

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МЕТОДА УНИВЕРСАЛЬНОГО
МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЕВЯТОЙ ВЕРСИИ ДЛЯ РАСЧЕТА
И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ:
ИДЕНТИФИКАЦИЯ И ВЕРИФИКАЦИЯ
ПО ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМ ДАННЫМ**

Ю.Б. Галеркин

А.А. Дроздов

А.Ф. Рекстин

О.А. Соловьёва

Л.Н. Маренина

yuri_galerkin@mail.ru

a_drozdi@mail.ru

rekstin2k7@mail.ru

solovyeva.aa@yandex.ru

marenina_ln@mail.ru

СПбПУ, Санкт-Петербург, Российская Федерация

Аннотация

Выполнены идентификация и верификация новой версии математической модели метода универсального моделирования для расчета газодинамических характеристик центробежных компрессоров. Для идентификации модели потерь использованы результаты 70 испытаний модельных ступеней семейства 20СЕ Проблемной лаборатории компрессоростроения СПбПУ — сопоставлено 420 значений КПД. На первом этапе идентификация проведена только для ступеней безлопаточного диффузора, средняя погрешность расчета КПД составляла 0,513 %, в целом по характеристике — 1 %. При идентификации ступеней лопаточного диффузора объектами поиска были коэффициенты, влияющие на потери только в лопаточном диффузоре, средняя погрешность расчета КПД составляла 0,525 %, по всей характеристике — 1,12 %. Для верификации эмпирических коэффициентов, влияющих на потери в осеразделительном рабочем колесе, использованы результаты испытаний компрессоров ТКР-175Э и ТКР-140Э для агрегатов турбонаддува. В базе данных программы IDENT приведены характеристики компрессора ТКР-140Э при условных числах Маха, равных 0,437, 0,5836, 0,728, 0,8739, средняя погрешность расчета КПД составляла 0,889 %, по всей характеристике — 1,55 %. Для верификации математической модели использованы результаты испытаний малорасходных модельных ступеней фирмы «Кларк» (США). Рассмотрены

Ключевые слова

Центробежный компрессор, математическая модель, идентификация, КПД, коэффициент теоретического напора, рабочее колесо

десять испытаний малорасходных ступеней, средняя погрешность расчета КПД составляла 1,08 %, по всей характеристике — 1,31 %	Поступила 25.01.2021 Принята 01.03.2021 © Автор(ы), 2022
---	--

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

Введение. Центробежные компрессоры применяются в различных отраслях промышленности: черной и цветной металлургии, производстве пластмасс, нефтехимическом производстве и др. Такие компрессоры применяются при добыче и транспортировке природного газа, для наддува двигателей внутреннего сгорания, в газотурбинных двигателях и т. д. Развитие экономики приводит к росту спроса на компрессорное оборудование и на его производства.

Форма проточной части центробежного компрессора задается большим числом таких параметров и размеров, как размеры каналов в контрольных сечениях, меридиональные очертания, углы установки лопаток и их пространственная форма в целом. Это приводит к необходимости рассматривать большое число вариантов исполнения центробежной ступени в процессе газодинамического расчета и конструирования проточной части. Поэтому на первом этапе проектирования центробежной компрессорной ступени применяются инженерные программы, позволяющие быстро сопоставить различные варианты исполнения, рассчитать газодинамические характеристики и выбрать наилучший вариант. Такие программы разрабатываются и применяются отечественными и зарубежными университетами и фирмами-изготовителями компрессорного оборудования [1–6].

Инженерные программы основываются на одномерных, двумерных и квазитрехмерных математических моделях, содержащих эмпирические формулы и коэффициенты. Корректный подбор значений эмпирических коэффициентов позволяет достичь требуемой точности расчетов по математическим моделям. Инженерные программы также необходимо верифицировать по результатам экспериментальных данных, чтобы оценить точность расчетов газодинамических характеристик компрессоров. При этом объекты для идентификации и верификации математических моделей должны различаться.

Среди зарубежных математических моделей, предназначенных для расчета и проектирования центробежных компрессоров, информация об идентификации которых приведена в открытом доступе, можно выделить следующие.

В программном комплексе Concepts NREC [7–10], предназначенном для расчета не только компрессоров, но турбин и насосов, применяется широко известная модель расчета центробежных компрессоров, включающая в себя как одномерные расчеты, так и квазитрехмерные и CFD-методы (Computational Fluid Dynamics).

В расчетной модели для определения потерь в отдельных элементах проточной части ступени используются эмпирические формулы. Точность моделирования газодинамических характеристик достаточна для практического применения. Однако авторы [7–10] указывают, что значения эмпирических коэффициентов необходимо менять в зависимости от параметров рассчитываемого компрессора. Это снижает универсальность и простоту применения данных компьютерных программ.

В работе [11] приведены верификация и практическое применение одномерной математической модели для расчета и проектирования центробежного компрессора. Авторы не разрабатывали собственную модель для каждого элемента проточной части центробежной компрессорной ступени, а использовали существующие в открытом доступе методики (рис. 1). Проведено ее сопоставление с результатами экспериментальных исследований одной двухзвенной ступени рабочее колесо (РК) + лопаточный диффузор (ЛД) и другой двухзвенной ступени РК + безлопаточный диффузор (БЛД).

Losses	Galvas	Oh	New
Incidence	Galvas [1]	Conrad [11]	Aungier [2]
Skin friction	Galvas [1]	Jasen [12]	Jasen [11]
Blade loading	Coppage [12]	Coppage [13]	Coppage [13]
Clearance	None	Jasen [12]	Jasen [12]
Mixing	None	Johnston and Dean [16]	Johnston and Dean [16]
Disk Friction	Galvas [12]	Daily and Nece [14]	Daily and Nece [14]
Recirculation	Jasen [13]	Oh [3]	Japikse [4]
Slip factor	Wiesner [18]	Wiesner [18]	Qiu [19]
Vaneless diffuser loss	Stanitz [24]	Stanitz [24]	Stanitz [24]

Рис. 1. Комбинация одномерной математической модели из моделей потерь различных элементов [11]

Недостатком рассматриваемой модели является отсутствие широкой базы для идентификации и верификации. Совпадение для двух объектов не гарантирует хорошей точности расчетов других объектов. Тот факт, что авторы использовали относительно старые математические модели потерь в элементах проточной части и не пытаются самостоятельно их доработать на основе современных представлений, также снижает ценность математической модели.

Идентификация математической модели является важной частью процесса ее создания. Отсутствие соответствующей идентификации приводит к значительным погрешностям расчета, что следует из математической модели для расчета компрессора турбонагнетателя двигателя внутреннего сгорания (ДВС) [12]. Расчет проводился в одномерной постановке, параметры потока определялись в пяти контрольных сечениях: на входе в РК, безлопаточный участок (БЛУ), ЛД и в улитку, а также на выходе из ступени. Система нелинейных уравнений, применяемая в данной математической модели, решалась с помощью модифицированного гибридного алгоритма Пауэлла. Математическая модель не предполагает наличия эмпирических коэффициентов, поэтому идентификация модели не проводилась. Это ограничивает возможности ее применения для расчета компрессоров других типов (помимо нагнетателей ДВС), а также снижает точность результатов расчета. Расчетные данные значительно отличаются от экспериментальных, что указывает на недостаточную проработанность модели и необходимость ее дальнейшего развития для применения при расчете и конструировании новых компрессоров.

