

# Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.515

DOI: 10.18698/0536-1044-2018-9-44-56

## Верификация упрощенной математической модели центробежных компрессорных ступеней\*

**А.Ф. Рекстин, К.В. Солдатова, Ю.Б. Галеркин**

Объединенный научно-технологический институт ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», 195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29

## The Verification of a Simplified Mathematical Model of the Centrifugal Compressor Stages

**A.F. Rekstin, K.V. Soldatova, Y.B. Galerkin**

Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, 195251, St. Petersburg, Polytechnicheskaya St, Bldg. 29

 e-mail: rekstin2k7@mail.ru, buck02@list.ru, yuri\_galerkin@mail.ru

**i** Упрощенная модель оценки коэффициента полезного действия центробежной компрессорной ступени разработана еще в начале 1990-х годов. Для его вычисления достаточно знать параметры проектирования и критерии подобия. Модель успешно применяют для вариантного расчета компрессоров в компьютерных программах метода универсального моделирования. При минимальной затрате времени сравниваются варианты компрессоров с разным количеством валов и их оборотов, количеством ступеней и промежуточных охлаждений, типом рабочих колес и диффузоров. Недавно модель была подвергнута существенной ревизии и переработке. В связи с этим проведена верификация новой модели с сопоставлением рассчитанных и измеренных коэффициентов полезного действия для нескольких десятков ступеней. Верификация дала положительные результаты.

**Ключевые слова:** коэффициент расхода, коэффициент теоретического напора, втулочное отношение, центробежная компрессорная ступень, коэффициент полезного действия

**i** A simplified model for estimating the efficiency of a centrifugal compressor stage was developed in the early 1990s. To calculate the efficiency, it is sufficient to know the design parameters and similarity criteria. The model is successfully used for calculating compressor candidates in computer programs of the universal modeling method. With the minimal amount of time, the compressor candidates with a different number of shafts and revolutions, number of stages and intermediate coolers, and the type of impellers and diffusers are compared. Recently, the model has undergone significant revision and alteration. The authors have verified the new model, comparing the calculated efficiency with the measured efficiency of several dozens of stages. The verification has yielded positive results.

\* Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 16-08-00624 А.

**Keywords:** flow rate coefficient, theoretical loading factor, hub ratio, centrifugal compressor stage, efficiency

Заданные техническим заданием (ТЗ) массовый расход и отношение давлений компрессора могут обеспечить неисчислимо количество вариантов конструкции. Проектировщик должен выбрать наилучший из них. Обычно это вариант с наибольшим коэффициентом полезного действия (КПД) и учетом конструктивных и экономических соображений.

Первый этап проектирования — вариантный расчет, где вычисляются основные конструктивные параметры и КПД большого количества вариантов и выбирается наилучший. Главная проблема вариантного расчета — оценка КПД.

Цель работы — проверить корректность расчета КПД с помощью новой версии упрощенной математической модели (УММ).

**Назначение УММ центробежных компрессорных ступеней.** Целью газодинамического проектирования является проект проточной части компрессора, обеспечивающего определенный ТЗ расход газа из области с заданными давлением и температурой в область с заданным давлением. Для расчета необходимо знать физические свойства газа. Число оборотов ротора в минуту может быть либо указано в ТЗ, либо выбрано проектировщиком. Параметры ТЗ могут быть обеспечены практически неисчислимым количеством вариантов компрессора.

В общем случае проектировщик выбирает количество валов, на которых установлены рабочие колеса (РК) ступеней, ступеней на валу, промежуточных охлаждений и ступеней, а также число оборотов вала в минуту, тип диффузоров (лопаточные (ЛД), безлопаточные (БЛД)), диаметры РК и тип РК (радиальные или осевые).

Промышленные компрессоры — мощные машины с большим сроком эксплуатации. Обычно они обслуживают непрерывные технологические процессы с остановкой только на время осмотра и ремонта. Стоимость энергии для привода компрессора многократно перекрывает капиталовложения (включая его собственную стоимость) и расходы на техническое обслуживание. Поэтому чаще всего целью газодинамического проектирования является создание компрессора с минимальным потреблением энергии, т. е. с максимальным КПД.

Современные методы газодинамического проектирования основаны на математических моделях КПД и напора. За рубежом наиболее известен метод Agile Engineering [1–3]. Казанская школа компрессоростроения разработала свой метод проектирования и расчета [4–6]. Авторы настоящей статьи применяют в проектной практике метод универсального моделирования, основы которого рассмотрены в монографии [7], а дальнейшее развитие и современное состояние — в работах [8, 9].

Компьютерные программы метода универсального моделирования позволяют спроектировать проточную часть и вычислить газодинамические характеристики любого из возможных вариантов компрессора. Но проектирование и расчет большого количества вариантов было бы слишком затратным. Для вариантного расчета нужен более простой способ. Приведенные далее уравнения показывают, что вариантный расчет может быть достаточно простым, если существует простая математическая модель расчета КПД ступеней.

Заданный (расчетный) ТЗ массовый расход компрессора одинаков у всех ступеней (от первой до последней  $z$ ):

$$\begin{aligned} \bar{m}_{\text{расч}} &= \bar{m}_{\text{расч}1} = \bar{m}_{\text{расч}2} = \dots = \bar{m}_{\text{расч}z} = \\ &= \Phi_{\text{расч}1} \left( \frac{p_{01}^*}{RT_{01}^*} D_2^2 u_2 \right)_{\text{расч}1} = \\ &= \Phi_{\text{расч}2} \left( \frac{p_{02}^*}{RT_{02}^*} D_2^2 u_2 \right)_{\text{расч}2} = \dots = \\ &= \Phi_{\text{расч}z} \left( \frac{p_{0z}^*}{RT_{0z}^*} D_2^2 u_2 \right)_{\text{расч}z}, \end{aligned}$$

где  $\bar{m}$  — массовый расход;  $\Phi$  — условный коэффициент расхода;  $p_0^*$  — давление торможения;  $R$  — газовая постоянная;  $T_0^*$  — температура торможения;  $D_2$  — диаметр РК;  $u_2$  — окружная скорость; индекс «расч» (здесь и далее) соответствует расчетному режиму (по расходу).

Окружная скорость определяется выражением

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n_{\text{рот}}}{60} = 0,05235 D_2 n,$$

где  $n_{\text{рот}}$  — частота вращения ротора.

