

УДК 621.515

Влияние параметров проектирования и размеров на эффективность неподвижных элементов центробежных компрессоров^{*}

Ю.Б. Галеркин¹, Л.Н. Маренина¹, В.Б. Семеновский¹, О.А. Соловьева¹,
А.Ф. Рекстин¹, А.А. Дроздов¹, Л.Г. Кузнецов², А.В. Махонин¹

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

² АО «Компрессор»

Influence of the design parameters and dimensions on the stationary elements efficiency in the centrifugal compressors

Yu.B. Galerkin¹, L.N. Marenina¹, V.B. Semenovskiy¹, O.A. Solovyeva¹,
A.F. Rekstin¹, A.A. Drozdov¹, L.G. Kuznetsov², A.V. Makhonin¹

¹ Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

² Compressor JSC

Рассмотрены неподвижные элементы ступеней промежуточного типа в составе безлопаточный диффузор + обратный направляющий аппарат. Известно, что CFD-расчеты безлопаточного диффузора можно эффективно использовать при проектировании, а результаты CFD-оптимизации обратного направляющего аппарата подтверждены экспериментально. Для расчетов использован метод универсального моделирования, в котором форму проточной части определяют два главных параметра проектирования — условный коэффициент расхода и коэффициент теоретического напора. Оптимизацией и расчетами в программном комплексе ANSYS CFX исследованы неподвижные элементы при условном коэффициенте расхода 0,015...0,150 и коэффициенте теоретического напора 0,45...0,70. Приведены характеристики эффективности оптимизированных неподвижных элементов. Определено влияние параметров проектирования на эффективность неподвижных элементов в расчетном режиме. Входной угол лопаток оптимизированных обратных направляющих аппаратов, особенно у малорасходных ступеней (при условном коэффициенте расхода менее 0,040) значительно меньше, чем у известных аналогов. Структура течения потока в оптимизированных обратных направляющих аппаратах малорасходных ступеней недостаточно благоприятная (наблюдаются значительные зоны отрыва на лопатках). Исследование неподвижных элементов малорасходных ступеней будет продолжено. Если результаты получат экспериментальное подтверждение, то проектирование неподвижных элементов станет надежнее, а эффективность ступеней промежуточного типа повысится.

EDN: FGYNZN, <https://elibrary/fgynzn>

Ключевые слова: центробежный компрессор, обратный направляющий аппарат, коэффициент потерь, эффективность неподвижных элементов

^{*} Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 23-29-00200, <https://rscf.ru/project/23-29-00200/>.

Object of the study includes stationary elements of the intermediate type stages consisting of a vaneless diffuser and the reverse guide vane. It is known that the CFD computation of a vaneless diffuser could be efficiently used in the design and development. CFD optimization results with regard to a reverse guide vane are confirmed experimentally. The paper uses in computation the universal simulation method, where the flow part shape is determined by the two main design parameters, i.e. the flow rate and pressure coefficients. Optimization and computation in the ANSYS CFX software package are used to study the stationary elements with the flow rate of 0.015 ... 0.150 and the pressure coefficient of 0.45...0.70. The paper provides efficiency characteristics of the optimized stationary elements and determines the design parameters influence on the design mode efficiency. The inlet angle of blades of the optimized reverse guide vanes, especially in the low-flow stages (flow rate coefficient of less than 0.040), is significantly smaller than that of the known analogs. The flow structure in the optimized reverse guide vanes of the low-flow stages is not favorable enough (significant separation zones are observed on the blades). Studying stationary elements of the low-flow stages would be continued. If the results are confirmed experimentally, the stationary elements design would become more reliable, and efficiency of the intermediate stages would increase.

EDN: FGYHZN, <https://elibrary/fgyhzn>

Keywords: centrifugal compressor, reverse guide vane, loss coefficient, stationary elements efficiency

Несмотря на десятилетия усилий по совершенствованию газодинамического проектирования промышленных центробежных компрессоров, эта тема остается актуальной. В некоторых кругах есть убеждение, что существующие CFD-программы решили вопрос. Действительно, современные возможности оптимизации проточной части программами вычислительной газодинамики формально способны на это. Но, как и три десятилетия назад, не решен вопрос корректности расчета газодинамических характеристик.

Отдельные оптимистические публикации не вызывают доверия. Более того, авторы не раз убеждались в возможности даже принципиальных ошибок. Например, в некоторых случаях CFD-программы показывают изменение полной температуры в неподвижных элементах (НЭ) центробежных ступеней. При расчете осевых компрессоров часто получают невозможный характер изменения статического давления по радиусу, которое в действительности должно увеличиваться по радиусу для уравнивания центробежной силы, действующей на вращающийся поток.

Специалисты, близкие к практике проектирования, очевидно, не считают закрытым вопрос совершенствования газодинамического проектирования промышленных центробежных компрессоров. Вернулся интерес к экспериментальным исследованиям. В РФ и промышленно развитых странах Европы и Азии

построены новые стенды для испытания модельных ступеней.

Авторы принадлежат к большинству, которое видит большие возможности вычислительной газодинамики, и с ее помощью стараются улучшить инженерные методы газодинамического проектирования. В отдельных случаях удавалось корректно моделировать газодинамические характеристики ступеней промышленных компрессоров, но пока это исключение из правила. Положительный опыт — численные исследования НЭ центробежных ступеней. Характер течения потока и характеристики эффективности, рассчитанные программами вычислительной газодинамики, хорошо соответствуют экспериментальным данным [1–12].

В работе [13] приведены результаты CFD — оптимизации обратных направляющих аппаратов (ОНА) ступеней многоступенчатых центробежных компрессоров. Поворотному колесу (ПК) ОНА предшествовал осесимметричный радиальный канал подобный безлопаточному диффузору (БЛД), но с условием неприлипания потока к ограничивающим поверхностям. Это позволило рассчитать коэффициенты потерь ОНА в чистом виде: при равномерной структуре потока и отсутствии пограничных слоев на входе.

Далее приведены результаты исследования ОНА в составе ступени с БЛД. Рассчитаны коэффициенты потерь и коэффициент полезного действия (КПД) НЭ ступени в составе

БЛД+ОНА, рассмотрены особенности течения потока. В качестве объектов оптимизации выступали наиболее важные геометрические параметры ОНА.

Цель исследования — изучить CFD-методами возможность повышения эффективности ОНА в составе ступеней разной быстроходности с БЛД.

Объекты исследования. В исследовательской и проектной практике распространен метод универсального моделирования, основы которого изложены профессором Ю.Б. Галеркиным в работе [14], а современное состояние — в трудах [15–18]. Пример многочисленных англоязычных публикаций — [19].

