

Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.515

doi: 10.18698/0536-1044-2019-10-43-57

Выбор размеров безлопаточного диффузора центробежной компрессорной ступени на стадии первичного проектирования*

Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин, О.А. Соловьева

Объединенный научно-технологический институт ФГАОУ ВО СПбПУ

Selecting the Dimensions of the Vaneless Diffuser of a Centrifugal Compressor Stage at the Primary Design Phase

Y.B. Galerkin, A.F. Rekstin, O.A. Solovyeva

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

Развитие методики первичного проектирования центробежных компрессоров Метода универсального моделирования привело к необходимости анализа и пересмотра рекомендаций по выбору оптимальных размеров и формы безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней. Для выработки новых рекомендаций использованы результаты CFD-расчетов семейства безлопаточных диффузоров с различными относительной шириной, радиальной протяженностью, скоростными коэффициентами и углами потока на входе. Выбор оптимальной ширины безлопаточного диффузора основан на обеспечении безотрывного течения потока в нем на границе помпажа. Оптимальное значение относительной радиальной протяженности диффузора лежит в пределах 1,65...2,00. На основании этого предложена формула выбора наружного диаметра безлопаточного диффузора в зависимости от расчетного условного коэффициента расхода. Разработанная методика первичного проектирования безлопаточных диффузоров включена в состав программ Метода универсального моделирования и используется в проектной и исследовательской практике.

Ключевые слова: центробежная компрессорная ступень, первичное проектирование, безлопаточный диффузор, коэффициент напора, рабочее колесо, условный коэффициент расхода

The advances in the primary design method of centrifugal compressors of the Universal Modeling Method have led to the need to analyze and revise the recommendations for the optimal size and configuration selection of vaneless diffusers of centrifugal compressor stages. The results of CFD calculations of a family of vaneless diffusers with different relative width, radial length, velocity coefficients and flow angles at the inlet are used to develop new

* Исследование выполнено в рамках гранта Российского научного фонда (проект № 18-79-10165).

recommendations. The choice of the optimal width of the vaneless diffuser is based on ensuring a non-separable flow in it at the boundary of the surge. The optimal value of the relative radial length of the diffuser is in the range of 1.65–2.0. Considering the above, a formula for selecting the vaneless diffuser outer diameter is proposed depending on the design flow rate coefficient. The developed primary design method of vaneless diffusers is included in the software programs of the Universal Modeling Method and is used in design and research practice.

Keywords: centrifugal compressor stage, primary design, vaneless diffuser, work coefficient, impeller, flow rate coefficient

Вследствие огромных энергозатрат на привод промышленных центробежных компрессоров совершенству их проточной части уделяется большое внимание. Надежный и эффективный метод газодинамического проектирования должен гарантировать получение заданного расхода газа и повышения давления при максимальном коэффициенте полезного действия (КПД) и благоприятных газодинамических характеристиках. Актуальность проблемы демонстрирует тот факт, что, несмотря на успехи в теории и практике газодинамического проектирования, машиностроители Европейского союза вернулись к экспериментальной отработке модельных ступеней [1, 2] для проектирования компрессоров по принципу геометрического подобия.

В отечественной практике успешно применяется Метод универсального моделирования (МУМ) — комплекс компьютерных программ для оптимального проектирования проточной части и расчета газодинамических характеристик [3]. Математическая модель — набор нескольких десятков алгебраических уравнений — отражает реальную картину движения газа в центробежной компрессорной ступени.

Точность и эффективность МУМ была высоко оценена машиностроителями и потребителями еще в конце 1990-х — начале 2000-х годов при создании нового поколения компрессоров газоперекачивающих агрегатов для газовой промышленности [4]. Лаборатория «Газовая динамика турбомашин» постоянно совершенствует модели и программы [5–8], создавая проекты новых компрессоров. Количество построенных по этим проектам компрессоров с единичной мощностью до 25 000 кВт превышает 400 шт. при суммарной мощности более 5 млн кВт.

Отечественные [9–11] и зарубежные [12–14] методы газодинамического проектирования реализуются по одной схеме. Осуществляется первичное проектирование: на основании более или менее конкретных и обоснованных рекомендаций составляется первоначальный проект

проточной части. По математическим моделям рассчитываются газодинамические характеристики первичного проекта.

Как правило, этот проект не обеспечивает нужный расход газа, отношение давлений и максимально возможный КПД. Вручную или автоматически изменяются размеры и форма проточной части, и по математическим моделям определяются характеристики до получения нужного результата при максимально возможном КПД.

В прежних версиях МУМ первичное проектирование проводилось на основании рекомендаций достаточно общего характера, которые брали сначала из монографии [15], затем из несколько усовершенствованного варианта из монографии [16]. На опыте проектирования модельных ступеней сформулированы рекомендации в работе [17]. Позже был выполнен цикл специальных исследований рабочих колес (РК) и сформулирована новая методика первичного проектирования. Первичный проект оказывается очень близким к оптимизированному варианту. Следующим этапом первичного проектирования является выбор размеров диффузора, в частности безлопаточного (БЛД).

Цель работы — разработать новую методику первичного проектирования БЛД.

Формирование этой методики стало возможным благодаря результатам численных экспериментов с БЛД.

Классический БЛД образован двумя радиальными стенками. Расстояние между ними равно высоте лопаток РК на выходе. Позже появились диффузоры с уменьшающейся по радиусу шириной — сужающиеся БЛД. На рис. 1, а показана схема БЛД с постоянной по радиусу шириной, а на рис. 1, б — схема ступени промежуточного типа, оснащенной БЛД с уменьшающейся шириной начального участка и постоянной шириной основного участка. Цифрами на рис. 1, б обозначены контрольные сечения.

При выборе ширины БЛД следует исходить из специфики течения потока. В диффузоре с заданными размерами увеличение угла потока уменьшает потери трения, так как траектория движения становится короче. Простейший одномерный анализ в предположении постоянства угла потока и некоторого коэффициента трения λ показывает влияние ширины диффузора и угла потока на коэффициент потерь [15]:

$$\zeta_{\text{БЛД}} = \frac{h_w}{c^2/2} = \frac{\lambda}{4 \frac{b_3}{D_2} \sin \alpha_3} \left(1 - \frac{1}{\bar{D}_4}\right); \quad (1)$$

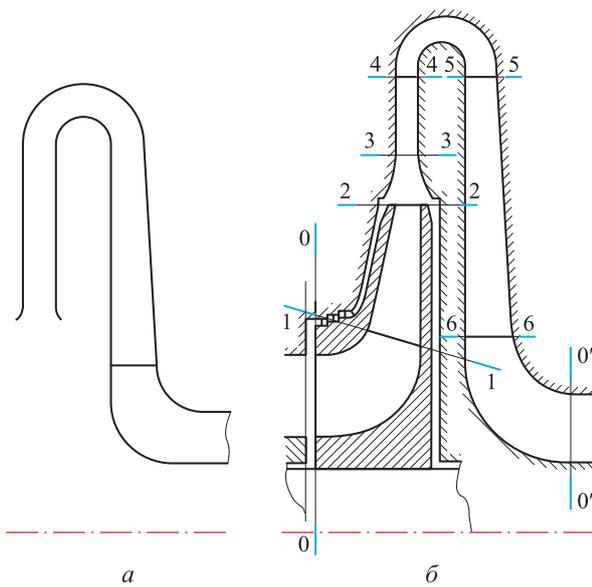


Рис. 1. Схемы БЛД с постоянной шириной (а) и ступени промежуточного типа, оснащенной БЛД с уменьшающейся шириной начального участка и постоянной шириной основного участка (б)