Поэтому для ступеней, расположенных на одном валу,

$$\begin{aligned} \bar{m}_{\text{расч}} / (0,05235 \rho_{0(1)}^* D_2^3 n_{\text{рот}})_{\text{расч1}} &= \Phi_{\text{расч1}} = \\ &= \Phi_{\text{расч2}} \frac{\rho_{0\text{расч}(2)}^*}{\rho_{0(1)}^*} (D_{2(2)} / D_{2(1)})^3 = \dots = \\ &= \Phi_{\text{расч}i} \frac{\rho_{0\text{расч}(i)}^*}{\rho_{0(1)}^*} (D_{2(i)} / D_{2(1)})^3. \end{aligned}$$

Здесь  $\rho_{0(1)}^*$  — плотность газа на входе в первую ступень; отношение диаметров РК ступеней  $D_{2(2)}, \dots, D_{2(i)}$  к диаметру первой ступени на валу  $D_{2(1)}$  — исследуемый параметр вариантного расчета;  $i = 1, \dots, z$  — номера ступеней.

Коэффициент сжимаемости для первой ступени  $\varepsilon_1$  — отношение плотности газа по полным параметрам на выходе из первой ступени/входе во вторую ступень к плотности на входе определяется по уравнению процесса сжатия

$$\varepsilon_1 = \frac{\rho_{0\text{расч}(2)}^*}{\rho_{0(1)}^*} = \left( \frac{\rho_0^*}{RT_0^*} \right)_2 / \left( \frac{\rho_0^*}{RT_0^*} \right)_1 = \left( \frac{T_{0(2)}^*}{T_{0(1)}^*} \right)^{\left( \frac{1}{n-1} \right)_1},$$

где  $n$  — показатель процесса сжатия в ступени,  $T_{0(1)}^*$  и  $T_{0(2)}^*$  — полная температура на входе в первую и вторую ступень; подстрочные индексы в скобках обозначают номер ступени.

Аналогично рассчитывается изменение плотности газа для всех ступеней. Показатель процесса сжатия в ступени  $n$  зависит от показателя изоэнтропы  $k$  и КПД. Из известного соотношения

$$\frac{n}{n-1} = \eta^* \frac{k}{k-1}$$

получим

$$n = \frac{\eta^* \frac{k}{k-1}}{\eta^* \frac{k}{k-1} - 1},$$

где  $\eta^*$  — политропный КПД по полным параметрам.

Отношение полных температур из уравнения энергии

$$\left( \frac{T_{0(2)}^*}{T_{0(1)}^*} \right)_{\text{расч}} = \frac{T_{0(1)}^* + \frac{\Psi_{i(1)\text{расч}} u_{2(1)}^2}{kR/(k-1)}}{T_{0(1)}^*},$$

где  $\Psi_i$  — коэффициент внутреннего напора, зависящий от коэффициента теоретического

напора  $\Psi_T$  и коэффициентов дискового трения  $\beta_{\text{тр}}$  и протечек в лабиринтном уплотнении  $\beta_{\text{пр}}$  покрывающего диска,

$$\Psi_i = \Psi_T (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}).$$

При проектировании методом универсального моделирования коэффициент теоретического напора  $\Psi_{T,\text{расч}}$  каждой из ступеней — это параметр проектирования, выбираемый с учетом известного влияния на КПД, форму характеристики, размеры и окружную скорость. Коэффициент теоретического напора — это исследуемый параметр вариантного расчета, который дает количественную оценку КПД, окружной скорости и диаметра РК.

Для вычисления коэффициентов дискового трения и протечек в лабиринтном уплотнении покрывающего диска методом универсального моделирования используют проверенные практикой расчетов полуэмпирические уравнения [10]

$$\begin{aligned} \beta_{\text{тр}} &= K_{\text{тр}} \frac{\varepsilon_2}{22,68 \Phi \Psi_T}; \\ \beta_{\text{пр}} &= K_{\text{пр}} \frac{\bar{\delta}_{\text{упл}} \bar{D}_1}{\Phi K_D}, \end{aligned}$$

где  $K_{\text{тр}}$ ,  $K_{\text{пр}}$  — эмпирические коэффициенты;  $\varepsilon_2$  — отношение плотностей;  $\bar{\delta}_{\text{упл}}$  — зазор в лабиринтном уплотнении, отнесенный к диаметру на выходе из РК  $D_2$ ;  $\bar{D}_1$  — диаметр начала лопаток РК, отнесенный к диаметру на выходе из РК  $D_2$ ;  $K_D = D_1/D_0$  — отношение диаметра начала лопаток РК к диаметру на входе в РК.

Заданное отношение давлений компрессора определяет его внутренний напор

$$H_{i\text{расч}} = \frac{k}{k-1} RT_{\text{н}}^* \left[ (\pi_{\text{расч}}^*)^{(k-1)/(k\eta^*)} - 1 \right],$$

где  $T_{\text{н}}^*$  — полная температура в начальном сечении;  $\pi^*$  — отношение полных давлений в конечном и начальном сечениях.

Внутренний напор компрессора есть сумма напоров ступеней  $h_i$ :

$$H_i = h_{i1} + h_{i2} + \dots + h_{iz} = \sum_1^z \Psi_i u_i^2.$$

Мощность на валу компрессора

$$N_i = H_i \bar{m}.$$

Отношение давлений компрессора равно произведению отношений давлений ступеней:

$$\pi^* = \pi_1^* \pi_2^* \dots \pi_z^*.$$

Отношение давлений ступени из уравнения процесса сжатия

$$\pi^* = \left( \frac{T_2^*}{T_0^*} \right)^{\frac{k}{k-1}\eta^*} = \left( 1 + \frac{h_i}{\frac{k}{k-1}RT_0^*} \right)^{\frac{k}{k-1}\eta^*},$$

где  $T_2^*$  — полная температура на выходе из РК.

Для расчета компрессора с заданными значениями массового расхода  $\bar{m}_{расч}$  и отношения давлений  $\pi_{расч}^*$  необходимо знать температуру  $T_n^* = T_0^*$  и давление  $p_n^*$  на входе в компрессор, показатель изоэнтропы  $k$  и газовую постоянную  $R$ . С учетом потерь давления во входном патрубке надо определить полное давление на входе в первую ступень  $p_0^*$ .

