

УДК 621.515

Моделирование напорной характеристики центробежного компрессорного рабочего колеса*

Ю.Б. Галеркин¹, А.А. Дроздов¹, А.Ф. Рекстин¹, Л.Г. Кузнецов²¹ ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»² АО «Компрессор»

Simulating head characteristics of the centrifugal compressor impeller

Yu.B. Galerkin¹, A.A. Drozdov¹, A.F. Rekstin¹, L.G. Kuznetsov²¹ Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University² JSC Compressor

В проектной практике распространен комплекс компьютерных программ для газодинамического проектирования центробежных компрессоров на базе математических моделей коэффициентов полезного действия и теоретического напора — метод универсального моделирования, разработанный в Санкт-Петербургском политехническом университете Петра Великого. Предложена простая математическая модель напорной характеристики для применения на стадии первичного проектирования. На основании анализа результатов более 120 испытаний нескольких модельных ступеней и их разновидностей принято решение моделировать характеристику коэффициент теоретического напора — коэффициент расхода в виде линейной зависимости. Характеристика проходит через точку «расчетный коэффициент теоретического напора — расчетный коэффициент расхода» и точку коэффициент теоретического напора при нулевом расходе. За основу расчета последнего принята интенсивность относительного вихря в известной формуле А. Стодолы. Зависимость, аппроксимирующая экспериментальные данные, обеспечивает достаточную точность расчета напорной характеристики, при которой могут быть обеспечены требования технического задания к газодинамическому проекту.

EDN: KSLBWF, <https://elibrary/KSLBWF>

Ключевые слова: центробежный компрессор, рабочее колесо, коэффициент напора, коэффициент расхода, напорная характеристика

A set of computer programs for the centrifugal compressor gas-dynamic design based on the mathematical models of efficiency and pressure is widespread in the design practice. It is a universal simulation method elaborated at the Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. A simple mathematical model of the head characteristic is developed for introduction at the primary design stage. Based on analyzing results of more than 120 tests of several model stages and their varieties, it is customary to simulate the head coefficient characteristic, i.e. the flow coefficient in the form of a linear dependence. This characteristic passes through the “computed head coefficient — computed flow coefficient” point and the point of head coefficient at the zero flow. The relative vortex intensity in the well-known Stodola’s formula is taken as the basis for computing the latter point. Dependence approximating the experimental data ensures sufficient accuracy in the head characteristic compu-

* Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 24-29-00282, <https://rscf.ru/project/24-29-00282/>.

tation, which could ensure meeting the technical specification requirements for a gas-dynamic project.

EDN: KSLBWF, <https://elibrary/KSLBWF>

Keywords: centrifugal compressor, impeller, head coefficient, flow coefficient, pressure characteristic

Центробежный компрессор (ЦК) не всегда работает в расчетном режиме. При изменении параметров сети изменяется давление нагнетания, а следовательно, и расход газа. Зависимость изменения давления нагнетания от массового расхода газа является важной для оценки его взаимодействия с сетью и для правильной эксплуатации ЦК.

Использование алгебраических уравнений термодинамики и газовой динамики в простой одномерной постановке позволяет вычислять газодинамические характеристики ЦК, если имеется способ расчета передаваемой рабочими колесами (РК) газу механической мощности (математическая модель напора) в том ее количестве, которое расходуется на преодоление сопротивления движению в проточной части ЦК (математическая модель коэффициента полезного действия — КПД).

Уравнение Бернулли $h_i = h_p + h_d + h_r$ (h_i , h_p , h_d и h_r — внутренний, политропный, динамический и потерянный напор соответственно) применительно к ступени ЦК поясняет проблему моделирования напорной характеристики:

$$c_{u2}u_2(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}) = \frac{k}{k-1}RT_0 \left(\pi^{\frac{k-1}{k\eta}} - 1 \right) + \frac{c_{0'}^2 - c_0^2}{2} + h_r,$$

где c_{u2} — проекция абсолютной скорости потока на выходе из РК c_2 на окружное направление; u_2 — окружная скорость потока на выходе из РК; $\beta_{пр}$ и $\beta_{тр}$ — коэффициенты дискового трения и протечек; k — показатель изоэнтропы; R — газовая постоянная; T_0 — температура газа на входе; π — отношение давлений; η — КПД; $c_{0'}$ и c_0 — абсолютная скорость газа на выходе из ступени и на входе в нее.

При решении задачи в безразмерной постановке математического моделирования требуется расчет характеристик коэффициента теоретического напора $\psi_\tau = c_{u2}/u_2$ и КПД $\eta = (h_i - h_r)/h_i$, т. е. потерянного напора h_r , коэффициента потерь трения дисков РК и коэффициента протечек в лабиринтных уплотне-

ниях вала $\beta_{пр} + \beta_{тр}$ и закрутки потока на выходе из РК c_{u2} .

Метод универсального моделирования — комплекс инженерных компьютерных программ для решения задач газодинамического проектирования промышленных ЦК [1, 2] — обеспечивает расчет газодинамических характеристик ЦК на основе математических моделей КПД и коэффициента теоретического напора.

Математическая модель КПД включает в себя тридцать алгебраических уравнений с двумя-четырьмя эмпирическими коэффициентами в каждом из них и постоянно совершенствуется [3–5]. Математическая модель напорной характеристики значительно проще модели КПД, но и она нуждается в развитии.

