

ЭНЕРГЕТИКА И ЭЛЕКТРОТЕХНИКА
ENERGY AND ELECTRICAL ENGINEERING

УДК 621.515

DOI: 10.21822/2073-6185-2023-50-4-6-16



Оригинальная статья /Original article

Анализ методов моделирования режимов работы компрессорного оборудования, обеспечивающего работу промышленных установок низкотемпературной сепарации

**М.А. Воронцов¹⁻³, В.Ю. Глазунов⁴, А.С. Грачев^{1,3},
М.С. Машталир⁵, С.А. Поспелов⁵, А.В. Чернышев²**

¹ ООО «Газпром ВНИИГАЗ»,

¹195112, г. Санкт-Петербург, пр. Малоохтинский, д.45, литера А, 2-Н, офис 812, Россия,

² Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана,

²105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, с. 1, Россия,

³ Национальный исследовательский университет ИТМО,

³197101, г. Санкт-Петербург, Кронверкский пр., д. 49, Россия,

⁴ ООО «Газпром добыча Надым»,

⁴629736, г. Надым, ул. Пионерская, стр. 14, Россия,

⁵ ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург»,

⁵196128, г. Санкт-Петербург, ул. Варшавская, д. 3, к. 2, литера Б, Россия

Резюме. Цель. Дожимная компрессорная станция (ДКС) является одним из ключевых технологических объектов, необходимых для обеспечения эффективной работы технологии низкотемпературной сепарации природного газа в промышленных системах подготовки газа к транспортировке. Обеспечение перспективных режимов работы ДКС с высокой эффективностью является актуальной задачей. **Метод.** Одним из инструментов решения этой задачи является математическое моделирование режимов работы центробежных компрессоров (далее – ЦБК), входящих в состав газоперекачивающих агрегатов (ГПА). Основой математической модели является газодинамическая характеристика (ГДХ) ЦБК. В существующей нормативной документации представлены упрощенные способы моделирования ГДХ, которые подходят для низконапорных ЦБК с отношением давлений до 1,5 и количеством ступеней сжатия не более трех, но не подходят для многоступенчатых высоконапорных ЦБК. **Результат.** Представлены результаты сравнения трех способов моделирования ГДХ (метод приведенных характеристик, уточненный метод приведенных характеристик, метод двухпараметрической аппроксимации) высоконапорных ЦБК на примере ЦБК с отношением давлений до 2,0, предназначенного для оснащения газоперекачивающего агрегата в составе промышленных ДКС. Проведен анализ и сопоставление полученных результатов моделирования с фактическими данными. **Вывод.** При применении метода моделирования УМПХ-2D получены наименьшие погрешности (не более 2,0 %), что, в свою очередь, свидетельствует о его наибольшей точности среди рассмотренных методов пересчета ГДХ высоконапорных и многоступенчатых компрессоров.

Ключевые слова: высоконапорные центробежные компрессоры, моделирование центробежных компрессоров, метод приведенных характеристик, установки низкотемпературной сепарации

Для цитирования: М.А. Воронцов, В.Ю. Глазунов, А.С. Грачев, М.С. Машталир, С.А. Поспелов, А.В. Чернышев. Анализ методов моделирования режимов работы компрессорного оборудования, обеспечивающего работу промышленных установок низкотемпературной сепарации. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2023; 50(4):6-16. DOI:10.21822/2073-6185-2023-50-4-6-16

Analysis of methods for modeling operating modes of compressor equipment that ensures the operation of field low-temperature separation units

**M.A. Vorontsov¹⁻³, V.Yu. Glazunov⁴, A.S. Grachev^{1,3}, M.S. Mashtalir⁵,
S.A. Pospelov⁵, A.V. Chernyshev²**

¹ Gazprom VNIIGAZ LLC,

¹ 45 Malookhtinsky Ave., letter A, 2-N, office 812, St. Petersburg 195112, Russia,

