}{\Phi_{des}}}{Z} \right), \quad (7)$$

где

$$Z = 0,84 + 0,27(\Psi_{\tau des} - 0,40) - [0,84 + 0,27(\Psi_{\tau des} - 0,40) - \Psi_{\tau des}] \frac{\Phi_{cr}}{\Phi_{des}}.$$

Приближенное значение расчетного коэффициента расхода на выходе из РК определяется из уравнения неразрывности

$$\Phi_{2des} = \frac{\Phi_{des}}{4\varepsilon_2 \bar{b}_2} \approx \frac{\Phi_{des}}{4 \cdot 1,18 \bar{b}_2}, \quad (8)$$

где ε_2 — коэффициент сжимаемости на выходе из РК, $\varepsilon_2 = 1,18$.

Относительная высота лопаток на выходе из РК \bar{b}_2 при первичном проектировании РК задается эмпирическим соотношением.

Если при условии $\bar{b}_3 = \bar{b}_2$ угол $\alpha_{2cr} \geq \alpha_{3min}$, то применять сужающийся участок не следует. Если $\alpha_{2cr} < \alpha_{3min}$, то надо определить отношение \bar{b}_3/\bar{b}_2 , при котором эти углы будут равны, исходя из того, что $\tg \alpha_{3min} \approx \tg \alpha_{2cr} \bar{b}_2/\bar{b}_3$. В соответствии с формулой (2) решению подлежит уравнение

$$\bar{b}_3 = \frac{-0,0875 + \sqrt{0,00766 + 14 \tg \alpha_{2cr} \bar{b}_2}}{7}. \quad (9)$$

Безлопаточные диффузоры ступеней с разными параметрами проектирования. Методом первичного проектирования [27–29]

определены размеры восемнадцати ступеней в диапазонах параметров проектирования $\Phi_{des} = 0,150 \dots 0,015$, $\Psi_{\tau des} = 0,45 \dots 0,70$. По размерам первичного проектирования Методом универсального моделирования рассчитаны газодинамические характеристики. Пример результатов расчета приведен на рис. 10. Здесь показано влияние условного коэффициента расхода Φ и расчетного коэффициента теоретического напора $\Psi_{\tau des}$ на отношение давлений Π , КПД η , коэффициент внутреннего напора Ψ_i и коэффициент политропного напора Ψ_p .

В процессе оптимизации размеры корректируются и КПД может быть повышен. Для анализа БЛД достаточно расчетов характеристик по первичному проектированию. Расчетные параметры, характеризующие работу БЛД, при условном числе Маха РК $M_u = 0,70$ приведены в таблице.

Значения ряда параметров, приведенных в таблице, рассчитаны по следующим выражениям:

- КПД ступени η_{des} — по упрощенной модели [27–29];
- относительная высота лопаток на выходе из РК \bar{b}_2 — по формуле первичного проектирования РК (в тексте не приведена);
- относительная ширина БЛД \bar{b}_3 — по формуле первичного проектирования БЛД (9);
- коэффициент расхода на границе помпажа Φ_{cr} (PD) — по уравнению первичного проектирования (5).

Остальные параметры, указанные в таблице, взяты из расчета газодинамических характеристик.