Традиционно коэффициент теоретического напора в расчетном режиме определяется как

$$\psi_\tau = 1 - \phi'_2 \operatorname{ctg} \beta_{л2} - \Delta \bar{c}_{u2},$$

где ϕ'_2 — коэффициент расхода на выходе из РК; $\beta_{л2}$ — выходной угол лопаток РК; $\Delta \bar{c}_{u2}$ — величина, отражающая отставание потока от направления лопаток.

Для определения этой величины в расчетном режиме $\Delta \bar{c}_{u2\text{расч}}$ предложено много полуэмпирических формул как зарубежными исследователями, так и российскими [1, 2, 6–9].

Что касается всей характеристики теоретического напора, то еще в одной из первых отечественных монографий по ЦК [7] указано, что внутренний напор меняется линейно в зависимости от коэффициента расхода.

Первые исследования напорных характеристик ЦК приведены в работе [10]. Предложенная математическая модель с небольшой погрешностью рассчитывает характеристику $\psi_\tau = f(\phi'_2)$ как линейную, не зависящую от критерия сжимаемости — условного числа Маха $M_u = u_2/\sqrt{kRT_0}$, при котором испытана модельная ступень.

Объекты и цели исследования. Измеряемый при эксперименте условный коэффициент расхода Φ на входе в ступень и рассчитываемый с

учетом математической модели КПД коэффициент расхода на выходе из РК ϕ'_2 связаны следующим образом:

$$\phi'_2 = \frac{\Phi(1 + \beta_{лр})\rho_0^*}{4 \frac{b_2}{D_2} \rho'_2 \tau_2},$$

где ρ_0^* — плотность газа на входе в ЦК; b_2 , D_2 и ρ'_2 — высота лопаток, диаметр и плотность газа на выходе из РК соответственно; τ_2 — коэффициент стеснения проходного сечения РК на выходе лопатками.

При испытании ступени с более высокими оборотами плотность газа на выходе из РК ρ'_2 увеличивается. Одному и тому же условному коэффициенту расхода Φ при большем значении условного числа Маха M_u соответствует меньший коэффициент расхода, и характеристики $\psi_T = f(\Phi)$ как бы расслаиваются, а $\psi_T = f(\phi'_2)$ сливаются в одну.

В работе [11] предложена новая схема задания напорной характеристики, показанная на рис. 1, где $\beta_{л2\infty}$ — 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; $\phi'_{2\max}$ — максимальный коэффициент расхода на выходе из РК; $\phi'_{2\max\infty}$ — максимальный коэффициент расхода на выходе из идеального 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.

При форме треугольника скоростей, показанной на рис. 1, б, характеристика теоретического напора имеет вид

$$\psi_T = \psi_{T0} - \phi'_2 \text{ctg} \beta_T,$$

где ψ_{T0} — коэффициент теоретического напора при нулевом расходе.

Характеристика — прямая линия, определяемая двумя из следующих параметров: угол наклона характеристики β_T , коэффициент теоретического напора при нулевом расходе ψ_{T0} , максимальный коэффициент расхода $\phi'_{2\max} = \psi_{T0} \text{tg} \beta_T$ при $\beta_T < 90^\circ$ и теоретический коэффициент напора в расчетном режиме $\psi_{T, \text{расч}}$ при коэффициенте расхода на выходе из РК в расчетном режиме $\phi'_{2, \text{расч}}$.

В работе [4] предложена модель напорной характеристики

$$\psi_{T0} = 1 - y_{\text{вязк}} \frac{180^\circ - \beta_{л2}}{3300} (1 + y_1 \beta_{л2})^3 (1 - y_2 \bar{\delta}_l) \times \\ \times (1 - y_3 l/t) (1 - y_4 b_2/b_1) [1 - y_5 (\beta_{л2} - 20^\circ)];$$

$$\beta_T = \beta_l + z_{\text{вязк}} \left[z_1 (45^\circ - \beta_l) \left(1 - z_2 \bar{\delta}_l + \frac{z_3}{l/t} - \frac{z_4}{b_2/b_1} \right) \right] \times \\ \times [1 - z_5 (\beta_l - 29^\circ)],$$

где $y_{\text{вязк}}$, $z_{\text{вязк}}$ — поправочные коэффициенты, учитывающие влияние вязкости; $\beta_{л2}$ — выходной угол лопатки РК; $y_1 \dots y_5$, $z_1 \dots z_5$ — поправочные коэффициенты; $\bar{\delta}_l$ — толщина лопатки РК, отнесенная к его диаметру; l — длина лопатки; t — шаг лопаточной решетки РК; b_1 — высота лопатки на входе в РК.

Модель также включает в себя поправочные коэффициенты, которые учитывают многие факторы, необходимые для решения прямой задачи — расчета газодинамических характеристик существующего ЦК.