² N.E. Bauman Moscow State Technical University,

² 2nd Baumanskaya St. 5, p.1, Moscow 105005, Russia,

³ National Research University ITMO,

³ 49 Kronverksky Ave., St. Petersburg 197101, Russia,

⁴ Gazprom Dobycha Nadym LLC,

⁴ Pionerskaya St., build. 14, Nadym 629736, Russia,

⁵ LLC Gazprom Transgaz St. Petersburg,

⁵ 3 Varshavskaya St., build.2, letter B, St. Petersburg 196128, Russia

Abstract. Objective. A booster compressor station (BCS) is one of the key technological facilities necessary to ensure the effective operation of low-temperature separation technology for natural gas in field gas preparation systems for transportation. Ensuring promising operating modes of booster compressor stations with high efficiency is an urgent task. **Method.** One of the tools for solving this problem is mathematical modeling of the operating modes of centrifugal compressors (hereinafter - CPC), which are part of gas pumping units (GPU). The basis of the mathematical model is the gas dynamic characteristic (GDC) of the pulp and paper mill. The existing regulatory documentation presents simplified methods for modeling HDC, which are suitable for low-pressure pulp and paper mills with a pressure ratio of up to 1.5 and the number of compression stages of no more than three, but are not suitable for multi-stage high-pressure pulp and paper mills. **Result.** The results of a comparison of three methods of modeling the hydrodynamic characteristics (method of reduced characteristics, refined method of reduced characteristics, method of two-parameter approximation) of high-pressure pulp and paper mills are presented using the example of a pulp and paper mill with a pressure ratio of up to 2.0, intended for equipping a gas pumping unit as part of field booster compressor stations. An analysis and comparison of the obtained modeling results with actual data was carried out. **Conclusion.** When using the UMPH-2D modeling method, the smallest errors were obtained (no more than 2.0%), which, in turn, indicates its highest accuracy among the considered methods for recalculating the gas flow characteristics of high-pressure and multi-stage compressors.

Keywords: high-pressure centrifugal compressors, modeling of centrifugal compressors, reduced characteristics method, low-temperature separation units.

For citation: M.A. Vorontsov, V.Yu. Glazunov, A.S. Grachev, M.S. Mashtalir, S.A. Pospelov, A.V. Chernyshev. Analysis of methods for modeling operating modes of compressor equipment that ensures the operation of field low-temperature separation units. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences. 2023; 50(4):6-16. DOI:10.21822/2073-6185-2023-50-4-6-16

Введение. Газоперекачивающие агрегаты (далее – ГПА) и, соответственно, центробежные компрессоры (далее – ЦБК) в их составе являются основными потребителями топливно-энергетических ресурсов, необходимых для устойчивого функционирования систем подготовки газа к транспорту, основанных на принципе низкотемпературной сепарации (далее – НТС), поэтому повышению энергетической эффективности компрессорных станций (далее – КС) посвящено большое количество исследований. Рассматриваются варианты как повышения эффективности оборудования [1 – 4], так и усложнения технологических схем ГПА и систем компримирования: применение газотурбинных установок (далее – ГТУ) парогазового цикла [27] и ГТУ с промежуточным охлаждением в осевом компрессоре [5 – 7], применение распределенного компримирования на

газовых промыслах [8 – 10] и т.д. Наряду с поиском новых технико-технологических решений не теряет актуальность и задача повышения точности математических моделей ЦБК.

Актуальность обусловлена необходимостью повышения точности: решения расчетных задач на этапах проектирования и эксплуатации КС; результатов оценки потенциала повышения эффективности при внедрении новых технико-технологических решений с учетом тенденций развития компрессорного парка ПАО «Газпром».

Рабочие параметры и характеристики ЦБК во многом зависят от объекта его применения: КС магистральных газопроводов (далее – МГ), дожимная компрессорная станция (далее – ДКС), КС подземных хранилищ газа (далее – ПХГ) и т.п. [11].

