

Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.515

doi: 10.18698/0536-1044-2019-1-37-47

Экспериментальные и расчетные исследования серии центробежных компрессоров турбодетандерного агрегата

В.Б. Семеновский¹, А.Ф. Рекстин¹, Ю.Б. Галеркин¹, К.К. Соколов²¹ Объединенный научно-технологический институт ФГАОУ ВО СПбПУ² АО «Турбохолд»

Experimental and Calculation Studies of a Series of Centrifugal Compressors of a Turboexpander Unit

V.B. Semenovskiy¹, A.F. Rekstin¹, Y.B. Galerkin¹, K.K. Sokolov²¹ Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education, Joint Institute of Science and Technology SPbPU² AO Turbokholod

Разработка высокоэффективных центробежных компрессоров, работающих в составе турбодетандерных агрегатов, является актуальной задачей. Фракционный состав углеводородных газов, массовый расход, начальные давления и температуры существенно меняются для разных объектов и времен года. Поэтому необходимо индивидуально проектировать центробежные компрессоры для конкретных параметров. Комплекс компьютерных программ, получивший название Метода универсального моделирования, позволяет разрабатывать новые центробежные компрессоры на базе модельных ступеней в короткие сроки. Новые версии математической модели усовершенствованы и верифицированы на основе экспериментальных данных по испытаниям центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов, спроектированных по 4-й версии этого метода без учета шероховатости элементов проточной части. Измеренные на стенде изготовителя коэффициенты полезного действия и напора существенно различаются у неодинаковых образцов центробежных компрессоров. Проведен расчет характеристик по 8-й версии математической модели Метода универсального моделирования, который показал их хорошее соответствие коэффициентов полезного действия и напора средним экспериментальным значениям.

Ключевые слова: центробежный компрессор, лопаточный диффузор, коэффициент полезного действия, коэффициент напора, коэффициент расхода

The development of high-performance centrifugal compressors, working as part of turboexpander units, is an urgent task. Fractional composition of hydrocarbon gases, mass flow rate, as well as initial pressures and temperatures vary significantly for different objects and seasons. For this reason, an individual design of the centrifugal compressors for specific design parameters is necessary. Using the universal modeling method, it is possible to design new centrifugal compressors based on model stages in a short time. The new versions of the mathematical model are improved and verified using experimental data from the tests on the turboexpander

centrifugal compressors, designed according to the 4th version of the method, which does not take into account the roughness of the elements in the flow part. The values of efficiency and loading factors measured on the manufacturer's experimental stand differ significantly for different versions of the centrifugal compressors. A calculation of the characteristics of the 8th version of the mathematical model of the universal modeling method showed good congruence of the efficiency and loading factors with the average experimental values.

Keywords: centrifugal compressor, vaned diffuser, efficiency, work coefficient, mass flow rate

В качестве объекта исследования рассмотрен центробежный компрессор (ЦК) ТК-3 производства АО «Турбохолод», входящий в состав турбодетандерного агрегата (ТДА). В статье [1] приведена краткая информация об области применения ТДА и особенностях их ЦК, представлен перечень компрессоров, газодинамическое проектирование которых выполнено с помощью комплекса компьютерных программ, получившего название Метода универсального моделирования (МУМ) [2, 3].

Цель работы — анализ экспериментальных характеристик ЦК ТК-3 и сопоставление их с проектными и расчетными параметрами, полученными соответственно по 4-й и 8-й версиям МУМ [4], для использования при создании новых вариантов ЦК ТДА.

Проектные параметры компрессора ТК-3, полученные с помощью 4-й версии МУМ

Конечное абсолютное давление газа p_k , МПа ...	8,906
Отношение давлений π	1,22
Частота вращения ротора n , мин ⁻¹	14 000
Условный коэффициент расхода $\Phi_{\text{расч}}$	0,0508
Коэффициент теоретического напора $\Psi_{\text{т.расч}}$	0,43
Безразмерное число оборотов $K_{n \text{ расч}}$	0,424
Условное число Маха M_u	0,617
Наружный диаметр рабочего колеса (РК)	
D_2 , м	0,365

Особенности конструкции и экспериментальных исследований ЦК ТДА. Компрессор ТК-3 — это одноступенчатый ЦК с лопаточным диффузором (ЛД) и РК традиционного типа с лопатками цилиндрической формы в его радиальной части. Выбор ЛД обоснован конструктивными соображениями. РК серийных ЦК выполнены литьем из титанового сплава, что определяет значительную шероховатость поверхности и незначительные отклонения формы лопаточного аппарата от проекта. Один из исследованных ЦК имел фрезерованный лопаточный аппарат РК с приваренным покрывающим диском. Ис-

пытания всех выбранных образцов ЦК проведены для двух схем подачи воздуха от внешнего источника в ТДА.

В первой схеме сжатый воздух, находящийся под давлением выше атмосферного, сначала поступал в компрессор, где дополнительно сжимался, а затем следовал в турбину. Согласно закономерностям рабочего процесса, условные коэффициенты расхода Φ мало различаются при изменении частоты вращения ротора. В рассматриваемом случае экспериментальные режимы оказались близки к $\Phi = 0,042 \dots 0,046$, что меньше проектного условного коэффициента расхода $\Phi_{\text{расч}} = 0,0508$, но полученные результаты представляют научный интерес.

Во второй схеме сжатый воздух, находящийся под давлением меньше атмосферного, сразу проходил в турбину, а в компрессор воздух поступал из атмосферы. Режим работы по расходу регулировался дроссельной заслонкой на входе в ЦК.

По первой схеме испытывали образцы компрессоров 1БФ, 2Б и 3Б, по второй — 4М, 5М и 6М. Здесь буквенные индексы означают: «Б» — давление на входе в ЦК больше атмосферного, «М» — давление на входе в ЦК меньше атмосферного, «Ф» — РК имеет фрезерованные лопатки.

Особенности газодинамического проекта компрессора ТК-3. Сочетание заданных проектных параметров предопределяет безразмерное число оборотов [5] компрессора ТК-3

$$K_{n \text{ расч}} = 2\sqrt{3} \frac{(\bar{m}/\rho_0^*)^{0,5} n}{h_m^{0,75} 60} = \frac{\Phi_{\text{расч}}^{0,5}}{\Psi_{\text{т.расч}}^{0,75}},$$

где \bar{m} — массовый расход газа; ρ_0^* — плотность газа на входе в РК; h_m — теоретический напор; n — частота вращения ротора.