Цель исследования — разработка модели напорной характеристики для первичного проектирования ЦК методом универсального мо-

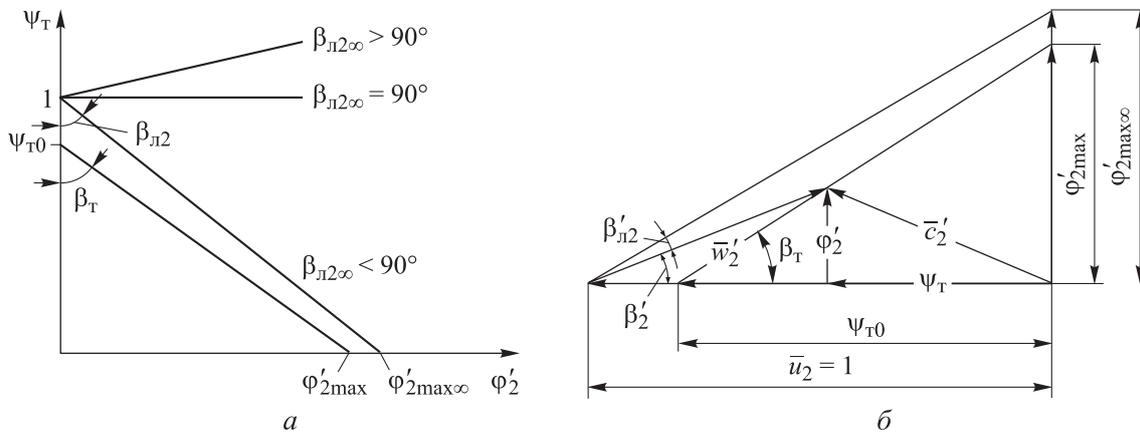


Рис. 1. Напорная характеристика (а) и треугольник скоростей (б) при линейной зависимости $\psi_T = f(\phi_2)$

делирования, т. е. для решения обратной задачи газодинамического проектирования.

Проточные части таких ЦК имеют много общего, несмотря на разнообразие эксплуатационных параметров. Математическая модель может быть много проще. Далее предложен подход, связывающий напорную характеристику не с геометрическими газодинамическими параметрами РК, а с безразмерными.

Методика численного исследования. Способ моделирования коэффициента теоретического напора при нулевом расходе. По рекомендации автора работы [7] отечественные инженеры часто использовали формулу А. Стодолой

$$\Psi_{\text{т.расч}} = 1 - \phi'_{2\text{расч}} \operatorname{ctg} \beta_{\text{л}2} - \frac{\pi}{z} \sin \beta_{\text{л}2},$$

где z — число лопаток РК; $(1 - \phi'_{2\text{расч}} \operatorname{ctg} \beta_{\text{л}2}) = \Psi_{\text{т.о}}$ — коэффициент напора РК с бесконечным числом лопаток; $\frac{\pi \sin \beta_{\text{л}2}}{z} = \Delta \bar{w}_{\text{и}2\text{о.в}}$ — безразмерная составляющая относительного вихря, рассчитанная А. Стодолой для идеально РК [12].

Для учета реального характера движения газа введен эмпирический коэффициент $X_{\text{т}0}$, зависимость которого от других параметров РК необходимо выяснить анализом измеренных напорных характеристик:

$$\Psi_{\text{т}0} = 1 - X_{\text{т}0} \frac{\pi}{z} \sin \beta_{\text{л}2}.$$

Многие вопросы газодинамики решают расчетными исследованиями по CFD-программам. В работе [13] на основе CFD-исследований предложена простая и надежная математическая модель КПД безлопаточного диффузора (БЛД) ЦК.

На основе CFD-исследований в работе [14] уточнены приемы проектирования обратно-направляющих аппаратов. Однако надежный CFD-расчет напорных характеристик центробежных РК до сих пор не осуществим [15, 16], вследствие чего используется экспериментальная информация о напорных характеристиках РК.

Методика численного исследования. Объекты исследования напорных характеристик. Проанализированы напорные характеристики РК модельных ступеней семейства 20СЕ, спроектированных в середине 1990-х — начале 2000-х гг. на кафедре компрессорной, вакуумной и холо-

дильной техники Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого [1]. Это ступени с непространственными РК, осевым входом, БЛД, лопаточными диффузорами (ЛД) и обратно-направляющими аппаратами.

Испытания проведены при условном числе Маха $M_u = 0,47 \dots 0,87$. Исследованы варианты ступеней с БЛД, ЛД разной относительной ширины $\bar{b}_3 = b_3/b_2$ (b_3 — ширина диффузора) и различными обратно-направляющими аппаратами. Выполнены эксперименты с выходными кромками лопаток РК разной формы: тупыми, симметрично заостренными, заостренными с передней или задней стороны лопаток. Всего проведено 123 испытания.

Семейство модельных ступеней сформировалось в процессе проектирования ЦК для газоперекачивающих агрегатов, других компрессоров для газовой промышленности и нефтеперегонки. Компрессоры нового поколения по газодинамическим проектам методом универсального моделирования получили высокую оценку руководства Газпрома и компрессорной промышленности [17]. Общая мощность ЦК в РФ по проектам, выполненным методом универсального моделирования превышает 5,5 млн кВт [1].