Чтобы рассчитать одновальный компрессор без промежуточных охладений, достаточно знать КПД каждой из его ступеней, для определения которого служит представленная ниже УММ. Проектировщику следует выбрать либо число оборотов ротора в минуту, либо коэффициент расхода первой ступени, количество ступеней и коэффициенты теоретического напора каждой ступени. По приведенному ранее алгоритму посредством итераций можно определить коэффициент расхода первой ступени, если заданы обороты, или наоборот, а также коэффициенты расхода всех ступеней, диаметры РК, окружные скорости, КПД компрессора и внутреннюю мощность.

**УММ расчета КПД центробежной ступени.**

Идея УММ КПД в расчетном режиме предложена и реализована в диссертации [11]. В модели использованы особенности проектирования ступени компрессора методом универсального моделирования. В работе [12] объяснено, почему два основных газодинамических параметра проектирования ступени — условный коэффициент расхода и коэффициент теоретического напора в расчетном режиме — оказывают основное влияние на КПД ступени, если ступени спроектированы по единой методике, например методом универсального моделирования. Эти коэффициенты определяются следующими выражениями:

$$\Phi_{расч} = \left( \frac{\bar{m}}{\rho_0^* D_2^2 u_2 \pi / 4} \right)_{расч};$$

$$\Psi_{т.расч} = (c_{u2} / u_2)_{расч},$$

где  $c_{u2}$  — проекция абсолютной скорости потока на выходе из РК  $c_2$  на окружное направление.

Существенное влияние на КПД оказывает также одно из конструктивных ограничений — втулочное отношение  $\bar{D}_{вт}$  (отношение диаметра втулки к наружному диаметру РК). Чем больше втулочное отношение, тем больше скорость на входе в РК. При прочих равных условиях КПД ниже.

Авторы работы [12] исключили из упрощенной модели [11] член, учитывающий влияние критерия Рейнольдса. Заводские испытания компрессоров на воздухе проводят при условных числах Рейнольдса  $Re_u = (5 \dots 10) \cdot 10^6$ , где

$$Re_u = \frac{u_2 D_2}{\mu} \frac{p_0^*}{RT_0^*}.$$

Здесь  $\mu$  — динамическая вязкость газа.

В этом же диапазоне изменения чисел Рейнольдса испытаны модельные ступени, по которым идентифицированы эмпирические коэффициенты в УММ. При работе компрессора в технологической установке давление и числа Рейнольдса могут быть больше, а КПД выше (если поверхности проточной части хорошо обработаны и являются гидравлически гладкими), чем при вариантном расчете. Это пойдет в небесполезный запас обеспечения заданного отношения давлений.

Влияние сжимаемости учитывают два критерия подобия. Показатель изоэнтропы

$$k = c_p / c_v,$$

где  $c_p$  и  $c_v$  — теплоемкость при постоянном давлении и объеме.

Непосредственно на характер течения показатель изоэнтропы не оказывает воздействия, но через изменение плотности влияет на размеры. При дозвуковых режимах течения потока авторы оригинальной модели [11] и ее усовершенствованного варианта [12] считают возможным пренебречь влиянием  $k$ .

При увеличении числа Маха (например, в РК)  $M_{w1} = w_1 / \sqrt{kRT_1^*}$  ( $w_1$  — относительная скорость потока) наблюдается тенденция снижения КПД. В УММ ее учитывает член, включающий в себя условное число Маха

$$M_u = u_2 / \sqrt{kRT_0^*}.$$

Авторы работы [12] предложили УММ КПД центробежной компрессорной ступени в виде

$$\eta_{расч}^* = 1 - X_1 K_\Phi K_{\Psi_T} K_{D_{вт}} K_M + \Delta\eta_{лД} - \Delta\eta_{в.п}, \quad (1)$$

где  $X_1$  — эмпирический коэффициент;  $K_\Phi$ ,  $K_{\Psi_T}$ ,  $K_{D_{вт}}$ ,  $K_M$  — поправочные коэффициен-

ты;  $\Delta\eta_{\text{ЛД}}$  — параметр, учитывающий возможность повышения КПД в расчетном режиме благодаря применению ЛД;  $\Delta\eta_{\text{в.п}}$  — параметр, учитывающий потерю КПД следующей за входным патрубком ступени.

Выражение (1) — это система уравнений, так как входящие в него члены являются алгебраическими функциями:

- поправочный коэффициент на влияние условного коэффициента расхода

при  $\Phi_{\text{расч}} \leq 0,085$

$$K_{\Phi} = 1 + X_2 [X_3 (0,085 - \Phi_{\text{расч}})]^{X_4};$$

при  $\Phi_{\text{расч}} > 0,085$

$$K_{\Phi} = 1 + X_5 (\Phi_{\text{расч}} - 0,085)^{X_6} (1 + X_7 \bar{D}_{\text{ВТ}}^{X_8});$$

- поправочный коэффициент на влияние коэффициента теоретического напора

$$K_{\Psi_{\text{T}}} = 1 + X_9 (\Psi_{\text{T,расч}} - 0,5)^{X_{10}};$$

- поправочный коэффициент на влияние втулочного отношения

$$K_{D_{\text{ВТ}}} = 1 + X_{11} \bar{D}_{\text{ВТ}}^{X_{12}} (1 + \Phi_{\text{расч}})^{X_{13}};$$

- поправочный коэффициент на влияние числа Маха

$$K_{M_u} = 1 + X_{14} (M_u - 0,5)^{X_{15}} (\Phi - 0,01)^{X_{16}};$$

- параметр, учитывающий потерю КПД следующей за входным патрубком ступени,

$$\Delta\eta_{\text{в.п}} = X_{17} \frac{\Phi_{\text{расч}}^{X_{18}}}{\Psi_{\text{T,расч}}};$$