Материалы и методы решения задач, принятые допущения. Математическая модель метода универсального моделирования. В СПбПУ на протяжении десятилетий проводились исследования компрессоров динамического действия, процессов и явлений, протекающих в них, а также проектировались центробежные компрессоры разного назначения [13]. Полученные результаты позволили создать метод газодинамического расчета центробежных компрессоров, соответствующую математическую модель и пакет программ на ее основе, названный методом универсального моделирования.

Программы метода универсального моделирования доказали свою высокую эффективность. С их помощью создано новое поколение центробежных нагнетателей и сменных проточных частей для газовой промышленности [14]. С учетом всех проектов, выполненных СПбПУ, в промышленности РФ и других стран работает порядка 500 центробежных компрессоров и более 50 типов сменных проточных частей общей установленной мощностью более 5 млн кВт [13]. Математические модели, лежащие в основе метода универсального моделирования, приведены в [13–19].

Цель работы — идентификация и верификация математической модели метода универсального моделирования, получение значений эмпирических коэффициентов, обеспечивающих расчет газодинамических характеристик центробежных компрессоров и компрессорных ступеней

различной комплектности с необходимой для инженерного применения точностью.

Под идентификацией понимается подбор значений эмпирических коэффициентов, входящих в математическую модель, при которых рассчитанные характеристики модельных ступеней (участников идентификации) максимально возможно близки экспериментально определенным КПД. Процесс идентификации выполняется путем перебора значений эмпирических коэффициентов с расчетом КПД и сравнением с экспериментально определенным значением. Отбираются такие значения $X(i)$, при которых средняя погрешность расчета КПД (η) минимальна [20]:

$$d\eta_{\text{ср}} = \frac{1}{Z} \sum_{i=1}^Z |\eta_{\text{эксп}} - \eta_{\text{расч}}| \rightarrow 0.$$

Идентификация математической модели метода универсального моделирования проводится в специализированной программе IDENT [13]. Для идентификации модели потерь использованы результаты испытания модельных ступеней семейства 20СЕ Проблемной лаборатории компрессоростроения СПбПУ [21]. В идентификации участвовали результаты 70 испытаний ступеней (из них 13 испытаний с ЛД, остальные с БЛД) с шестью значениями коэффициента расхода при каждом испытании (в ряде случаев экспериментальные данные для максимального расхода в процессе идентификации не участвовали). Всего проводилось сопоставление 420 значений КПД для идентификации математической модели. Диапазон основных параметров проектирования модельных ступеней следующий: $\Phi_{\text{расч}} = 0,028-0,080$ (расчетный условный коэффициент расхода); $\Psi_{\text{Трасч}} = 0,45-0,65$ (расчетный коэффициент теоретического напора); $\bar{D}_{\text{вт}} = 0,25-0,373$ (относительный диаметр втулки); $\bar{D}_4 = 1,428-1,615$ (относительный наружный диаметр БЛД); $M_u = 0,60-0,86$ (условное число Маха, рассчитанное по окружной скорости u). При проведении модельных испытаний учитывались систематические и случайные погрешности, возникающие в процессе эксперимента, при обработке экспериментальных данных — класс точности применяемых приборов [22]. Относительная погрешность определения КПД модельных ступеней по формулам расчета погрешностей составляет $\pm 1\%$ [22]. Поверочные повторные испытания модельных ступеней демонстрируют хорошую повторяемость. Разброс точек не превышает $\pm 0,6\%$ на расчетном режиме, что создает необходимые условия для использования этих данных в процессе идентификации математической модели.

Исходные модельные ступени имеют ряд модификаций. У ступеней менялась относительная ширина БЛД, высота лопаток обратно-направляющего аппарата (ОНА) и их число. Рабочие колеса отличаются формой выходной кромки лопаток [20], втулочным отношением и рядом других параметров. У испытанных модельных ступеней были следующие формы выходных кромок лопаток РК: рекомендованное в [23] симметричное заострение; тупая форма выходной кромки (при соединении основного и покрывающего дисков сваркой такая форма получается после чистовой обточки РК по наружному диаметру); с заострением со стороны задней поверхности (соответствует классической рекомендации школы Невского завода [24], при этом фактический выходной угол лопатки $\beta_{\text{н}2}$ больше угла, отсчитываемого от средней линии). На основании опытов с модельными ступенями [20] выявлено, что при тупой и симметричной формах выходной кромки напорные характеристики совпадают, и есть слабая тенденция к росту КПД у РК с заостренной формой. Заострение со стороны задней или передней поверхностей рекомендовано для подстройки напорной характеристики РК с тупой кромкой при желании соответственно увеличить или уменьшить напор [20].

Результаты идентификации ступеней с БЛД. На первом этапе идентификация проведена только для ступеней с БЛД. Выполнено 27 испытаний ступеней.

Предварительные расчеты показали, что для ступени 064 модель дает завышенные на 2...2,5 % значения КПД. Для ступени 055 модель занижает КПД на 1,5 %. Эти ступени в общей идентификации не участвовали.

Средняя погрешность расчета КПД: для максимального расхода составляет 0,946 %; в расчетной точке (безударный режим РК) 0,513 %; в целом по характеристике 1 %.

Графическая информация о точности моделирования характеристик КПД модельных ступеней, участвовавших в идентификации, приведена на рис. 2.

Результаты идентификации ступени 055. Рабочее колесо ступени 055 отличается от РК других модельных ступеней семейства 20СЕ способом проектирования лопаточной решетки. Программа проектирования ЗДМ.023 допускает три варианта выбора формы средней линии лопаток радиальных РК как функции $\beta_{\text{л}} = f(r)$: как дуги окружности, параболы с коэффициентами A и B и произвольной формы. Форма средней линии лопаток большинства РК задается выбором значений коэффициентов A и B алгебраического уравнения функции $\beta_{\text{л}} = f(r)$. У ступеней 038–044

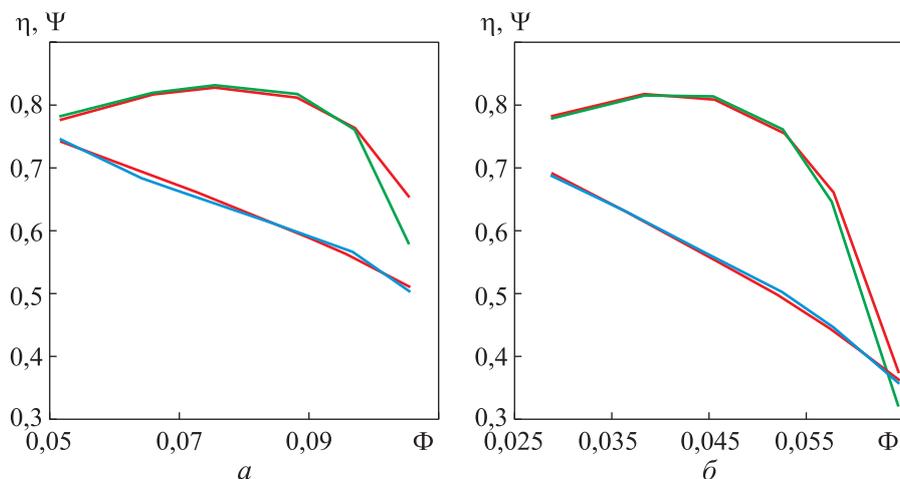


Рис. 2. Расчетные (красные кривые) и экспериментальные (зеленые (η) и синие (Ψ)) газодинамические характеристики модельных ступеней К-101-1 при $M_u = 0,607$ (а) и 038–044 при $M_u = 0,6$ (б)

и 028 средняя линия — это дуга окружности $\beta_{л} = f(r)$. Формы лопаток РК ступени 055 оптимизируются подбором численных значений углов лопатки по радиусу, что предопределило специфический вид диаграмм скоростей на трех осесимметричных поверхностях. Отметим большую нагрузку на входе в корневом сечении при безударном входе. Для приемлемого моделирования КПД в универсальном наборе эмпирических коэффициентов выполнено несколько изменений. Характеристики при универсальном наборе эмпирических коэффициентов и описанной корректировке приведены на рис. 3.