Согласно методу универсального моделирования, параметры ступени связывает безразмерный комплекс — быстроходность

$$K_n = 2\sqrt{\pi} \frac{\bar{V}_{inl}^{0,5}}{h_T^{0,75}} n = \frac{\Phi^{0,5}}{\psi_T^{0,75}}. \quad (1)$$

Здесь $\bar{V}_{inl}$ — объемный расход на входе, м³/с; h_T — теоретический напор; n — частота вращения ротора, с⁻¹; Φ — условный коэффициент расхода; ψ_T — коэффициент теоретического напора,

$$\Phi = \frac{\bar{m}}{\frac{p_{inl}^*}{RT_{inl}^*} \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2}; \quad \psi_T = \frac{c_{u2}}{u_2},$$

где $\bar{m}$ — массовый расход; p_{inl}^* и T_{inl}^* — давление и температура торможения на входе в рабочее колесо (РК); R — газовая постоянная рабочего тела; D_2 — диаметр РК на выходе; u_2 — окружная скорость вращения РК; c_{u2} — окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из РК.

Согласно опыту проектирования, коэффициент быстроходности эффективных центробежных компрессорных ступеней лежит в диапазоне 0,31...0,50.

Системы уравнений метода универсального моделирования определяют размеры проточной части ступени (по отношению к диаметру РК) по значениям условного коэффициента расхода в расчетном режиме (далее расчетный условный коэффициент расхода) Φ_{des} и коэффициента теоретического напора в расчетном режиме ψ_{Tdes} (далее расчетный коэффициент теоретического напора). Эти коэффициенты — основные параметры проектирования проточ-

ной части, значения которых выбирают такими, чтобы коэффициент быстроходности ступени лежал в оптимальном диапазоне.

Параметры ступеней с одинаковой быстроходностью по уравнению (1), но с разными значениями условного коэффициента расхода и коэффициента теоретического напора, обладают различными характеристиками напора и КПД. Максимальные значения КПД также могут быть разными. Большинство промышленных компрессоров имеют ступени с расчетными коэффициентами $\Phi_{des} = 0,015...0,150$ и $\psi_{Tdes} = 0,45...0,70$.

По формулам первичного проектирования метода универсального моделирования [19, 20] рассчитаны основные размеры ступеней в указанных диапазонах параметров проектирования. Размеры и форма проточной части НЭ ступени показаны на рис. 1, где цифрами обозначены сечения.

Форма проточной части в меридиональной и радиальной плоскостях образована прямыми и дугами окружности. Размеры ОНА в сечении *out-out* условно приняты равными размерам входа в РК ступени. Ширина БЛД вычислена по эмпирическим формулам из условия безотрывного течения потока на границе помпажа. Минимальный угол потока в БЛД, при котором начинается отрыв, определен путем CFD-расчетов [21, 22]: он тем меньше, чем меньше относительная ширина диффузора $\bar{b}_3 = b_3/D_2$, где b_3 — ширина диффузора. Выходной участок ОНА от сечения 6–6 до сечения 0'–0' становится конфузورным с ускорением потока на 15 % согласно данным работы [14].

Далее рассмотрены конструкции НЭ с БЛД с постоянной шириной по высоте ($\bar{b}_4 = \bar{b}_2$) и ОНА с постоянной ($\bar{b}_5 = \bar{b}_6$) или переменной ($\bar{b}_5 < \bar{b}_6$) шириной.

Результаты расчета основных размеров НЭ и газодинамических параметров по программе первичного проектирования обобщены в виде их зависимостей от расчетных коэффициентов Φ_{des} и ψ_{Tdes} .

При выборе размеров БЛД принято условие, что вплоть до границы помпажа (с условным коэффициентом расхода Φ_{cr}) в БЛД не должно быть отрыва потока. В узких БЛД ступеней с небольшим расчетным коэффициентом условного расхода Φ_{des} трение подавляет отрывное течение. Отрыв наступает при меньших углах потока α_{3cr} . В расчетном режиме у ступени с наименьшим исследованным коэффициентом

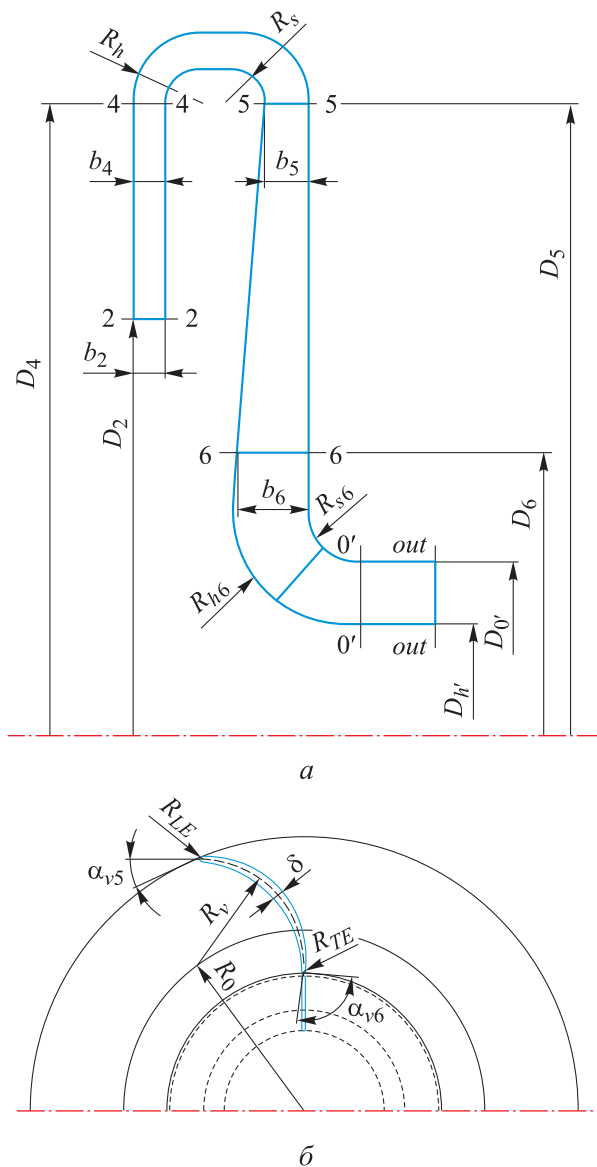


Рис. 1. Схемы ОНА и БЛД с размерами в меридиональной (а) и радиальной (б) плоскостях

напора углы потока в БЛД больше. В силу более крутой напорной характеристики помпаж наступает далеко от расчетного режима, т. е. $\Phi_{cr \psi_T=0,70} > \Phi_{cr \psi_T=0,60} > \Phi_{cr \psi_T=0,45}$, поэтому угол потока в расчетном режиме больше. Угол потока в БЛД 50° у высокорасходных низконапорных ступеней при окончательном проектировании обычно принимают меньшим.

Согласно уравнению неразрывности

$$\Phi_{des} = \frac{\rho_3}{\rho_0^*} 4\bar{b}_3 \varphi_3 = \frac{\rho_3}{\rho_0^*} 4\bar{b}_3 \psi_{Tdes} \operatorname{tg} \alpha_{3des},$$

относительная ширина БЛД зависит от угла потока в расчетном режиме α_{3des} и параметров проектирования следующим образом:

$$\bar{b}_3 = \frac{\Phi_{des}}{\frac{\rho_3}{\rho_0^*} 4\psi_{Tdes} \operatorname{tg} \alpha_{3des}},$$

где ρ_3 — плотность по статическим параметрам на входе в БЛД; ρ_0^* — плотность по параметрам торможения на входе в РК.