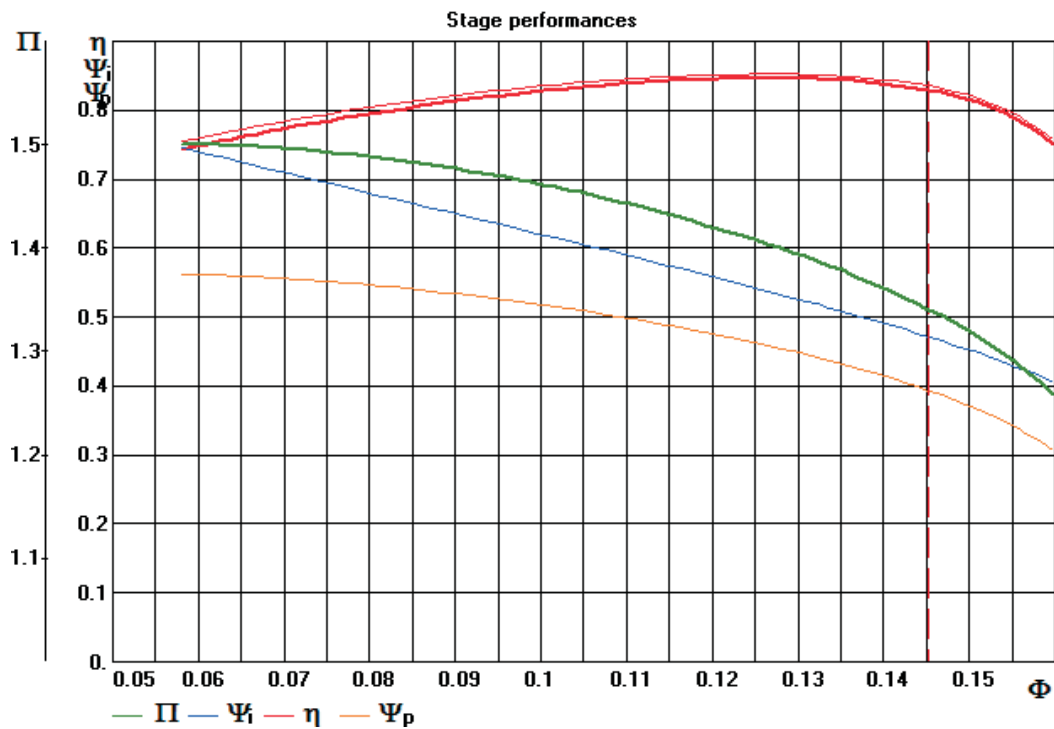


Рис. 10. Характеристики ступени с расчетными коэффициентами $\Phi_{des} = 0,15$, $\Psi_{\tau des} = 0,45$ и размерами проточной части по первичному проектированию

Расчетные параметры БЛД ступеней при условном числе Маха РК $M_u = 0,7$

Φ_{des}	$\Psi_{\tau des}$	η_{des} (PD)	\bar{b}_2	\bar{b}_3	α_{2des}	α_{3des}	Φ_{cr} (PD)	Φ_{cr}/Φ_{des}	α_{3min} (PD)	α_{3cr} (MM)
0,15	0,450	0,8098	0,0852	0,0675	39,5	47,7	0,0752	0,501	17,9	18,90
–	0,575	0,8180	0,0852	0,0740	32,8	37,2	0,1037	0,691	19,1	23,80
–	0,700	0,8170	0,0852	0,0775	27,6	30,3	0,1232	0,821	19,7	24,50
0,10	0,450	0,8460	0,0776	0,0466	31,6	47,2	0,0446	0,446	14,1	15,50
–	0,575	0,8510	0,0776	0,0543	25,1	34,7	0,0659	0,659	15,5	20,00
–	0,700	0,8500	0,0776	0,0588	21,6	27,9	0,0802	0,802	16,3	21,90
0,070	0,450	0,8540	0,0723	0,0348	24,4	45,4	0,0302	0,431	11,8	14,50
–	0,575	0,8580	0,0723	0,0423	19,3	32,3	0,0455	0,650	13,3	18,30
–	0,700	0,8560	0,0723	0,0467	16,0	25,1	0,0559	0,799	14,1	18,80
0,045	0,450	0,8450	0,0597	0,0256	19,5	40,9	0,0201	0,467	10,0	12,50
–	0,575	0,8480	0,0597	0,0321	15,1	27,6	0,0298	0,662	11,3	15,50
–	0,700	0,8450	0,0597	0,0357	12,2	20,6	0,0362	0,782	12,0	15,80
0,030	0,450	0,8010	0,0400	0,0227	19,0	32,2	0,0154	0,513	9,5	11,60
–	0,575	0,8020	0,0440	0,0270	13,7	22,1	0,0211	0,703	10,3	13,20
–	0,700	0,7970	0,0482	0,0291	10,1	17,0	0,0249	0,830	10,7	13,40
0,015	0,450	0,6810	0,0260	0,0176	15,6	22,9	0,0092	0,613	8,5	9,97
–	0,575	0,6800	0,0240	0,0193	12,7	15,8	0,0115	0,767	8,8	10,40
–	0,700	0,6680	0,0230	0,0198	10,6	12,6	0,0130	0,867	8,9	10,40

Диапазон изменения скорости на входе в БЛД $\bar{c}_3 = 0,81...0,49$, что при условном числе Маха РК $M_u = 0,7$ определяет дозвуковой характер течения в БЛД.