- параметр, учитывающий увеличение КПД от применения ЛД,

$$\Delta\eta_{\text{ЛД}} = X_{19} (\Psi_{\text{T,расч}} - 0,50)^{X_{20}},$$

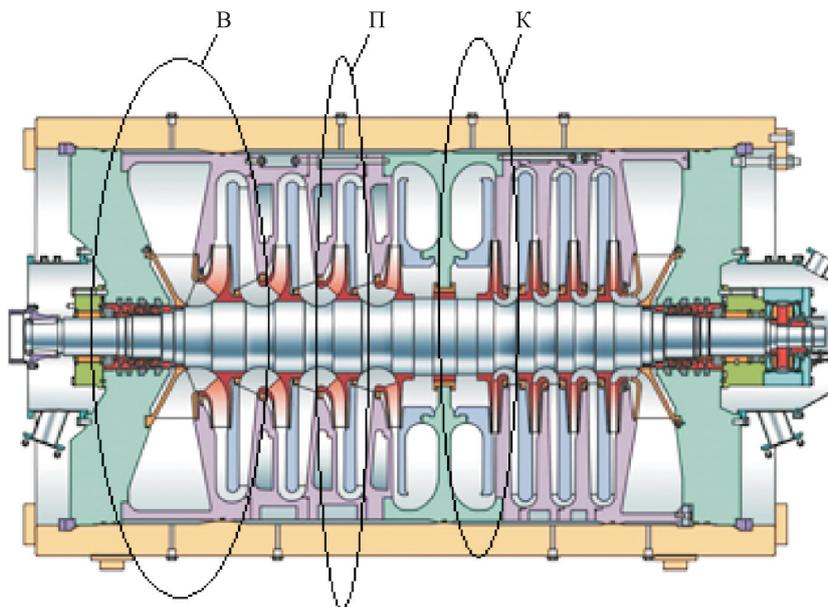
где  $X_2, \dots, X_{20}$  — эмпирические коэффициенты.

В работе [12] приведены расчеты, показывающие корректный характер определения КПД ступеней в зависимости от параметров  $\Phi_{\text{расч}}$ ,  $\Psi_{\text{T,расч}}$ ,  $\bar{D}_{\text{ВТ}}$  и  $M_u$ . Для включения системы уравнений (1) в программы метода универсального моделирования следует провести верификацию.

### Объекты и результаты верификации УММ

**КПД.** Для верификации модели использованы экспериментальные данные — результаты заводских испытаний компрессоров и испытаний модельных ступеней, которые не участвовали в идентификации УММ КПД в работе [12].

В диссертации [13] приведены результаты моделирования газодинамических характеристик 20 промышленных компрессоров мощностью до 25 МВт с конечным давлением до 12 МПа, с числом ступеней 2...6 и диффузорами — безлопаточными и лопаточными. В составе проточной части компрессора принято выделять три типа ступеней: промежуточные, концевые и всасывающие. У промежуточной ступени проточная часть включает в себя РК, диффузор и обратно-направляющий аппарат, у концевой — РК, диффузор, выходную сборную камеру или улитку, у всасывающей — РК, диффузор и входной патрубок.



Всасывающие (В), промежуточные (П) и концевые (К) ступени многоступенчатого компрессора

Если компрессор одноступенчатый, то его ступень является одновременно всасывающей и концевой. На рисунке показан разрез многоступенчатого компрессора, состоящий из двух секций с всасывающими, промежуточными и концевыми ступенями.

Значения максимальных КПД промышленных компрессоров, полученные путем эксперимента  $\eta_{\max \text{ эксп}}$  и моделирования  $\eta_{\max \text{ расч}}$ , приведены в табл. 1, которая заимствована из работы [13], при этом из нее удалена неиспользуемая в данной статье информация.

Максимальный КПД рассчитан по наиболее современной, восьмой версии программ метода универсального моделирования [10, 14–20]. За исключением моделей № 19 и 20 компрессоры спроектированы этим методом, и их КПД вы-

числен с погрешностью в пределах погрешности эксперимента. Автором работы [13] создана база данных модельных ступеней серии 21CV. Это ступени компрессоров из табл. 1, газодинамические характеристики которых рассчитаны в процессе моделирования параметров компрессоров.

В табл. 2 приведены данные, основанные на информации, полученной в работе [13]. В таблице представлены параметры всасывающих ступеней, КПД которых рассчитан с учетом потери давления во входном патрубке, промежуточных и концевых ступеней с кольцевой сборной камерой вместо обратно-направляющего аппарата. Ступени расположены в порядке возрастания оптимального коэффициента расхода.

Таблица 1

**Значения максимальных КПД промышленных компрессоров, полученные путем эксперимента и моделирования**

Компрессор		Тип диффузора	$\eta_{\max \text{ эксп}}$	$\eta_{\max \text{ расч}}$	$\eta_{\max \text{ эксп}} - \eta_{\max \text{ расч}}$
Номер	Название				
1	ЦК 248-76-1,72	ЛД	0,800	0,799	0,001
2	СПЧ 573-76-1,54	БЛД	0,845	0,848	-0,003
3	СПЧ 350-73-1,39	БЛД	0,854	0,841	0,013
4	ЦК 338-76-1,45	БЛД	0,839	0,844	-0,005
5	ЦК 249-76-1,71	БЛД	0,875	0,868	0,007
6	СПЧ 385-61-1,67	БЛД	0,805	0,791	0,014
7	ЦК 369-76-1,48	БЛД	0,855	0,844	0,011
8	ЦК 338-76-1,5	БЛД	0,837	0,846	0,009
9	ЦК 56-76-1,77	БЛД	0,843	0,836	0,007
10	ЦК 53-125-1,95	БЛД	0,789	0,805	-0,016
11	ЦК 450-41-2,25	ЛД	0,801	0,814	-0,013
12	ЦК 470-45-1,76	БЛД	0,827	0,828	-0,001
13	ЦК 151-64-1,7	БЛД	0,813	0,821	-0,008
14	ЦК 146-71-1,75	БЛД	0,806	0,818	-0,012
15	ЦК 106-82-1,85	БЛД	0,811	0,820	-0,009
16	ЦК 94-77-1,7	БЛД	0,811	0,823	-0,012
17	ЦК 121-107-1,55	БЛД	0,794	0,809	-0,015
18	ЦК 151-64-1,7	БЛД	0,813	0,821	-0,008
19	СПЧ 31-100-2,28	БЛД	0,77	0,795	-0,025
20	ЦК 175-56-1,61	ЛД	0,818	0,856	-0,038