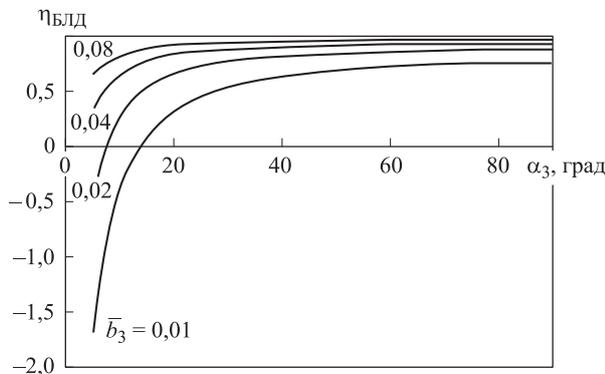


Рис. 2. Зависимость КПД диффузора $\eta_{\text{БЛД}}$ от угла потока α_3 при $\bar{D}_4 = 1,65$, $\lambda = 0,015$ и относительной ширине $\bar{b}_3 = 0,01; 0,02; 0,04$ и $0,08$

$$\eta_{\text{БЛД}} = 1 - \frac{\lambda}{4 \frac{b_3}{D_2} \sin \alpha_3 \left(1 + \frac{1}{\bar{D}_4}\right)}, \quad (2)$$

где $\zeta_{\text{БЛД}}$ — коэффициент потерь БЛД; h_w — потерянный напор; c — абсолютная скорость потока на входе в БЛД; b — ширина канала в направлении оси ротора; D — диаметр; α — угол потока; $\eta_{\text{БЛД}}$ — политропный КПД БЛД. Здесь и далее цифры в нижних индексах параметров соответствуют контрольным сечениям, показанным на рис. 1, б; надстрочная черта означает, что параметр отнесен к характерному параметру (в выражении (2) линейный размер D_4 отнесен к характерному линейному размеру — наружному диаметру РК D_2).

Формула (2) применима для углов потока более 20° .

На рис. 2 приведены рассчитанные по формуле (2) зависимости КПД диффузора $\eta_{\text{БЛД}}$ от угла потока α_3 при диаметре $\bar{D}_4 = 1,65$, коэффициенте трения $\lambda = 0,015$ и относительной ширине БЛД $\bar{b}_3 = b_3/b_2 = 0,01; 0,02; 0,04$ и $0,08$, где b_3 — ширина БЛД; b_2 — высота лопаток РК на выходе.

При первичном проектировании БЛД исходными данными являются относительная высота лопаток РК на выходе b_2/D_2 и угол потока α_2 . Если сделать диффузор с шириной $b_3 > b_2$, то угол потока уменьшится. При этом расчет по формулам (1) и (2) показывает, что увеличение расстояния между стенками снизит коэффициент потерь и повысит КПД.

Проблема в том, что хотя качественно кривые на рис. 2 правильно отражают протекание характеристик, они не учитывают потери, связанные с отрывом потока. Уменьшение угла потока рано или поздно приведет к отрыву радиальной составляющей скорости в БЛД. Это не только повышает потери, но и вызывает нестационарный вращающийся срыв.

При этом работа компрессора становится опасной из-за нестационарной аэродинамической нагрузки. Неэффективность БЛД с шириной $b_3 > b_2$ проверена экспериментально [18], поэтому БЛД с шириной, значительно превышающей высоту лопаток на выходе, не применяют.

Если угол потока α_2 достаточно велик для безотрывного течения потока в БЛД, то целесообразно сделать его ширину равной высоте лопаток РК на выходе ($b_3 = b_2$). В случае когда конструкция компрессора этого требует, диф-

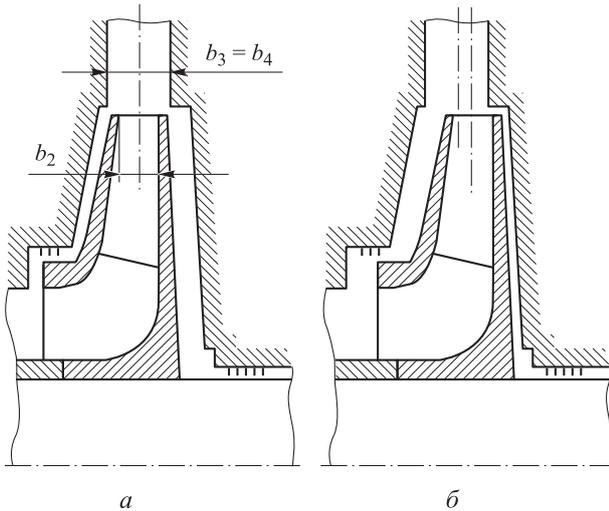


Рис. 3. Схемы возможного расположения осей РК и БЛД в меридиональной плоскости:

a — оси совпадают; *b* — оси не совпадают из-за погрешностей сборки

фузор делают немного шире. Вследствие неточности изготовления и сборки положение РК относительно БЛД в осевом направлении может отличаться от чертежных размеров (рис. 3, *a*, *b*). При этом поток на входе в диффузор не упрется в стенку. Следует отметить, что реально допускаемая неточность меньше показанной на рис. 3, *b* [16].

При недостаточно большом угле α_2 отечественные и зарубежные производители применяют БЛД с формой, показанной на рис. 1, *b*. Начальный участок делают сужающимся. Основная часть диффузора имеет постоянную ширину ($b_3 = b_4$).

В одномерной постановке взаимосвязь углов вытекает из уравнений неразрывности и моментов:

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{c_{r3}}{c_{u3}} = \frac{c_{r2} \frac{r_2 b_2 \rho_2}{r_3 b_3 \rho_3}}{c_{u2} \frac{r_2}{r_3} K_{\text{тр}}} = \operatorname{tg} \alpha_2 \frac{b_2 \rho_2}{K_{\text{тр}} b_3 \rho_3}, \quad (3)$$

где c_r и c_u — расходная и окружная составляющие абсолютной скорости потока; r — радиус (расстояние от оси ротора); ρ — плотность газа; $K_{\text{тр}}$ — эмпирический коэффициент, учитывающий потерю момента из-за трения потока в сужающейся части БЛД.

Изменение плотности газа в сужающейся части определяется от отношения скоростей, зависящего от этой плотности:

$$\rho_3 / \rho_2 = \left[\frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c2}^2 \left(\frac{c_3}{c_2} \right)^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c2}^2} \right]^{\frac{1}{n-1}}; \quad (4)$$

$$\left(\frac{c_3}{c_2} \right)^2 = \frac{c_{u3}^2 + c_{r3}^2}{c_2^2} = \operatorname{ctg} \alpha_2 \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^2 K_{\text{тр}}^2 + \operatorname{tg} \alpha_2 \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^2 \left(\frac{b_2}{b_3} \right)^2 \left(\frac{\rho_2}{\rho_3} \right)^2, \quad (5)$$

где k — коэффициент изоэнтропии; λ_c — скоростной коэффициент абсолютной скорости; n — показатель политропного процесса.

Для расчетов по уравнениям (3)–(5) нужна математическая модель потерь напора в сужающейся части, чтобы вычислить показатель политропы n . После определения показателя политропы уравнения решаются итерационно. Но в современных программах МУМ эта задача реализуется в упрощенной постановке.

Наличие сужающегося начального участка игнорируется. Считается, что диффузор с относительной шириной \bar{b}_3 начинается на диаметре $\bar{D}_2 = 1$ [19], поэтому форма сужающегося начального участка не является предметом первичного проектирования. Следует только выбрать нужное расчетное значение угла $\alpha_{3\text{расч}}$ и вычислить отношение b_3 / b_2 по формуле

$$b_3 / b_2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{2\text{расч}}}{\operatorname{tg} \alpha_{3\text{опт}}}.$$

Здесь и далее индекс «расч» соответствует расчетному режиму (по расходу газа), а индекс «опт» — оптимальному.

С учетом изложенных соображений первичное проектирование БЛД сводится к определению всего двух параметров. Первый — относительная ширина БЛД $b_3 / b_2 \leq 1$. В техническом задании на проектирование проточной части обычно ограничена радиальная протяженность БЛД. Чаще всего оптимальное отношение диаметров $(D_4 / D_2)_{\text{опт}}$ больше ограниченного значения. Но иногда такого ограничения нет, поэтому вторым геометрическим параметром для первичного проектирования является оптимальное отношение $(D_4 / D_2)_{\text{опт}}$.

Расчетное исследование. Выбор относительной ширины БЛД. Новый принцип. В монографии [15] дана простая рекомендация — отношение b_3 / b_2 должно быть порядка 0,80. Обос-

нование — потери смещения в РК, происходящие на начальном участке БЛД меньше, когда этот участок сужающийся. Очевидно, что современные РК спроектированы лучше, потери смещения меньше, поэтому в монографии [16] нет рекомендации безусловного применения БЛД с суженным начальным участком. Сужение рекомендуется применять для выполнения условия $\alpha_{зрасч} \geq 20...25^\circ$.