При проектировании ЦК ТК-3 выполнен расчетный анализ его вариантов при различных значениях частоты вращения ротора, начиная с $n = 10\,000$ мин⁻¹. В случае выбора варианта ЦК с $n = 10\,000$ мин⁻¹ требуется высокий коэффи-

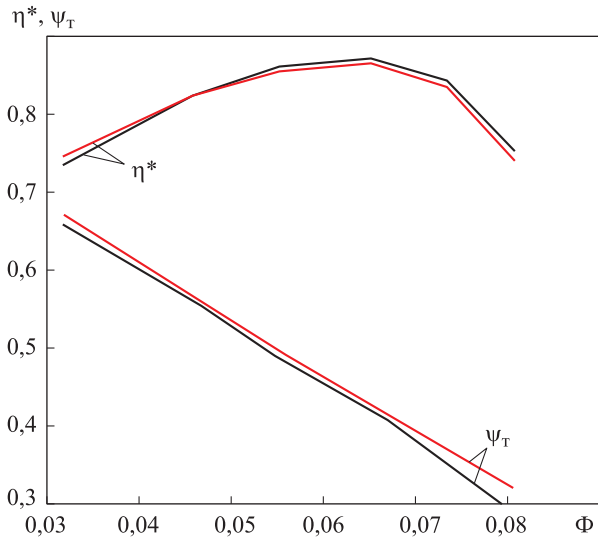


Рис. 1. Зависимости политропного КПД η^* и коэффициента теоретического напора ψ_T от условного коэффициента расхода Φ модельной ступени типа 060 при условном числе Маха $M_{ii} = 0,6$, полученные путем эксперимента (—) и расчета по 4-й версии МУМ (—)

циент теоретического напора, что предопределяет форму лопаток с большими выходными углами. Это снижает коэффициент полезного действия (КПД) и приближает зону помпажа к расчетному режиму [6]. Поэтому предпочтение было отдано варианту ЦК с частотой вращения ротора $n = 14\,000 \text{ мин}^{-1}$ и низконапорным РК ($\psi_{T,расч} = 0,43$).

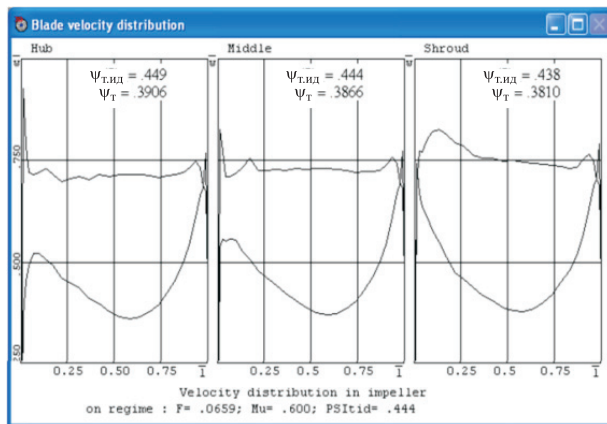
С помощью МУМ сделаны удачные проекты компрессоров мощностью 16 000 кВт [7], оснащенных РК подобного типа. При проектировании в качестве аналога РК ЦК ТК-3 выбрано РК модельной ступени типа 060 [8, 9]. Характери-

стики модельной ступени типа 060 в виде зависимости политропного КПД η^* и коэффициента теоретического напора ψ_T от условного коэффициента расхода Φ при условном числе Маха $M_{ii} = 0,6$, полученные путем эксперимента и расчета по 4-й версии МУМ, показаны на рис. 1.

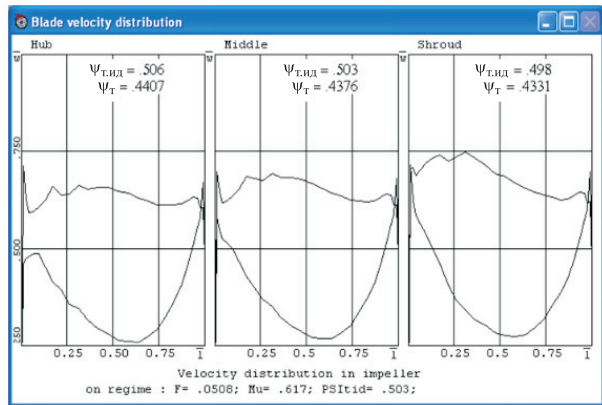
Проектные значения условного коэффициента расхода ($\Phi_{расч} = 0,0653$) и коэффициента теоретического напора ($\psi_{T,расч} = 0,42$) модельной ступени типа 060 отличаются от экспериментальных параметров РК компрессора ТК-3. Кроме того, в отличие от лопаточного РК ТДА модельная ступень 060, являющаяся ступенью промежуточного типа с безлопаточным диффузором, испытана не с радиальным, а с осевым входным патрубком.

Для оптимального проектирования компрессора ТК-3 по 4-й версии математической модели МУМ от ступени аналога использованы только эмпирические коэффициенты моделей потерь и напора. На рис. 2 сопоставлены диаграммы скоростей \bar{w} невязкого квазитрехмерного потока на втулке, средней линии и периферии лопаток РК модельной ступени 060 и окончательного варианта РК компрессора ТК-3, полученные в программе 3ДМ.023, где l — относительная длина лопатки на линии тока. Верхние кривые соответствуют скоростям на задней стороне лопатки РК, нижние кривые — на передней.

По сравнению с условным аналогом у РК компрессора ТК-3 расчетный коэффициент расхода на 24 % меньше, а коэффициент теоретического напора идеального потока $\psi_{T,ид}$ на 13 % больше. При проектировании РК ТК-3 отноше-



а



б

Рис. 2. Диаграммы скоростей невязкого квазитрехмерного потока на втулке (Hub), средней линии (Middle) и периферии (Shroud) лопаток РК модельной ступени 060 (а) и компрессора ТК-3 (б), полученные с помощью программы 3ДМ.023

ние коэффициента теоретического напора РК к его напору при обтекании невязким потоком ($K_{\text{ид}} = \psi_{\text{т}} / \psi_{\text{т,ид}}$)_{расч} принято равным 0,92, как и у РК модельной ступени типа 060.

Так как у РК ТК-3 коэффициент расхода меньше, чем у РК модельной ступени типа 060, уровень скоростей в нем ниже. На рис. 2, б кривые скоростей у РК ТК-3 лежат ниже, а характер диаграмм благоприятный, хотя лопаткам РК придана упрощенная форма — средняя линия описана дугой окружности.

Методика обработки результатов испытания.