Результаты расчетов из таблицы представлены в графическом виде на рис. 11, где относительная высота лопаток на выходе из РК \bar{b}_2 сопоставлена с относительной шириной БЛД \bar{b}_3 .

Алгоритм расчета высоты лопаток РК не учитывает влияние коэффициента напора, и при окончательном проектировании значение относительной высоты лопаток \bar{b}_2 иногда корректируют. Это не влияет на относительную ширину БЛД \bar{b}_3 . В диапазоне расхода $\Phi_{des} = 0,150...0,045$ ширина БЛД практически пропорциональна расчетному коэффициенту расхода.

В ступенях с одинаковыми значениями условного коэффициента расхода при расчетном режиме и высоких коэффициентах напора угол потока в БЛД меньше. Но оказывается, что при больших значениях расчетного теоретического напора $\Psi_{\tau des}$ БЛД должен быть шире. Причина в том, что коэффициент запаса по помпажу у высоконапорных РК ближе к единице. Угол потока на границе помпажа у них меньше отличается от расчетного значения.

У малорасходных ступеней отрыв потока в БЛД наступает при небольших углах потока, или не наступает вовсе. Требуется небольшое сужение БЛД. У высокорасходных ступеней углы потока на выходе из РК очень большие. Нет необходимости их значительно увеличивать в диффузоре. У среднерасходных ступеней потребность сужения БЛД максимальная. Хотя

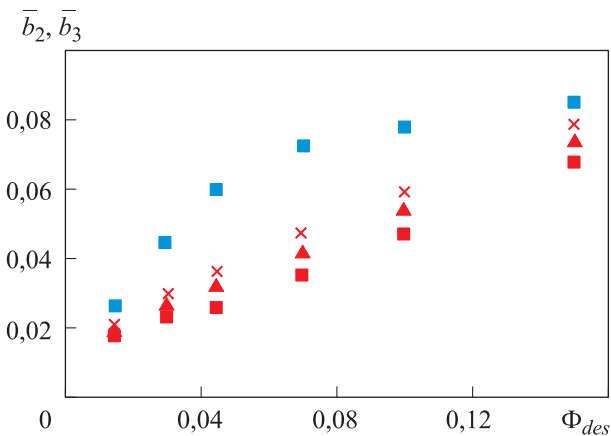


Рис. 11. Зависимость параметров БЛД от расчетного коэффициента расхода Φ_{des} :
 ■ — относительной высоты лопаток на выходе из РК \bar{b}_2 ;
 ■, ▲, × — относительной ширины БЛД \bar{b}_3
 при $\Psi_{\tau des} = 0,450; 0,575; 0,700$ соответственно

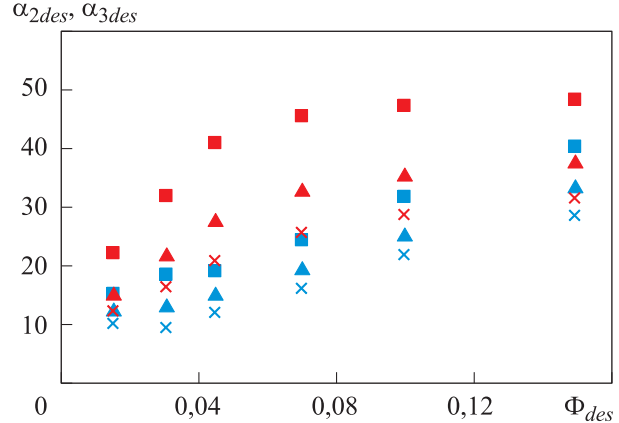


Рис. 12. Зависимость расчетных углов потока на выходе из РК α_{2des} (■, ▲, ×) и на входе в основной участок БЛД α_{3des} (■, ▲, ×) от расчетного коэффициента расхода Φ_{des} при различных значениях расчетного коэффициента теоретического напора $\Psi_{\tau des}$:

- , ■ — $\Psi_{\tau des} = 0,450$;
- ▲, ▲ — $\Psi_{\tau des} = 0,575$;
- ×, × — $\Psi_{\tau des} = 0,700$

при окончательном проектировании значения относительной ширины БЛД могут быть увеличены.