И та, и другая рекомендации сделаны на основе ограниченного экспериментального материала. Например, в работах [20–22] показано, что в расчетном режиме у высокорасходных ступеней угол потока должен быть значительно больше.

Авторы предлагают новый принцип выбора относительной ширины БЛД: расчетный угол потока $\alpha_{зрасч}$ должен быть таким, чтобы при уменьшении расхода на границе помпажа критический угол потока $\alpha_{зкр}$ (далее для обозначения критических параметров также использован индекс «кр») все еще соответствовал безотрывному течению. Чтобы решить вопрос первичного проектирования, следует найти угол потока на выходе из РК на границе помпажа.

Приближенный расчет границы помпажа. После первичного проектирования РК известен угол потока $\alpha_{зрасч}$. Положение границы помпажа в значительной степени зависит от коэффициента теоретического напора РК. Чем выше коэффициент напора, тем более пологая напорная характеристика. При уменьшении расхода газа, когда конечное давление перестает увеличиваться и наступает помпаж, рост ударных потерь меньше компенсируется подводом механической работы.

Эта проблема подробно рассмотрена в работе [23], где разработан упрощенный способ оценки границы помпажа как режима с максимальным отношением давлений. В практике расчетов такое понимание границы помпажа общепринято [24]. Предложенный в работе [23] способ оценки границы помпажа авторы представляют в уточненном виде.

Граница помпажа соответствует коэффициенту расхода, при котором коэффициент политропного напора $h_p = h_T - h_w$ (h_T — теоретический напор) достигает максимума:

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

где ψ_p — коэффициент политропного напора; Φ — условный коэффициент расхода.

Линейная зависимость коэффициента теоретического напора от условного коэффициента расхода проанализирована в публикациях [25, 26]. На рис. 4 показаны напорная характеристика и треугольник скоростей при линейной зависимости $\psi_T = f(\varphi_2)$ [25], где ψ_T — коэффициент теоретического напора; φ_2 — коэффициент расхода. На рис. 4 обозначены следующие параметры: $\beta_{л2}$ — выходной угол лопаток РК; $\beta_{л2\infty}$ — выходной угол лопаток РК с бесконечным числом лопаток; β_T — угол наклона напорной характеристики; β'_2 — угол потока на выходе из РК в относительном движении; ψ_{T0} — коэффициент теоретического напора при нулевом расходе; φ'_2 и φ'_{2max} — коэффициент расхода на выходе из РК и его максимальное значение; $\varphi'_{2max\infty}$ — максимальное значение коэффициента расхода на выходе из иде-

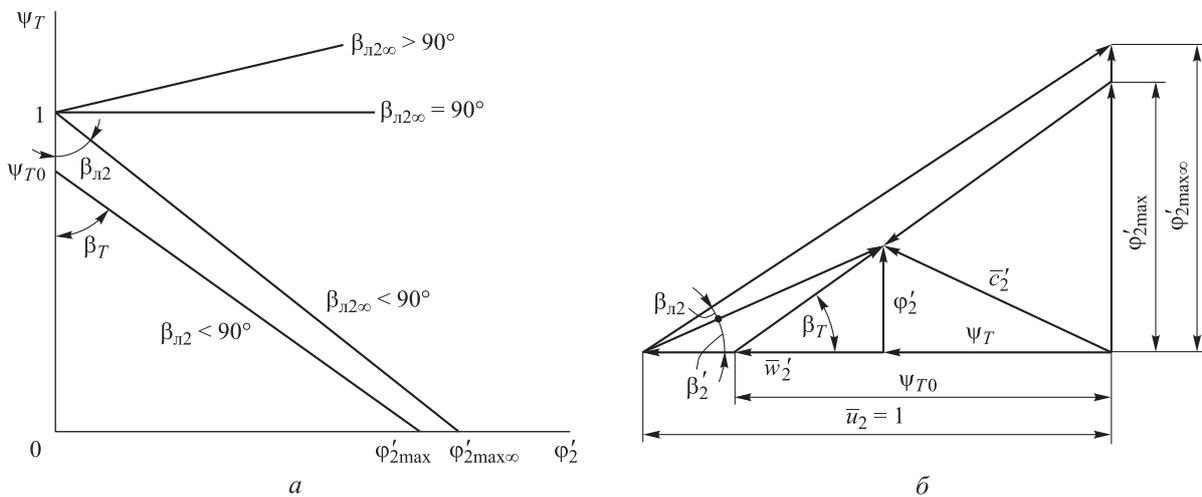


Рис. 4. Напорная характеристика (а) и треугольник скоростей (б) при линейной зависимости $\psi_T = f(\varphi_2)$

ального РК с бесконечным числом лопаток; \bar{c}_2 и \bar{w}'_2 — относительная скорость потока на выходе из РК в 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, на что указывал В.Ф. Рис в своей первой монографии [27]. Поэтому при моделировании принято считать функцию $\psi_T = f(\Phi)$ также линейной, хотя связь между параметрами Φ и φ_2 не вполне линейная.

При линейной зависимости коэффициента теоретического напора от коэффициента расхода

$$\psi_T = \psi_{T0} - (\psi_{T0} - \psi_{T\text{расч}}) \Phi / \Phi_{\text{расч}}. \quad (6)$$

Коэффициент теоретического напора при нулевом расходе ψ_{T0} зависит от многих факторов, при этом наблюдается главная тенденция — ψ_{T0} выше у РК с большими коэффициентами напора в расчетном режиме. На основании экспериментальных данных [26] предлагается приближенная формула, пригодная для первичного проектирования при $\psi_{T\text{расч}} = 0,40 \dots 0,70$:

$$\psi_{T0} = 0,84 + 0,27(\psi_{T\text{расч}} - 0,40). \quad (7)$$

Связь между политропным и теоретическим напорами можно представить как

$$h_p = h_T - h_{w\text{расч}} \frac{h_w}{h_{w\text{расч}}}. \quad (8)$$

Связь гидравлического КПД η_r с потерянными и подведенными напорами, $\eta_r = 1 - h_w / h_T$ справедлива и в расчетном режиме, поэтому $h_{w\text{расч}} = h_{T\text{расч}} (1 - \eta_{r\text{расч}})$.

В работе [23] рекомендовано соотношение

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

В безразмерном виде выражение (8) запишется как

$$\psi_p = \psi_{T0} - \frac{\psi_{T0} - \psi_{T\text{расч}}}{\Phi_{\text{расч}}} \Phi - \psi_{T\text{расч}} (1 - \eta_{r\text{расч}}) \left[1 + 8,5 \left(1 - \frac{\Phi}{\Phi_{\text{расч}}} \right)^3 \right]. \quad (9)$$

Запас по помпажу — отношение критического коэффициента расхода на границе помпажа $\Phi_{\text{кр}}$ к расчетному коэффициенту расхода. После преобразования и дифференцирования выражения (9) получаем

$$\frac{\Phi_{\text{кр}}}{\Phi_{\text{расч}}} = 1 - \left[\frac{\frac{\psi_{T0}}{\psi_{T\text{расч}}} - 1}{17(1 - \eta_{r\text{расч}})} \right]^{0,5}. \quad (10)$$

Для определения запаса по помпажу предложен и реализован в виде компьютерной подпрограммы первичного проектирования БЛД следующий алгоритм:

- вычисление политропного КПД ступени по полным параметрам в расчетном режиме по упрощенной математической модели [17] $\eta_{\text{расч}}^* = 1 - X_1 K_\Phi K_{\psi_T} K_{D_{\text{вт}}} K_{M_u} + \Delta\eta_{\text{лд}} - \Delta\eta_{\text{вп}}$ (X_1 — эмпирический коэффициент математической модели; $K_\Phi, K_{\psi_T}, K_{D_{\text{вт}}}, K_{M_u}$ — эмпирические коэффициенты, учитывающие влияние соответствующих параметров проектирования; $\Delta\eta_{\text{лд}}$ и $\Delta\eta_{\text{вп}}$ — потери КПД в лопаточном диффузоре и входном патрубке);