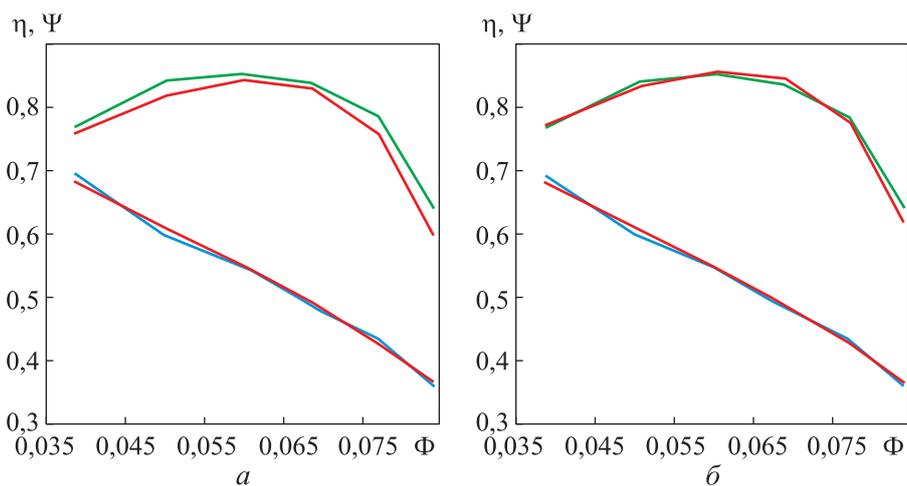


Рис. 3. Расчетные (красные кривые) и экспериментальные (зеленые (η) и синие (Ψ)) газодинамические характеристики модельной ступени 055 при $M_u = 0,6$: а, б — универсальный и откорректированный наборы эмпирических коэффициентов

Идентификация модели КПД по пяти испытаниям ступени 055 и ее модификаций гарантирует среднюю погрешность расчета КПД в расчетной точке (безударный режим РК) 0,3 %; в целом по характеристике — 0,677 %.

Результаты идентификации ступени 064 — первой разработанной ступени семейства 20СЕ. Ступень 064 и была объектом объемного экспериментального исследования. В идентификации участвовали результаты 25 испытаний ступени с втулочными отношениями 0,25 и 0,29. Рабочие колеса имели тупые, симметричные и заостренные с разных сторон выходные кромки лопаток. У РК ступени 064 необычно большая нагрузка лопаток и редкая лопаточная решетка. Очевидно, что в математической модели потерь недооценены связанные с этим негативные факторы.

Для приемлемого моделирования КПД в универсальном наборе эмпирических коэффициентов внесены изменения в значения нескольких коэффициентов.

Идентификации модели КПД по 25 испытаниям ступени 064 и ее модификаций гарантирует среднюю погрешность расчета КПД в расчетной точке (безударный режим РК) 0,706 %; в целом по характеристике — 0,709 %. Примеры моделирования характеристик ступени 064 приведены на рис. 4.

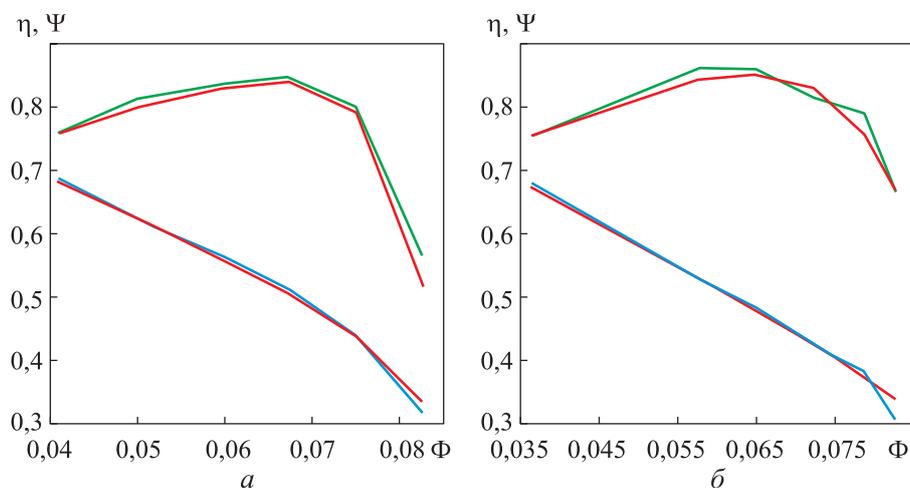


Рис. 4. Расчетные (красные кривые) и экспериментальные (зеленые (η) и синие (Ψ)) газодинамические характеристики модельной ступени 064 при $M_u = 0,8$ (а) и 0,6 (б)

Результаты идентификации ступеней с ЛД. Ступени К-101-1ЛД и 048ЛД имели одинаковые РК с одноименными ступенями с БЛД и испытывались в том же диапазоне $M_u = 0,6-0,86$. Диаметры \bar{D}_4 у ступеней с БЛД и ЛД одинаковые. Обратно-направляющие аппараты ступеней

с ЛД отличались большей высотой лопаток на входе \bar{b}_5 . В частности, у ступени 048ЛД она $\bar{b}_5 = \bar{b}_6$.

Диффузоры ступени К-101-ЛД имели 16 и 8 лопаток, при проектировании ступени принимали $M_u = 0,86$. При испытаниях с меньшими M_u происходит рассогласование РК и ЛД, что меняет привычный и приемлемый в условиях эксплуатации вид характеристики КПД. Поэтому три испытания ступеней К-101-ЛД при $M_u = 0,60$ в идентификации не участвовали.

Варианты ЛД ступени 048ЛД отличались числом лопаток 7, 13, 17 и лопаточными углами $\alpha_{л3} / \alpha_{л4} = 17^\circ/30^\circ$ и $14^\circ/27^\circ$.

При идентификации ступеней с ЛД объектами поиска были коэффициенты, влияющие на потери только в ЛД.

Для идентификации выбраны восемь испытаний ступени К-101-ЛД и семь испытаний ступени 048ЛД. Удовлетворительно моделируется часть характеристики в диапазоне $\Phi_{расч} - \Phi_{кр}$. Это позволяет применять модель КПД ступеней с ЛД при оптимальном проектировании. Для надежного расчета характеристик в диапазоне $\Phi_{расч} - \Phi_{макс}$ необходимо учитывать индивидуальные особенности ЛД.

Результаты испытания ступени К-101-ЛД ($z_{ЛД} = 17$) при трех числах Маха и характеристики приведены на рис. 5.

При вполне удовлетворительном моделировании характеристики КПД и расчетном числе Маха модель правильно отражает влияние рассогласования РК и ЛД при уменьшении числа Маха. При расчетном для этой ступени значении $M_u = 0,86$ моделирование характеристики КПД хорошее. При минимальном $M_u = 0,60$ происходит наибольшее рассогласование режимов работы РК и ЛД (на расчетном режиме РК в диффузоре угол атаки отрицательный). При промежуточном значении $M_u = 0,753$ правая ветвь характеристики рассчитывается неточно. Характеристики ступени 048ЛД при $z_{ЛД} = 13$ приведены на рис. 6.

Модель корректно реагирует на влияние сжимаемости. Расчетный максимальный КПД равен или чуть меньше измеренного (различие не более 1 %). Результаты моделирования ступени 048ЛД с разным числом лопаток диффузора при $M_u = 0,6$ приведены на рис. 7.