Результаты исследования влияния типа и размеров диффузора на форму напорной характеристики ступени. Большая часть измеренных характеристик $\Psi_{\text{т}} = f(\Phi)$ оказалась почти линейной. Для построения математической модели их можно аппроксимировать линейными зависимостями $\Psi_{\text{т}} = f(\phi'_2)$. Неболь-

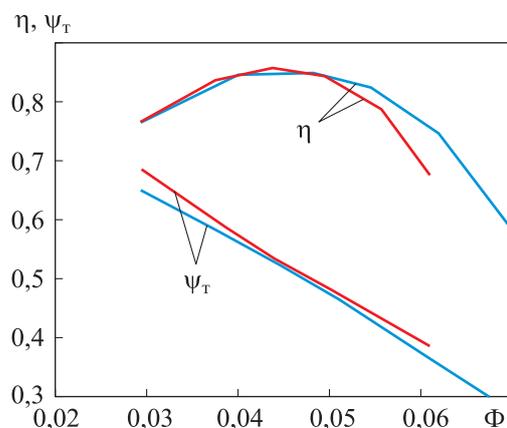


Рис. 2. Зависимости КПД η и коэффициента теоретического напора $\Psi_{\text{т}}$ от условного коэффициента расхода Φ ступени 048 с ЛД и БЛД при относительной ширине $b_3 = 1,146$ (—) и $0,080$ (—)

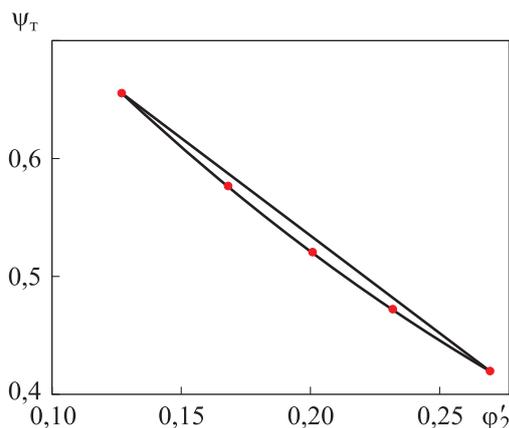


Рис. 3. Зависимость коэффициента теоретического напора ψ_T от коэффициента расхода на выходе из РК ϕ'_2 ступени 048 с ЛД

шая серия испытаний выявила монотонную зависимость $\psi_T = f(\Phi)$ вогнутой формы для ступени 048 с ЛД, у которых были разные углы установки лопаток и их число (рис. 2).

Как и во многих других случаях у ступени с ЛД напор немного выше в расчетной точке $\Phi_{\text{расч}} = 0,048$. На нерасчетных режимах разница напоров больше (это можно считать преимуществом). При сопоставлении с данными других испытаний установлено, что число и углы установки лопаток ЛД на напорную характеристику не влияют.

Как показали результаты моделирования, напорная характеристика $\psi_T = f(\phi'_2)$ также является вогнутой (рис. 3).

Испытания модельных ступеней K101 и 064 с ЛД и БЛД не выявили влияния типа диффузора на напор и форму напорных характеристик, которая была практически линейной. У некоторых модельных ступеней форма измеренной характеристики $\psi_T = f(\Phi)$ оказалась вогнутой. Факторы, влияющие на форму характеристики, остались не выясненными.

Как и ранее, считаем возможным моделировать характеристики всех ступеней линейными зависимостями. Погрешности расчета не выходят за пределы, допускаемые при решении задач проектирования.

Результаты исследования влияния формы выходной кромки лопаток РК на напорную характеристику ступени. Полученные при условном числе Маха $M_u = 0,6$ зависимости КПД η и коэффициента теоретического напора ψ_T от условного коэффициента расхода Φ ступени 048 с БЛД с выходными кромками лопа-

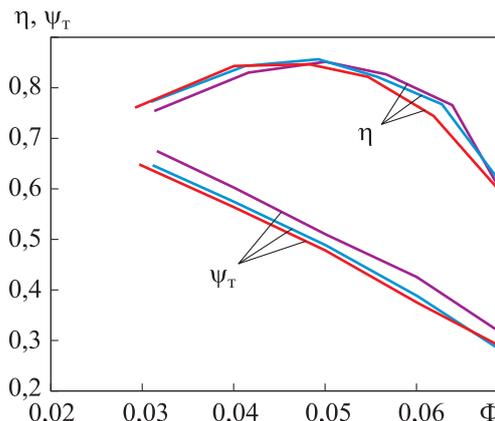


Рис. 4. Зависимости КПД η и коэффициента теоретического напора ψ_T от условного коэффициента расхода Φ ступени 048 с БЛД и выходными кромками лопаток РК разной формы: — заостренными с задней стороны на 0,5 толщины лопатки; — симметрично заостренными; — тупыми

ток РК разной формы: тупыми, симметрично заостренными, заостренными с задней стороны приведены на рис. 4.

При изменении формы кромки лопатки РК напорная характеристика не меняет наклон, хотя при заострении со стороны задней поверхности фактический угол выхода лопатки увеличивается (что и приводит к возрастанию напора). При симметричной кромке лопатки напор и КПД чуть больше, чем при тупой. Разница в пределах точности измерений. Имеет место сильное влияние заострения выходной кромки со стороны задней поверхности. В этом случае в самом конце лопатки происходит увеличение их выходного угла. При условном коэффициенте расхода в расчетном режиме $\Phi_{\text{расч}} = 0,048$ коэффициент теоретического напора увеличивается на 6,3 %. При этом заметного снижения КПД нет.

При заострении выходной кромки с передней стороны напор ступени 064 уменьшился на 2,5 %, а у более высоконапорной ступени 055 — на 6...7 %. Угол наклона напорной характеристики не менялся во всех случаях.

Результаты исследования влияния сжимаемости на напорную характеристику ступени. В работе [10] на основании анализа экспериментов сделан вывод, что напорные характеристики ступени $\psi_T = f(\phi'_2)$ не зависят от сжимаемости, т. е. от условного числа Маха M_u . Если повысить требование к точности моделирования, то можно заметить слабую тенденцию уменьшения

угла β_T при испытаниях с большим значением M_u . Поэтому при разработке простой модели напорной характеристики для первичного проектирования ступени можно пренебречь влиянием условного числа Маха.