- определение гидравлического КПД в расчетном режиме по выражению

$$\eta_{r\text{расч}} = \eta_{\text{расч}}^* (1 + \beta_{\text{пр}} + \beta_{\text{тр}}),$$

где $\beta_{\text{пр}}$ и $\beta_{\text{тр}}$ — коэффициенты протечек и дискового трения, рассчитываемые по эмпирическим формулам $\beta_{\text{пр}} = 5,66 \cdot 10^{-4} D_0 / \Phi$ и $\beta_{\text{тр}} = 5,21 \cdot 10^{-4} \varepsilon_2 / (\Phi \psi_T)$, ε_2 — коэффициент сжимаемости на выходе из РК;

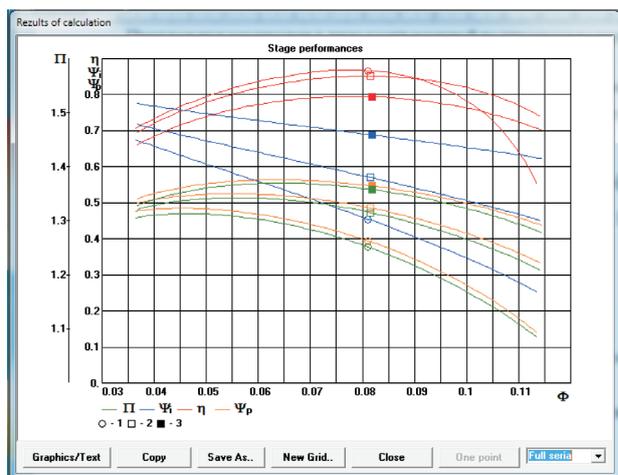


Рис. 5. Характеристики ступени с БЛД при коэффициенте $\psi_{T\text{расч}} = 0,5$ (○), $0,6$ (□), $0,7$ (▴), полученные путем расчета по математической модели 8-й версии

- расчет коэффициента теоретического напора Ψ_{T0} при нулевом расходе по выражению (7);
- вычисление запаса по помпажу ($\Phi_{кр} / \Phi_{расч} \approx \Phi_{2кр} / \Phi_{2расч}$) по формуле (10).

Зависимость запаса по помпажу от коэффициента теоретического напора для ступени с БЛД, полученная путем расчета по математической модели 8-й версии, приведена на рис. 5. Здесь показано влияние условного коэффициента расхода Φ и расчетного коэффициента теоретического напора $\Psi_{Tрасч}$ на отношение давлений Π , политропный КПД η , коэффициент внутреннего напора $\psi_i = \psi_T(1 + \beta_{пр} + \beta_{тр})$ и коэффициент политропного напора ψ_p .

Угол выхода потока из РК на границе помпажа. Выбор ширины основного участка диффузора.

После расчета отношения $\Phi_{кр} / \Phi_{расч}$ необходимо определить, насколько угол выхода потока из РК $\alpha_{2расч}$ уменьшится на границе помпажа. Полученное значение следует сравнить с углом на границе отрыва $\alpha_{3г.о.}$, при котором в основной части БЛД наступает отрыв, и выбрать значение \bar{b}_3 , обеспечивающее соотношение $\alpha_{3кр} = \alpha_{3г.о.}$. На рис. 6 показаны отрывное и безотрывное течения потока в БЛД по результатам CFD-расчетов [21, 22], где Re_{b_2} — число Рейнольдса.

Очевидна сильная зависимость критического угла потока, при котором начинается отрыв, от относительной ширины БЛД. Этот угол надо сравнить с углом потока на границе помпажа.

Угол выхода потока из РК на границе помпажа определяется составляющими треугольника скоростей $\Phi_{2кр}$ и $\Psi_{Tкр}$.

Расходная составляющая скорости на границе помпажа

$$\Phi_{2кр} = \Phi_{2расч} \Phi_{кр} / \Phi_{расч}.$$

Окружная составляющая скорости $\bar{c}_{и кр} = \Psi_{T кр}$, отсюда по уравнению (6)

$$\Psi_{T кр} = \Psi_{T0} - (\Psi_{T0} - \Psi_{Tрасч}) \Phi_{кр} / \Phi_{расч}.$$

Угол потока на границе помпажа

$$\alpha_{2кр} = \arctg \left[\frac{\Phi_{2расч} \frac{\Phi_{крит}}{\Phi_{расч}}}{0,84 + 0,27b - (0,84 + 0,27b - \Psi_{Tрасч}) \frac{\Phi_{крит}}{\Phi_{расч}}} \right]$$

где $b = \Psi_{Tрасч} - 0,40$.

Из уравнения неразрывности следует, что коэффициент расхода в расчетном режиме Из уравнения неразрывности следует, что коэффициент расхода в расчетном режиме

$$\Phi_{2расч} = \Phi_{расч} / 4\varepsilon_2 \bar{b}_2 \approx \Phi_{расч} / 4 \cdot 1,18 \bar{b}_2.$$

Угол потока на выходе из РК в расчетном режиме

$$\alpha_{2расч} = \arctg \left(\frac{\Phi_{2расч}}{\Psi_{Tрасч}} \right).$$

Минимальный угол безотрывного течения в БЛД и относительная ширина БЛД. Обработка результатов расчетного эксперимента с безопаточными диффузорами [21, 22, 28] позволила установить количественное соотношение между углом потока $\alpha_{3кр}$, при котором начинается отрыв, и относительной шириной диффузора.

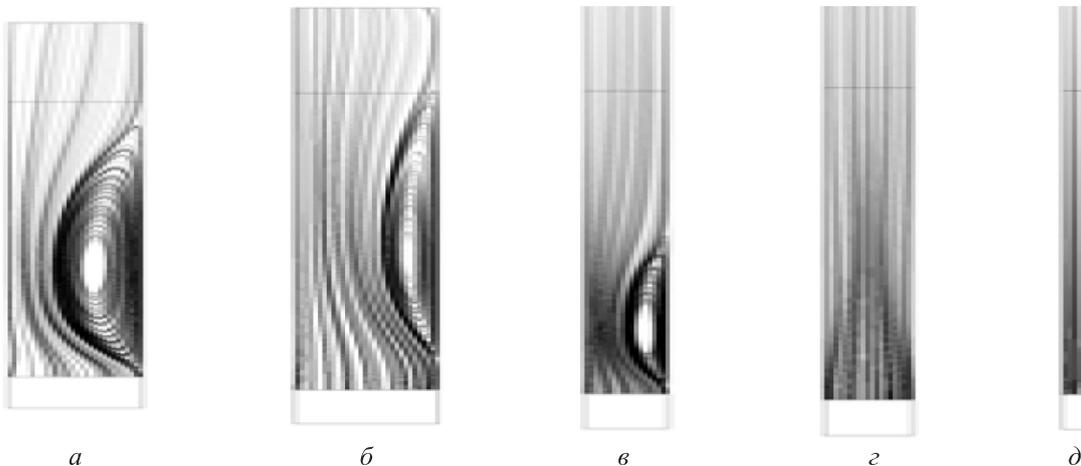


Рис. 6. Линии тока в меридиональной плоскости БЛД при различных параметрах:

- a — $b_2 / D_2 = 0,1, \alpha_2 = 10^\circ, Re_{b_2} = 911000$; б — $b_2 / D_2 = 0,1, \alpha_2 = 20^\circ, Re_{b_2} = 911000$; в — $b_2 / D_2 = 0,057, \alpha_2 = 10^\circ, Re_{b_2} = 521000$; г — $b_2 / D_2 = 0,057, \alpha_2 = 20^\circ, Re_{b_2} = 521000$; д — $b_2 / D_2 = 0,014, \alpha_2 = 10^\circ, Re_{b_2} = 130000$