При принятой методике первичного проектирования у низконапорных ступеней произведение $\psi_{Tdes} \operatorname{tg} \alpha_{3des}$ больше, чем у средне- и высоконапорных, поэтому относительная ширина БЛД меньше.

У ступеней с одинаковыми значениями коэффициента Φ_{des} высота лопаток ОНА b_5 одинакова. Нелинейный характер зависимости отношения ширины ПК на выходе к ширине ПК на входе b_5/b_4 от условного коэффициента расхода Φ_{des} связан с особенностями методики первичного проектирования: выбор относительной ширины БЛД $\bar{b}_4 = \bar{b}_3$ из условия безотрывного течения потока в режиме с максимальным полезным напором: $\Phi_{cr} < \Phi_{des}$. Расчет коэффициента Φ_{cr} в методике первичного проектирования считаем абсолютно обоснованным. Вероятно, в будущем расчет параметров Φ_{cr} и $\bar{b}_4 = \bar{b}_3$ будет более обоснован, и зависимость площади ПК на выходе к площади ПК на входе F_5/F_4 от условного коэффициента расхода Φ_{des} для ступеней с коэффициентом $\psi_{Tdes} = 0,45$ примет более логичный вид.

В принятой методике первичного проектирования относительный диаметр $\bar{D}_4$ зависит только от параметра Φ_{des} . При большем коэффициенте напора кинетическая энергия потока на входе в БЛД больше, и для ее преобразования в давление требуется более протяженный БЛД. Но у ступеней с меньшим ψ_{Tdes} больше угол потока α_{3des} . Это снижает уровень кинетической энергии.

Зависимости коэффициента динамического напора ω от расчетного условного коэффициента расхода Φ_{des} при расчетном коэффициенте теоретического напора $\psi_{Tdes} = 0,45, 0,60$ и $0,70$ приведены на рис. 2. Эта зависимость отражает соотношение между кинетической энергией и теоретическим напором исследуемых ступеней $h_{d2}/h_T = \bar{c}_3^2/(2\psi_T)$ через коэффициент динамического напора $\omega = h_{d2}/h_T = \bar{c}_3^2/(2\psi_T)$, который близок по смыслу степени реактивности РК Ω : $\omega \sim 1 - \Omega$. Здесь h_{d2} — динамический напор; $\bar{c}_3$ — отношение абсолютной скорости на входе в БЛД к окружной скорости вращения РК u_2 .

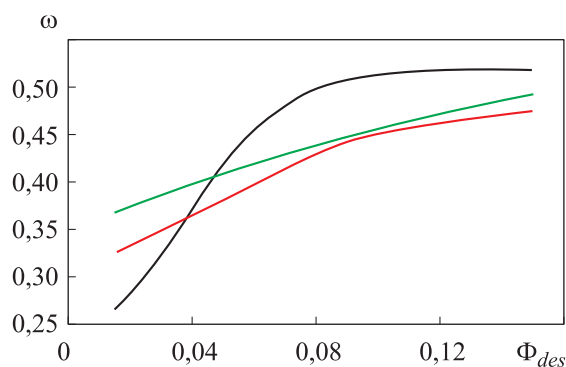


Рис. 2. Зависимости коэффициента динамического напора ω от расчетного условного коэффициента расхода Φ_{des} при расчетном коэффициенте теоретического напора $\psi_{Tdes} = 0,45$ (—), $0,60$ (—) и $0,70$ (—)

Ожидаемая закономерность — доля кинетической энергии больше у ступеней с большим коэффициентом напора. Но в этом случае низконапорные ступени имеют более узкие БЛД. Этого достаточно, чтобы у низконапорных ступеней при $\Phi_{des} > 0,05$ доля кинетической энергии стала больше, чем у средне- и высоконапорных.

Методика численного исследования. В качестве объекта исследования выступала проточная часть НЭ центробежной компрессорной ступени промежуточного типа, состоящая из БЛД, ПК и лопаточного аппарата. Как уже указывалось, исходные геометрические параметры для оптимизации получены по первичному проекту метода универсального моделирования.

Для корректного построения расчетных сеток область разбивали на отдельные элементы. Соединение элементов, задание интерфейсов и граничных условий проводили в программе CFX-Pre согласно отработанной методике численного исследования [4]. На входной границе задавали полное давление, полную температуру и направление потока, на выходе — массовый расход. Для соединения сеток спрямляющей и основных лопаток применяли интерфейс Frozen rotor, необходимый для корректной передачи параметров потока при угловом смещении секторов.

Общее количество элементов расчетной области составляло 550 000. При построении сетки выдерживали значение безразмерного пристеночного элемента y^+ не более 2 для корректного разрешения пограничного слоя с

использованием модели турбулентности SST (Shear Stress Transport).

Цель оптимизации заключалась в достижении минимального коэффициента потерь НЭ в расчетной точке при условии устойчивой работы в необходимом диапазоне производительности и удовлетворительной структуре потока на выходе из ОНА. Для подтверждения эффективности НЭ в нерасчетных режимах для каждого оптимизированного варианта рассчитывали характеристики коэффициента потерь ОНА и НЭ в целом, а также КПД проточной части БЛД+ОНА.

Оптимизацию проводили в два этапа. Сначала подбирали оптимальное число лопаток ОНА $z_{лОНА}$ в диапазоне 14...26 шт. и соответствующий ему лопаточный угол α_5 для безударного обтекания. Затем у оптимального варианта варьировали значения отношения радиуса кривизны внутренней стенки ПК к ширине ПК на входе R_s/b_4 (см. рис. 1, а) в диапазоне 0,5...3,5.

Для автоматизации процесса перебора вариантов с различными входными параметрами использовали генетический алгоритм MOGA (Multi Objective Genetic Algorithm) программы Direct Optimization, входящей в состав программного комплекса ANSYS. Задавали пределы изменения входных величин и шаг их изменения. Также указывали параметр эффективности, по которому алгоритм определял, каким образом изменить значения входных параметров и сформировать новые геометрические параметры, чтобы достигнуть наилучшего результата.

В ходе работы оптимизировали 15 вариантов исходных геометрических параметров ОНА при различных значениях величин проектирования Φ_{des} и ψ_{Tdes} . На первом этапе оптимизация потребовала расчета около 80 вариантов исполнения, на втором — 40. Всего в процессе оптимизации рассчитали около 1800 ОНА.

Результаты исследования. Полученные в результате оптимизации зависимости геометрических параметров НЭ ступеней БЛД+ОНА от расчетного условного коэффициента расхода Φ_{des} при расчетном коэффициенте теоретического напора $\psi_{Tdes} = 0,45, 0,60$ и $0,70$ приведены на рис. 3, а–в. Результаты оптимизации числа лопаток ОНА z_{bl} показаны на рис. 3, а.