Средняя погрешность расчета КПД составляет 0,52 % в расчетной точке, в целом по характеристике 1,12 % (рабочие режимы). Моделирование наиболее важной части характеристики КПД ступеней с ЛД (от расчетного до минимального расхода) дает удовлетворительный результат, наибольшие проблемы возникают при $\Phi > (1,1 - 1,15) \Phi_{расч}$.

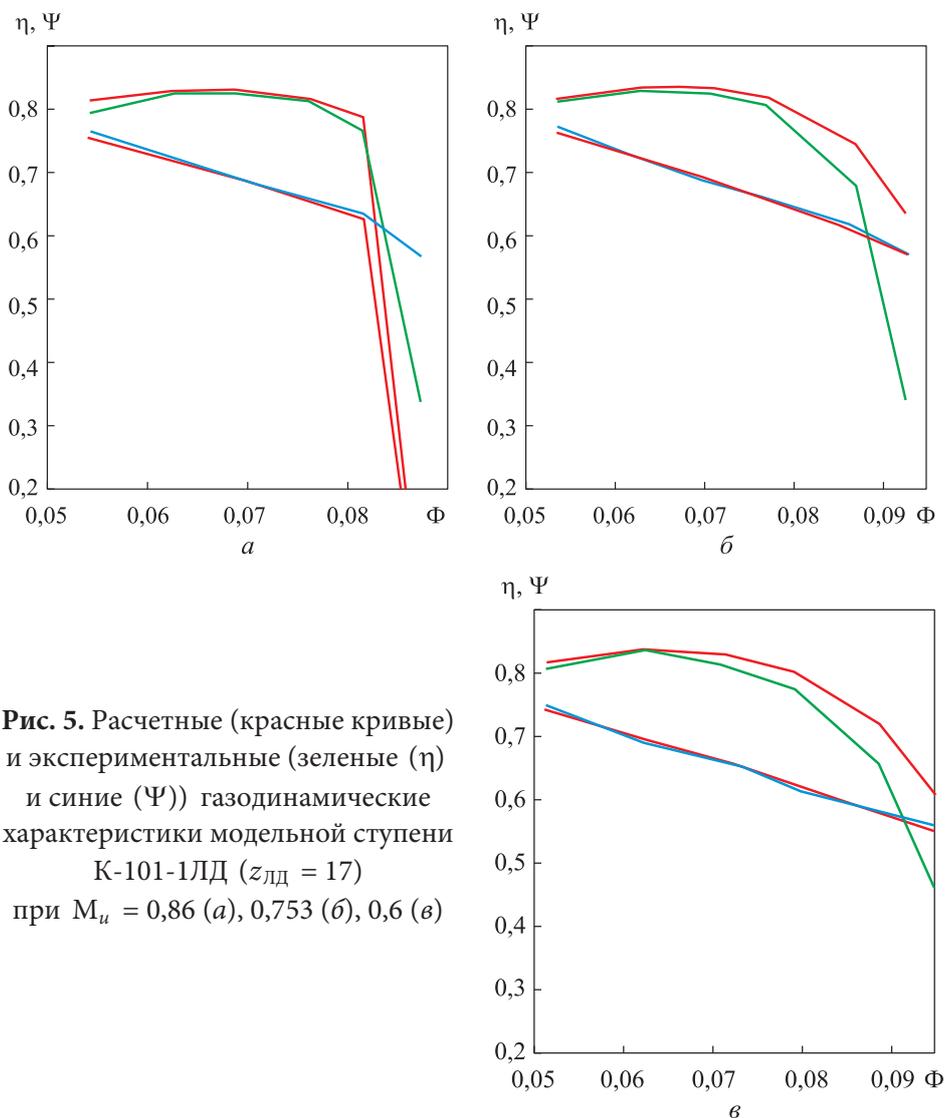
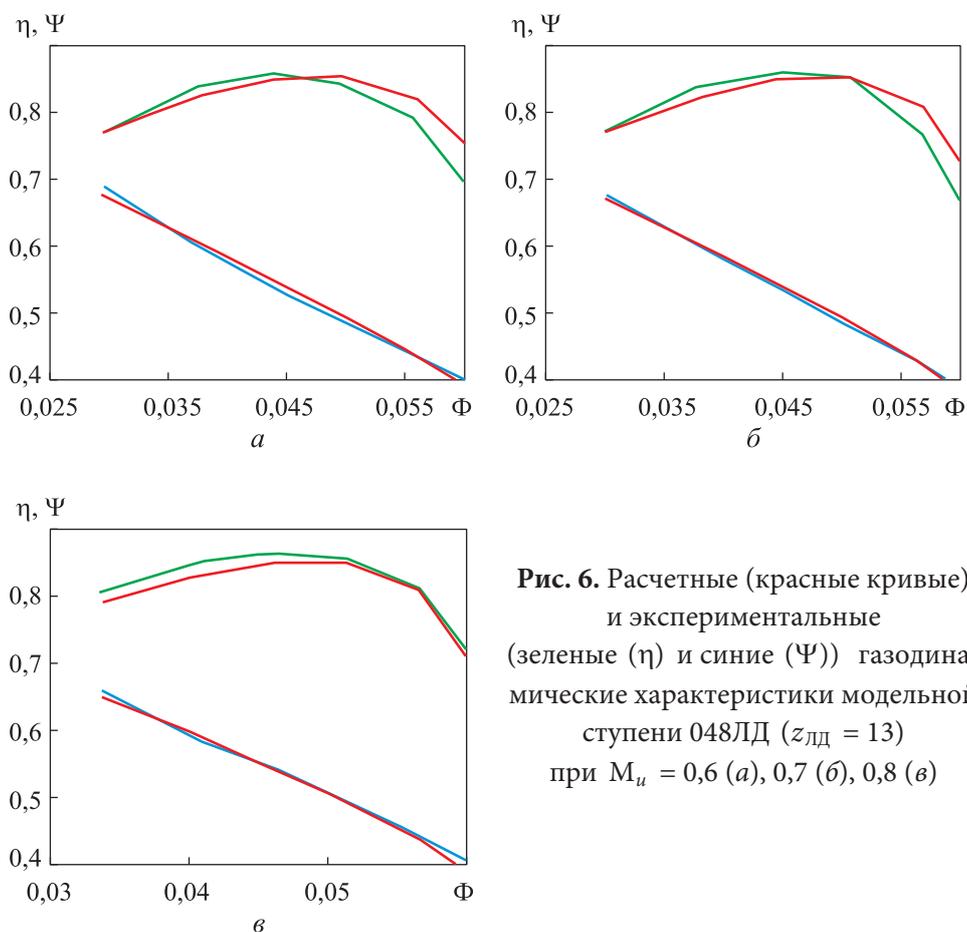


Рис. 5. Расчетные (красные кривые) и экспериментальные (зеленые (η) и синие (Ψ)) газодинамические характеристики модельной ступени К-101-1ЛД ($z_{\text{лд}} = 17$) при $M_u = 0,86$ (а), $0,753$ (б), $0,6$ (в)

Результаты идентификации концевых ступеней с осерадиальными РК (ОРК). Математическая модель девятой версии отличается от предыдущей тем, что потери в ОРК рассчитываются в квазитрехмерной постановке [25]. В математической модели также реализована новая версия модели выходных устройств [26].