В настоящее время в состав компрессорного парка ПАО «Газпром» входит широкий спектр ЦБК, различающихся по мощности, по производительности и т.п., и в частности, по отношению давлений (напорности) их можно подразделять на низконапорные и высоконапорные. В данной работе принято, что к высоконапорным относятся ЦБК с отношением давлений выше 1,5...1,7.

На сегодняшний день потребность в высоконапорных многоступенчатых ЦБК возрастает во всех технологических процессах газовой отрасли [11]. Многоступенчатые ЦБК с отношениями давлений до 2,7...5,0 нашли применение на: КС в составе газовых промыслов и ПХГ [12, 13], береговых КС в составе МГ с отношением давлений до 2,7...3,0 [14], заводах сжижения природного газа и на газоперерабатывающих заводах [15], КС специального назначения (выделение гелия, закачка в пласт, компримирования попутного нефтяного газа) [16].

Постановка задачи. Для решения ряда технико-технологических задач эксплуатации ГПА и ЦБК (расчета прогнозных режимов работы с определением их эффективности, оценки целесообразности применения модификаций компрессорного оборудования, определения области допустимых режимов работы, оценки технического состояния ЦБК, оценки производительности ГПА и т.п.), обеспечивающих работу установок НТС, осуществляется математическое моделирование режимов работы основного технологического оборудования.

Основой модели ЦБК является математическое описание его газодинамической характеристики (далее – ГДХ) и методика ее пересчета на другие условия работы (температура газа на входе ЦБК, частота вращения ротора ЦБК, состав газа) [17].

ГДХ представляют собой графические или аналитические зависимости, описывающие взаимосвязь основных рабочих параметров ЦБК: объемной производительности на входе в ЦБК ($Q_{вх}$, м³/мин), отношения давлений (ϵ), политропной и действительной удельных работ сжатия, политропного КПД ($\eta_{пол}$), потребляемой («внутренней») мощности и частоты вращения ротора ЦБК (n , об/мин).

Точность математической модели ГДХ определяет точность моделей ЦБК, ГПА и КС, а также влияет на корректность принимаемых решений (выбор модификаций компрессорных машин, срок их ввода в эксплуатацию, дальнейшую модернизацию) и на рекомендации по оптимизации работы оборудования.

Методы исследования. В настоящее время для построения ГДХ широко применяют упрощенные инженерные методы расчета, которые обеспечивают достаточную точность для ЦБК с $\epsilon < 1,5$ (т.е. низконапорных ЦБК) [17, 18].

При этом с увеличением ϵ ЦБК выявлены существенные расхождения между экспериментальными и расчетными данными, например для ЦБК с номинальным отношением давления 2,2 отклонение может достигать 20 % [17, 28].

Соответственно, учитывая увеличение доли высоконапорных ЦБК в парке компрессорного оборудования ПАО «Газпром», включая промышленные ДКС, целесообразно и совершенствование методов математического моделирования режимов работы ЦБК.

На практике уточнение математического описания ГДХ высоконапорных ЦБК в основном решается накоплением статистики для конкретно взятой КС и сравнения результатов фактических режимов с результатами, получаемыми по математической модели [19 – 22]. Для дальнейшего развития подходов математического моделирования актуально накопление фактических данных и

их обсуждение в профессиональной среде.

В данной статье рассматриваются результаты сравнения ГДХ ЦБК единичной мощностью 16,0 МВт с отношением давлений до 2,0, проточная часть которого состоит из четырех ступеней сжатия, полученных с помощью следующих способов моделирования:

- метод приведенных характеристик (далее – МПХ) [19, 23, 24],
- уточненный метод приведенных характеристик (далее – УМПХ) [17],
- метод двухмерной аппроксимации (далее – УМПХ-2D) [17].