При одинаковой высоте лопаток $b_5 = b_6$ входные углы лопаток маленькие, длина лопа-

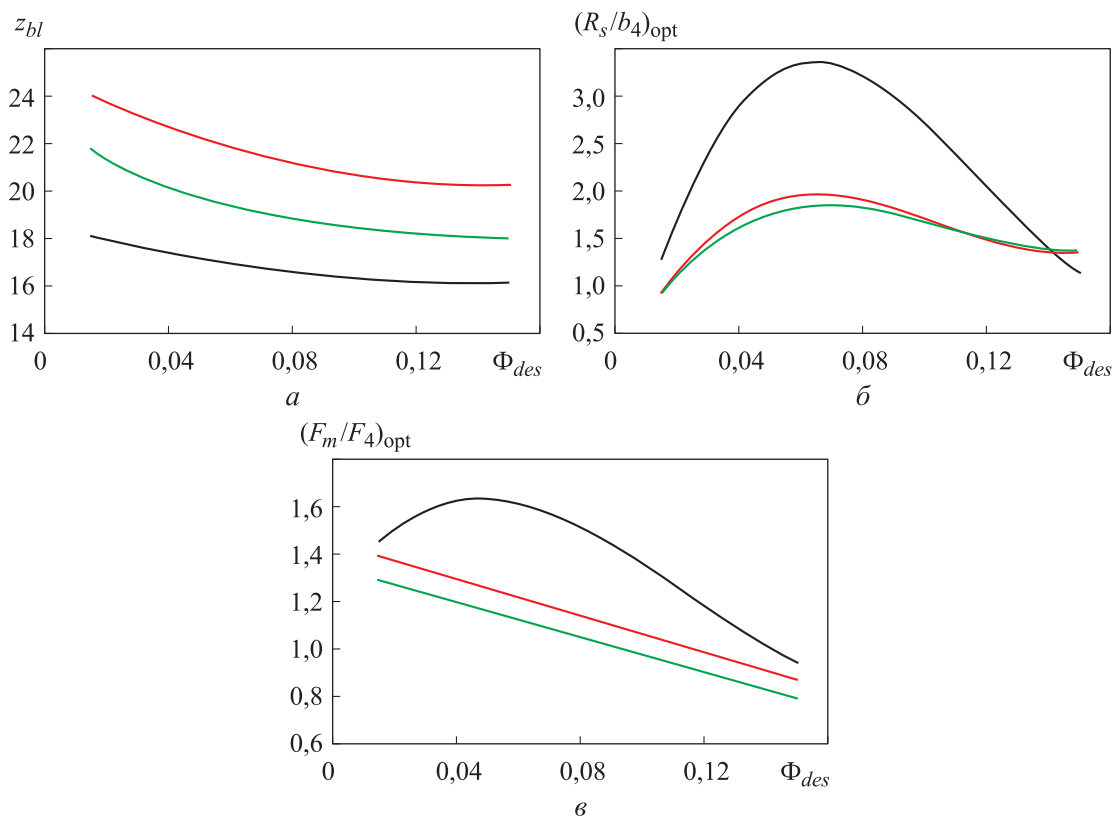


Рис. 3. Зависимости геометрических параметров оптимизированных НЭ ступеней БЛД+ОНА от расчетного условного коэффициента расхода Φ_{des} при расчетном коэффициенте теоретического напора $\psi_{Tdes} = 0,45$ (—), $0,60$ (—) и $0,70$ (—):

a — числа лопаток ОНА z_{bl} ; b — отношения радиуса кривизны внутренней стенки ПК к ширине ПК на входе $(R_s/b_4)_{opt}$; v — отношения площади плоского сечения в середине ПК к площади кольцевого сечения на выходе из БЛД $(F_m/F_4)_{opt}$

ток большая, поэтому число лопаток меньше, чем у ОНА с $b_5 < b_6$.

Главные результаты оптимизации ПК приведены на рис. 3, б и в. На рис. 3, б показана зависимость оптимального отношения радиуса кривизны внутренней стенки ПК к ширине ПК на входе $(R_s/b_4)_{opt}$ от расчетных коэффициентов Φ_{des} и ψ_{Tdes} . Нелинейную зависимость $(R_s/b_4)_{opt} = f(\Phi_{des}, \psi_{Tdes})$ определяют отношениями $F_5/F_4 = b_5/b_4$. То же самое можно сказать об оптимальном отношении площади плоского сечения в середине ПК к площади кольцевого сечения на выходе из БЛД, приведенной на рис. 3, в.

Отношение F_5/F_4 уменьшается от 2,6...2,2 у малорасходных ступеней, до 1,5...1,8 у высокорасходных. Отношение площадей первой половины ПК F_m/F_4 у высокорасходных ступеней меньше единицы. Анализ данных, приведенных на рис. 3, в, показывает, что ускорение потока в первой половине ПК является целесообразным при относительной ширине БЛД $\bar{b}_3 > 0,05$. При

$\bar{b}_3 \approx 0,08$ в первой половине ПК следует увеличивать меридиональную скорость на 20 %.

Зависимости коэффициента потерь ζ_{st} в оптимизированных НЭ ступеней БЛД+ОНА от расчетного условного коэффициента расхода Φ_{des} при расчетном коэффициенте теоретического напора $\psi_{Tdes} = 0,45, 0,60$ и $0,70$ приведены на рис. 4. В большинстве случаев у низконапорных ступеней коэффициент потерь ζ_{st} меньше, чем у ступеней с большим напором. У высокорасходных ступеней при $\Phi_{des} > 0,09$ коэффициенты потерь низко- и средненапорной ступеней сравниваются. Это связано с тем, что относительная ширина БЛД у ступеней с расчетным коэффициентом теоретического напора $\psi_{Tdes} = 0,45$ меньше. При одинаковых значениях расчетного условного коэффициента расхода Φ_{des} в узком БЛД потери трения больше, хотя там больше угол потока.

Потери КПД $\Delta\eta_{sides}$ в оптимизированных НЭ пропорциональны коэффициенту потерь ζ_{st} и коэффициенту динамического напора:

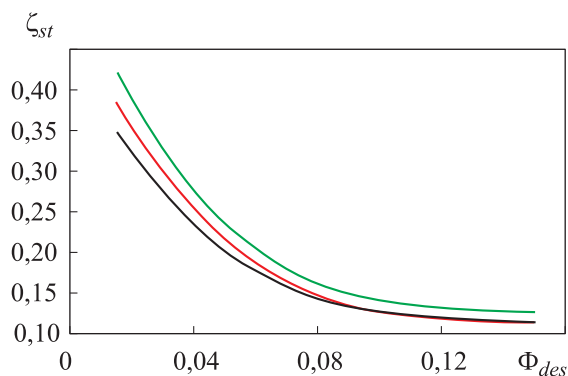


Рис. 4. Зависимости коэффициента потерь ζ_{st} в оптимизированных НЭ ступени БЛД+ОНА от расчетного условного коэффициента расхода Φ_{des} при расчетном коэффициенте теоретического напора $\psi_{Tdes} = 0,45$ (—), $0,60$ (—) и $0,70$ (—)

$$\Delta\eta_{st} = \frac{h_{wst}}{h_r} = \frac{\zeta_{st}}{2\psi_T} \left(\frac{c_3}{u_2} \right)^2 = \omega\zeta_{st},$$

где h_{wst} — динамический напор ступени; c_3 — абсолютная скорость потока на входе в БЛД.