Для верификации девятой версии использованы результаты испытания экспериментальных компрессоров ТКР-175Э и ТКР-140Э для агрегатов турбонаддува с ОРК-0,0956-0,56-0,241, спроектированных лабораторией «Газовая динамика турбомашин» СПбПУ. Агрегаты построены и испытаны в НПО АО «Турботехника» [27]. Рабочие колеса компрессоров ТКР-175Э и ТКР-140Э геометрически подобны и имеют диаметры 0,175 и 0,140 м.



Проводились испытания компрессора ТКР-175Э с ОРК диаметром 0,175 м с неподвижными элементами стандартного ТКР-140 с БЛД и улиткой, имеющими недостаточные размеры. Испытания носили предварительный характер в целях проверки напорной характеристики. Проектные параметры были подтверждены. Напорные характеристики компрессора ТКР-175Э отличаются пониженным КПД, так как проходные сечения диффузора и улитки недостаточны для пропуска расхода на расчетном режиме РК.

У компрессора ТКР-140Э размеры РК и неподвижных элементов соответствуют друг другу. В базе данных программы IDENT приведены характеристики ТКР-140Э при $M_u = 0,437; 0,5836; 0,7280; 0,8739$.

В идентификации участвовали эмпирические коэффициенты, влияющие только на потери в ОРК и тангенциальных выходных устройствах, остальные значения эмпирических коэффициентов — это стандартный набор для ступеней, полученный ранее.

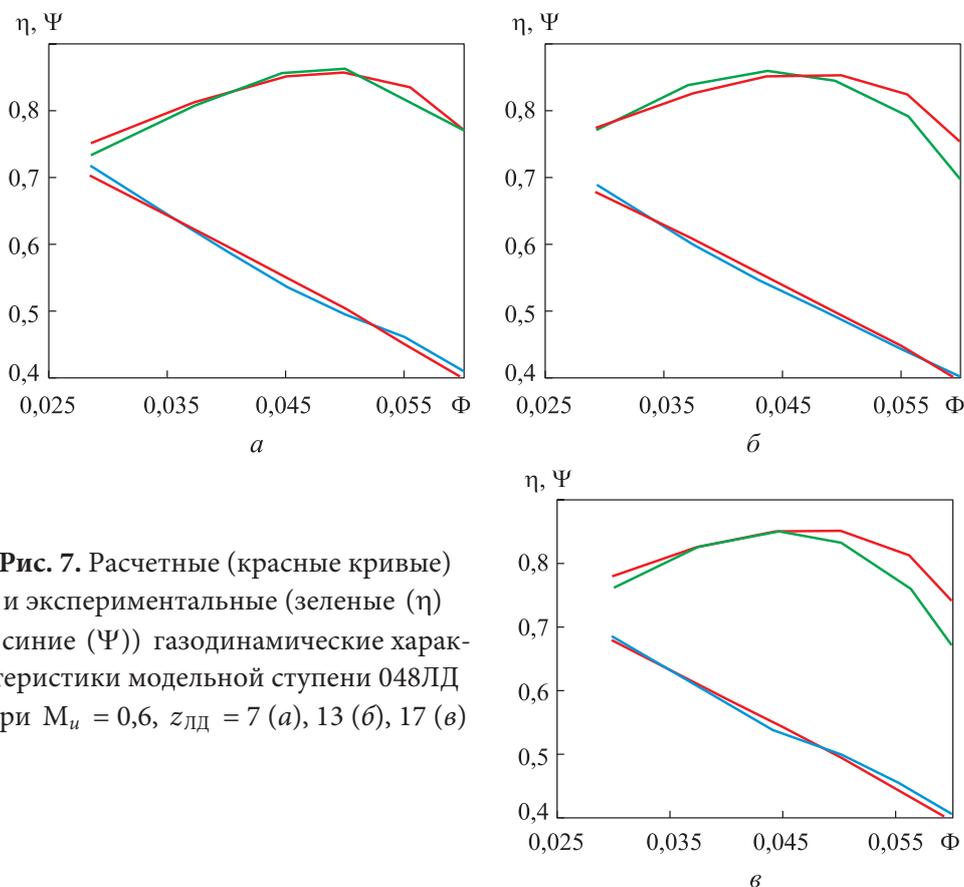


Рис. 7. Расчетные (красные кривые) и экспериментальные (зеленые (η) и синие (Ψ)) газодинамические характеристики модельной ступени 048ЛД при $M_u = 0,6$, $z_{лд} = 7$ (*a*), 13 (*б*), 17 (*в*)

Средняя погрешность расчета КПД в расчетной точке составляет 0,889 %; в целом по характеристике — 1,55 % (рабочие режимы). Характеристики компрессоров ТКР-175Э и ТКР-140Э приведены на рис. 8 и 9.

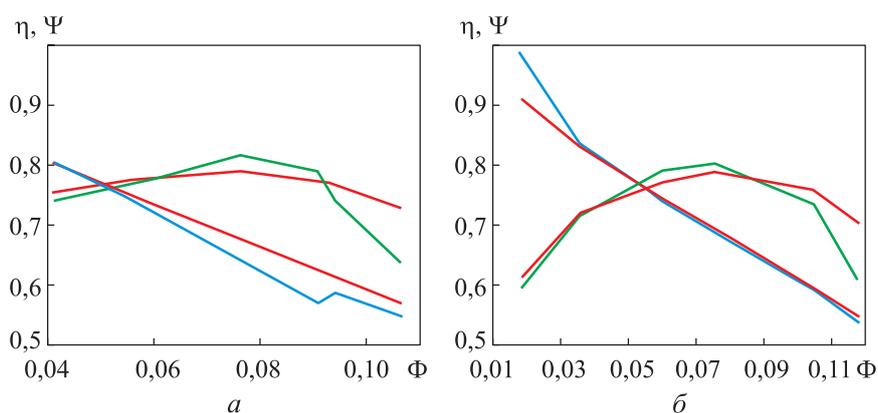


Рис. 8. Расчетные (красные кривые) и экспериментальные (зеленые (η) и синие (Ψ)) газодинамические характеристики ступени компрессора ТКР-175Э при $M_u = 0,293$ (*a*) и 0,5828 (*б*)

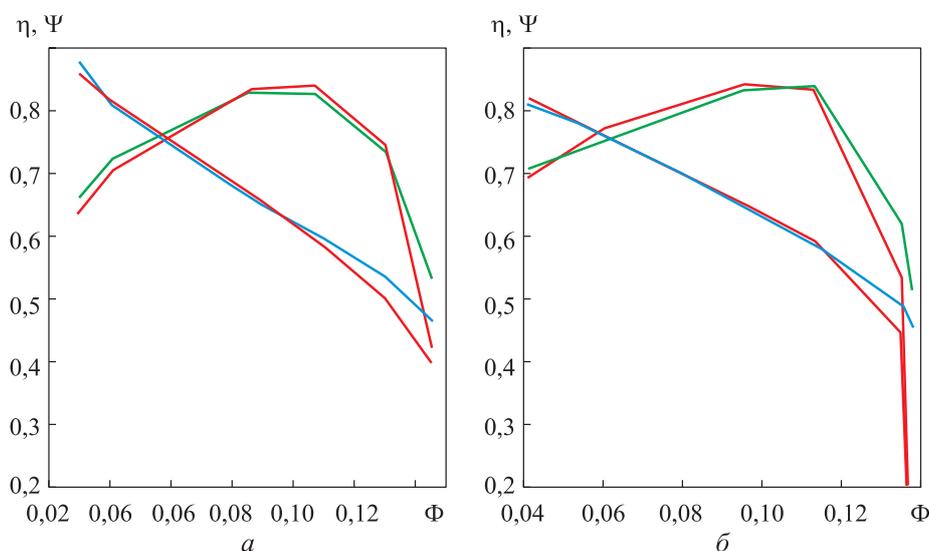


Рис. 9. Расчетные (красные кривые) и экспериментальные (зеленые (η) и синие (Ψ)) газодинамические характеристики ступени компрессора ТКР-140Э при $M_u = 0,7280$ (а) и $0,8739$ (б)