При использовании МПХ и УМПХ для получения «поля» ГДХ используют аппроксимацию базовой ГДХ на номинальной частоте вращения в виде зависимостей отношения давлений и политропного КПД от объемного расхода газа на входе в ЦБК $\varepsilon = \varepsilon(Q_{\text{вх пр}})$, $\eta_{\text{пол}} = \eta_{\text{пол}}(Q_{\text{вх пр}})$, полученную экспериментально или рассчитанную производителем оборудования. Базовую ГДХ пересчитывают по формулам теории подобия для других частот вращения и/или условий эксплуатации, состава компримируемого газа.

При расчете по МПХ применяются упрощенные формулы пересчета, в которых учитывается только изменение частоты вращения и свойств рабочего тела.

При применении УМПХ в формулах пересчета также учитывается и влияние коэффициента изменения объема газа на входе и выходе ЦБК [12]. Отличием УМПХ-2D является то, что для получения «поля» ГДХ используются три базовые изодромы, определенные для трех частот вращения ротора ЦБК (минимальная, номинальная и средняя). Это необходимо для определения двухпараметрического полинома в виде зависимостей отношения давлений и политропного КПД от объемного расхода газа на входе в ЦБК и частоты вращения ротора $\varepsilon = \varepsilon(Q_{\text{вх пр}}, n)$, $\eta = \eta(Q_{\text{вх пр}}, n)$.

В общем случае вид базовой ГДХ может быть получен расчетным [17] и экспериментальным [25, 26] путем. Для данного исследования были получены экспериментальные данные в ходе проведения газодинамических испытаний ЦБК с отношением давлений до 2,0 на действующей ДКС. Для моделирования ГДХ методами МПХ и УМПХ в качестве базовой характеристики использовались изодромы при частоте вращений 4 770 об/мин. При реализации метода УМПХ-2D приняты три изодромы на частотах вращения 4 770 об/мин, 4 100 об/мин и 3 700 об/мин. Расчеты выполнялись с использованием Microsoft Excel (пересчет методами МПХ и УМПХ, построение графиков) и Mathcad (расчет коэффициентов для двухпараметрического полинома в методе УМПХ-2D).

Обсуждение результатов. Результаты расчетов представлены на рис. 1 – 8. Результаты сравнения основных параметров ГДХ ЦБК ($\eta_{\text{поли}}$, ε), представлены на рис. 1 и 2.

На рис. 3 – 6 представлено сравнение значений политропного КПД в рабочем диапазоне частоты вращения ротора.

На рис. 7 и 8 представлены максимальные погрешности расчета $\eta_{\text{поли}}$, ε для каждого из примененных методов пересчета характеристик. Значения погрешностей были получены при сравнении расчетных характеристик с экспериментальными данными при равных объемных расходах ЦБК в рабочем диапазоне ЦБК.

Из анализа данных рис. 1 – 8 следует, что максимальное отклонение расчетных значений от экспериментальных данных составляет:

- 1) для отношений давлений по МПХ – 5,02%, УМПХ – 1,13%, УМПХ-2D – 0,83%;
- 2) для политропного КПД по МПХ – 10,05%, УМПХ – 3,41%, УМПХ-2D – 1,87%.

Соответственно, погрешность оценки параметров ЦБК с отношением давлений до 2,0 при использовании МПХ значительно выше, чем при использовании УМПХ, а применение УМПХ-2D позволяет добиться наименьших отклонений результатов моделирования от фактических данных. Для МПХ характерно увеличение погрешности по мере удаления рассчитываемой характеристики от базовой (рис. 7 и 8). Также наблюдается увеличение погрешности с увеличением объемного расхода, более детальные исследования данного тренда будут произведены в последующих работах.