Результаты. Математическая модель напорной характеристики. Математическая модель — алгебраические уравнения для расчета зависимости $\psi_T = f(\phi_2')$, которые аппроксимируют экспериментальные данные. При проектировании ЦК методом универсального моделирования на основании вариантного расчета проектировщик выбирает значения двух главных параметров проектирования ступени ЦК — $\Phi_{\text{расч}}$ и $\Psi_{\text{т.расч}}$.

Согласно алгоритму, предложенному в работе [5], предварительно рассчитывают основные размеры проточной части, достаточные для расчета характеристик ЦК по математическим моделям КПД и коэффициента теоретического напора. В расчетной точке $\Psi_{\text{т.расч}}$ — заданная величина, что позволяет вычислить коэффициент расхода на выходе из РК $\phi_2'_{\text{расч}}$. То есть одна точка на линейной напорной характеристике определена.

Для моделирования характеристики $\psi_T = f(\phi_2')$ требуется определить еще одну точку. Чтобы разработать математическую модель, необходимы формулы для расчета угла наклона характеристики β_T , либо коэффициента теоретического напора при нулевом расходе ψ_{T0} , либо максимального коэффициента расхода $\phi_2'_{\text{max}} = \psi_{T0} \text{tg } \beta_T$ (только при $\beta_T < 90^\circ$). Поэтому последний параметр менее интересен.

Для построения модели использовали характеристики модельных ступеней семейства 20СЕ с БЛД и симметричными или тупыми выходными кромками лопаток РК, испытанными при проектных условных числах Маха M_u . Ступень 060 исследовали только с заостренными со стороны передней поверхности выходными кромками. Во многих реализованных проектах РК 060 применяли лопатки с тупыми выходными кромками. На основании результатов заводских испытаний коэффициент теоретического напора $\psi_{\text{т.расч}}$ модельной ступени увеличили на 2,6%. Экспериментальные данные подвергли необходимой математической обработке.

Можно предположить, что определяющим параметром напорной характеристики является коэффициент теоретического напора в расчетном режиме $\psi_{\text{т.расч}}$. От него зависят выходные углы лопаток и их число, а также газодинамические параметры для расчета размеров проточной части. В частности, при выборе размеров на выходе из РК контролируется замедление потока в межлопаточном канале $\dot{w} = w_2'/w_1'$, а число лопаток РК контролирует средняя нагрузка лопаток $\Delta \bar{w}_{\text{ср}} = (w_3 - w_n)_{\text{ср}}/u_2$. Здесь w_2' и w_1' — относительная скорость потока на выходе из РК и на входе в РК; w_3 и w_n — относительная скорость потока на передней и задней поверхности лопатки РК.

На рис. 5 приведены зависимости, которые можно аппроксимировать алгебраической формулой математической модели. Точки на графиках соответствуют модельным ступеням с различными значениями коэффициента теоретического напора в расчетном режиме.

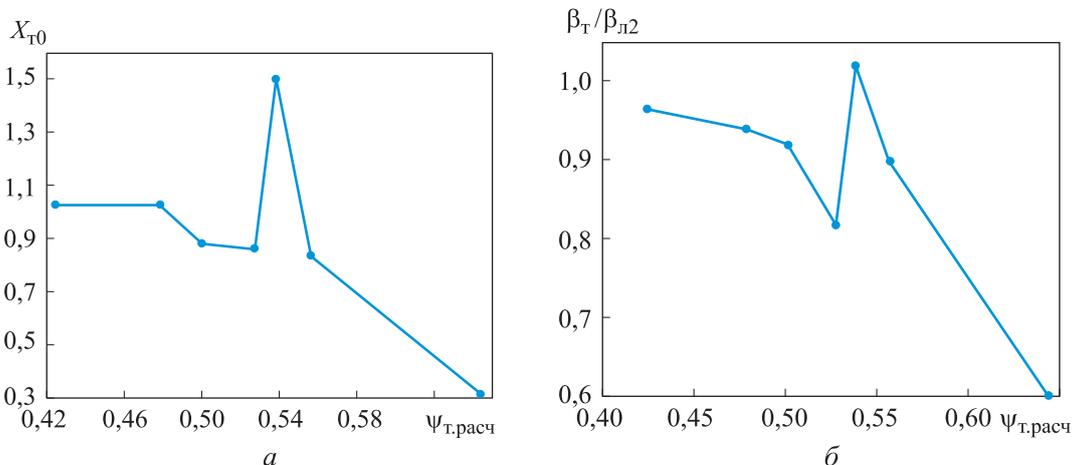


Рис. 5. Зависимости эмпирического коэффициента для расчета коэффициента напора при нулевом расходе X_{T0} (а) и отношения угла наклона напорной характеристики к выходному углу лопаток β_T/β_{L2} (б) от коэффициента теоретического напора в расчетном режиме $\Psi_{\text{т.расч}}$

На рис. 5, а приведена зависимость $X_{т0} = f(\psi_{т,расч})$, на которой явно выпадает точка ступени 028. Здесь

$$X_{т0} = \frac{1 - \psi_{т0}}{\frac{\pi}{z} \sin \beta_{л2}}$$

При расчете размеров ее РК приняты параметры $\dot{w} = 0,66$ и $\Delta \bar{w}_{ср} = 0,183$. Эти значения сильно отличаются от таковых других ступеней семейства 20СЕ и от современных рекомендаций метода универсального моделирования.