Верификация математической модели метода универсального моделирования девятой версии. Для верификации математической модели использованы результаты испытаний малорасходных модельных ступеней фирмы «Кларк» (США), лицензия на которые была приобретена еще Минхиммашем СССР. Эти ступени до сих пор используют в отечественном компрессоростроении [17]. Приведены испытания десяти малорасходных ступеней, четыре из которых испытаны при $M_u \approx 0,4$ и $0,8$. Диапазон основных параметров проектирования модельных ступеней фирмы «Кларк»: $\Phi_{\text{расч}} = 0,007\text{--}0,024$, $\Psi_{\text{Трасч}} = 0,60\text{--}0,69$, $\bar{D}_{\text{вт}} = 0,3214\text{--}0,3375$, $\bar{b}_1 = \bar{b}_2 = 0,0094\text{--}0,0476$; $\bar{D}_4 = 1,33\text{--}1,4$, $\bar{b}_3 = 0,008\text{--}0,0135$, $M_u = 0,366\text{--}0,843$.

Газодинамические характеристики модельных ступеней рассчитаны при наборе эмпирических коэффициентов, полученном для ступеней промежуточного типа радиальное РК+БЛД(ЛД). Средняя погрешность расчета КПД в расчетной точке составляет 1,08 %; в целом по характеристике — 1,31 % (рабочие режимы). Пример сопоставления расчетных и измеренных газодинамических ступеней приведен на рис. 10.

Обсуждение полученных результатов. Полученные в результате идентификации значения эмпирических коэффициентов позволяют моделировать газодинамические характеристики центробежных компрессорных ступеней с требуемой для практического применения точностью. Для расчета используется универсальный набор эмпирических коэффи-

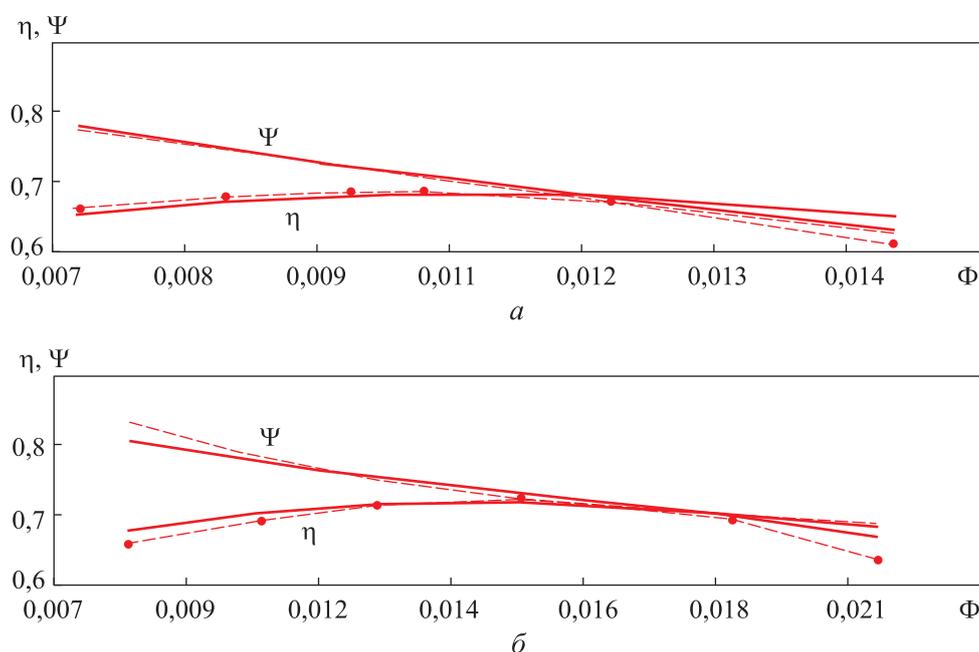


Рис. 10. Расчетные (сплошная кривая) и экспериментальные (штриховая) газодинамические характеристики:

a — ступень ХХХЗ-Т, $\Phi_{\text{расч}} = 0,0122$, $\Psi_{\text{Трасч}} = 0,61$, $\bar{D}_{\text{вт}} = 0,337$, $\bar{b}_3 = 0,008$; $\bar{D}_4 = 1,4$,
 $M_u = 0,384$; b — ступень ХХХЗ-Q, $\Phi_{\text{расч}} = 0,0187$, $\Psi_{\text{Трасч}} = 0,66$, $\bar{D}_{\text{вт}} = 0,337$, $\bar{b}_3 = 0,01$;
 $\bar{D}_4 = 1,4$, $M_u = 0,462$

циентов, позволяющий рассчитывать ступени различной комплектности и спроектированный для различных расчетных параметров. Как было приведено ранее, для корректного моделирования радиальных РК с большой нагрузкой на лопатки на входе и редкой лопаточной решеткой необходимо больше экспериментальных данных. Для того чтобы корректно моделировать две имеющиеся ступени, отличающиеся такой спецификой, был скорректирован универсальный набор коэффициентов. Авторы будут продолжать работы по идентификации и верификации эмпирических коэффициентов по мере накопления экспериментальных данных.

Заключение. Проведена идентификация математической модели метода универсального моделирования по результатам испытаний модельных центробежных компрессорных ступеней. Рассчитаны значения эмпирических коэффициентов, определяющих потери напора во всех элементах проточной части (радиальных и осерадиальных РК, ЛД и БЛД, ОНА и тангенциальных выходных устройствах). Средняя погрешность моделирования расчетного режима составляет 0,5...0,8 %, рабочей зоны — 1,0...1,5 % в зависимости от того, какие элементы входят в состав проточной части.

Результаты идентификации проверены путем верификации. Для этого рассчитаны газодинамические характеристики малорасходных модельных ступеней фирмы «Кларк». Средняя погрешность расчета КПД в рабочей зоне составила 1,3 %.

У приведенной девятой версии, в отличие от предшествующих, нет ограничений по типам проточных частей, подлежащих моделированию. Объектами моделирования могут быть ступени конечного и промежуточного типов, с радиальными и осерадиальными РК, с БЛД и ЛД. Результаты верификации показали, что модель девятого поколения пригодна к использованию в инженерной практике.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Swain E. Improving a one-dimensional centrifugal compressor performance prediction method. *Proc. Inst. Mech. Eng. A: J. Power Energy*, 2005, vol. 2019, no. 8, pp. 653–659. DOI: <https://doi.org/10.1243/095765005X31351>
- [2] Oh H.W., Yoon E.S., Chung M.K. An optimum set of loss models for performance prediction of centrifugal compressors. *Proc. Inst. Mech. Eng. A: J. Power Energy*, 1997, vol. 211, no. 4, pp. 331–338. DOI: <https://doi.org/10.1243/0957650971537231>
- [3] Афанасьев Б.В., Дроздов Ю.В., Лунев А.Т. и др. Методы исследования многовальных многоступенчатых компрессоров с помощью математической модели в процессе проектирования. *Компрессорная техника и пневматика*, 2002, № 1, с. 21–23.
- [4] Syka T., Luňáček O. Numerical simulation of radial compressor stage. *EPJ Web Conf.*, 2013, vol. 45, art. 01088. DOI: <https://doi.org/10.1051/epjconf/20134501088>
- [5] De Bellis F., Grimaldi A., Rubino D.T., et al. Accurate radial vaneless diffuser 1D model. *Proc. ASME Turbo Expo*, 2014, no. GT2014-25232, V02DT42A008. DOI: <https://doi.org/10.1115/GT2014-25232>
- [6] Harley P., Spence S., Filsinger D., et al. Assessing 1D loss models for the off-design performance prediction of automotive turbocharger compressors. *Proc. ASME Turbo Expo*, 2013, no. GT2013-94262, V06CT40A005. DOI: <https://doi.org/10.1115/GT2013-94262>
- [7] Japikse D. Turbomachinery design with an agile engineering system. *JSME Fluid Eng. Conf.*, 2003, pp. 19–20.
- [8] Japikse D., Bitter J. Effective two-zone modeling of diffusers and return channel systems for radial and mixed-flow pumps and compressors. *11th Int. Symp. Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, 2006, vol. 2, pp. 511–520.
- [9] Japikse D., Oliphant K.N., Pelton R. Optimization in turbomachinery data reduction. *10th Int. Symp. Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, 2004, pp. 73–82.