Таблица 2

**Параметры всасывающих, промежуточных и концевых модельных ступеней семейства 21CV  
и их КПД, рассчитанные по УММ**

Ступень		$\Phi_{\text{опт}}$	$\Psi_{\text{т.опт}}$	$\bar{D}_{\text{вт}}$	$\eta_{\text{max}}^*$	$\eta_{\text{УММ}}^*$	$\eta_{\text{max}}^*/\eta_{\text{УММ}}^*$
Номер	Название						
<i>Всасывающие ступени</i>							
1	В 020/842 ЛД	0,0202	0,8421	0,335	0,730	0,729	1,001
2	В 039/581	0,0394	0,5809	0,3405	0,809	0,821	0,985
3	В 040/569	0,0395	0,5689	0,339	0,819	0,822	0,996
4	В 040/590	0,04	0,5902	0,35	0,786	0,821	0,957
5	В 041/518	0,0411	0,5184	0,371	0,835	0,825	1,012
6	В 043/579	0,0434	0,579	0,344	0,822	0,831	0,989
7	В 047/523	0,0471	0,5225	0,279	0,858	0,845	1,015
8	В 047/491	0,0473	0,4905	0,29	0,853	0,845	1,009
9	В 052/569	0,0513	0,5686	0,339	0,818	0,847	0,966
10	В 052/722	0,0519	0,722	0,37	0,764	0,838	0,912
11	В 054/491	0,0535	0,4909	0,279	0,86	0,856	1,005
12	В 054/687	0,0544	0,687	0,322	0,813	0,848	0,959
13	В 056/650	0,0561	0,6495	0,314	0,808	0,853	0,947
14	В 059/445	0,0586	0,4452	0,337	0,842	0,859	0,98
15	В 059/495	0,0594	0,4948	0,287	0,856	0,863	0,992
16	В 059/462	0,0596	0,4622	0,323	0,873	0,861	1,014
17	В 067/448	0,0676	0,4484	0,258	0,863	0,872	0,990
<i>Промежуточные ступени</i>							
18	П 023/383	0,0226	0,3832	0,409	0,807	0,759	1,063
20	П 023/384	0,0232	0,3836	0,466	0,787	0,755	1,042
21	П 026/371	0,0256	0,3708	0,483	0,791	0,763	1,037
22	П 028/379	0,0279	0,3796	0,378	0,826	0,784	1,054
23	П 035/561	0,0348	0,5608	0,350	0,807	0,808	0,999
24	П 037/551	0,037	0,5512	0,350	0,815	0,815	1,000
25	П 041/571	0,0414	0,5710	0,3405	0,849	0,827	1,027
26	П 042/463	0,0416	0,4628	0,371	0,868	0,826	1,051
27	П 042/520	0,042	0,5204	0,344	0,850	0,829	1,025
28	П 042/561	0,0424	0,5607	0,341	0,844	0,829	1,018
29	П 043/546	0,0426	0,5460	0,339	0,856	0,831	1,041
30	П 043/467	0,043	0,4674	0,371	0,869	0,830	1,047
31	П 044/555	0,0443	0,5554	0,350	0,821	0,833	0,986
32	П 045/470	0,0446	0,4696	0,371	0,872	0,833	1,047
33	П 045/699	0,0455	0,6991	0,370	0,801	0,827	0,967

Окончание табл. 2

Ступень		$\Phi_{\text{опт}}$	$\Psi_{\text{т.опт}}$	$\bar{D}_{\text{вт}}$	$\eta_{\text{max}}^*$	$\eta_{\text{УММ}}^*$	$\eta_{\text{max}}^*/\eta_{\text{УММ}}^*$
Номер	Название						
34	П 046/565	0,0458	0,5645	0,344	0,859	0,837	1,026
35	П 056/598	0,0561	0,5977	0,340	0,854	0,853	1,001
36	П 056/451	0,0563	0,4506	0,323	0,886	0,857	1,034
37	П 059/52	0,059	0,5196	0,339	0,876	0,859	1,020
38	П 061/635	0,061	0,6345	0,314	0,874	0,859	1,017
39	П 061/482	0,0612	0,4824	0,287	0,891	0,865	1,030
40	П 063/418	0,0627	0,4184	0,337	0,876	0,863	1,015
41	П 063/441	0,0633	0,4411	0,323	0,888	0,865	1,027
42	П 065/646	0,0651	0,646	0,322	0,838	0,862	0,972
43	П 066/458	0,0664	0,4583	0,258	0,879	0,871	1,009
<i>Концевые ступени</i>							
44	К 023/379	0,0231	0,3793	0,45	0,783	0,756	1,038
45	К 028/829 ЛД	0,0287	0,8289	0,335	0,8253	0,795	1,051
46	К 033/593 ЛД	0,033	0,5927	0,35	0,76	0,803	0,946
47	К 037/604	0,0371	0,6035	0,3405	0,806	0,814	0,990
48	К 038/556	0,0377	0,556	0,30	0,824	0,821	1,004
49	К 038/582	0,0382	0,5824	0,339	0,813	0,818	0,987
50	К 040/542	0,0398	0,5411	0,344	0,818	0,824	0,993
51	К 040/460	0,0404	0,4603	0,371	0,842	0,823	1,023
52	К 041/575	0,0415	0,575	0,339	0,799	0,827	0,966
53	К 042/691	0,0426	0,691	0,37	0,811	0,820	0,989
54	К 043/504	0,0434	0,5037	0,326	0,842	0,834	1,010
55	К 044/464	0,0444	0,4638	0,29	0,848	0,839	1,011
56	К 045/700	0,0454	0,6998	0,322	0,802	0,830	0,966
57	К 047/495	0,0474	0,4951	0,326	0,854	0,843	1,013
58	К 048/451	0,0478	0,4509	0,323	0,876	0,843	1,039
59	К 053/612	0,0532	0,6115	0,34	0,866	0,848	1,021
60	К 059/479	0,0593	0,4788	0,301	0,855	0,862	0,992

Все компрессоры газоперекачивающих агрегатов работают и испытаны при условном числе Маха не более 0,60, когда этот параметр на КПД практически не влияет. Поэтому расчет КПД по УММ сделан при  $M_u = 0,60$ . Большая часть ступеней оснащена БЛД, и все ступени — радиальными РК. Параметры имеют достаточно широкий диапазон изменения: оптимальное значение условного коэффициента расхода

$\Phi_{\text{опт}} = 0,0202...0,0676$ , оптимальное значение коэффициента теоретического напора  $\Psi_{\text{т.опт}} = 0,384...0,742$ , втулочное отношение  $\bar{D}_{\text{вт}} = 0,258...0,466$ .