Зависимость отношения угла наклона напорной характеристики к выходному углу лопаток $\beta_t/\beta_{л2}$ от коэффициента теоретического напора в расчетном режиме $\psi_{т,расч}$ показывает взаимосвязь соотношения углов от расчетного коэффициента напора, но на ней выпадают уже три точки. Закономерности отличия от монотонной зависимости в этом случае не выявлены.

Если исключить выпадающую точку с нетипичными параметрами проектирования, то аппроксимирующая зависимость $X_{т0} = f(\psi_{т,расч})$ приобретает вид, показанный на рис. 6.

Видно, что от единой зависимости наиболее заметно отклоняются точки с $\psi_{т,расч} = 0,480$ и $\psi_{т,расч} = 0,550$, что соответствует испытаниям ступени 048 (испытание № 254) и 064 (испытание № 201).

При моделировании их характеристик со значениями $X_{т0}$ по аппроксимирующей зависимости, показанной на рис. 6, получены результаты, приведенные на рис. 7.

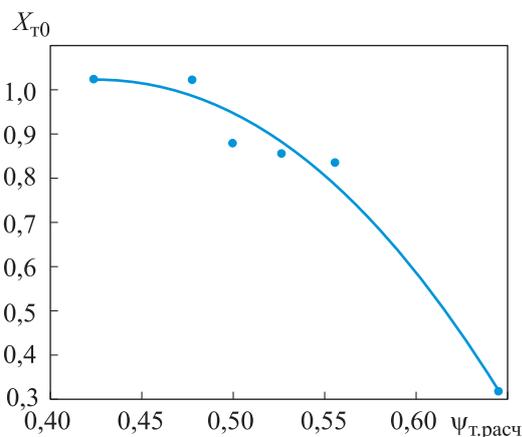


Рис. 6. Аппроксимирующая зависимость эмпирического коэффициента для расчета коэффициента напора при нулевом расходе $X_{т0}$ от коэффициента теоретического напора в расчетном режиме $\psi_{т,расч}$

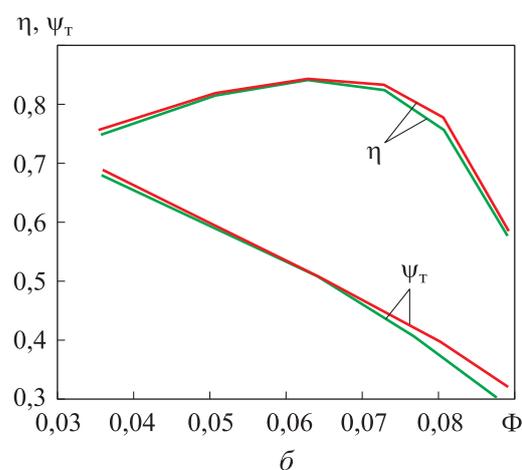
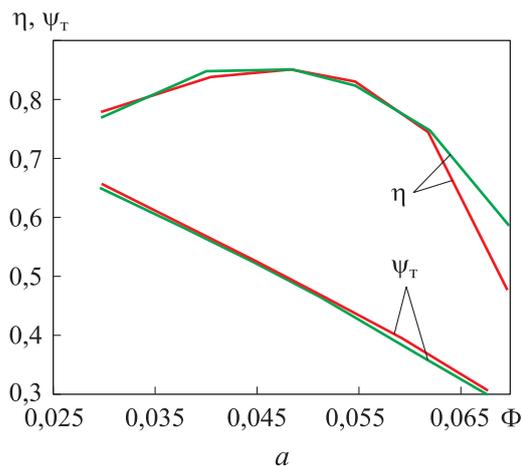


Рис. 7. Экспериментальные (—) и расчетные (—) зависимости КПД η и коэффициента теоретического напора ψ_t от условного коэффициента расхода Φ ступеней 048 (а) и 064 (б)

Приближенная аппроксимация эмпирического коэффициента $X_{т0}$ почти не повлияла на точность моделирования напорной характеристики ступени 048. Ее напорная характеристика практически линейная. У ступени 064 измеренная напорная характеристика выпуклой формы. Ее моделирование линейной зависимостью всегда вынужденно приближенное. При расчете по аппроксимации практически точно моделируется часть характеристики от расчетного режима в сторону границы помпажа. Для промышленного ЦК это наиболее важная часть характеристики.

Выводы

1. Анализ напорных характеристик по результатам более 120 испытаний модельных ступеней с широким диапазоном параметров проектирования показал, что в большинстве случа-

ев зависимость коэффициента теоретического напора от коэффициента расхода является линейной. Отклонение от линейности у некоторых вариантов не выходит за пределы допустимой погрешности для инженерных расчетов.

2. В основу предложенной математической модели напорной характеристики положена физически обоснованная модель: отрицательная закрутка потока относительного вихря, зависящая от выходного угла и числа лопаток РК, определяет коэффициент напора идеального РК при нулевом расходе. Эмпирический коэффициент для расчета коэффициента напора реального РК при нулевом расходе оказался однозначно связанным с параметром проектирования —

коэффициентом теоретического напора в расчетном режиме. Это решает задачу создания достаточно простой математической модели для напорной характеристики на стадии первичного проектирования ЦК.