Экспериментальные параметры ЦК обработаны по алгоритму, приведенному в статье [1]. Были измерены следующие параметры: массовый расход \bar{m} (кг/с), частота вращения ротора n (мин⁻¹), давление на входе $p_{\text{н}}^*$ (МПа) и выходе $p_{\text{к}}^*$ (МПа), температура на входе $T_{\text{н}}^*$ (К) и выходе $T_{\text{к}}^*$ (К), а также газовая постоянная с учетом сжимаемости газа zR (Дж/(кг·К)) и показатель изэнтропы k .

Рассчитанные параметры: теплоемкость при постоянном давлении

$$c_p = \frac{k}{k-1} zR,$$

плотность газа на входе

$$\rho_{\text{н}}^* = \frac{p_{\text{н}}^*}{zRT_{\text{н}}^*},$$

условный коэффициент расхода

$$\Phi = \frac{4\bar{m}}{\rho_{\text{н}}^* \cdot 3,141D_2^2 u_2}$$

(u_2 — окружная скорость на наружном диаметре РК), отношение давлений $\pi^* = p_{\text{к}}^* / p_{\text{н}}^*$, коэффициент внутреннего напора

$$\psi_i = \frac{c_p (T_{\text{к}}^* - T_{\text{н}}^*)}{u_2^2},$$

политропный КПД

$$\eta^* = \frac{\lg \pi^*}{\frac{k}{k-1} \lg \frac{T_{\text{к}}^*}{T_{\text{н}}^*}},$$

коэффициент политропного напора $\psi_p^* = \psi_i \eta^*$ и условное число Маха

$$M_u = u_2 / \sqrt{kzRT_{\text{н}}^*}.$$

Анализ результатов испытаний. Экспериментальные безразмерные характеристики компрессоров ТК-3 1БФ, 2Б и 3Б в виде зависимостей политропного КПД, коэффициентов внутреннего и политропного напоров от условных коэффициента расхода и числа Маха приведены на рис. 3. Испытания проведены в интервале частоты вращения ротора $n = 9180 \dots 13860$ мин⁻¹, что соответствует условным числам Маха $M_u = 0,520 \dots 0,762$. Массовый расход увеличивается с ростом частоты вращения от 1,1 до 1,8 кг/с, что соответствует очень узкому диапазону изменения условного коэффициента расхода $\Phi = 0,04465 \dots 0,04503$ ($\Phi_{\text{расч}} = 0,0508$).

В целом нерегулярный характер варьирования значений КПД и коэффициента внутреннего напора следует объяснять ошибками в измерении разницы температур на входе $T_{\text{вх}}$ в компрессор и выходе $T_{\text{вых}}$ из него ($T_{\text{вых}} - T_{\text{вх}}$). По

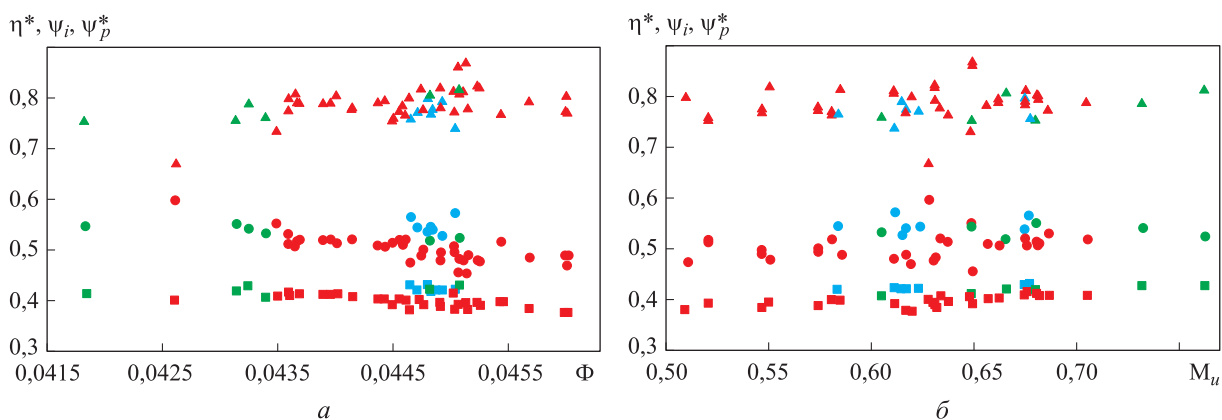


Рис. 3. Экспериментальные зависимости политропного КПД η^* , коэффициентов внутреннего ψ_i и политропного ψ_p^* напоров от условных коэффициента расхода Φ (а) и числа Маха M_u (б)

для трех образцов ЦК ТК-3:
 \blacktriangle — η^* (1БФ); \bullet — ψ_i (1БФ); \blacksquare — ψ_p^* (1БФ); \blacktriangle — η^* (2Б); \bullet — ψ_i (2Б); \blacksquare — ψ_p^* (2Б);
 \blacktriangle — η^* (3Б); \bullet — ψ_i (3Б); \blacksquare — ψ_p^* (3Б)

этой причине в ряде точек измеренный внутренний напор, определенно, завышен, а политропный КПД занижен.

Минимальный разброс экспериментальных значений имеет место у коэффициента политропного напора ψ_p^* , не зависящего от измеренной разности температур. У этого параметра наблюдается тенденция к росту с уменьшением коэффициента расхода Φ и увеличением числа Маха M_u . Также закономерна тенденция к повышению КПД с возрастанием Φ при коэффициенте расхода меньше оптимального. Случайные ошибки при измерении температур привели к разбросу значений КПД, составившему 20 %.

Сравнение политропного КПД и коэффициентов напора компрессора ТК-3 с фрезерованным и литыми РК. В таблице сопоставлены результаты испытания компрессора ТК-3 1БФ, оснащенного РК с механически обработанными лопатками, и ЦК 2Б с литым РК.

Подобраны четыре режима компрессоров 1БФ и 2Б с наиболее близкими значениями условных числа Маха и коэффициента расхода. В режиме № 2 (см. таблицу) жирным шрифтом выделены два явно выпадающих значения коэффициента внутреннего напора и КПД компрессора 1БФ. Не подтвердилось ожидаемое преимущество ЦК с фрезерованным РК по политропному КПД. При этом коэффициент внутреннего напора у него заметно выше, а коэффициент политропного напора по полным параметрам больше на 4,5...8,5 %, чем у ЦК с литым РК.

Анализ испытаний ЦК ТК-3 при дросселировании на входе. Образцы компрессора ТК-3 4М, 5М и 6М испытывали при дросселировании на входе в достаточно широком диапазоне коэффициента расхода $\Phi = 0,0286...0,0682$. На

рис. 4 приведены экспериментальные характеристики компрессора ТК-3 6М при условном числе Маха $M_u = 0,550...0,725$. На этом же рисунке показаны данные для ранее рассмотренного ЦК ТК-3 с фрезерованным РК 1БФ при $M_u = 0,583...0,677$.