Зависимость расчетных углов потока на выходе из РК α_{2des} и на входе в основной участок БЛД α_{3des} от расчетного коэффициента расхода Φ_{des} при $\Psi_{\tau des} = 0,450, 0,575$ и $0,700$ приведена на рис. 12.

У низконапорных ступеней при $\Phi_{des} > 0,025$ углы потока в БЛД очень большие. Это связано с тем, что такие ступени имеют коэффициент запаса по помпажу $\Phi_{cr}/\Phi_{des} = 0,50...0,45$, [30], и необходимо обеспечить безотрывное течение в БЛД на границе помпажа. У ступеней со средними и большими коэффициентами напора граница помпажа ближе к расчетному режиму. Поэтому их БЛД могут быть шире, а углы потока в расчетном режиме — меньше.

При окончательном проектировании выбор ширины БЛД может быть существенно изменен. Например, первая ступень многоступенчатого компрессора работает в сравнительно узком диапазоне расходов $\Phi_{cr}/\Phi_{des} < 1$, определяемом запирающим и помпажом в последней ступени [5].

Зависимости минимального угла потока α_{3min} , при котором не возникает отрыв в БЛД, и минимального угла α_{3cr} , вычисленного по точной ММ, от расчетного условного коэффициента расхода Φ_{des} показаны на рис. 13.

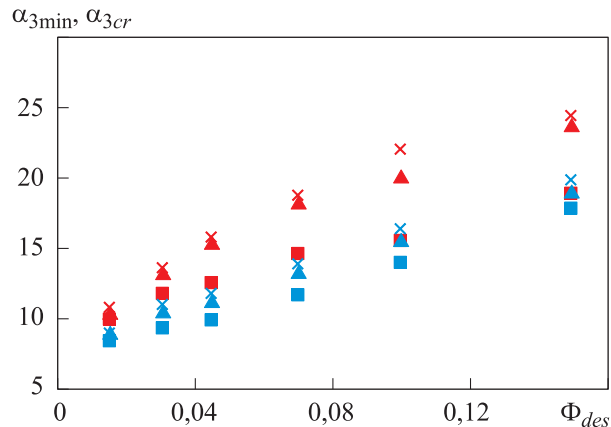


Рис. 13. Зависимость минимальных углов потока α_{3min} (■, ▲, ×) и α_{3cr} (■, ▲, ×) от расчетного коэффициента расхода Φ_{des} :

- , ■ — $\psi_{\tau des} = 0,450$;
- ▲, ▲ — $\psi_{\tau des} = 0,575$;
- ×, × — $\psi_{\tau des} = 0,700$

В принципе эти углы должны были бы совпадать. Однако во всех случаях, приведенных на рис. 13, значения угла $\alpha_{3min} = \alpha_{2cr}$, вычисленные по формуле (7), меньше чем у значений угла α_{3cr} , рассчитанных по ММ. Основная причина этого заключается в том, что в формулах, связывающих коэффициенты ϕ_2 и Φ , сжимаемость потока учтена приближенно (8) или не учтена (6).

Расчеты характеристик, приведенные в таблице, выполнены при условном числе Маха РК $M_u = 0,70$. При других значениях M_u соотношения углов α_{3cr} и α_{3min} могут различаться.

Выводы

1. Предлагаемые первичные расчеты рациональной ширины БЛД основаны на упрощающих допущениях. В приведенных примерах точного расчета Методом универсального моделирования угла потока на выходе из РК показано, что рациональная ширина БЛД может быть больше, чем по первичному расчету. Также очевидно, что принятое условие является необязательным для всех случаев. Например, в многоступенчатом компрессоре первая ступень может иметь коэффициент запаса по помпажу значительно меньше единицы, но никогда не будет работать на большом удалении от расчетного режима из-за помпажа на последних ступенях.