3. Вопросы отклонения напорной характеристики от линейного характера, влияния сжимаемости, типа и размеров диффузора, формы выходных кромок РК являются важными и не были рассмотрены в статье. Для создания математической модели с учетом этих и других факторов в базе данных программы ИДЕНТ имеется достаточное количество данных испытаний (помимо использованных в статье). Это станет предметом дальнейших исследований.

Литература

- [1] Васильев Ю.С., Петреня Ю.К., Солдатова К.В. и др. *Труды политехнической научной школы турбокомпрессоростроения 21 века*. Санкт-Петербург, Политех-Пресс, 2023. 383 с.
- [2] Галеркин Ю.Б. *Осевые и центробежные компрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части*. URL: <https://chemtech.ru/osevye-i-centrobeznyye-kompressory-kniga-dostupna-dlja-skachivaniya/> (дата обращения: 15.04.2025).
- [3] Солдатова К.В. *Создание новой математической модели проточной части центробежных компрессоров и базы данных модельных ступеней*. Дисс. ... док. тех. наук. Санкт-Петербург, СПбПУ, 2017. 357 с.
- [4] 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.
- [5] Рекстин А.Ф. *Научные основы и реализация метода первичного проектирования проточной части центробежных компрессоров*. Дисс. ... док. тех. наук. Санкт-Петербург, СПбПУ, 2021. 342 с.
- [6] Страхович К.И. *Центробежные компрессорные машины*. Москва, Ленинград, Машгиз, 1940. 401 с.
- [7] Рис В.Ф. *Центробежные компрессорные машины*. Москва, Ленинград, Машиностроение, 1964. 336 с.
- [8] Лифшиц С.П. *Аэродинамика центробежных компрессорных машин*. Москва, Машиностроение, 1966. 341 с.
- [9] Эккерт Б. *Осевые и центробежные компрессоры*. Москва, Машгиз, 1959. 679 с.
- [10] Карпов А.Н. *Методика моделирования напорной характеристики центробежного компрессорного колеса по результатам испытаний модельных ступеней*. Дисс. ... канд. тех. наук. Санкт-Петербург, СПбГПУ, 2011. 137 с.
- [11] Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В. и др. Альтернативный способ расчета характеристики коэффициента теоретического напора центробежного компрессорного колеса. *Компрессорная техника и пневматика*, 2016, № 6, с. 11–19.
- [12] Подобуев Ю.С., Селезнев К.П. *Теория и расчет осевых и центробежных компрессоров*. Москва, Ленинград, Машгиз, 1957. 392 с.
- [13] Соловьева О.А. *Математическая модель для расчета газодинамических характеристик и оптимизации безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней*. Дисс. ... канд. тех. наук. Санкт-Петербург, СПбПУ, 2018. 162 с.
- [14] Маренина Л.Н. *Исследование течения газа в обратно-направляющих аппаратах центробежных компрессоров методами вычислительной газодинамики, разработка рекомендаций для первичного проектирования*. Дисс. ... канд. тех. наук. Санкт-Петербург, СПбПУ, 2021. 244 с.

- [15] Hazby H., Casey M., Robinson C. et al. The design of a family of process compressor stages. *Proc. 12th European Conf. on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics*, 2017, pp. 52–63, doi: <https://doi.org/10.29008/ETC2017-134>
- [16] Matas R., Syka T., Lunacek O. *Numerical and experimental modelling of the centrifugal compressor stage – setting the model of impellers with 2D blades*. EPJ Web Conf., 2017, vol. 143, art. 02073, doi: <https://doi.org/10.1051/epjconf/201714302073>
- [17] Васильев Ю.С., Родионов П.И., Соколовский М.И. Высокоэффективные центробежные компрессоры нового поколения. Научные основы расчета, разработка методов оптимального проектирования и освоение производства. *Промышленность России*, 2000, № 10–11, с. 78–85.