У ступени с расчетным коэффициентом теоретического напора $\psi_{Tdes} = 0,45$ при расчетном условном коэффициенте расхода $\Phi_{des} > 0,05$ коэффициент динамического напора ω больше, чем у ступеней с более высоким коэффициентом напора. Доля потерь КПД в НЭ ступени БЛД+ОНА в расчетном режиме показана на рис. 5, а.

У малорасходных ступеней потери КПД в НЭ очень большие, и они сильно зависят от расчетного коэффициента теоретического напора ψ_{Tdes} .

Зависимости КПД η_{stdes} оптимизированных НЭ ступени БЛД+ОНА в расчетном режиме от

коэффициентов Φ_{des} и ψ_{Tdes} приведены на рис. 5, б. Здесь показаны КПД преобразования кинетической энергии в давление в НЭ

$$\eta_{st} = \frac{\ln \frac{p_{0'}}{p_3}}{\frac{k}{k-1} \ln \frac{T_{0'}}{T_3}},$$

где $p_{0'}$, p_3 и $T_{0'}$, T_3 — давления и температуры потока по статическим параметрам в сечениях $0'-0'$ и 3–3 соответственно (см. рис. 1, а); k — коэффициент изоэнтропы.

При $\Phi_{des} < 0,06$ эффективность резко снижается. При $\Phi_{des} > 0,12$ КПД НЭ низконапорной ступени становится меньше, чем у ступеней с большим коэффициентом напора. КПД НЭ ступеней с более широкими БЛД монотонно возрастает с ростом Φ_{des} .

Зависимости КПД η_{st} оптимизированных НЭ ступени БЛД+ОНА от условного коэффициента расхода Φ при различных значениях расчетных коэффициентов Φ_{des} и ψ_{Tdes} приведены на рис. 6, а–в.

Как видно из рис. 6, б, КПД НЭ при расчетном условном коэффициенте расхода $\Phi_{des} = 0,15$ у ступени с коэффициентом теоретического напора $\psi_{Tdes} = 0,45$ меньше, чем у других ступеней. Но при меньшем коэффициенте расхода ($\Phi_{opt} \approx 0,13$) КПД достигает почти 0,85. Это больше, чем максимальный КПД НЭ ступеней с расчетным коэффициентом теоретического напора $\psi_{Tdes} = 0,60$ и $0,70$. Смещение режима максимального КПД в сторону расхода меньше расчетного характерно для ступеней с малыми ψ_{Tdes} , у которых крутая напорная характеристика.

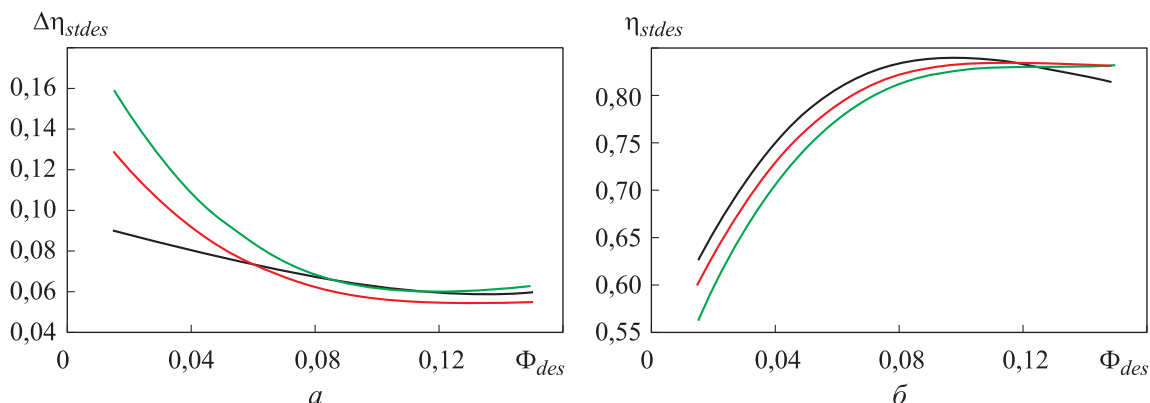


Рис. 5. Зависимости потерь КПД $\Delta\eta_{stdes}$ (а) и КПД η_{stdes} (б) оптимизированных НЭ ступени БЛД+ОНА в расчетном режиме от расчетного условного коэффициента расхода Φ_{des} при расчетном коэффициенте теоретического напора $\psi_{Tdes} = 0,45$ (—), $0,60$ (—) и $0,70$ (—)

Это также демонстрируют результаты расчета характеристик методом универсального моделирования [19]. У ступеней с коэффициентом $\Psi_{Tdes} = 0,45$ значительно меньше относительная ширина БЛД. Поэтому при $\Phi_{des} = 0,15$ у этой ступени CFD-расчет дает устойчивое решение вплоть до $\Phi \approx 0,06$, а у НЭ ступеней с $\Psi_{Tdes} = 0,60$ и $0,70$ только до $\Phi \approx 0,080$.

Указанные параметры эффективности относятся к НЭ ступеней, у ОНА которых одинаковая высота лопаток ($b_5 = b_6$). Они оказались эффективнее, чем ОНА с лопатками высотой $b_5 < b_6$. Но последствием этого являются очень маленькие входные углы лопаток ОНА у малорасходных ступеней. Входные лопаточные углы чуть больше 5° у самых малорасходных ступе-