2. Разработанный метод первичного проектирования интегрирован в Метод универсального моделирования и используется в проектной практике для расчета и проектирования промышленных дозвуковых центробежных компрессоров.

Литература

- [1] Рис В.Ф. *Центробежные компрессорные машины*. Ленинград, Машиностроение, 1964. 336 с.
- [2] Рис В.Ф. *Центробежные компрессорные машины*. Ленинград, Машиностроение, 1981. 351 с.
- [3] Ден Г.Н. *Механика потока в центробежных компрессорах*. Ленинград, Машиностроение, 1973. 269 с.
- [4] Ден Г.Н. *Проектирование проточной части центробежных компрессоров*. Ленинград, Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1980. 230 с.
- [5] Галеркин Ю.Б. *Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части*. Москва, Изд-во КХТ, 2010. 596 с.
- [6] Галеркин Ю.Б., ред. *Труды научной школы компрессоростроения СПбГТУ*. Москва, Изд-во КХТ, 2000. 443 с.
- [7] Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. *Центробежные компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1982. 271 с.
- [8] Jansen W. Steady fluid flow in a radial vaneless diffuser. *Transactions ASME. Journal of basic engineering*, 1964, Sept, pp. 607–619.
- [9] Johnston J.P., Dean R.C. Losses in vaneless diffusers of centrifugal compressors and pumps. *Transactions ASME, Journal of Engineering for Power*, 1966, vol. 88, pp. 49–60.
- [10] Соловьева О.А., Галеркин Ю.Б. Выбор оптимальных соотношений размеров безлопаточного диффузора малорасходной центробежной компрессорной ступени. *Компрессорная техника и пневматика*, 2017, № 5, с. 11–15.

- [11] Соловьева О.А., Галеркин Ю.Б. Расчетный анализ безлопаточного диффузора мало-расходной центробежной компрессорной ступени. *Компрессорная техника и пневматика*, 2017, № 3, с. 10–13.
- [12] Лившиц С.П. *Аэродинамика центробежных компрессорных машин*. Москва, Ленинград, Машиностроение, 1966, с. 335–337.
- [13] Кампсти Н. *Аэродинамика компрессоров*. Москва, Мир, 2000. 688 с.
- [14] Aungier R.H. *Centrifugal compressors: a stragedy for aerodynamic design and analysis*. New York, ASME Press, 2000. 320 p.
- [15] Нуждин А.С. *Исследование течения в безлопаточных диффузорах*. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ленинград, ЛПИ, 1969. 19 с.
- [16] Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б., Нуждин А.С., Стрижак Л.Я., Суслина И.П. Повышение эффективности центробежных компрессорных ступеней с безлопаточными диффузорами. *Компрессорные и вакуумные машины*. Сб., ЦИНТИ-ХИМНЕФТЕМаш, 1968, № 2.
- [17] Галеркин Ю.Б., Нуждин А.С., Селезнев К.П. Влияние форм профиля безлопаточного диффузора на эффективность работы центробежной компрессорной ступени. *Исследования в области компрессорных машин*. Тр. II конф. по компрессоростроению, Киев, Будивельник, 1970, с. 203–214.