References

- [1] Vasilyev Yu.S., Petrenya Yu.K., Soldatova K.V. et al. *Trudy politekhnicheskoy nauchnoy shkoly turbokompressorostroeniya 21 veka* [Proceedings of the polytechnic scientific school of turbocompressor engineering of the 21st century]. Sankt-Peterburg, Politekh-Press Publ., 2023. 383 p. (In Russ.).
- [2] Galerkin Yu.B. *Osevye i tsentrobezhnye kompressory. Rabochiy protsess, raschet i proektirovanie protochnoy chasti* [Axial and centrifugal compressors. Working process, calculation and design of flow part]. URL: <https://chemtech.ru/osevye-i-centrobezhnye-kompressory-kniga-dostupna-dlja-skachivaniya/> (accessed: 15.04.2025). (In Russ.).
- [3] Soldatova K.V. *Sozdanie novoy matematicheskoy modeli protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov i bazy dannykh modelnykh stupeney*. Diss. dok. tekhn. nauk [Creation of a new mathematical model of a flow part of centrifugal compressors and a database of model stages. Doc. tech. sci. diss.]. Sankt-Peterburg, SPbPU Publ., 2017. 357 p. (In Russ.).
- [4] 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 the mathematical model of calculation and design of centrifugal compressors on the basis of calculation-experimental research and its practical application. Doc. tech. sci. diss.]. Sankt-Peterburg, SPbPU Publ., 2021. 440 p. (In Russ.).
- [5] Rekstin A.F. *Nauchnye osnovy i realizatsiya metoda pervichnogo proektirovaniya protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov*. Diss. dok. tekhn. nauk [Scientific bases and realization of the method of primary design of the flow part of centrifugal compressors. Doc. tech. sci. diss.]. Sankt-Peterburg, SPbPU Publ., 2021. 342 p. (In Russ.).
- [6] Strakhovich K.I. *Tsentrobezhnye kompressornye mashiny* [Centrifugal compressor machines]. Moscow, Leningrad, Mashgiz Publ., 1940. 401 p. (In Russ.).
- [7] Ris V.F. *Tsentrobezhnye kompressornye mashiny* [Centrifugal compressor machines]. Moscow, Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1964. 336 p. (In Russ.).
- [8] Lifshits S.P. *Aerodinamika tsentrobezhnykh kompressornykh mashin* [Aerodynamics of centrifugal compressor machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966. 341 p. (In Russ.).
- [9] Eckert E. *Axialkompressoren Und Radialkompressoren Anwendung Theorie Berechnung*. Springer, 1953. 680 p. (Russ. ed.: *Osevye i tsentrobezhnye kompressory*. Moscow, Mashgiz Publ., 1959. 679 p.)
- [10] Karpov A.N. *Metodika modelirovaniya napornoy kharakteristiki tsentrobezhnogo kompressornogo koleasa po rezultatam ispytaniy modelnykh stupeney*. Diss. kand. tekhn. nauk [Methodology of modeling the pressure characteristic of a centrifugal compressor wheel based on the results of tests of model stages. Kand. tech. sci. diss.]. Sankt-Peterburg, SPbGPU Publ., 2011. 137 p. (In Russ.).
- [11] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V. et al. Alternative method of centrifugal compressor loading factor modeling. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2016, no. 6, pp. 11–19. (In Russ.).
- [12] Podobuev Yu.S., Seleznev K.P. *Teoriya i raschet osevykh i tsentrobezhnykh kompressorov* [Theory and calculation of axial and centrifugal compressors]. Moscow, Leningrad, Mashgiz Publ., 1957. 392 p. (In Russ.).
- [13] Solovyeva O.A. *Matematicheskaya model dlya rascheta gazodinamicheskikh kharakteristik i optimizatsii bezlopatochnykh diffuzorov tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney*. Diss. kand. tekhn. nauk [Mathematical model for calculation of gas-dynamic characteristics and

- optimization of the flapless diffusers of centrifugal compressor stages. *Kand. tech. sci. diss.*]. Sankt-Peterburg, SPbPU Publ., 2018. 162 p. (In Russ.).
- [14] Marenina L.N. *Issledovanie techeniya gaza v obratno-napravlyayushchikh apparatakh tse-trobeznykh kompressorov metodami vychislitelnoy gazodinamiki, razrabotka rek-omendatsiy dlya pervichnogo proektirovaniya*. Diss. kand. tekhn. nauk [Research of gas flow in the reverse-guiding apparatuses of centrifugal compressors by methods of computational gas dynamics, development of recommendations for primary design. *Kand. tech. sci. diss.*]. Sankt-Peterburg, SPbPU Publ., 2021. 244 p. (In Russ.).
- [15] Hazby H., Casey M., Robinson C. et al. The design of a family of process compressor stages. *Proc. 12th European Conf. on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics*, 2017, pp. 52–63, doi: <https://doi.org/10.29008/ETC2017-134>
- [16] Matas R., Syka T., Lunacek O. Numerical and experimental modelling of the centrifugal compressor stage — setting the model of impellers with 2D blades. *EPJ Web Conf.*, 2017, vol. 143, art. 02073, doi: <https://doi.org/10.1051/epjconf/201714302073>
- [17] Vasilyev Yu.S., Rodionov P.I., Sokolovskiy M.I. Highly efficient centrifugal compressors of new generation. Scientific bases of calculation, development of optimal design methods and production development. *Promyshlennost Rossii*, 2000, no. 10–11, pp. 78–85. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 07.05.2025

Информация об авторах

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

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

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

КУЗНЕЦОВ Леонид Григорьевич — доктор технических наук, генеральный конструктор. АО «Компрессор» (194044, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Большой Сампсониевский пр-т, д. 64, e-mail: office@compressor.spb.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, Politekhnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: yuri_galerkin@mail.ru).

DROZDOV Aleksandr Aleksandrovich — Doctor of Science (Eng.), Associate Professor, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Politekhnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: a_drozdi@mail.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, Politekhnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: rekstin2k7@mail.ru).

KUZNETSOV Leonid Grigorievich — Doctor of Science (Eng.), General Designer. Compressor JSC (194044, Saint Petersburg, Bolshoy Sampsonievsky Prospekt, Bldg. 64, e-mail: office@compressor.spb.ru).

Просьба сослаться на эту статью следующим образом:

Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А., Рекстин А.Ф., Кузнецов Л.Г. Моделирование напорной характеристики центробежного компрессорного рабочего колеса. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 6, с. 63–72.

Please cite this article in English as:

Galerkin Yu.B., Drozdov A.A., Rekstin A.F., Kuznetsov L.G. Simulating head characteristics of the centrifugal compressor impeller. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2025, no. 6, pp. 63–72.