В табл. 2 приведены максимальные КПД ступеней и соответствующие им оптимальные коэффициенты расхода. По УММ определяется КПД в расчетном режиме (в методе универсального моделирования это режим безударно-

го входа в РК). В большинстве случаев расчетный и оптимальный режимы совпадают или очень близки.

По значениям  $\Phi_{\text{расч}}$ ,  $\Psi_{\text{т.расч}}$ ,  $\bar{D}_{\text{вт}}$  при  $M_{\text{и}} = 0,60$  рассчитаны КПД ступеней по УММ  $\eta_{\text{УММ}}^*$ . При рассмотрении результатов необходимо иметь в виду следующие обстоятельства, которые не учитывает УММ:

- на КПД всасывающих и концевых ступеней сильно влияют размеры и форма входного и выходного патрубков;

- у разных компрессоров неодинаковая радиальная протяженность БЛД, что также влияет на КПД. Измеренный высокий КПД — у ступеней с большой радиальной протяженностью БЛД, характеризуемой отношением диаметра конца диффузора к диаметру РК  $D_4/D_2 \approx 1,7$ . УММ ориентирована на БЛД с  $\bar{D}_4 \leq 1,5$ .

Обращает внимание заметное различие КПД пары промежуточных ступеней № 25 и 26 при близких параметрах проектирования, что может быть связано с погрешностью измерения при заводских испытаниях.

На КПД всасывающих и концевых ступеней сильно влияют размеры и форма входного и выходного патрубков, что УММ не принимает во внимание. Поэтому у всасывающих и концевых ступеней разброс значений КПД больше, чем у промежуточных.

У двадцати пяти ступеней рассчитанный КПД отличается от измеренного в пределах  $\pm 1,5\%$ .

Еще у дюжины ступеней отклонение в пределах 3%. В целом УММ дает несколько меньшие значения КПД всасывающих и промежуточных ступеней. Это же наблюдается и у концевых ступеней, но разница меньше. То есть выявлена тенденция более низкого КПД концевых ступеней, работающих в составе компрессоров, прошедших заводские испытания. Однако количественно разница небольшая, и не представляется рациональным вводить различие расчета КПД промежуточных и концевых ступеней.

Дополнительно к модельным ступеням серии 21CV обработаны экспериментальные данные по модельным ступеням фирмы Clark (США), приобретенным вместе с лицензией на производство центробежных компрессоров высокого давления несколько десятилетий назад. Это ступени с  $\Phi_{\text{опт}} = 0,0307...0,00564$ , т. е. далеко выходящие за пределы, в которых идентифицировалась УММ в работе [12]. О сверхмалорасходных ступенях с коэффициентом  $\Phi_{\text{опт}} < 0,015$  очень мало данных, поэтому представляют интерес возможности УММ применительно к таким ступеням. В табл. 3 приведены параметры промежуточных модельных ступеней фирмы Clark.

Следует обратить внимание на некоторую условность применения УММ в рассматриваемом случае. В базе данных по ступеням фирмы Clark нет информации о коэффициентах теоретического напора. В расчете использованы значе-

Таблица 3

Параметры промежуточных модельных ступеней фирмы Clark

Ступень	$\Phi_{\text{опт}}$	$\Psi_{\text{т.опт}}$	$\bar{D}_{\text{вт}}$	$\eta_{\text{max}}^*$	$\eta_{\text{УММ}}^*$	$\eta_{\text{max}}^*/\eta_{\text{УММ}}^*$
XXX3X 446	0,00564	0,747	0,3375	0,625	0,659	0,948
XXX3-V 442	0,0076	0,707	0,3375	0,663	0,676	0,981
XXX3-U 440	0,00879	0,722	0,3375	0,664	0,682	0,974
XXX3-T 438	0,01033	0,707	0,3375	0,686	0,693	0,990
XXX3-S 436	0,0113	0,685	0,3375	0,701	0,701	1,000
XXX3-R 434	0,01377	0,711	0,3375	0,709	0,711	0,997
XXX3-Q 432	0,01503	0,725	0,3375	0,726	0,716	1,014
XXX3-N 429	0,01810	0,735	0,3375	0,753	0,731	1,030
XXX3-M 426	0,01975	0,721	0,3210	0,761	0,742	1,026
XXX3-L 424	0,02402	0,704	0,3210	0,769	0,763	1,008
XXX3-K 422	0,02849	0,694	0,3210	0,780	0,781	0,999
XXX3-J 420	0,03069	0,708	0,3210	0,800	0,788	1,015

ния коэффициента внутреннего напора, которые заметно отличаются от таковых у малорасходных ступеней. Тем не менее в целом УММ дает достаточно разумную оценку КПД ступеней, коэффициенты расхода которых в 2–4 раза меньше тех, по которым модель идентифицировалась.

## Выводы

1. С учетом того, что УММ не оперирует размерами и формой проточной части, исполь-

зуя только параметры проектирования и критерии подобия, результат верификации можно считать положительным.

2. Следует учесть, что по упрощенной модели КПД в большинстве случаев меньше измененного. Это ценное качество для газодинамического расчета, в том числе и для его первой стадии — вариантного расчета.

3. Новая версия УММ КПД включена в состав программы метода универсального моделирования.