- [18] Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Соловьева О.А. Выбор размеров безлопаточного диффузора центробежной компрессорной ступени на стадии первичного проектирования. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 10, с. 43–57, doi: 10.18698/0536-1044-2019-10-43-57
- [19] Галеркин Ю.Б., Соловьева О.А. Совершенствование методов расчета безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней на основе вычислительных экспериментов. Часть 1. *Компрессорная техника и пневматика*, 2014, № 3, с. 35–41.
- [20] Галеркин Ю.Б., Соловьева О.А. Совершенствование методов расчета безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней на основе вычислительных экспериментов. Часть 2. *Компрессорная техника и пневматика*, 2014, № 4, с. 15–21.
- [21] Rekstin A.F., Drozdov A.A., Solovyeva O.A., Galerkin Yu.B. Two mathematical models centrifugal compressor stage vaneless diffuser comparison. *Oil and Gas Engineering, AIP Conf. Proc.*, 2007, Omsk, Russia, 2018, pp. 030035-1–030035-12, doi: <https://doi.org/10.1063/1.5051896>
- [22] Галеркин Ю.Б. Вопросы проектирования проточной части центробежных компрессоров природного газа. *Компрессорная техника и пневматика в XXI веке. Тр. Междунар. науч.-техн. конф. по компрессоростроению*, 15–17 сентября 2004, Украина, Сумы, Изд-во СумГУ, 2004, т. 2, с. 166–188.
- [23] Sorokes J.M., Hutchinson B.R. The Practical Application of CFD in the Design of Industrial Centrifugal Compressors. *Challenges and Goals in Pipeline Compressors*, 2000, PID, vol. 5, pp. 47–54.
- [24] Sorokes J.M., Nye D.A., D’Orsi N., Broberg R. Sidestream optimization through the use of computational fluid dynamics and model testing. *Proceedings of the 29th Turbomachinery symposium*, Texas, A&M, 2000, pp. 21–30, doi: 10.21423/R1QS8R
- [25] Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Альтернативный способ расчета характеристики коэффициента теоретического напора центробежного компрессорного колеса. *Компрессорная техника и пневматика*, 2016, № 6, с. 11–19.
- [26] Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В. Принципы моделирования напорной характеристики центробежного рабочего колеса. *Компрессорная техника и пневматика*, 2016, № 1, с. 24–34.
- [27] Drozdov A., Rekstin A. Analysis of the velocity diagrams of impellers of centrifugal compressor stages after the preliminary design. *International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering, MATEC Web Conf.*, 2018, vol. 245, doi: 10.1051/mateconf/201824504004
- [28] Rekstin A.F., Galerkin Yu.B. The primary design method development of centrifugal compressor impellers based on the analysis of the geometrical parameters. *Oil and Gas Engineering. AIP Conf. Proc.*, Omsk, Russia, 2019, vol. 2141, pp. 030052–030052-10, doi: <https://doi.org/10.1063/1.5122102>