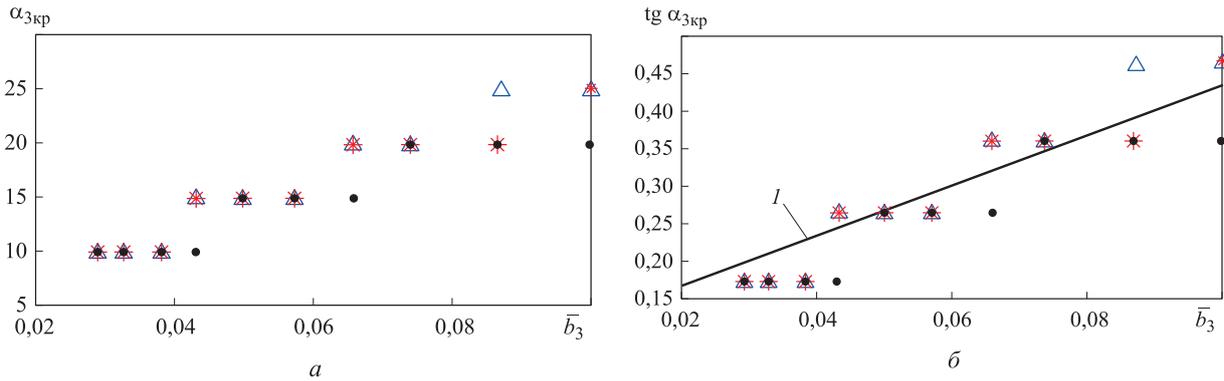


Рис. 7. Зависимости критического угла потока $\alpha_{3кр}$ (а) и его тангенса $tg\alpha_{3кр}$ (б) от относительной ширины БЛД при скоростном коэффициенте на входе $\lambda = 0,39$ (•), $0,64$ (*) и $0,82$ (Δ)

На рис. 7, а приведена зависимость критического угла потока в БЛД от относительной ширины БЛД при трех значениях скоростного коэффициента на входе, полученная в среде ANSYS CFX. Искомое соотношение \bar{b}_3 / \bar{b}_2 связывает тангенс угла потока на выходе из РК с тангенсом угла потока на входе в РК, поэтому на рис. 7, б показана зависимость $tg\alpha_{3кр} = f(\bar{b}_3)$, линия 1 соответствует аппроксимации результатов расчета.

В узких БЛД отрыв не обнаружен при угле $\alpha_3 \geq 10^\circ$, но даже на границе помпажа не следует иметь угол потока менее 50° . На этом основании предложена следующая аппроксимирующая зависимость (см. рис. 7, б линия 1):

$$tg\alpha_{3кр} = tg5^\circ + 3,5\bar{b}_3 = 0,0875 + 3,5\bar{b}_3.$$

Если при условии $\bar{b}_3 = \bar{b}_2$ угол $\alpha_{2кр}$ больше $\alpha_{3кр}$ или равен ему, то применять сужающийся участок не следует.

Если $\alpha_{2кр} < \alpha_{3кр}$, то необходимо определить отношение \bar{b}_3 / \bar{b}_2 , при котором эти углы будут

равны, исходя из того, что $tg\alpha_{3кр} = tg\alpha_{2кр} \bar{b}_2 / \bar{b}_3$. Решению подлежит квадратное уравнение $3,5\bar{b}_3^2 + 0,0875\bar{b}_3 - tg\alpha_{2кр}\bar{b}_2 = 0$:

$$\bar{b}_3 = \frac{-0,0875 + \sqrt{0,00766 + 14tg\alpha_{2кр}\bar{b}_2}}{7}.$$

Радиальная протяженность БЛД. Существует мнение, что при излишней протяженности узкого БЛД давление перестает повышаться. Результаты расчетов [21, 22] это не подтверждают. На рис. 8 показаны зависимости статического давления в БЛД с небольшой относительной шириной ($\bar{b}_3 = 0,014$) от радиальной протяженности $\bar{D}_4 = D_4 / D_2$, полученные в среде ANSYS CFX при скоростном коэффициенте $\lambda = 0,39$ и $0,82$ и различных значениях угла потока на входе.

Диффузоры с отношением диаметров $D_4 / D_2 > 2$ практически не применяют. Результаты расчетов, приведенные на рис. 8, показали, что даже при $\alpha = 10$ в узком и длин-

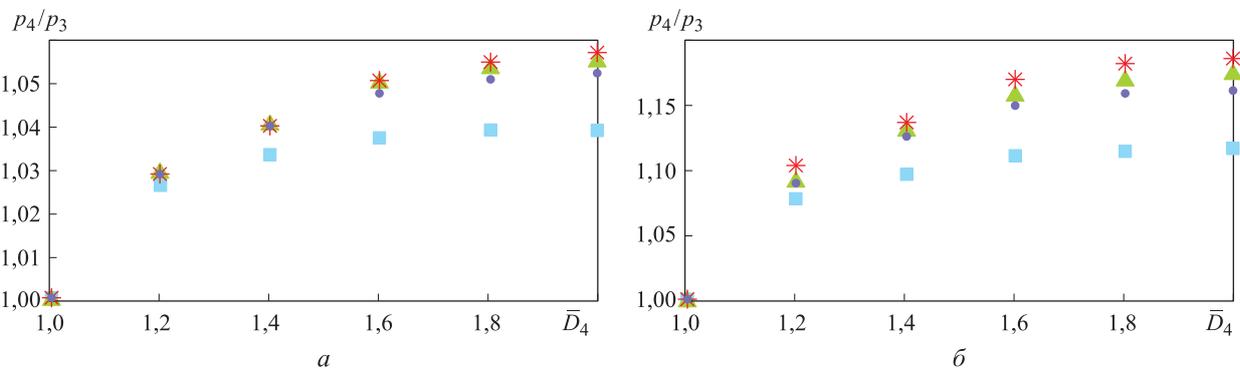


Рис. 8. Зависимости статического давления p_4/p_3 БЛД с относительной шириной $\bar{b}_3 = 0,014$ от радиальной протяженности \bar{D}_4 при скоростном коэффициенте $\lambda = 0,39$ (а) и $0,82$ (б) и различных значениях угла потока на входе:

■ — $\alpha = 10$; ● — $\alpha = 25$; ▲ — $\alpha = 40$; * — $\alpha = 90$

Расчетные значения политропного КПД по полным параметрам и коэффициентов потерь БЛД и ОНА ступеней при различных значениях радиальной протяженности и коэффициента расхода

\bar{D}_4	$\Phi_{расч}$											
	0,015			0,025			0,040			0,060		
	$\eta_{расч}^*$	$\zeta_{БЛД}$	$\zeta_{ОНА}$									
1,55	0,754	0,246	0,349	0,810	0,175	0,438	-	-	-	-	-	-
1,60	0,755	0,254	0,328	0,812	0,181	0,412	-	-	-	-	-	-
1,65	0,756	0,261	0,330	0,813	0,187	0,414	-	-	-	-	-	-
1,70	0,756	0,268	0,334	0,813	0,192	0,426	0,845	0,140	0,411	-	-	-
1,75	-	-	-	-	-	-	0,846	0,144	0,411	-	-	-
1,80	-	-	-	-	-	-	0,847	0,147	0,408	0,862	0,112	0,404
1,85	-	-	-	-	-	-	0,849	0,150	0,374	0,865	0,114	0,365
1,90	-	-	-	-	-	-	0,849	0,153	0,380	0,865	0,116	0,370
2,00	-	-	-	-	-	-	0,849	0,153	0,380	0,865	0,120	0,383

ном диффузорах давление растет. Очевидно, рациональное отношение диаметров D_4 / D_2 следует искать совместно с последующим элементом проточной части. В работе [16] эта проблема обсуждается на основании выражения для потери КПД в неподвижных элементах (НЭ) ступени:

$$\Delta\eta_{НЭ} = \Delta\eta_{д} + \Delta\eta_{ВУ} = \frac{1}{2\psi_T} (\zeta_{д} \bar{c}_2^2 + \zeta_{ВУ} \bar{c}_4^2) = \frac{\bar{c}_2^2}{2\psi_T} \left[\zeta_{д} + \zeta_{ВУ} \left(\frac{c_4}{c_2} \right)^2 \right], \tag{11}$$

где $\Delta\eta_{д}$ и $\Delta\eta_{ВУ}$ — потери КПД в диффузоре и выходном устройстве.