## Литература

- [1] Japikse D. Turbomachinery design with an agile engineering system. *JSME fluid engineering conference*, Osaka, September 19–20, 2003, pp. 19–20.
- [2] Japikse D. Agile design system in the age of concurrent engineering. *JANNAF Conference*, Albuquerque, 1996, December, pp. 331–345.
- [3] Japikse D. Design system development for turbomachinery (turbopump) designs — 1998 and a decade beyond. *JANNAF Conference*, Cleveland, Ohio, 1998, July 15–17, pp. 263–275.
- [4] Лунев А.Т. Структура метода проектирования и испытания проточной части нагнетателей для перекачивания природного газа. *Компрессорная техника и пневматика*, 2001, № 10, с. 4–7.
- [5] Лунев А.Т., Вячкилев О.А., Дроздов Ю.В. Проектирование центробежных компрессорных ступеней на основе математической модели. *Проектирование и исследование компрессорных машин: сб. статей*, 1997, вып. 3, с. 53–64.
- [6] Лунев А.Т. *Разработка высокоэффективных сменных проточных частей центробежных компрессоров газоперекачивающих агрегатов*. Дис. ... канд. техн. наук. Казань, 2005, 123 с.
- [7] Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. *Центробежные компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1982. 271 с.
- [8] Галеркин Ю.Б. *Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части*. Москва, КХТ, 2010. 596 с.
- [9] Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В. *Моделирование рабочего процесса промышленных центробежных компрессоров. Научные основы, этапы развития, современное состояние*. Санкт-Петербург, Изд-во Политехнического университета, 2011. 327 с.
- [10] Galerkin Y., Soldatova K., Drozdov A. Modern state of the universal modeling for centrifugal compressors. *World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*, 2015, Paris, vol. 9, no. 01. URL: [https://www.researchgate.net/publication/281965890\\_Modern\\_State\\_of\\_the\\_Universal\\_Modeling\\_for\\_Centrifugal\\_Compressors](https://www.researchgate.net/publication/281965890_Modern_State_of_the_Universal_Modeling_for_Centrifugal_Compressors) (дата обращения 14 апреля 2018).
- [11] Попова Е.Ю. *Оптимизация основных параметров ступеней турбомашин на основе математического моделирования*. Дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 1991. 24 с.
- [12] Рекстин А.Ф., Попова Е.Ю., Уцеховский А.А. Алгебраические уравнения оценки эффективности центробежной компрессорной ступени. *Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства. Матер. 8-й Междунар. науч.-техн. конф.*, Омск, 26 февраля — 2 марта 2018, Омск, Омский государственный технический университет, 2018, с. 133–134.
- [13] Солдатова К.В. *Создание новой математической модели проточной части центробежных компрессоров и базы данных модельных ступеней*. Дис. ... д-ра техн. наук. Санкт-Петербург, 2017. 357 с.

- [14] Galerkin Y., Soldatova K., Drozdov A. New version of the universal modelling for centrifugal compressor gas dynamic design. *22<sup>nd</sup> International Compressor Engineering Conference at Purdue*, 14–17 July, 2014, Purdue University. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icesc/2275/> (дата обращения 14 апреля 2018).
- [15] Galerkin Y., Soldatova K. The application of the Universal Modeling Method to development of centrifugal compressor model stages. *8<sup>th</sup> International Conference on Compressors and Their Systems*, London, 9–10 September 2013, Institution of Mechanical Engineers, 2013, pp. 477–487.
- [16] Galerkin Y., Drozdov A., Reksin A., Soldatova K. An alternative method for centrifugal compressor loading factor modelling. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, London, 6 September 2017, vol. 232, is. 1, no. 012039, doi: 10.1088/1757-899X/232/1/012039.
- [17] Galerkin Y., Reksin A., Soldatova K., Drozdov A. Universal modeling method — the instrument for centrifugal compressor gas dynamic design. *ASME Gas Turbine India Conference*, Hyderabad, India, 2–3 December 2015, no. 119665, doi: 10.1115/GTINDIA2015-1202.
- [18] Galerkin Y., Soldatova K., Drozdov A. Modern state of the universal modeling for centrifugal compressors. *International Conference on Numerical Methods in Industrial Processes. World Academy of science, engineering and technology*, Paris, 2015, vol. 9, no. 1, 2015, pp. 150–156.
- [19] Soldatova K., Galerkin Y. Loading factor performance of a centrifugal compressor impeller. Specific features and way of modeling. *World Academy of Science, Engineering and Technology. 18<sup>th</sup> International Conference on Mathematics and Statistical Engineering*, Australia, Sydney, 2016, vol. 3, no. 12, no. 822.
- [20] Soldatova K. The application of mathematical models for industrial centrifugal compressor optimal design. *ICCMS 2018: 10<sup>th</sup> International Conference on Computer Modeling and Simulation*, Australia, Sydney, 2018, paper ID 008.

## References

- [1] Japikse D. Turbomachinery design with an agile engineering system. *JSME fluid engineering conference*, Osaka, 19–20 September 2003.
- [2] Japikse D. Agile design system in the age of concurrent engineering. *JANNAF Conference*, Albuquerque, December 1996.
- [3] Japikse D. Design system development for turbomachinery (turbopump) designs — 1998 and a decade beyond. *JANNAF Conference*, Cleveland, Ohio, 15–17 July 1998.
- [4] Lunev A.T. Struktura metoda proektirovaniya i ispytaniya protochnoy chasti nagnetateley dlya perekachivaniya prirodno go gaza [Structure of the method of design and testing of the flow part of superchargers for natural gas pumping]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors and Pneumatics]. 2001, no. 10, pp. 4–7.
- [5] Lunev A.T., Vyachkilev O.A., Drozdov Yu.V. Proektirovanie tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney na osnove matematicheskoy modeli [Design of centrifugal compressor stages based on a mathematical model]. *Proektirovanie i issledovanie kompressornykh mashin: sb. statey* [Design and research of compressor machines. Collected papers]. 1997, is. 3, pp. 53–64.
- [6] Lunev A.T. *Razrabotka vyskoeffektivnykh smennykh protochnykh chastey tsentrobezhnykh kompressorov gazoperekachivayushchih agregatov*. Diss. kand. tekhn. nauk [Development of high-efficiency replaceable flow parts of centrifugal compressors of gas pumping units. Cand. tech. sci. diss.]. Kazan, 2005, 123 p.
- [7] Seleznev K.P., Galerkin Yu.B. *Tsentrobezhnyye kompressory* [Centrifugal compressor]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1982. 271 p.
- [8] Galerkin Yu.B. *Turbokompressory. Rabochiy protsess, raschet i proektirovanie protochnoy chasti* [Turbochargers. Workflow, calculation and design of flow part]. Moscow, KKHT publ., 2010. 596 p.
- [9] Galerkin Yu.B., Soldatova K.V. *Modelirovanie raboche go protsessa promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov. Nauchnye osnovy, etapy razvitiya, sovremennoe sostoyanie*