- [29] Rekstin A.F., Galerkin Yu.B., Soldatova K.V. Computer programs application for development a primary design recommendations of low-flow rate centrifugal compressor stages. *Oil and Gas Engineering. AIP Conf. Proc.*, Omsk, Russia, 2019, vol. 2141, pp. 030032–030032-10, doi: <https://doi.org/10.1063/1.5122082>
- [30] Солдатова К.В. *Создание новой математической модели проточной части центробежных компрессоров и базы данных модельных ступеней*. Дис. ... д-ра техн. наук. Санкт-Петербург, СПбГПУ, 2017. 357 с.

References

- [1] Ris V.F. *Tsentrobezhnyye kompressornyye mashiny* [Centrifugal compressor machines]. Leningrad, Mashinostroyeniye publ., 1964. 336 p.
- [2] Ris V.F. *Tsentrobezhnyye kompressornyye mashiny* [Centrifugal compressor machines]. Leningrad, Mashinostroyeniye publ., 1981. 351 p.
- [3] Den G.N. *Mekhanika potoka v tsentrobezhnykh kompressorakh* [The mechanics of the flow in centrifugal compressors]. Leningrad, Mashinostroyeniye publ., 1973. 269 p.
- [4] Den G.N. *Proyektirovaniye protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov* [Design of the flow part of centrifugal compressors]. Leningrad, Mashinostroyeniye, Leningr. otd-niye publ., 1980. 230 p.
- [5] Galerkin Yu.B. *Turbokompressory. Rabochiy protsess, raschet i proyektirovaniye protochnoy chasti* [Turbochargers. Workflow, calculation and design of the flow section]. Moscow, KKhT publ., 2010. 596 p.
- [6] *Trudy nauchnoy shkoly kompressorostroyeniya SPbGTU* [Proceedings of the scientific school of compressor engineering SPbSTU]. Ed. Galerkin Yu.B. Moscow, KKhT publ., 2000. 443 p.
- [7] Seleznev K.P., Galerkin Yu.B. *Tsentrobezhnyye kompressory* [Centrifugal compressor]. Leningrad, Mashinostroyeniye publ., 1982. 271 p.
- [8] Jansen W. Steady fluid flow in a radial vaneless diffuser. *Transactions ASME. Journal of basic engineering*, 1964, Sept, pp. 607–619.
- [9] Johnston J.P., Dean R.C. Losses in vaneless diffusers of centrifugal compressors and pumps. *Transactions ASME, Journal of Engineering for Power*, 1966, vol. 88, pp. 49–60.
- [10] Solov'yeva O.A., Galerkin Yu.B. The dimensions optimal ratios selection of low flowrate centrifugal compressor stage vaneless diffuser. *Kompressorная техника и пневматика*, 2017, no. 5, pp. 11–15 (in Russ.).
- [11] Solov'yeva O.A., Galerkin Yu.B. Low flow rate centrifugal compressor stage vaneless diffuser analysis. *Kompressorная техника и пневматика*, 2017, no. 3, pp. 10–13 (in Russ.).
- [12] Livshits S.P. *Aerodinamika tsentrobezhnykh kompressornykh mashin* [Aerodynamics of centrifugal compressor machines]. Moscow, Leningrad, Mashinostroyeniye publ., 1966, pp. 335–337.
- [13] Cumpsty N. *Compressor Aerodynamics*. New York, Longman Scientific & Technical, 1990. 517 p. (Russ. Ed.: Kampsti N. *Aerodinamika kompressorov*. Moscow, Mir publ., 2000. 688 p.).
- [14] Aungier R.H. *Centrifugal compressors: a stragedy for aerodynamic design and analysis*. New York, ASME Press, 2000. 320 p.
- [15] Nuzhdin A.S. *Issledovaniye techeniya v bezlopatochnykh diffuzorakh*. Avtoref. Kand. Diss. [Investigation of flow in bladeless diffusers. Cand. Diss.]. Leningrad, 1969. 19 p.
- [16] Seleznev K.P., Galerkin Yu.B., Nuzhdin A.S., Strizhak L.Ya., Suslina I.P. Povysheniye effektivnosti tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney s bezlopatochnymi diffuzorami. *Kompressornyye i vakuumnyye mashiny*. Sb., TsINTI-KhIMNEFTEMash., 1968, no. 2.
- [17] Galerkin Yu.B., Nuzhdin A.S., Seleznev K.P. Influence of the shape of the profile of a bladeless diffuser on the efficiency of the centrifugal compressor stage. *Issledovaniya v oblasti kompressornykh mashin. Tr. II konf. po kompressorostroyeniyu* [Research in the field of compressor machines. Proceedings of the II conference on compressor engineering]. Kiev, Budivel'nik publ., 1970, pp. 203–214.
- [18] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Solov'yeva O.A. Selecting the Dimensions of the Vaneless Diffuser of a Centrifugal Compressor Stage at the Primary Design Phase. *Proceedings of Higher*