Большой коэффициент политропного напора при механически обработанном РК сомнений не вызывает. При этом измеренное КПД компрессора с механически обработанным РК меньше, чем с литым РК. Остается предположить, что в силу особенностей экспериментов с подачей сжатого воздуха на вход в ЦК при испытании компрессора 1БФ возникала систематическая ошибка.

Анализ экспериментальных данных, приведенных на рис. 4, позволяет сделать следующие выводы:

- коэффициент внутреннего напора увеличивается с ростом условного числа Маха в диапазоне $M_u = 0,550...0,725$;
- коэффициент политропного напора мало зависит от условного числа Маха, что объяснимо, поскольку $\psi_p^* = \psi_i \eta^*$; с возрастанием M_u повышается коэффициент внутреннего напора, но имеется тенденция к снижению КПД;
- минимальный условный коэффициент расхода образца 6М составил 0,0286 при $M_u = 0,693$. Это на 45 % меньше расчетного значения, и если судить по повышению политропного коэффициента напора при минимальном измеренном расходе, граница помпажа еще не достигнута (по проектным характеристикам граница помпажа наблюдается при $\Phi = 0,030$). Для ступени с ЛД полученное удаление границы помпажа от расчетного режима — очень хороший показатель;
- при наименьшем числе Маха $M_u = 0,550$ в двух точках с Φ равным 0,0424 и 0,0366, получены нереально высокие значения КПД, что,

Сравнение параметров компрессоров 1БФ и 2Б

Номер режима	M_u	i_2	Φ	ψ_i	η^*	ψ_p^*
1	<u>0,583</u> 0,583	<u>197,23</u> 204,11	<u>0,0448</u> 0,0448	<u>0,545</u> 0,500	<u>0,768</u> 0,778	<u>0,419</u> 0,389
2	<u>0,611</u> 0,611	<u>206,40</u> 220,16	<u>0,0450</u> 0,0451	0,571 0,481	0,741 0,811	<u>0,423</u> 0,390
3	<u>0,623</u> 0,630	<u>210,99</u> 225,90	<u>0,0447</u> 0,0452	<u>0,544</u> 0,479	<u>0,774</u> 0,825	<u>0,421</u> 0,395
4	<u>0,674</u> 0,675	<u>231,63</u> 236,22	<u>0,0448</u> 0,0440	<u>0,536</u> 0,519	<u>0,800</u> 0,793	<u>0,429</u> 0,411

Примечание. В числителе указаны значения для компрессора 1БФ, в знаменателе — для 2Б.

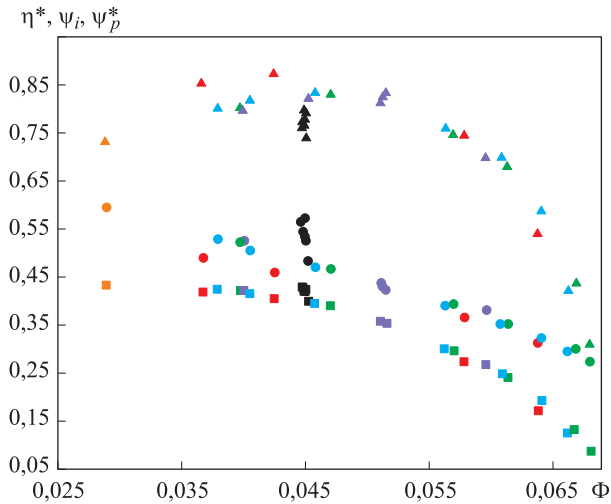


Рис. 4. Экспериментальные зависимости политропного КПД η^* , коэффициентов внутреннего ψ_i и политропного ψ_p^* напоров от условного коэффициента расхода Φ для двух образцов компрессора ТК-3 при различных значениях условного числа Маха:

- ▲ — η^* , $M_u = 0,550$ (6М); ● — ψ_i , $M_u = 0,550$ (6М);
- — ψ_p^* , $M_u = 0,550$ (6М); ▲ — η^* , $M_u = 0,669$ (6М);
- — ψ_i , $M_u = 0,669$ (6М); ■ — ψ_p^* , $M_u = 0,669$ (6М);
- ▲ — η^* , $M_u = 0,700$ (6М); ● — ψ_i , $M_u = 0,700$ (6М);
- — ψ_p^* , $M_u = 0,700$ (6М); ▲ — η^* , $M_u = 0,725$ (6М);
- — ψ_i , $M_u = 0,725$ (6М); ■ — ψ_p^* , $M_u = 0,725$ (6М);
- ▲ — η^* , $M_u = 0,693$ (6М); ● — ψ_i , $M_u = 0,693$ (6М);
- — ψ_p^* , $M_u = 0,693$ (6М);
- ▲ — η^* , $M_u = 0,583\dots 0,677$ (1БФ);
- — ψ_i , $M_u = 0,583\dots 0,677$ (1БФ);
- — ψ_p^* , $M_u = 0,583\dots 0,677$ (1БФ)

очевидно, связано с ошибкой измерения коэффициента внутреннего напора по перепаду температур.

Для анализа характеристик экспериментальные точки были аппроксимированы следующим образом:

– линейная зависимость $\psi_i = f(\Phi)$ при $M_u = 0,550$ построена по двум точкам с $\Phi = 0,0638$ и $\Phi = 0,0579$;

– аппроксимированные линейные зависимости $\psi_i = f(\Phi)$ при всех M_u продлены до $\Phi = 0,0286$;

– с учетом того, что значения ψ_p^* при малых расходах практически одинаковы для разных чисел Маха, принято, что $\psi_p^* = 0,435$, полученное при $M_u = 0,693$ в точке с $\Phi = 0,0286$, такое же, как и при других числах Маха;

– в точке с $\Phi = 0,0286$ по коэффициенту политропного напора $\psi_p^* = 0,435$ и значениям ψ_i из аппроксимирующих уравнений рассчитаны КПД $\eta^* = \psi_p^*/\psi_i$.

На рис. 5 приведены газодинамические характеристики компрессора ТК-3 6М, аппрок-

симирующие экспериментальные точки, в виде зависимостей политропного КПД η^* , коэффициентов внутреннего ψ_i и политропного ψ_p^* напоров от условного коэффициента расхода компрессора ТК-3 6М при различных значениях условного числа Маха. Для коэффициента внутреннего напора применена линейная аппроксимация, для политропного КПД и коэффициента политропного напора — полиномиальная.