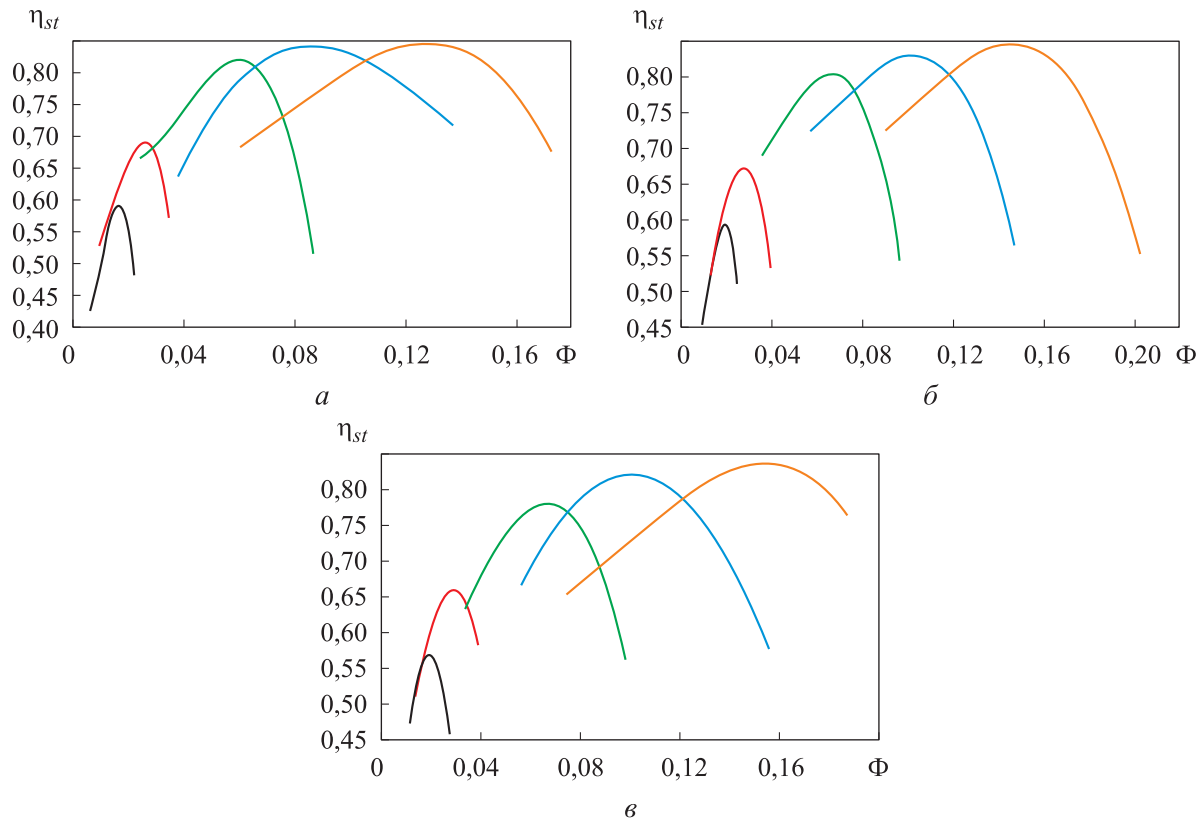


Рис. 6. Зависимости КПД η_{st} оптимизированных НЭ ступени БЛД+ОНА от условного коэффициента расхода Φ при расчетном условном коэффициенте расхода $\Phi_{des} = 0,0150$ (—), $0,0238$ (—), $0,0597$ (—), $0,0946$ (—) и $0,1500$ (—) и различных значениях расчетного коэффициента теоретического напора: а — $\Psi_{Tdes} = 0,45$; б — $\Psi_{Tdes} = 0,60$; в — $\Psi_{Tdes} = 0,70$

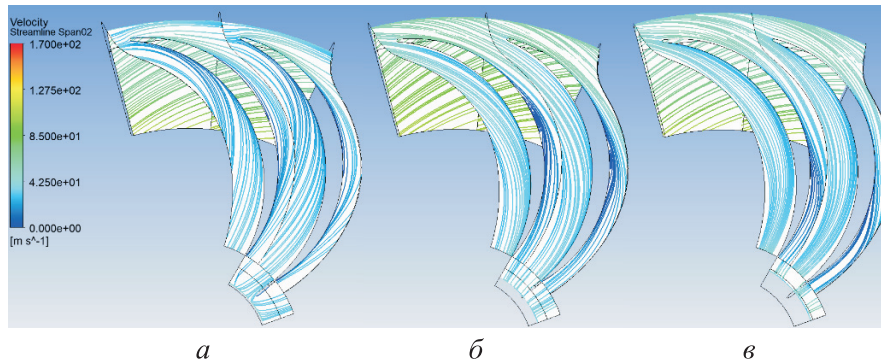


Рис. 7 (начало). Структуры потока в ОНА ступени при расчетном условном коэффициенте расхода $\Phi_{des} = 0,015$ и расчетном коэффициенте теоретического напора $\Psi_{Tdes} = 0,45$ (а-в), $0,60$ (г-е) и $0,70$ (ж-и) на трех ОПТ:

а — 10 % от диафрагмы; б — на средней ОПТ; в — 10 % от внешней стенки

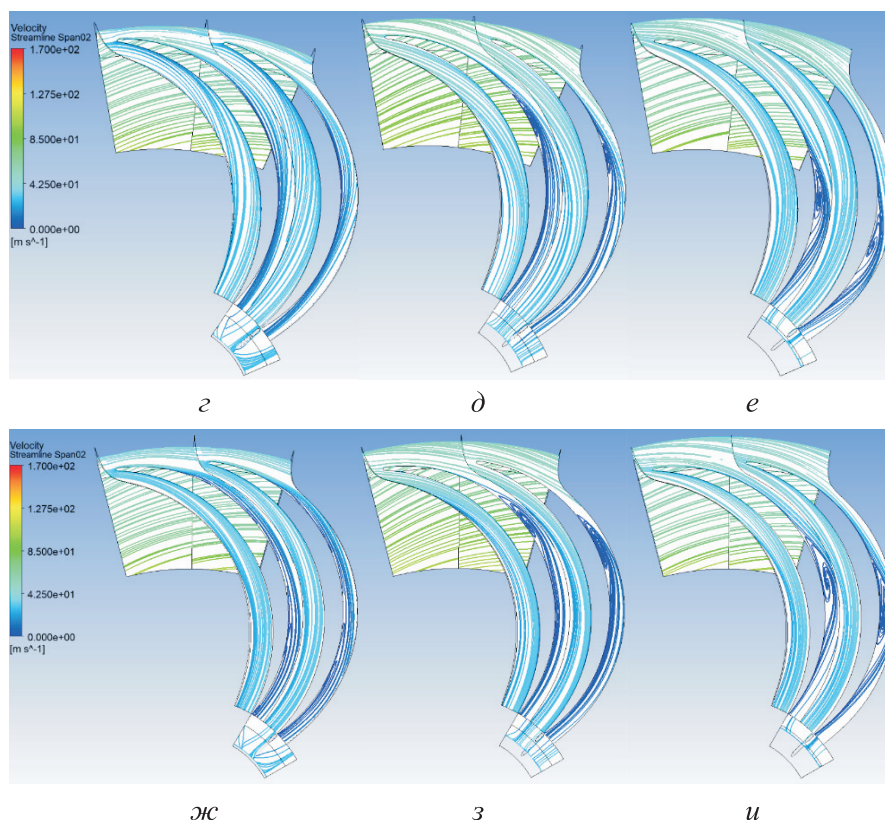


Рис. 7 (окончание). Структуры потока в ОНА ступени при расчетном условном коэффициенте расхода $\Phi_{des} = 0,015$ и расчетном коэффициенте теоретического напора $\Psi_{Tdes} = 0,45$ (а-в), 0,60 (z-e) и 0,70 (ж-и) на трех ОПТ:

z, ж — 10 % от диафрагмы; d, z — на средней ОПТ; e, u — 10 % от внешней стенки

ней. Это вызывает сомнения в возможности благоприятного обтекания лопаток.

Структуры потока ОНА ступени при расчетном условном коэффициенте расхода $\Phi_{des} = 0,015$ и расчетном коэффициенте теоретического напора $\Psi_{Tdes} = 0,45, 0,60$ и 0,70 на трех осесимметричных поверхностях тока (ОПТ) показаны на рис. 7, а-в.

Действительно, заметные зоны отрыва потока имеют место во всех ОНА, но у ступени с $\Psi_{Tdes} = 0,45$ эта зона замыкается внутри межлопаточного канала. Тем не менее, по результатам оптимизации НЭ ступеней с лопатками ОНА высотой $b_5 = b_6$ более эффективны. Вследствие того, что зона отрыва в ОНА средне- и высоконапорных ступеней выходит за пределы межлопаточного пространства, структура потока на выходе из них неравномерная.