В случае БЛД с шириной $b_3 = b_2$ отношение скоростей практически обратно пропорцио-

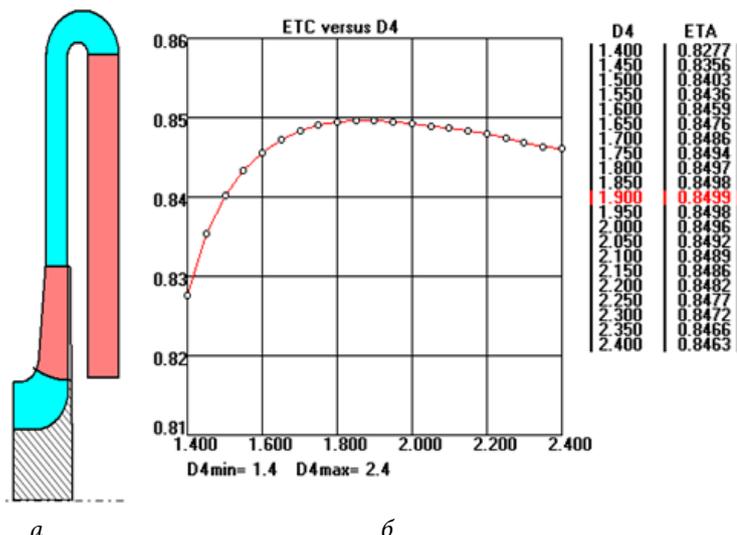
нально отношению диаметров конца и начала БЛД, поэтому формула (11) приобретает вид

$$\Delta\eta_{НЭ} = \frac{\bar{c}_2^2}{2\psi_T} \left(\zeta_{БЛД} + \frac{\zeta_{ВУ}}{\bar{D}_4^2} \right) = 0,5\psi_T (\text{tg}^2\alpha_2 + 1) \left(\zeta_{БЛД} + \frac{\zeta_{ВУ}}{\bar{D}_4^2} \right). \tag{12}$$

Если ступень промежуточная, то чем больше радиальная протяженность \bar{D}_4 , тем меньше относительная ширина обратного направляющего аппарата (ОНА), и его коэффициент потерь $\zeta_{ОНА}$ начинает возрастать. Очевидно, что функция $\Delta\eta_{НЭ} = f(\bar{D}_4)$ может иметь максимум. На рис. 9 приведены результаты моделирования, полученные с помощью 4-й версии математической мо-

Рис. 9. Результаты моделирования, полученные с помощью 4-й версии математической модели МУМ:

- a* — ступень меридиональной формы с оптимальной протяженностью $\bar{D}_4 = 1,90$;
- б* — зависимость КПД промежуточной ступени от радиальной протяженности БЛД при $\Phi_{расч} = 0,060$, $\psi_{T,расч} = 0,60$ и $M_u = 0,85$



дели МУМ: a — степень меридиональной формы с оптимальной протяженностью $\bar{D}_4 = 1,90$ [16]; b — зависимость КПД промежуточной ступени от радиальной протяженности БЛД при коэффициенте расхода $\Phi_{\text{расч}} = 0,060$, коэффициенте теоретического напора $\psi_{T_{\text{расч}}} = 0,60$ и условном числе Маха $M_u = 0,85$.

Анализ рационального размера \bar{D}_4 целесообразно выполнить на основе соотношения (12), но с уточнением. Независимо от параметра про-

ектирования $\psi_{T_{\text{расч}}}$ НЭ ступени должны подвести газ от одного контрольного сечения 2–2 до сечения 0'–0' (см. рис. 1, б) с наименьшими потерями напора: $h_{w_{\text{НЭ}}} = (h_{w_{\text{БЛД}}} + h_{w_{\text{ОНА}}}) \rightarrow \min$, где $h_{w_{\text{НЭ}}}$, $h_{w_{\text{БЛД}}}$, $h_{w_{\text{ОНА}}}$ — потерянный напор НЭ БЛД и ОНА соответственно. То есть система БЛД + ОНА должна иметь минимальный коэффициент потерь:

$$\zeta_{\text{НЭ}} = \zeta_{\text{БЛД}} + \zeta_{\text{ОНА}} (c_4 / c_2)^2 = f(\bar{D}_4) \rightarrow \min. \quad (13)$$

Ф расчетное	0.015
ПСИг расчетное	0.55
Mu=	0.7
k=	1.4
Dвт=	0.3
DLi=	0.014

a

Рис. 10. Параметры ступени для расчета размеров методом первичного проектирования в программе ОПТИМ-2 (*a*) и ее меню с размерами ступени для определения характеристик (*б*)

Input Data

Input Data: 2D 3D

Diffuzer Type: VLD VD

Exit Type: Return channel Scroll

blades: дуговой проф.

Mu=0.7 Reu=6000000 k=1.4

Impeller: D2=0.55 m, Dhb=0.3, D0=0.411305, D1=0.4236441, B1=5.195341E-02, B1m=6.093822E-02, B2=2.852837E-02, Btbl1=22.93852 deg, Btbl2=20.87998 deg

Diffuzer: B3=3.183692E-02, D3=1.1, D4=1.5, ALb13=13.50099 deg, ALb14=31.94798 deg, DLv=0.015 deg, Zvd=15, RzD=0.000015, Ktau3=0.2, Ktau4=0.2

Return channel: D5=1.5, D6=0.4695308, B5=4.616353E-02, B6=4.852153E-02, ALb15=25.00184 deg, DLrc=0.04, Zrc=20, RzS=0.00015, Dhb'=0.3, D0'=0.411305, Ktau5=0.2, Ktau6=0.2

Rs=3.636738E-02, Rh=4.230096E-02

DLi=0.014, Zim=8, AL0=90.01318 deg, Rz1=0.000015, Ktau1=0.5, Ktau2=0.5

ВНА: YES NO

Real dimensions (in meters): YES NO

Inlet nozzle: YES NO

Labyrinth seal condition: good mediocre another

Считать размеры из файлов: Записать размеры для 3ДМ:

Способ моделирования расчетного режима: Расчет по заданным условному коэффициенте расхода и коэффициенте теоретического напора Расчет по заданной геометрии

Кид: Задать Из эмпирических коэффициентов

Пересчет b6 и D6: Start, Continue, Close, Theoretic head model..., Подробный расчет размеров ступени, Расчет ступени на заданные параметры, Границы расчета характеристики

б

С учетом приближенного соотношения $\left(\frac{c_4}{c_3}\right)^2 \approx \left(\frac{1}{\bar{D}_4}\right)^2$, обычно принимаемого для БЛД промышленных компрессоров,

$$\left(\frac{c_4}{c_2}\right)^2 = \left(\frac{c_4/c_3}{c_2/c_3}\right)^2 \approx \left(\frac{1}{\bar{D}_4} \frac{c_3}{c_2}\right)^2.$$

При математическом моделировании БЛД принято, что если $b_3/b_2 < 1$, то сужение происходит непосредственно на выходе из РК. В этом случае соотношение (5) записывается как

$$\left(\frac{c_3}{c_2}\right)^2 = \text{ctg}^2 \alpha_2 + \left(\frac{\text{tg} \alpha_2}{b_3/b_2}\right)^2,$$

а зависимость (13) принимает вид

$$\begin{aligned} \zeta_{\text{нэ}} &= \zeta_{\text{блд}} + \frac{\zeta_{\text{она}}}{\bar{D}_4^2} \left[\text{ctg}^2 \alpha_2 + \left(\frac{\text{tg} \alpha_2}{b_3/b_2}\right)^2 \right] = \\ &= f(\bar{D}_4) \rightarrow \min. \end{aligned}$$

С увеличением радиальной протяженности БЛД коэффициент потерь растет, но потери в ОНА уменьшаются.

Для количественного анализа использована программа на основе 8-й версии программы ОПТИМ-2 с моделью БЛД, взятой из работы [19]. Проведено сравнение максимальных КПД вариантов ступеней при различных значениях коэффициента расхода $\Phi_{\text{расч}}$ и радиальной протяженности \bar{D}_4 . Параметр проектирования $\Phi_{\text{расч}}$ определяет относительную ширину БЛД и ОНА, влияющую на соотношение коэффициентов потерь при том или ином размере \bar{D}_4 . Другие параметры проектирования оказывают меньшее воздействие на этот параметр, поэтому на стадии первичного проектирования ими можно пренебречь.