После указанной аппроксимации выявлены следующие особенности характеристик при различных значениях условного числа Маха, соответствующие закономерностям рабочего процесса: увеличение коэффициента внутреннего напора с ростом числа Маха и некоторое снижение максимального политропного КПД. Исключение составляет характеристика политропного КПД при минимальном условном числе Маха $M_u = 0,550$, когда вследствие малого повышения температуры погрешность измерения особенно велика.

В целом экспериментальные характеристики близки к проектным значениям, при этом коэффициент внутреннего напора значительно ниже в исследованном диапазоне коэффициента расхода. При расчетном коэффициенте расхода $\Phi_{расч} = 0,0508$ проектный коэффициент внутреннего напора для компрессора ТК-3 составляет 0,535 против измеренного 0,445 для

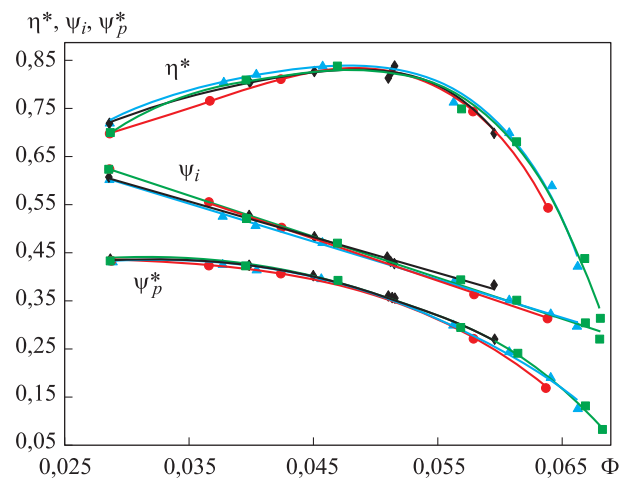


Рис. 5. Экспериментальные (точки) и аппроксимирующие (кривые) зависимости политропного КПД η^* , коэффициентов внутреннего ψ_i и политропного ψ_p^* напоров от условного коэффициента расхода компрессора ТК-3 6М при различных значениях условного числа Маха:

- — $M_u = 0,550$; ▲ — $M_u = 0,669$;
- — $M_u = 0,700$; ◆ — $M_u = 0,725$

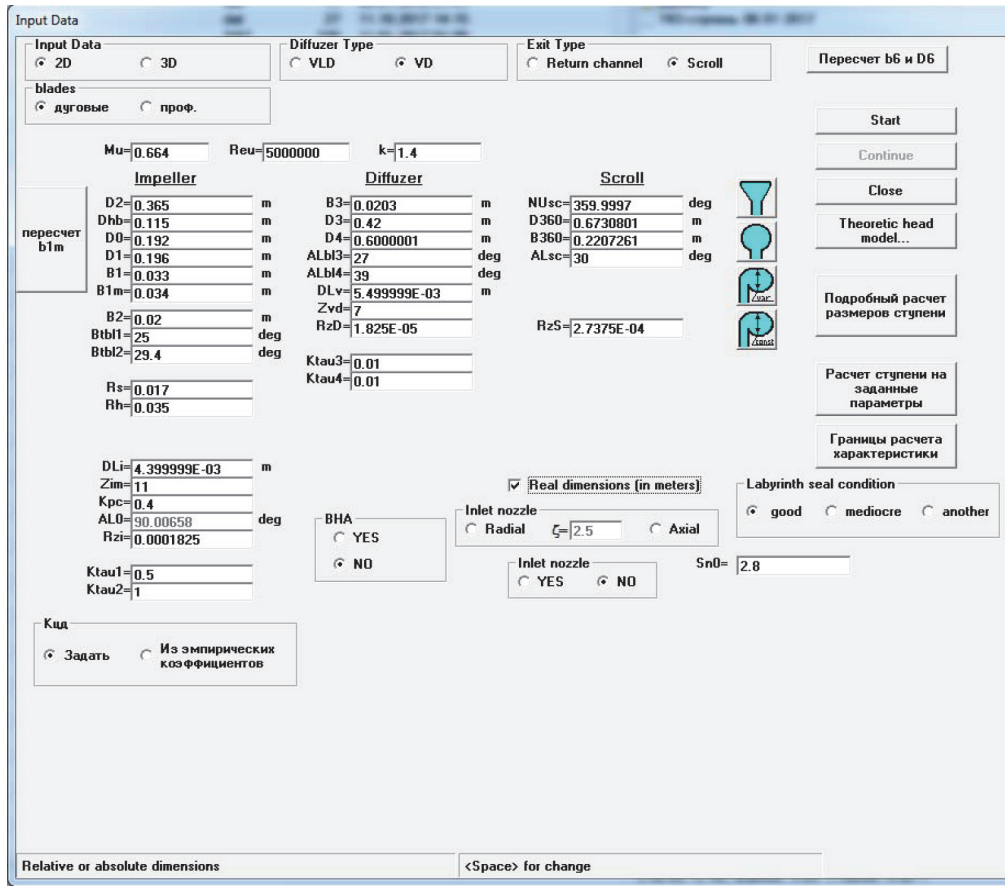


Рис. 6. Меню ввода начальных параметров ступени (одноступенчатого компрессора) программы CSPM-G8E

образца 6М с литым РК. В то же время для компрессоров ТК-3 1БФ с фрезерованным РК и 3Б с литым РК коэффициент внутреннего напора гораздо ближе к проектному значению.

Сопоставление экспериментальных характеристик и расчетных данных, полученных с помощью МУМ. Наличие значительного экспериментального материала для шести образцов ЦК ТК-3 позволило верифицировать компьютерные программы на базе наиболее современной 8-й версии математической модели МУМ [10]. Приведенные в работе [11] данные показали успешное моделирование характеристик испытанных ЦК и ступеней с единым набором эмпирических коэффициентов. Поэтому стандартный вариант 8-й версии программы расчета характеристик ступеней (в том числе одноступенчатых компрессоров) использован для моделирования ступени компрессора ТК-3 и сопоставления полученных результатов с экспериментальными.

На рис. 6 представлено меню ввода начальных параметров ступени (одноступенчатого компрессора) программы CSPM-G8E.