- [10] Japikse D., Platt M.J. Optimization in component design and redesign. *10th Int. Symp. Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, 2004, pp. 132–145.
- [11] Li P.Y., Gu C.W., Song Y. A new optimization method for centrifugal compressors based on 1D calculations and analyses. *Energies*, 2015, vol. 8, no. 5, pp. 4317–4334. DOI: <https://doi.org/10.3390/en8054317>
- [12] Lusardi K. Characterization of unsteady loading due to impeller-diffuser interaction in centrifugal compressors. *Thes. Mast. Sc. Deg. USA, Cambri, MIT*, 2012.
- [13] Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В. Моделирование рабочего процесса промышленных центробежных компрессоров. СПб., СПбПУ, 2011.
- [14] 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.
- [15] Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А. и др. Сквозная система оптимального газодинамического проектирования промышленных центробежных компрессоров. *Научные основы, практика применения. XVIII Междунар. науч.-техн. конф.* Казань, 2019, с. 15–46.
- [16] Солдатова К.В. Создание новой математической модели проточной части центробежных компрессоров и базы данных модельных ступеней. Дис. ... д-ра техн. наук. СПб., СПбПУ, 2017.
- [17] Дроздов А.А. Метод проектирования центробежных компрессоров с осерадиальными рабочими колесами. Дис. ... канд. техн. наук. СПб., СПбПУ, 2016.
- [18] Соловьёва О.А. Математическая модель для расчета газодинамических характеристик и оптимизации безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней. Дис. ... канд. техн. наук. СПб., СПбПУ, 2018.
- [19] Galerkin Y., Drozdov A., Solovyeva O., et al. Development of mathematical model of universal modeling method for centrifugal compressors calculation. *E3S Web Conf.*, vol. 140, art. 06002. DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201914006002>
- [20] Галеркин Ю.Б. Турбокомпрессоры. СПб., СПбПУ, 2008.
- [21] Галеркин Ю.Б., ред. Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. СПб., СПбПУ, 2010.
- [22] Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф. Методы исследования центробежных компрессорных машин. Л., Машиностроение, 1969.
- [23] Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. Л., Машиностроение, 1982.
- [24] Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. Л., Машиностроение, 1981.
- [25] Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А. Разработка новой версии математической модели метода универсального моделирования для расчета центробежных компрессоров. *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2019, т. 3, № 2, с. 25–36. DOI: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2019-3-2-25-36>

[26] Дроздов А.А., Галеркин Ю.Б., Уцеховский А.А. Разработка и внедрение новой математической модели тангенциальных выходных устройств центробежных компрессоров. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 6, с. 17–35. DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2020-6-17-35>

[27] Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А. и др. Опыт создания низконапорного турбокомпрессора для наддува ДВС с применением современной версии Метода универсального моделирования. *Компрессорная техника и пневматика*, 2019, № 2, с. 2–10.

Галеркин Юрий Борисович — д-р техн. наук, профессор, главный инженер проекта Лидирующего исследовательского центра «Цифровое проектирование и моделирование (Smart Design)» Центра НТИ «Новые производственные технологии» СПбПУ (Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29).

Дроздов Александр Александрович — канд. техн. наук, ассистент Института энергетики СПбПУ (Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29).

Рекстин Алексей Феликсович — канд. техн. наук, ведущий научный сотрудник Лидирующего исследовательского центра «Цифровое проектирование и моделирование (Smart Design)» Центра НТИ «Новые производственные технологии» СПбПУ (Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29).

Соловьёва Ольга Александровна — канд. техн. наук, старший преподаватель Инженерно-строительного института СПбПУ (Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29).

Маренина Любовь Николаевна — магистр, ведущий инженер лаборатории «Газовая динамика турбомашин» СПбПУ (Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А., Рекстин А.Ф. и др. Математическая модель метода универсального моделирования девятой версии для расчета и проектирования центробежных компрессоров: идентификация и верификация по экспериментальным данным. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2022, № 1 (140), с. 82–102. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2022-1-82-102>

**MATHEMATICAL MODEL OF THE UNIVERSAL MODELING
METHOD VERSION 9 FOR THE CALCULATION
AND DESIGN OF CENTRIFUGAL COMPRESSORS:
IDENTIFICATION AND VERIFICATION FROM EXPERIMENTAL DATA**

Yu.B. Galerkin

yuri_galerkin@mail.ru

A.A. Drozdov

a_drozdi@mail.ru

A.F. Rekstin

rekstin2k7@mail.ru

O.A. Solovyeva

solovyeva.oa@yandex.ru

L.N. Marenina

marenina_ln@mail.ru

**Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
St. Petersburg, Russian Federation**

Abstract

Identification and verification of a new version of mathematical model for universal modeling method for calculation of centrifugal compressors gas dynamic characteristics are carried out. To identify the loss model, the results of 70 tests of 20SE family model stages at LPI-SPbPU Compressor Engineering Problem Laboratory were used. A total of 420 efficiency values were compared. At the first stage, identification was carried out only for stages without a vane diffuser; the average error of efficiency calculation was 0.513 %, and, on the whole, for the characteristic is 1 %. When identifying vane diffuser stages, the search objects were coefficients influencing losses in the vane diffuser only, the average error of efficiency calculation was 0.525 %, for the whole characteristic is 1.12 %. To verify the empirical coefficients affecting losses in the axial separation impeller, test results of TKR-175E and TKR-140E compressors for turbocharger units were used. In the IDENT database we gave characteristics of TKR-140E compressor at conditional Mach numbers 0.437, 0.5836, 0.728, 0.8739; average error of efficiency calculation was 0.889 %, for the whole characteristic is 1.55 %. To verify the mathematical model, the results of the tests of Clark (USA) low-flow model stages were used. Ten tests of low-flow stages were considered; the average error of efficiency calculation was 1.08 %, for the whole characteristic is 1.31 %

Keywords

*Centrifugal compressor,
mathematical model, identification,
efficiency, theoretical
head factor, impeller*

Received 25.01.2021

Accepted 01.03.2021

© Author(s), 2022

This study was supported by the grant of the President of the Russian Federation for young candidates of sciences MK-1893.2020.8