Выводы

1. Приведенные оптимальные геометрические соотношения НЭ ступеней промежуточного типа существенно зависят от размеров и параметров $\bar{b}_4 = \bar{b}_3$, $\bar{D}_4$ и α_{3des} , значения которых характерны для использованной методики первичного проектирования.

2. Вторым определяющим фактором: по результатам ранее проведенной оптимизации у всех исследованных ОНА была одинаковая высота лопаток, что привело к большой диффузорности ПК и необычно маленьким входным углам лопаток ОНА.

3. Количественные данные об эффективности исследованных НЭ не очень далеки от наилучших, и могут быть интересны для специалистов.

Литература

- [1] Боровков А.И., Воинов И.Б., Никитин М.А. и др. Моделирование характеристик одноступенчатого центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата. *Научно-*

- технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки, 2018, т. 24, № 3, с. 153–175, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.240313>
- [2] Маренина Л.Н., Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А. и др. Положительный опыт CFD-моделирования характеристик центробежных компрессорных ступеней и анализ щелевых потерь. Часть 1. *Компрессорная техника и пневматика*, 2022, № 2, с. 18–25.
- [3] Solovyeva O., Drozdov A. Mathematical model of centrifugal compressor vaneless diffuser based on CFD calculations. *E3S Web Conf.*, 2020, vol. 178, art. 01014, doi: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017801014>
- [4] Marenina L., Galerkin Yu., Drozdov A. Stator elements optimization of centrifugal compressor intermediate type stage by CFD methods. *E3S Web Conf.*, 2020, vol. 178, art. 01020, doi: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017801020>
- [5] De Bellis F., Guidotti E., Tommaso Rubino D. Centrifugal compressors return channel optimization by means of advanced 3D CFD. *Proc. ASME*, 2015, vol. 2C, paper GT2015-44143, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2015-44143>
- [6] Franz H., Rube C., Wedeking M. et al. Numerical investigation of the return channel of a high-flow centrifugal compressor stage. *Proc. ASME*, 2015, vol. 2C, paper GT2015-43640, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2015-43640>
- [7] Jariwala V., Larosiliere L., Hardin J. Design exploration of a return channel for multistage centrifugal compressors. *Proc. ASME*, 2016, vol. 2D, paper GT2016-57777, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2016-57777>
- [8] Ji C., Li C., Fang J. et al. Loss mechanism of static interstage components of multistage centrifugal compressors for integrated blade design. *Math. Probl. Eng.*, 2018, doi: <https://doi.org/10.1155/2018/9025650>
- [9] Bisping J., Roszbach T., Gratesand D. et al. Influence of diffuser diameter ratio on the performance of a return channel within a centrifugal compressor stage. *GPPS*, 2018. URL: <https://zenodo.org/records/1343352> (дата обращения: 15.06.2024).
- [10] Nishida Y., Kobayashi H., Nishida H. et al. Performance improvement of a return channel in a multistage centrifugal compressor using multiobjective optimization. *J. Turbomach.*, 2013, vol. 135, no. 3, art. 031026, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4007518>
- [11] Rube C., Roszbach T., Wedeking M. et al. Experimental and numerical investigation of the flow inside the return channel of a centrifugal process compressor. *J. Turbomach.*, 2016, vol. 138, no. 10, art. 101006, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4032905>
- [12] Yagi M., Nishioka T., Kobayashi H. et al Effects of return channel with splitter vanes on performance of multistage centrifugal compressor. *Proc. ASME*, 2015, vol. 2C, paper GT2015-42442, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2015-42442>
- [13] Galerkin Yu.B., Marenina L.N., Soldatova K.V. et al. Numerical simulation and optimization of return channels of centrifugal compressor stages of different specific speed. *AIP Conf. Proc.*, 2021, vol. 2412, no. 1, art. 030018, doi: <https://doi.org/10.1063/5.0075058>
- [14] Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. *Центробежные компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1982. 271 с.
- [15] Солдатова К.В. *Создание новой математической модели проточной части центробежных компрессоров и базы данных модельных ступеней*. Дисс. ... канд. тех. наук. Санкт-Петербург, СПбПУ, 2017. 357 с.
- [16] Солдатова К.В. Банк данных модельных ступеней, с характеристиками, рассчитанными по результатам заводских испытаний центробежных компрессоров. *Компрессорная техника и пневматика*, 2016, № 8, с. 20–24.
- [17] Дроздов А.А. *Разработка математической модели расчета и проектирования центробежных компрессоров на основе расчетно-экспериментальных исследований и ее практическое применение*. Дисс. ... док. тех. наук. Санкт-Петербург, СПбПУ, 2021. 440 с.
- [18] Дроздов А.А., Галеркин Ю.Б., Соловьева О.А. и др. Математическая модель Метода универсального моделирования 9-й версии: особенности и результаты идентификации. *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2020, т. 4, № 4, с. 28–40, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2020-4-4-28-40>
- [19] Rekstin A.F., Soldatova K.V., Galerkin Yu.B. Experience of application the computer program based on a simplified mathematical model for industrial centrifugal compressors

- candidates. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 604, art. 012405, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/604/1/012045>
- [20] Rekstin A., Popova E., Ucehovscy A. Centrifugal compressor stages efficiency analysis by means of the approximate algebraic equations. *AIP Conf. Proc.*, 2018, vol. 2007, no. 1, art. 030036, doi: <https://doi.org/10.1063/1.5051897>
- [21] Рекстин А.Ф., Галеркин Ю.Б. Особенности первичного проектирования малорасходных центробежных компрессорных ступеней. *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение*, 2018, т. 20, № 2, с. 43–54, doi: [10.15593/2224-9877/2018.2.06](https://doi.org/10.15593/2224-9877/2018.2.06)
- [22] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Solovyeva O.A. Vaneless diffuser of the centrifugal compressor stage design method. *AIP Conf. Proc.*, 2019, vol. 2141, no. 1, doi: <https://doi.org/10.1063/1.5122057>