На рис. 10, а показаны параметры ступени, по которым предложенным методом первичного проектирования рассчитываются размеры и передаются в меню программы ОПТИМ-2 (рис. 10, б).

Чем значительнее $\Phi_{\text{расч}}$, тем больше ширина БЛД и его оптимальные радиальные размеры $\bar{D}_4 = \bar{D}_5$.

Для примера в таблице приведены расчетные значения полнотропного КПД по полным

параметрам $\eta_{\text{расч}}^*$ и коэффициентов потерь БЛД $\zeta_{\text{блд}}$ и ОНА $\zeta_{\text{она}}$ ступеней при различных значениях радиальной протяженности \bar{D}_4 и коэффициента расхода.

Результаты расчетов показывают довольно слабое влияние параметра проектирования \bar{D}_4 на $\eta_{\text{расч}}^*$ в пределах радиальной протяженности минус 4...5 % ее оптимального значения. В качестве оптимума при первичном проектировании выбирается наименьшее значение \bar{D}_4 из диапазона, в котором КПД практически не изменяется.

Также установлено, что высокорасходные ступени имеют оптимальную радиальную протяженность $\bar{D}_{4\text{опт}} > 2,0$. Это значение редко может быть превышено при реальном проектировании. Эмпирическая формула выбора радиальной протяженности БЛД ступени обобщает результаты вычислений, приведенных в таблице, и других аналогичных расчетов:

$$\bar{D}_4 = 1,45 + 1,4\Phi_{\text{расч}}^{0,5}. \quad (14)$$

Формула (14) предполагает, что при $\Phi_{\text{расч}} = 0,15$ радиальная протяженность $\bar{D}_4 = 2,0$. Если конструкция компрессора позволяет сделать выбор оптимальной радиальной протяженности $\bar{D}_{4\text{опт}} > 2,0$, то этот вопрос решается на стадии окончательного проектирования.

Выводы

1. Разработана методика первичного проектирования БЛД центробежной компрессорной ступени, которая сводится к определению двух размеров: относительной ширины и оптимальной радиальной протяженности БЛД.

2. Предложен новый принцип выбора относительной ширины БЛД: расчетный угол потока $\alpha_{3\text{расч}}$ должен быть таким, чтобы при уменьшении расхода на границе помпажа угол потока $\alpha_{3\text{кр}}$ все еще соответствовал безотрывному течению.

3. Создан и реализован в виде компьютерной подпрограммы первичного проектирования БЛД алгоритм расчета запаса по помпажу.

4. С учетом опыта проектирования и расчетов ступеней с разными параметрами проектирования получена эмпирическая формула выбора радиальной протяженности БЛД ступени.

Литература

- [1] Hazby H., Casey M., Robinson C., Spataro R., Lunacek O. The design of a family of process compressor stages. *Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC12*, 3–7 April 2017, Stockholm, Sweden, paper ID ETC2017-134.
- [2] Roszbach T., Rube C., Wedeking M., Franz H., Jeschke P. Performance measurements of a full-stage centrifugal process gas compressor test rig. *Proceedings of 11th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC11*, 23–27 March, 2015, Madrid, Spain, code 112514.
- [3] Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Попов Ю.А. Развитие научной школы турбокомпрессоростроения ЛПИ-СПбПУ Петра Великого, результаты сотрудничества с компрессоростроителями. *17-я Междунар. науч.-техн. конф. по компрессорной технике*, Казань, 23–24 мая 2017, с. 19–29.
- [4] Васильев Ю.С., Родионов П.И., Соколовский М.И. Высокоэффективные центробежные компрессоры нового поколения. Научные основы расчета, разработка методов оптимального проектирования и освоение производства. *Наука и промышленность России*, 2000, № 10–11, с. 78–85.
- [5] Galerkin Y., Drozdov A. New generation of Universal modeling for centrifugal compressors calculation. *International Conference on Compressors and their Systems*, City University, UK, 2015, vol. 90, conference 1, doi: 10.1088/1757-899X/90/1/012040
- [6] Солдатова К.В. Верификация новой версии модели потерь напора Метода универсального моделирования по результатам заводских испытаний центробежных компрессоров. *Компрессорная техника и пневматика*, 2016, № 7, с. 1–25.
- [7] Galerkin Y., Soldatova K., Drozdov A. Modern state of the universal modeling for centrifugal compressors. *International Conference on Numerical Methods in Industrial Processes. World Academy of science, engineering and technology*, Paris, 2015, vol. 9, no. 01, no. 242.
- [8] Galerkin Y., Soldatova K., Drozdov A. New version of the universal modelling for centrifugal compressor gas dynamic design. *22nd International Compressor Engineering Conference at Purdue*, 14–17 July, 2014, Purdue University. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/iccec/2275/> (дата обращения 14 декабря 2018).
- [9] Лунев А.Т. Структура метода проектирования и испытания проточной части нагнетателей для перекачивания природного газа. *Компрессорная техника и пневматика*, 2001, № 10, с. 4–7.
- [10] Лунев А.Т., Вячкилев О.А., Дроздов Ю.В. Проектирование центробежных компрессорных ступеней на основе математической модели. *Проектирование и исследование компрессорных машин: сб. статей*, 1997, вып. 3, с. 53–64.
- [11] Лунев А.Т. *Разработка высокоэффективных сменных проточных частей центробежных компрессоров газоперекачивающих агрегатов*. Дис. ... канд. техн. наук. Казань, 2005, 123 с.
- [12] Japikse D. Design system development for turbomachinery (turbopump) designs and a decade beyond. *JANNAF Conference*, Cleveland, Ohio, 15–17 July 1998, pp. 263–275.
- [13] Japikse D. Agile design system in the age of concurrent engineering. *JANNAF Conference*, Albuquerque, December, 1996, pp. 331–345.
- [14] Japikse D., Bitter J. Effective two-zone modeling of diffusers and return channel systems for radial and mixed-flow pumps and compressors. *Proceedings of the 11th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, 2006, vol. 2, pp. 511–520.
- [15] Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. *Центробежные компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1982. 271 с.
- [16] Галеркин Ю.Б. *Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части*. Москва, КХТ, 2010. 596 с.
- [17] Рекстин А.Ф., Попова Е.Ю., Уцеховский А.А. Анализ эффективности центробежных компрессорных ступеней с помощью приближенных алгебраических уравнений. *Компрессорная техника и пневматика*, 2018, № 1, с. 33–40.

- [18] Лившиц С.П. *Аэродинамика центробежных компрессорных машин*. Москва, Ленинград, Машиностроение, 1966. 340 с.
- [19] Солдатова К.В. *Создание новой математической модели проточной части центробежных компрессоров и базы данных модельных ступеней*. Дис. ... д-ра техн. наук. Санкт-Петербург, 2017. 357 с.
- [20] Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А. Оптимизация неподвижных элементов высокорасходной центробежной компрессорной ступени с осерадиальным рабочим колесом методом вычислительной газовой динамики. *Научно-технические ведомости СПбГПУ*, 2015, № 4(231), с. 179–188, doi: 10.5862/JEST.231.19
- [21] Галеркин Ю.Б., Соловьева О.А. Совершенствование методов расчета безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней на основе вычислительных экспериментов. Ч. 1. *Компрессорная техника и пневматика*, 2014, № 3, с. 35–41.
- [22] Галеркин Ю.Б., Соловьева О.А. Совершенствование методов расчета безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней на основе вычислительных экспериментов. Ч. 2. *Компрессорная техника и пневматика*, 2014, № 4, с. 15–21.
- [23] 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, Издательство СумГУ, т. 2, с. 166–188.
- [24] Sorokes J.M., Nye D.A., D’Orsi N., Broberg R. *Sidestream optimization through the use of computational fluid dynamics and model testing*. Texas A&M University, Turbomachinery Laboratories. Available at: <http://hdl.handle.net/1969.1/163350>, doi: <https://doi.org/10.21423/R1QS8R>
- [25] Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В. Принципы моделирования напорной характеристики центробежного рабочего колеса. *Компрессорная техника и пневматика*, 2016, № 1, с. 24–34.
- [26] 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.
- [27] Рис В.Ф. *Центробежные компрессорные машины*. Ленинград, Машиностроение, 1981. 351 с.
- [28] Rekstin A.F., Drozdov A.A., Solovyeva O.A., Galerkin Y.B. Two mathematical models centrifugal compressor stage vaneless diffuser comparison. *AIP Conference Proceedings*, 2018, vol. 2007, art. no. 030035, doi: <https://doi.org/10.1063/1.5051896>