- [Simulation of the working process of industrial centrifugal compressors. Scientific basis, stages of development, current state]. Sankt-Petersburg, Politekhnikeskii universitet publ., 2011. 327 p.
- [10] Galerkin Y., Soldatova K., Drozdov A. Modern state of the universal modeling for centrifugal compressors. *World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*, 2015, Paris, vol. 9, no. 01. Available at: [https://www.researchgate.net/publication/281965890\\_Modern\\_State\\_of\\_the\\_Universal\\_Modeling\\_for\\_Centrifugal\\_Compressors](https://www.researchgate.net/publication/281965890_Modern_State_of_the_Universal_Modeling_for_Centrifugal_Compressors) (accessed 14 April 2018).
- [11] Popova E.Yu. *Optimizatsiya osnovnykh parametrov stupeney turbomashin na osnove matematicheskogo modelirovaniya*. Diss. kand. tekhn. nauk [Optimization of the main parameters of Turbomachinery stages on the basis of mathematical modeling. Cand. tech. sci. diss.]. Sankt-Petersburg, 1991. 24 p.
- [12] Rekstin A.F., Popova E.Yu., Utsekhovskiy A.A. Algebraicheskie uravneniya otsenki effektivnosti tsentrobezhnoy kompressornoj stupeni [Algebraic equations for estimating the efficiency of a centrifugal compressor stage]. *Tekhnika i tekhnologiya neftekhimicheskogo i neftegazovogo proizvodstva. Mater. 8-y mezhduar. nauch.-tekhn. konf.* [Equipment and technology of petrochemical and oil and gas production. Proceedings of the 8<sup>th</sup> international scientific and technical conference]. Omsk, 26 February — 2 March 2018, Omsk, Omskiy gosudarstvennyy tekhnicheskii universitet publ., 2018, pp. 133–134.
- [13] Soldatova K.V. *Sozdanie novoy matematicheskoy modeli protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov i bazy dannykh model'nykh stupeney*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Creation of a new mathematical model of the flow part of centrifugal compressors and the database of model stages. Dr. tech. sci. diss.]. Sankt-Petersburg, 2017. 357 p.
- [14] Galerkin Y., Soldatova K., Drozdov A. New version of the universal modelling for centrifugal compressor gas dynamic design. *22<sup>nd</sup> International Compressor Engineering Conference at Purdue*, 14–17 July, 2014, Purdue University. Available at: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2275/> (дата обращения 14 апреля 2018).
- [15] Galerkin Y., Soldatova K. The application of the Universal Modeling Method to development of centrifugal compressor model stages. *8<sup>th</sup> International Conference on Compressors and Their Systems*, London, 9–10 September 2013, Institution of Mechanical Engineers, 2013, pp. 477–487.
- [16] Galerkin Y., Drozdov A., Rekstin A., Soldatova K. An alternative method for centrifugal compressor loading factor modelling. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, London, 6 September 2017, vol. 232, is. 1, no. 012039, doi: 10.1088/1757-899X/232/1/012039.
- [17] Galerkin Y., Rekstin A., Soldatova K., Drozdov A. Universal modeling method — the instrument for centrifugal compressor gas dynamic design. *ASME Gas Turbine India Conference*, Hyderabad, India, 2–3 December 2015, no. 119665, doi: 10.1115/GTINDIA2015-1202.
- [18] Galerkin Y., Soldatova K., Drozdov A. Modern state of the universal modeling for centrifugal compressors. *International Conference on Numerical Methods in Industrial Processes. World Academy of science, engineering and technology*, Paris, 2015, vol. 9, no. 1, 2015, pp. 150–156.
- [19] Soldatova K., Galerkin Y. Loading factor performance of a centrifugal compressor impeller. Specific features and way of modeling. *World Academy of Science, Engineering and Technology. 18<sup>th</sup> International Conference on Mathematics and Statistical Engineering*, Australia, Sydney, 2016, vol. 3, no. 12, no. 822.
- [20] Soldatova K. The application of mathematical models for industrial centrifugal compressor optimal design. *ICCMS 2018: 10<sup>th</sup> International Conference on Computer Modeling and Simulation*, Australia, Sydney, 2018, paper ID 008.

## Информация об авторах

**РЕКСТИН Алексей Феликсович** (Санкт-Петербург) — кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник НИЛ «Газовая динамика турбомашин» Объединенного научно-технологического института ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29, e-mail: rekstin2k7@mail.ru).

**СОЛДАТОВА Кристина Валерьевна** (Санкт-Петербург) — кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник НИЛ «Газовая динамика турбомашин» Объединенного научно-технологического института ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29, e-mail: buck02@list.ru).

**ГАЛЕРКИН Юрий Борисович** (Санкт-Петербург) — профессор, доктор технических наук, заведующий НИЛ «Газовая динамика турбомашин» Объединенного научно-технологического института ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», почетный председатель Ассоциации компрессорщиков и пневматиков (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29, e-mail: yuri\_galerkin@mail.ru).

## Information about the authors

**REKSTIN Aleksei Feliksovich** (Saint Petersburg) — Candidate of Science (Eng.), Lead Researcher, Research Laboratory for Gas Dynamics of Turbo Machines. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Polytechnicheskaya St, Bldg. 29, e-mail: rekstin2k7@mail.ru).

**SOLDATOVA Kristina Valerievna** (Saint Petersburg) — Candidate of Science (Eng.), Lead Researcher, Research Laboratory for Gas Dynamics of Turbo Machines. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Polytechnicheskaya St, Bldg. 29, e-mail: buck02@list.ru).

**GALERKIN Yuriy Borisovich** (Saint Petersburg) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Research Laboratory for Gas Dynamics of Turbo Machines. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University; Honorary Chairman, Association of Compressor and Pneumatic Engineers (195251, St. Petersburg, Polytechnicheskaya St, Bldg. 29, e-mail: yuri\_galerkin@mail.ru).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Галеркин Ю.Б. Верификация упрощенной математической модели центробежных компрессорных ступеней. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 9, с. 44–56, doi: 10.18698/0536-1044-2018-9-44-56.

### Please cite this article in English as:

Rekstin A.F., Soldatova K.V., Galerkin Y.B. The Verification of a Simplified Mathematical Model of the Centrifugal Compressor Stages. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2018, no. 9, pp. 44–56, doi: 10.18698/0536-1044-2018-9-44-56.