На рис. 7 приведены экспериментальные характеристики образцов 4М, 5М и 6М компрессора ТК-3 и расчетные, полученные с помощью

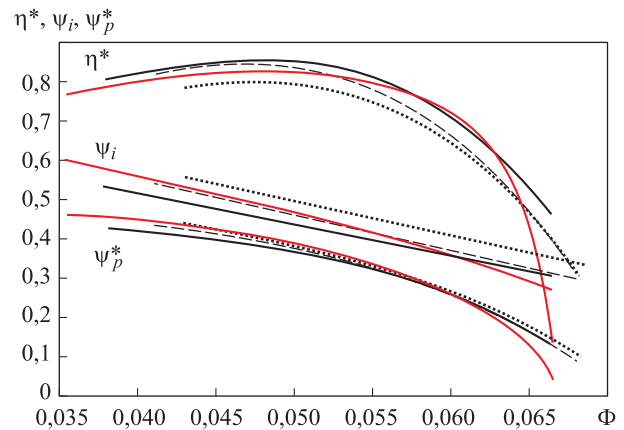


Рис. 7. Расчетная и экспериментальные зависимости политропного КПД η^* , коэффициентов внутреннего ψ_i и политропного ψ_p^* напоров от условного коэффициента расхода Φ для трех образцов компрессора ТК-3 при различных значениях условного числа Маха:
 — $M_u = 0,664$ (расчет по 8-й версии МУМ);
 — $M_u = 0,669$ (эксперимент, 6М);
 - - - $M_u = 0,664$ (эксперимент, 5М);
 ···· $M_u = 0,664$ (эксперимент, 4М)

стандартной 8-й версии МУМ при различных значениях условного числа Маха.

Моделирование напорной характеристики РК основано на двух эмпирических коэффициентах [12]. Их значения были выбраны для задания расчетной характеристики коэффициента внутреннего напора $\psi_i = f(\Phi)$, близкой к экспериментальным данным. Вычисленные характеристики в целом соответствуют измеренным значениям политропного КПД, коэффициентов внутреннего и политропного напоров. Существенно, что измеренные коэффициенты политропного напора трех образцов компрессора ТК-3 (4М, 5М и 6М) довольно близки, а их коэффициенты внутреннего напора и КПД заметно различаются. Это означает, что литые РК трех образцов компрессора ТК-3 выполнены с одинаковым качеством. Несоответствие измеренных значений КПД и коэффициентов внутреннего напора их расчетным характеристикам связано с погрешностью измерения температуры.

Программа CSPM-G8E представляет обширную информацию о работе отдельных элемен-

тов проточной части. На рис. 8 показаны КПД и коэффициенты политропного напора по полным параметрам РК (ВП + РК), РК и ЛД (ВП + РК + ЛД) и ступени в целом (ВП + РК + ЛД + ВУ), где ВП — входной патрубок, ВУ — выходное устройство. Красная штриховая линия соответствует расчетному значению коэффициента расхода.

Из рис. 8 следует, что вблизи расчетного режима ($\Phi_{\text{расч}} = 0,0508$) основная потеря КПД происходит в РК и ВП. При нерасчетных режимах возрастает доля потерь в неподвижных элементах, особенно в ЛД.

На рис. 9 показана зависимость коэффициента потерь элементов проточной части компрессора ТК-3 от коэффициента расхода. Красная штриховая линия соответствует расчетному значению коэффициента расхода.

Коэффициент потерь РК имеет минимум в расчетном режиме. На его значении сказывается большая шероховатость поверхностей (0,185 мм), связанная с литейной технологией изготовления. При расчете по 8-й версии математической модели ЛД не вполне согласован

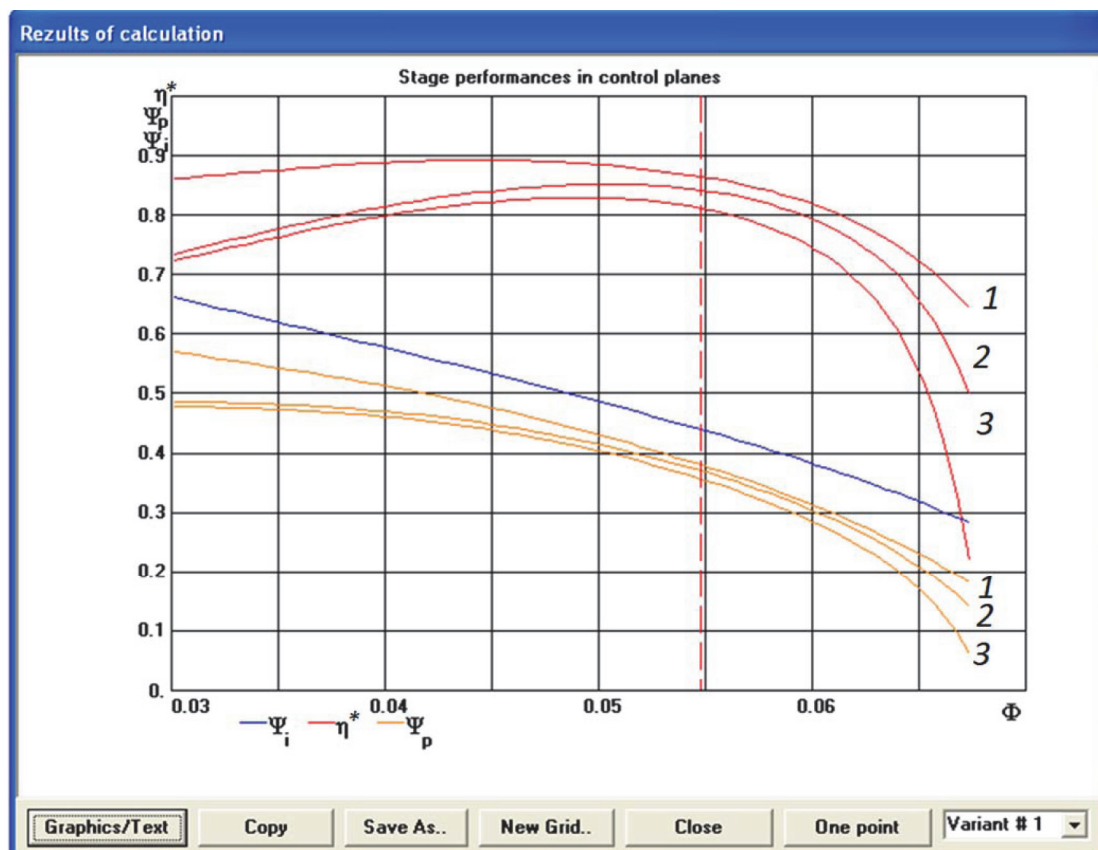


Рис. 8. Зависимости КПД, коэффициентов внутреннего и политропного напоров от условного коэффициента расхода Φ , полученные с помощью программы CSPM-G8E, для элементов проточной части:
1 — ВП + РК; 2 — ВП + РК + ЛД; 3 — ВП + РК + ЛД + ВУ