References

- [1] Hazby H., Casey M., Robinson C., Spataro R., Lunacek O. The design of a family of process compressor stages. *Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC12*, 3–7 April 2017, Stockholm, Sweden, paper ID ETC2017-134.
- [2] Roszbach T., Rube C., Wedeking M., Franz H., Jeschke P. Performance measurements of a full-stage centrifugal process gas compressor test rig. *Proceedings of 11th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC11*, 23–27 March, 2015, Madrid, Spain, code 112514.
- [3] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A., Popov Yu.A. Development of the scientific school of turbo kompressorostroyenia LPI-SPbPU Peter the Great, the results of cooperation with compressor builders. *17 Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya po kompressornoy tekhnike* [17 International scientific and technical conferences on compressor technology]. Kazan, 2017, pp. 19–29 (in Russ.).
- [4] Vasil’ev Yu.S., Rodionov P.I., Sokolovskiy M.I. Highly efficient centrifugal compressors of a new generation. The scientific basis of calculation, the development of methods for optimal design and development of production. *Nauka i promyshlennost’ Rossii*, 2000, no. 10–11, pp. 78–85 (in Russ.).

- [5] Galerkin Y., Drozdov A. New generation of Universal modeling for centrifugal compressors calculation. *International Conference on Compressors and their Systems*, City University, UK, 2015, vol. 90, conference 1, doi: 10.1088/1757-899X/90/1/012040
- [6] Soldatova K.V. New Loss Model of Universal Modeling Method Verification by Plant Test of Centrifugal Compressors. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2016, no. 7, pp. 1–25 (in Russ.).
- [7] Galerkin Y., Soldatova K., Drozdov A. Modern state of the universal modeling for centrifugal compressors. *International Conference on Numerical Methods in Industrial Processes. World Academy of science, engineering and technology*, Paris, 2015, vol. 9, no. 01, no. 242.
- [8] Galerkin Y., Soldatova K., Drozdov A. New version of the universal modelling for centrifugal compressor gas dynamic design. *22nd International Compressor Engineering Conference at Purdue*, 14–17 July, 2014, Purdue University. Available at: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2275/> (accessed 14 December 2018).
- [9] Lunev A.T. Structure of the method of design and testing of the flow part of superchargers for natural gas pumping. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2001, no. 10, pp. 4–7 (in Russ.).
- [10] Lunev A.T., Vyachkilev O.A., Drozdov Yu.V. Design of centrifugal compressor stages based on a mathematical model. *Proektirovanie i issledovanie kompressornykh mashin: sb. statey* [Design and research of compressor machines. Collected papers]. 1997, iss. 3, pp. 53–64 (in Russ.).
- [11] Lunev A.T. *Razrabotka vysokoeffektivnykh smennykh protochnykh chastey tsentrobezhnykh kompressorov gazoperekachivayushchikh agregatov*. Kand. Diss. [Development of high-efficiency replaceable flow parts of centrifugal compressors of gas pumping units. Cand. Diss.]. Kazan, 2005. 123 p.
- [12] Japikse D. Design system development for turbomachinery (turbopump) designs and a decade beyond. *JANNAF Conference*, Cleveland, Ohio, 15–17 July 1998, pp. 263–275.
- [13] Japikse D. Agile design system in the age of concurrent engineering. *JANNAF Conference*, Albuquerque, December, 1996, pp. 331–345.
- [14] Japikse D., Bitter J. Effective two-zone modeling of diffusers and return channel systems for radial and mixed-flow pumps and compressors. *Proceedings of the 11th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, 2006, vol. 2, pp. 511–520.
- [15] Seleznev K.P., Galerkin Yu.B. *Tsentrobezhnyye kompressory* [Centrifugal compressor]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1982. 271 p.
- [16] Galerkin Yu.B. *Turbokompressory. Rabochiy protsess, raschet i proektirovanie protochnoy chasti* [Turbochargers. Workflow, calculation and design of flow part]. Moscow, KKHT publ., 2010. 596 p.
- [17] Rekstin A.F., Popova E.Yu., Utsekhovskiy A.A. Analysis of the efficiency of centrifugal compressor stages using approximate algebraic equations. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2018, no. 1, pp. 33–40 (in Russ.).
- [18] Livshits S.P. *Aerodinamika tsentrobezhnykh kompressornykh mashin* [Aerodynamics of centrifugal compressor machines]. Moscow, Leningrad, Mashinostroenie publ., 1966. 340 p.
- [19] Soldatova K.V. *Sozдание novoy matematicheskoy modeli protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov i bazy dannykh model'nykh stupeney*. Dokt. Diss. [Creation of a new mathematical model of the flow section of centrifugal compressors and a database of model stages. Doct. Diss.]. Sankt-Petersburg, 2017. 357 p.
- [20] Galerkin Yu.B., Drozdov A.A. Optimization of a centrifugal compressor stage with axial-radial impeller. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU*, 2015, no. 4(231), pp. 179–188 (in Russ.), doi: 10.5862/JEST.231.19
- [21] Galerkin Yu.B., Solov'eva O.A. Improvement of vaneless diffuser calculations based on CFD experiment. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2014, no. 3, pp. 35–41 (in Russ.).
- [22] Galerkin Yu.B., Solov'eva 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.).
- [23] Galerkin Yu.B. Design Issues for Natural Gas Centrifugal Compressor Flow Modules. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika v XXI veke. Trudy Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii po kompressorostroeniyu* [Compressors and pneumatics in the

- XXI century. Proceedings of the International Scientific and Technical Conference on Compressor Construction]. 2004, Ukraine, Sumy, vol. 2, pp. 166–188 (in Russ.).
- [24] Sorokes J.M., Nye D.A., D’Orsi N., Broberg R. *Sidestream optimization through the use of computational fluid dynamics and model testing*. Texas A&M University, Turbomachinery Laboratories. Available at: <http://hdl.handle.net/1969.1/163350>, doi: <https://doi.org/10.21423/R1QS8R>
- [25] 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.
- [26] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A. Al'ternativnyy sposob rascheta kharakteristiki koehffitsienta teoreticheskogo napora tsentrobezhnogo kompressornogo kolesa. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2016, no. 6, pp. 11–19 (in Russ.).
- [27] Ris V.F. *Tsentrobezhnyye kompressornyye mashiny* [Centrifugal compressor machines]. Leningrad, Mashinostroyeniye publ., 1981. 351 p.
- [28] Rekstin A.F., Drozdov A.A., Solovyeva O.A., Galerkin Y.B. Two mathematical models centrifugal compressor stage vaneless diffuser comparison. *AIP Conference Proceedings*, 2018, vol. 2007, art. no. 030035, doi: <https://doi.org/10.1063/1.5051896>

Статья поступила в редакцию 01.04.2019

Информация об авторах

ГАЛЕРКИН Юрий Борисович — доктор технических наук, профессор, заведующий НИЛ «Газовая динамика турбомашин» Объединенного научно-технологического института ФГАОУ ВО СПбПУ (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» Объединенного научно-технологического института ФГАОУ ВО СПбПУ (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: rekstin2k7@mail.ru).

СОЛОВЬЕВА Ольга Александровна — кандидат технических наук, научный сотрудник НИЛ «Газовая динамика турбомашин» Объединенного научно-технологического института ФГАОУ ВО СПбПУ (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: Solovyeva.OA@yandex.ru).

Information about the authors

GALERKIN Yuri Borisovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Research Laboratory for Gas Dynamics of Turbomachines. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: yuri_galerkin@mail.ru).

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

SOLOVYEVA Olga Aleksandrovna — Candidate of Science (Eng.), Researcher, Research Laboratory for Gas Dynamics of Turbomachines. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: Solovyeva.OA@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

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](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2019-10-43-57)

Please cite this article in English as:

Galerkin Y.B., Rekstin A.F., Solovyeva 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, doi: [10.18698/0536-1044-2019-10-43-57](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2019-10-43-57)