REFERENCES

- [1] Swain E. Improving a one-dimensional centrifugal compressor performance prediction method. *Proc. Inst. Mech. Eng. A: J. Power Energy*, 2005, vol. 2019, no. 8, pp. 653–659. DOI: <https://doi.org/10.1243/095765005X31351>
- [2] Oh H.W., Yoon E.S., Chung M.K. An optimum set of loss models for performance prediction of centrifugal compressors. *Proc. Inst. Mech. Eng. A: J. Power Energy*, 1997, vol. 211, no. 4, pp. 331–338. DOI: <https://doi.org/10.1243/0957650971537231>
- [3] Afanas'yev B.V., Drozdov Yu.V., Lunev A.T., et al. Research methods of multishaft multistage compressors using a mathematical model in the design process. *Kompresso-rnaya tekhnika i pnevmatika*, 2002, no. 1, pp. 21–23 (in Russ.).
- [4] Syka T., Luňáček O. Numerical simulation of radial compressor stage. *EPJ Web Conf.*, 2013, vol. 45, art. 01088. DOI: <https://doi.org/10.1051/epjconf/20134501088>
- [5] De Bellis F., Grimaldi A., Rubino D.T., et al. Accurate radial vaneless diffuser 1D model. *Proc. ASME Turbo Expo*, 2014, no. GT2014-25232, V02DT42A008. DOI: <https://doi.org/10.1115/GT2014-25232>
- [6] Harley P., Spence S., Filsinger D., et al. Assessing 1D loss models for the off-design performance prediction of automotive turbocharger compressors. *Proc. ASME Turbo Expo*, 2013, no. GT2013-94262, V06CT40A005. DOI: <https://doi.org/10.1115/GT2013-94262>
- [7] Japikse D. Turbomachinery design with an agile engineering system. *JSME Fluid Eng. Conf.*, 2003, pp. 19–20.
- [8] Japikse D., Bitter J. Effective two-zone modeling of diffusers and return channel systems for radial and mixed-flow pumps and compressors. *11th Int. Symp. Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, 2006, vol. 2, pp. 511–520.
- [9] Japikse, D., Oliphant K.N., Pelton R. Optimization in turbomachinery data reduction. *10th Int. Symp. Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, 2004, pp. 72–82.
- [10] Japikse D., Platt M.J. Optimization in component design and redesign. *10th Int. Symp. Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, 2004, pp. 132–145.
- [11] Li P.Y., Gu C.W., Song Y. A new optimization method for centrifugal compressors based on 1D calculations and analyses. *Energies*, 2015, vol. 8, no. 5, pp. 4317–4334. DOI: <https://doi.org/10.3390/en8054317>
- [12] Lusardi K. Characterization of unsteady loading due to impeller-diffuser interaction in centrifugal compressors. *Thes. Mast. Sc. Deg. USA, Cambri, MIT*, 2012.
- [13] Galerkin Yu.B., Soldatova K.V. Modelirovanie rabocheho protsessa promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov. [Modeling workflow of industrial centrifugal compressors]. St. Petersburg, SPbPU Publ., 2011.
- [14] Vasil'yev Yu.S., Rodionov P.I., Sokolovskiy M.I. New generation of highly efficient centrifugal compressors. Scientific bases for calculation, development of methods for optimal design and production development. *Promyshlennost' Rossii*, 2000, no. 10-11, pp. 78–85 (in Russ.).

- [15] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Drozdov A.A., et al. [End-to-end system for optimal gas-dynamic design of industrial centrifugal compressors]. *Nauchnye osnovy, praktika primeneniya. XVIII Mezhdunar. nauch.-tekh. konf.* [Scientific Foundations, Application Practice. XVIII Int. Sc.-Tech. Conf.]. Kazan, 2019, pp. 15–46 (in Russ.).
- [16] Soldatova K.V. Sozdanie novoy matematicheskoy modeli protochnoy chasti tsentrobeznykh kompressorov i bazy dannykh model'nykh stupeney. Dis. d-ra tekhn. nauk. [Development of a new mathematical model of centrifugal compressors flow path and a database of model stages. Dr. Sc. (Eng.). Diss.]. St. Petersburg, SPbPU, 2017 (in Russ.).
- [17] Drozdov A.A. Metod proektirovaniya tsentrobeznykh kompressorov s osesradial'nymi rabochimi kolesami. Dis. kand. tekhn. nauk [Method of designing centrifugal compressors with axial radial impellers. Cand. Sc. (Eng.). Diss.]. St. Petersburg, SPbPU, 2016 (in Russ.).
- [18] Solovyeva O.A. Matematicheskaya model' dlya rascheta gazodinamicheskikh kharakteristik i optimizatsii bezlopatochnykh diffuzorov tsentrobeznykh kompressornykh stupeney. Dis. kand. tekhn. nauk [Mathematical model for calculating gas-dynamic characteristics and optimization of vaneless diffusers of centrifugal compressor stages. Cand. Sc. (Eng.). Diss.]. St. Petersburg, SPbPU, 2018 (in Russ.).
- [19] Galerkin Y., Drozdov A., Solovyeva O., et al. Development of mathematical model of universal modeling method for centrifugal compressors calculation. *E3S Web Conf.*, vol. 140, art. 06002. DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201914006002>
- [20] Galerkin Yu.B. Turbokompressor [Turbocompressors]. St. Petersburg, SPbPU Publ., 2008.
- [21] Galerkin Yu.B., ed. Trudy nauchnoy shkoly kompressorostroeniya SPbPU [Proceedings of SPbPU scientific school of compressor engineering]. St. Petersburg, SPbPU Publ., 2010.
- [22] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F. Metody issledovaniya tsentrobeznykh kompressornykh mashin [Research methods for centrifugal compressor machines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1969.
- [23] Seleznev K.P., Galerkin Yu.B. Tsentrobeznyye kompressory [Centrifugal compressors]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1982.
- [24] Ris V.F. Tsentrobeznyye kompressornye mashiny [Centrifugal compressor machines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1981.
- [25] Galerkin Yu.B., Drozdov A.A. New version of universal modeling method for centrifugal compressors calculation development. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatzionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroenie* [Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering], 2019, vol. 3, no. 2, pp. 25–36 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2019-3-2-25-36>
- [26] Drozdov A.A., Galerkin Yu.B., Utsekhovskiy A.A. Development and implementation of a new mathematical model of the tangential exit nozzles in centrifugal compressors. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2020, no. 6, pp. 17–35 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2020-6-17-35>

[27] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Drozdov A.A., et al. Design experience for low-pressure turbocharger based on the modern version of the universal modeling method. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2019, no. 2, pp. 2–10 (in Russ.).

Galerkin Yu.B. — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Chief Project Engineer, Leading Research Center “Digital Design and Modeling (Smart Design)”, Centre of the National Technological Initiative “New Production Technologies”, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (Politekhnikeskaya ul. 29, St. Petersburg, 195251 Russian Federation).

Drozdov A.A. — Cand. Sc. (Eng.), Assistant, Institute of Energy, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (Politekhnikeskaya ul. 29, St. Petersburg, 195251 Russian Federation).

Rekstin A.F. — Cand. Sc. (Eng.), Lead Research Fellow, Leading Research Center “Digital Design and Modeling (Smart Design)”, Centre of the National Technological Initiative “New Production Technologies”, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (Politekhnikeskaya ul. 29, St. Petersburg, 195251 Russian Federation).

Solovyeva O.A. — Cand. Sc. (Eng.), Assist. Professor, Civil Engineering Institute, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (Politekhnikeskaya ul. 29, St. Petersburg, 195251 Russian Federation).

Marenina L.N. — Master, Lead Engineer, Laboratory “Gas Dynamics of Turbomachines”, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (Politekhnikeskaya ul. 29, St. Petersburg, 195251 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Galerkin Yu.B., Drozdov A.A., Rekstin A.F., et al. Mathematical model of the universal modeling method version 9 for the calculation and design of centrifugal compressors: identification and verification from experimental data. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2022, no. 1 (140), pp. 82–102 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2022-1-82-102>