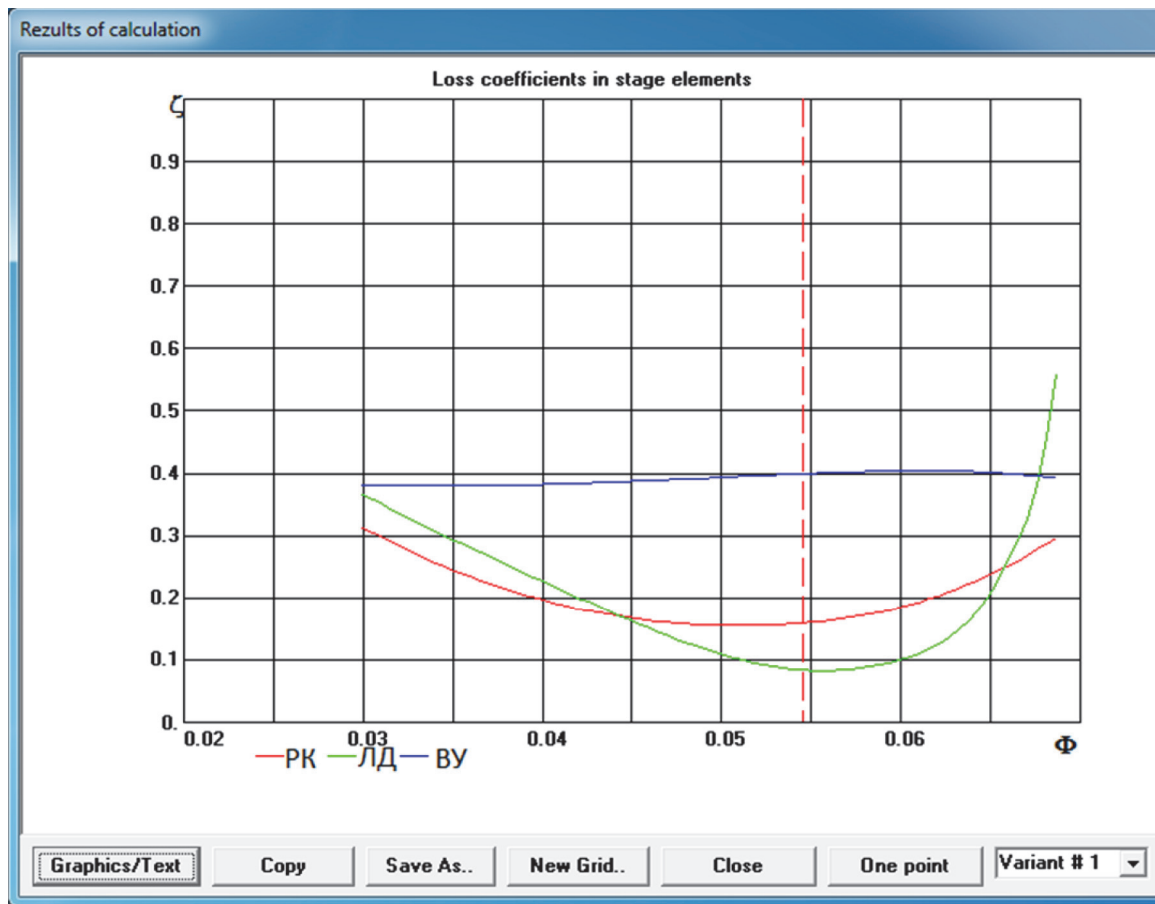


Рис. 9. Зависимости коэффициента потерь ζ РК, ЛД и ВУ компрессора ТК-3 от коэффициента расхода Φ , полученные в программе CSPM-G8E

с РК. Его минимальный коэффициент потерь достигается при коэффициенте расхода, на 10...12 % большем расчетного значения. Этого не было при выполнении проекта ЦК ТК-3 по 4-й версии МУМ. Расчеты характеристик при уменьшенных углах установки лопаток ЛД незначительно подняли КПД и напор при минимальных расходах, но практически не повлияли на параметры расчетного режима.

Выводы

1. Анализ результатов испытаний шести компрессоров ТК-3 в составе ТДА выявил значительный разброс параметров для разных об-

разцов. Основной причиной этого является неточность измерения повышения температуры в компрессорах.

2. Установлено, что у образца ЦК с фрезерованным РК и одного образца ЦК с литым РК измеренный коэффициент внутреннего напора близок к проектному значению, а у четырех других образцов он на 10 % меньше.

3. Расчет характеристик компрессора ТК-3 по 8-й версии математической модели МУМ показал хорошее совпадение КПД и коэффициентов напора со средними измеренными значениями, что подтверждает ее эффективность в исследовательской и проектной практике.

Литература

- [1] Рекстин А.Ф., Семеновский В.Б., Солдатова К.В., Галеркин Ю.Б., Соколов К.К. Особенности моделирования газодинамических характеристик центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов. *Компрессорная техника и пневматика*, 2018, № 1, с. 13–20.
- [2] Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В. Новое поколение модельных ступеней для газодинамического проектирования центробежных компрессоров и сменных проточных частей. Часть 1. *Компрессорная техника и пневматика*, 2010, № 2, с. 2–11.

- [3] Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В. Новое поколение модельных ступеней для газодинамического проектирования центробежных компрессоров и сменных проточных частей. Часть 2. *Компрессорная техника и пневматика*, 2010, № 3, с. 15–22.
- [4] Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Верификация новых версий Метода универсального моделирования центробежных компрессоров по результатам экспериментов. *Компрессорная техника и пневматика*, 2015, № 4, с. 21–31.
- [5] Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. *Центробежные компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1982. 271 с.
- [6] Галеркин Ю.Б. *Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части*. Москва, ИИЦ «КХТ», 2010. 596 с.
- [7] Солдатова К.В. Верификация новой версии модели потерь напора Метода универсального моделирования по результатам заводских испытаний центробежных компрессоров. *Компрессорная техника и пневматика*, 2016, № 7, с. 19–24.
- [8] Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В. *Моделирование рабочего процесса промышленных центробежных компрессоров. Научные основы, этапы развития, современное состояние*. Санкт-Петербург, СПбГУ, 2011. 327 с.
- [9] Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Попов Ю.А. Развитие научной школы турбокомпрессоростроения ЛПИ-СПбПУ Петра Великого, результаты сотрудничества с компрессоростроителями. *17-й Междунар. науч.-техн. конф. по компрессорной технике*, Казань, 23–24 мая 2017, Казань, 2017, с. 19–29.
- [10] Galerkin Y., Drozdov A. New generation of universal modeling for centrifugal compressors calculation. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, London, City University, UK, 30 July 2015, vol. 90, iss. 1, no. art. 012040, doi: 10.1088/1757-899X/90/1/012040
- [11] Galerkin Y., Soldatova K., Drozdov A. Modern state of the universal modeling for centrifugal compressors. *International Conference on Numerical Methods in Industrial Processes. World Academy of science, engineering and technology*, Paris, 2015, vol. 9, no. 01, no. 242.
- [12] Galerkin Y., Drozdov A., Rekstin A., Soldatova K. An alternative method of centrifugal compressor loading factor modeling. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2017, vol. 232, iss. 1, no. art. 012039, doi: 10.1088/1757-899X/232/1/012039