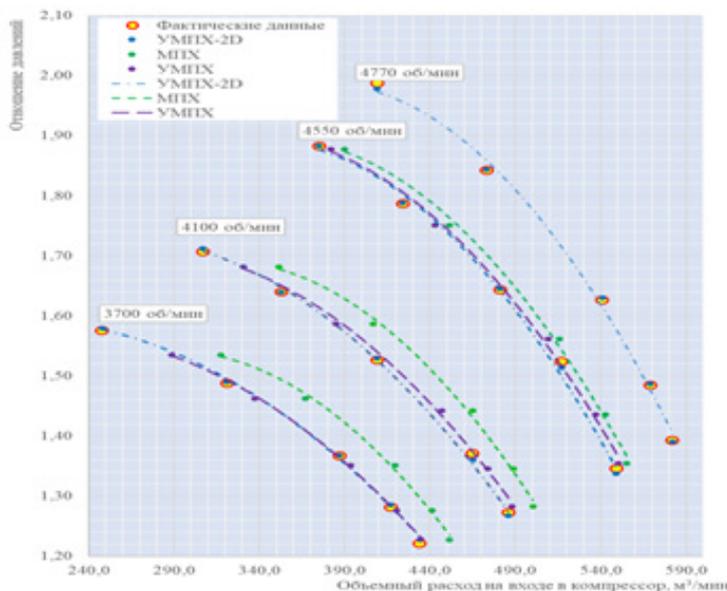


Рис. 1. Сравнение результата пересчета отношений давления по различным методикам и экспериментальных данных

Fig. 1. Comparison of the result of recalculation of pressure ratios using various methods and experimental data

Параметры приведения ГДХ: $R = 506,7 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, $T_{\text{вх}} = 276 \text{ К}$, $P_{\text{вх}} = 2,0 \text{ МПа}$; МПХ – метод приведенных характеристик, УМПХ – уточненный метод приведенных характеристик, УМПХ-2D – метод двухмерной аппроксимации

GDC reduction parameters: $R = 506.7 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, $T_{\text{in}} = 276 \text{ K}$, $P_{\text{in}} = 2.0 \text{ MPa}$; MPH – method of reduced characteristics, UMPH – refined method of reduced characteristics, UMPH-2D – two-dimensional approximation method

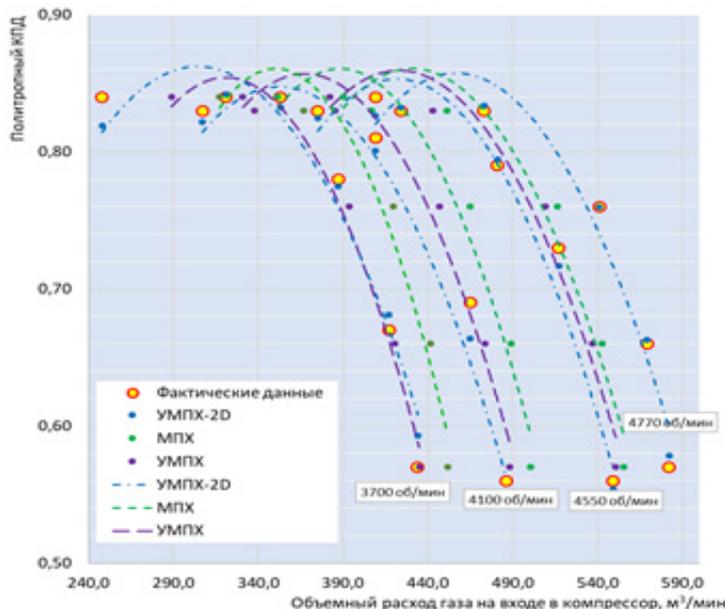


Рис. 2. Сравнение результата пересчета КПД политропного по различным методикам и экспериментальных данных

Fig. 2. Comparison of the result of recalculation of polytropic efficiency using various methods and experimental data

Параметры приведения ГДХ: $R = 506,7 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, $T_{\text{вх}} = 276 \text{ К}$, $P_{\text{вх}} = 2,0 \text{ МПа}$; МПХ – метод приведенных характеристик, УМПХ – уточненный метод приведенных характеристик, УМПХ-2D – метод двухмерной аппроксимации