- Educational Institutions. Machine Building*, 2019, no. 10, pp. 43–57 (in Russ.), doi: 10.18698/0536-1044-2019-10-43-57
- [19] Galerkin Yu.B., Solov'yeva O.A. Improvement of vaneless diffuser calculations based on CFD experiment. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2014, no. 3, pp. 35–41 (in Russ.).
- [20] Galerkin Yu.B., Solov'yeva O.A. Improvement of vaneless diffuser calculations based on CFD experiment. Part II. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2014, no. 4, pp. 15–21 (in Russ.).
- [21] Rekstin A.F., Drozdov A.A., Solovyeva O.A., Galerkin Yu.B. Two mathematical models centrifugal compressor stage vaneless diffuser comparison. *Oil and Gas Engineering, AIP Conf. Proc.*, 2007, Omsk, Russia, 2018, pp. 030035-1–030035-12, doi: <https://doi.org/10.1063/1.5051896>
- [22] Galerkin Yu.B. Design issues of the flow part of natural gas centrifugal compressors. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika v XXI veke. Tr. Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. po kompressorostroyeniyu* [Compressor equipment and Pneumatics in the XXI century. Proceedings of the international scientific and technical conference on compressor engineering]. Ukraina, Sumy, 2004, vol. 2, pp. 166–188.
- [23] Sorokes J.M., Hutchinson B.R. The Practical Application of CFD in the Design of Industrial Centrifugal Compressors. *Challenges and Goals in Pipeline Compressors*, 2000, PID, vol. 5, pp. 47–54.
- [24] Sorokes J.M., Nye D.A., D'Orsi N., Broberg R. Sidestream optimization through the use of computational fluid dynamics and model testing. *Proceedings of the 29th Turbomachinery symposium*, Texas, A&M, 2000, pp. 21–30, doi: 10.21423/R1QS8R
- [25] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A. Alternative method of centrifugal compressor loading factor modeling. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2016, no. 6, pp. 11–19 (in Russ.).
- [26] Galerkin Yu.B., Soldatova K.V. Loading factor performance of a centrifugal compressor impeller. Specific features and way of modeling. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2016, no. 1, pp. 24–34 (in Russ.).
- [27] Drozdov A., Rekstin A. Analysis of the velocity diagrams of impellers of centrifugal compressor stages after the preliminary design. *International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering, MATEC Web Conf.*, 2018, vol. 245, doi: 10.1051/mateconf/201824504004
- [28] Rekstin A.F., Galerkin Yu.B. The primary design method development of centrifugal compressor impellers based on the analysis of the geometrical parameters. *Oil and Gas Engineering. AIP Conf. Proc.*, Omsk, Russia, 2019, vol. 2141, pp. 030052–030052-10, doi: <https://doi.org/10.1063/1.5122102>
- [29] Rekstin A.F., Galerkin Yu.B., Soldatova K.V. Computer programs application for development a primary design recommendations of low-flow rate centrifugal compressor stages. *Oil and Gas Engineering. AIP Conf. Proc.*, Omsk, Russia, 2019, vol. 2141, pp. 030032–030032-10, doi: <https://doi.org/10.1063/1.5122082>
- [30] Soldatova K.V. *Sozdaniye novoy matematicheskoy modeli protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov i bazy dannykh model'nykh stupeney*. Dokt. Diss. [Creating a new mathematical model of the flow part of centrifugal compressors and a database of model stages. Doct. Diss.]. Sankt-Petersburg, SPbSTU publ., 2017. 357 p.

Статья поступила в редакцию 15.11.2020

Информация об авторах

СОЛОВЬЁВА Ольга Александровна — кандидат технических наук, старший преподаватель Высшей школы гидротехнического и энергетического строительства. Инженерно-строительный институт. ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: Solovyeva.OA@yandex.ru).

СОЛДАТОВА Кристина Валерьевна — доктор технических наук. Департамент информационных технологий и безопасности Мельбурнский политехнический институт (3072 Мельбурн, Австралия, Locked Bag 5 Preston Victoria, e-mail: buck02@list.ru).

ГАЛЕРКИН Юрий Борисович — доктор технических наук, профессор, главный инженер проекта Лидирующего исследовательского центра «Цифровое проектирование и моделирование (Smart Design)», 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: yuri_galerkin@mail.ru).

РЕКСТИН Алексей Феликсович — кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник 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).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Соловьёва О.А., Солдатова К.В., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф. Первичное проектирование безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней Методом универсального моделирования. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2021, № 3, с. 39–52, doi: 10.18698/0536-1044-2021-3-39-52

Please cite this article in English as:

Solovyeva O.A., Soldatova K.V., Galerkin Yu.B., Rekstin A.F. Primary Design of Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressor Stages by the Universal Modeling Method. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2021, no. 3, pp. 39–52, doi: 10.18698/0536-1044-2021-3-39-52

Information about the authors

SOLOVYEVA Olga Aleksandrovna — Candidate of Science (Eng.), Assistant Professor, Higher School of Hydraulic and Power Engineering Construction. Institute of Civil Engineering. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint-Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: Solovyeva.OA@yandex.ru).

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

GALERKIN Yuriy Borisovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Chief Project Engineer, Leading Research Center “Digital Design and Modeling (Smart Design)”, Center for the National Technology Initiative New Manufacturing Technologies. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint-Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: yuri_galerkin@mail.ru).

REKSTIN Aleksey Feliksovich — Candidate of Science (Eng.), Lead Research Fellow, Research Laboratory for Gas Dynamics of Turbomachines. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint-Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: rekstin2k7@mail.ru).