References

- [1] Rekstin A.F., Semenovskiy V.B., Soldatova K.V., Galerkin Yu.B., Sokolov K.K. Features of modeling the gas-dynamic characteristics of centrifugal compressors of turboexpander units. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2018, no. 1, pp. 13–20 (in Russ.).
- [2] Galerkin Yu.B., Soldatova K.V. New generation of model stages for gas-dynamic design of centrifugal compressors replaceable flow sections. Pt. 1. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2010, no. 2, pp. 2–11 (in Russ.).
- [3] Galerkin Yu.B., Soldatova K.V. New generation of model stages for gas-dynamic design of centrifugal compressors replaceable flow sections. Pt. 2. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2010, no. 3, pp. 15–22 (in Russ.).
- [4] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A. Verification of new versions of a method of universal modeling of centrifugal compressors by results of experiments. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2015, no. 4, pp. 21–31 (in Russ.).
- [5] Seleznev K.P., Galerkin Yu.B. *Tsentrobezhnyye kompressory* [Centrifugal compressors]. Leningrad, Mashinostroyeniye publ., 1982. 271 p.
- [6] Galerkin Yu.B. *Turbokompressory. Rabochiy protsess, raschet i proyektirovaniye protochnoy chasti* [Turbochargers. Workflow, calculation and design of the flow part]. Moscow, IITS «KKHT» publ., 2010. 596 p.
- [7] Soldatova K.V. New loss model of universal modeling method verification by plant test of centrifugal compressors. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2016, no. 7, pp. 19–24 (in Russ.).
- [8] Galerkin Yu.B., Soldatova K.V. *Modelirovaniye rabocheho protsessa promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov. Nauchnyye osnovy, etapy razvitiya, sovremennoye sostoyaniye* [Modeling the workflow of industrial centrifugal compressors. Scientific basis, stages of development, current state]. Sankt-Petersburg, SPbPU publ., 2011. 327 p.
- [9] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A., Popov Yu.A. Development of the scientific school of turbo kompressorostroyeniya LPI-SPbPU Peter the Great, the results

- of cooperation with compressor builders. *17 Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya po kompressornoy tekhnike* [17 International scientific and technical conferences on compressor technology]. Kazan, 2017, pp. 19–29.
- [10] Galerkin Y., Drozdov A. New generation of universal modeling for centrifugal compressors calculation. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, London, City University, UK, 30 July 2015, vol. 90, iss. 1, no. art. 012040, doi: 10.1088/1757-899X/90/1/012040
- [11] Galerkin Y., Soldatova K., Drozdov A. Modern state of the universal modeling for centrifugal compressors. *International Conference on Numerical Methods in Industrial Processes. World Academy of science, engineering and technology*, Paris, 2015, vol. 9, no. 01, no. 242.
- [12] Galerkin Y., Drozdov A., Rekstin A., Soldatova K. An alternative method of centrifugal compressor loading factor modeling. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2017, vol. 232, iss. 1, no. art. 012039, doi: 10.1088/1757-899X/232/1/012039

Статья поступила в редакцию 28.11.2018

Информация об авторах

СЕМЕНОВСКИЙ Василий Борисович — старший научный сотрудник НИЛ «Газовая динамика турбомашин». Объединенный научно-технологический институт ФГАОУ ВО СПбПУ (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: swb@neva.ru).

РЕКСТИН Алексей Феликсович — кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник НИЛ «Газовая динамика турбомашин». Объединенный научно-технологический институт ФГАОУ ВО СПбПУ (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: rekstin2k7@mail.ru).

ГАЛЕРКИН Юрий Борисович — профессор, доктор технических наук, заведующий НИЛ «Газовая динамика турбомашин». Объединенный научно-технологический институт ФГАОУ ВО СПбПУ; почетный председатель Ассоциации компрессорщиков и пневматиков (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: yuri_galerkin@mail.ru).

СОКОЛОВ Константин Константинович — кандидат технических наук, главный конструктор-расчетчик. АО «Турбохолд» (107113, Москва, Российская Федерация, ул. 1-я Рыбинская, д. 3, стр. 1, e-mail: sokolov@turbokholod.ru).

Information about the authors

SEMENOVSKIY Vasilii Borisovich — Senior Researcher, Research Laboratory for Gas Dynamics of Turbomachines. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education, Joint Institute of Science and Technology SPbPU (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Polytechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: swb@neva.ru).

REKSTIN Aleksey Feliksovich — Candidate of Science (Eng.), Leading Researcher, Research Laboratory for Gas Dynamics of Turbomachines. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education, Joint Institute of Science and Technology SPbPU (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Polytechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: rekstin2k7@mail.ru).

GALERKIN Yuriy Borisovich — Professor, Doctor of Science (Eng.), Head of Research Laboratory for Gas Dynamics of Turbomachines. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education, Joint Institute of Science and Technology SPbPU; Honorary Chairman, Association of Compressor and Pneumatic Engineers (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Polytechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: yuri_galerkin@mail.ru).

SOKOLOV Konstantin Konstantinovich — Candidate of Science (Eng.), Chief Designer. AO Turbokholod (107113, Moscow, Russian Federation, 1st Rybinskaya St., Bldg. 3, Block 1, e-mail: sokolov@turbokholod.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Семеновский В.Б., Рекстин А.Ф., Галеркин Ю.Б., Соколов К.К. Экспериментальные и расчетные исследования серии центробежных компрессоров турбодетандерного агрегата. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 1, с. 37–47, doi: 10.18698/0536-1044-2019-1-37-47

Please cite this article in English as:

Semenovskiy V.B., Rekstin A.F., Galerkin Y.B., Sokolov K.K. Experimental and Calculation Studies of a Series of Centrifugal Compressors of a Turboexpander Unit. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2019, no. 1, pp. 37–47, doi: 10.18698/0536-1044-2019-1-37-47