References

- [1] Borovkov A.I., Voinov I.B., Nikitin M.A. et al. Performance modeling for a single-stage pipeline centrifugal compressor. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbPU. Estestvennye i inzhenernye nauki* [St. Petersburg State Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology], 2018, vol. 24, no. 3, pp. 153–175, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.240313> (in Russ.).
- [2] Marenina L.N., Galerkin Yu.B., Drozdov A.A. et al. Positive experience of CFD-simulatin of centrifugal compressor stage characteristics and parasitic loss analysis. Part 1. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2022, no. 2, pp. 18–25. (In Russ.).
- [3] Solovyeva O., Drozdov A. Mathematical model of centrifugal compressor vaneless diffuser based on CFD calculations. *E3S Web Conf.*, 2020, vol. 178, art. 01014, doi: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017801014>
- [4] Marenina L., Galerkin Yu., Drozdov A. Stator elements optimization of centrifugal compressor intermediate type stage by CFD methods. *E3S Web Conf.*, 2020, vol. 178, art. 01020, doi: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017801020>
- [5] De Bellis F., Guidotti E., Tommaso Rubino D. Centrifugal compressors return channel optimization by means of advanced 3D CFD. *Proc. ASME*, 2015, vol. 2C, paper GT2015-44143, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2015-44143>
- [6] Franz H., Rube C., Wedeking M. et al. Numerical investigation of the return channel of a high-flow centrifugal compressor stage. *Proc. ASME*, 2015, vol. 2C, paper GT2015-43640, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2015-43640>
- [7] Jariwala V., Larosiliere L., Hardin J. Design exploration of a return channel for multistage centrifugal compressors. *Proc. ASME*, 2016, vol. 2D, paper GT2016-57777, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2016-57777>
- [8] Ji C., Li C., Fang J. et al. Loss mechanism of static interstage components of multistage centrifugal compressors for integrated blade design. *Math. Probl. Eng.*, 2018, doi: <https://doi.org/10.1155/2018/9025650>
- [9] Bisping J., Rossbach T., Gratesand D. et al. Influence of diffuser diameter ratio on the performance of a return channel within a centrifugal compressor stage. *GPPS*, 2018. URL: <https://zenodo.org/records/1343352> (accessed: 15.06.2024).
- [10] Nishida Y., Kobayashi H., Nishida H. et al. Performance improvement of a return channel in a multistage centrifugal compressor using multiobjective optimization. *J. Turbomach.*, 2013, vol. 135, no. 3, art. 031026, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4007518>
- [11] Rube C., Rossbach T., Wedeking M. et al. Experimental and numerical investigation of the flow inside the return channel of a centrifugal process compressor. *J. Turbomach.*, 2016, vol. 138, no. 10, art. 101006, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4032905>
- [12] Yagi M., Nishioka T., Kobayashi H. et al Effects of return channel with splitter vanes on performance of multistage centrifugal compressor. *Proc. ASME*, 2015, vol. 2C, paper GT2015-42442, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2015-42442>
- [13] Galerkin Yu.B., Marenina L.N., Soldatova K.V. et al. Numerical simulation and optimization of return channels of centrifugal compressor stages of different specific speed. *AIP Conf. Proc.*, 2021, vol. 2412, no. 1, art. 030018, doi: <https://doi.org/10.1063/5.0075058>

- [14] Seleznev K.P., Galerkin Yu.B. *Tsentrobezhnyye kompressory* [Centrifugal compressor]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1982. 271 p. (In Russ.).
- [15] Soldatova K.V. *Sozдание novoy matematicheskoy modeli protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov i bazy dannykh modelnykh stupeney*. Diss. kand. tekhn. nauk [Creation of a new mathematical model of the centrifugal compressor flow section and a database of model stages. Kand. tech. sci. diss.]. Sankt-Petersburg, SPbPU Publ., 2017. 357 p. (In Russ.).
- [16] Soldatova K.V. Databank of model stages, with the characteristics calculated by results of production tests of centrifugal compressors. *Kompressorovaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2016, no. 8, pp. 20–24. (In Russ.).
- [17] Drozdov A.A. *Razrabotka matematicheskoy modeli rascheta i proektirovaniya tsentrobezhnykh kompressorov na osnove raschetno-eksperimentalnykh issledovaniy i ee prakticheskoe primeneniye*. Diss. dok. tekhn. nauk [Development of a mathematical model for calculation and design of centrifugal compressors on the basis of design and experimental studies and its practical application. Doc. tech. sci. diss.]. Sankt-Petersburg, SPbPU Publ., 2021. 440 p. (In Russ.).
- [18] Drozdov A.A., Galerkin Yu.B., Solovyeva O.A. et al. Mathematical model of the 9th version Universal modeling method: features and results of identification. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroenie* [Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation-Rocket and Power Engineering], 2020, vol. 4, no. 4, pp. 28–40, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2020-4-4-28-40> (in Russ.).
- [19] Rekstin A.F., Soldatova K.V., Galerkin Yu.B. Experience of application the computer program based on a simplified mathematical model for industrial centrifugal compressors candidates. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 604, art. 012405, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/604/1/012405>
- [20] Rekstin A., Popova E., Uchevsky A. Centrifugal compressor stages efficiency analysis by means of the approximate algebraic equations. *AIP Conf. Proc.*, 2018, vol. 2007, no. 1, art. 030036, doi: <https://doi.org/10.1063/1.5051897>
- [21] Rekstin A.F., Galerkin Y.B. Low-flow rate centrifugal compressor stages primary design specificity. *Bulletin PNRPU. Mechanical engineering, materials science*, 2018, vol. 20, no. 2, pp. 43–54, doi: [10.15593/2224-9877/2018.2.06](https://doi.org/10.15593/2224-9877/2018.2.06)
- [22] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Solovyeva O.A. Vaneless diffuser of the centrifugal compressor stage design method. *AIP Conf. Proc.*, 2019, vol. 2141, no. 1, doi: <https://doi.org/10.1063/1.5122057>

Статья поступила в редакцию 19.07.2024

Информация об авторах

ГАЛЕРКИН Юрий Борисович — доктор технических наук, профессор, профессор Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: yuri_galerkin@mail.ru).

МАРЕНИНА Любовь Николаевна — кандидат технических наук, старший преподаватель Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: marenina_ln@mail.ru).

Information about the authors

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

MARENINA Lyubov Nikolaevna — Candidate of Science (Eng.), Senior Lecturer, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. 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: marenina_ln@mail.ru).

СЕМЕНОВСКИЙ Василий Борисович — кандидат технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: swb@neva.ru).

СОЛОВЬЕВА Ольга Александровна — кандидат технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: Solovyeva.OA@yandex.ru).

РЕКСТИН Алексей Феликсович — доктор технических наук, ведущий специалист Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: rekstin2k7@mail.ru).

ДРОЗДОВ Александр Александрович — доктор технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: a_drozdi@mail.ru).

КУЗНЕЦОВ Леонид Григорьевич — доктор технических наук, генеральный конструктор АО «Компрессор» (194044, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Большой Сампсониевский пр-кт, д. 64, e-mail: office@compressor.spb.ru).

МАХОНИН Артем Вадимович — инженер Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: sir.mahonin@gmail.com).

SEMENOVSKY Vasily Borisovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint-Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: swb534@mail.ru).

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

REKSTIN Aleksey Feliksovich — Doctor of Science (Eng.), Leading Specialist, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint-Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: rekstin2k7@mail.ru).

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

KUZNETSOV Leonid Grigoryevich — Doctor of Science (Eng.), General Director. Compressor JSC (194044, St. Petersburg, Russian Federation, Bolshoi Sampsonievsky Ave., Bldg. 64, e-mail: office@compressor.spb.ru).

MAKHONIN Artem Vadimovich — Engineer, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: sir.mahonin@gmail.com).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Галеркин Ю.Б., Маренина Л.Н., Семеновский В.Б., Соловьева О.А., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А., Кузнецов Л.Г., Махонин А.В. Влияние параметров проектирования и размеров на эффективность неподвижных элементов центробежных компрессоров. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 4, с. 56–68.

Please cite this article in English as:

Galerkin Yu.B., Marenina L.N., Semenovskiy V.B., Solovyeva O.A., Rekstin A.F., Drozdov A.A., Kuznetsov L.G., Makhonin A.V. Influence of the design parameters and dimensions on the stationary elements efficiency in the centrifugal compressors. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2025, no. 4, pp. 56–68.