GDC reduction parameters: $R = 506.7 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, $T_{\text{in}} = 276 \text{ K}$, $P_{\text{in}} = 2.0 \text{ MPa}$; MPH – method of reduced characteristics, UMPH – refined method of reduced characteristics, UMPH-2D – two-dimensional approximation method

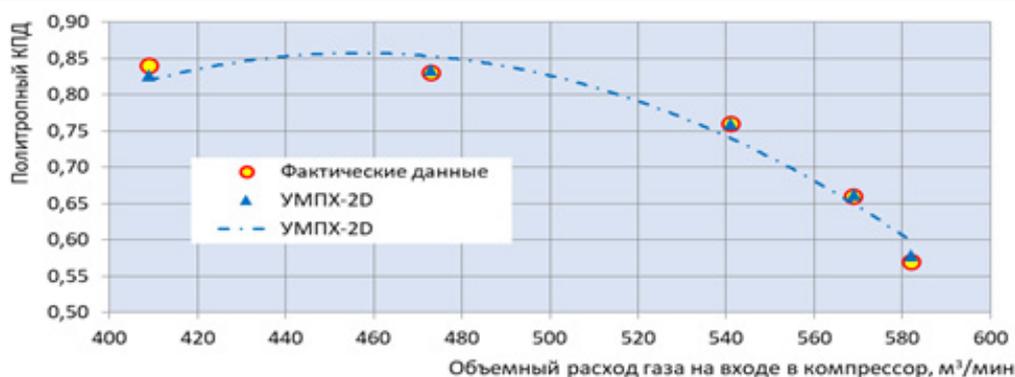


Рис. 3. Политропный КПД при частоте вращения 4 770 об/мин по результатам испытаний и пересчета различными методами

УМПХ-2D – метод двухмерной аппроксимации

Fig. 3. Polytropic efficiency at 4,770 rpm based on test results and recalculation using various methods

UMPH-2D – two-dimensional approximation method

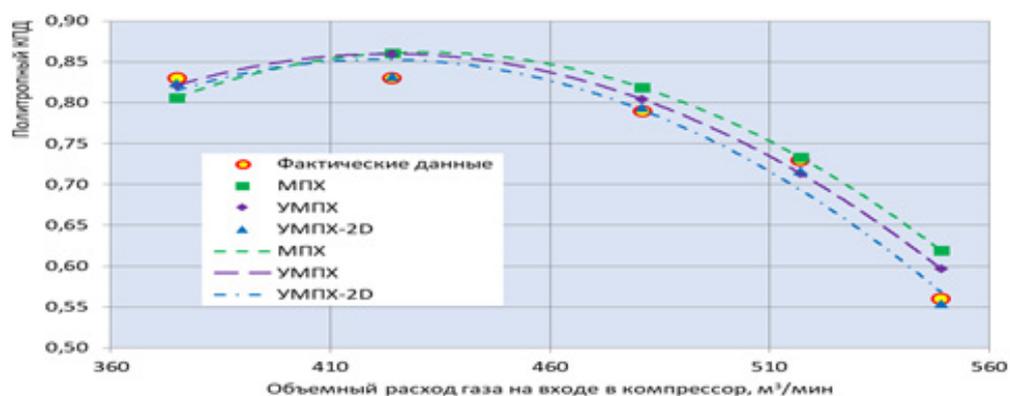


Рис. 4. Политропный КПД при частоте вращения 4 550 об/мин по результатам испытаний и пересчета различными методами

МПХ – метод приведенных характеристик, УМПХ – уточненный метод приведенных характеристик, УМПХ-2D – метод двухмерной аппроксимации

Fig. 4. Polytropic efficiency at a rotation speed of 4,550 rpm based on test results and recalculation using various methods

MPH – method of reduced characteristics, UMPH – refined method of reduced characteristics, UMPH-2D – two-dimensional approximation method

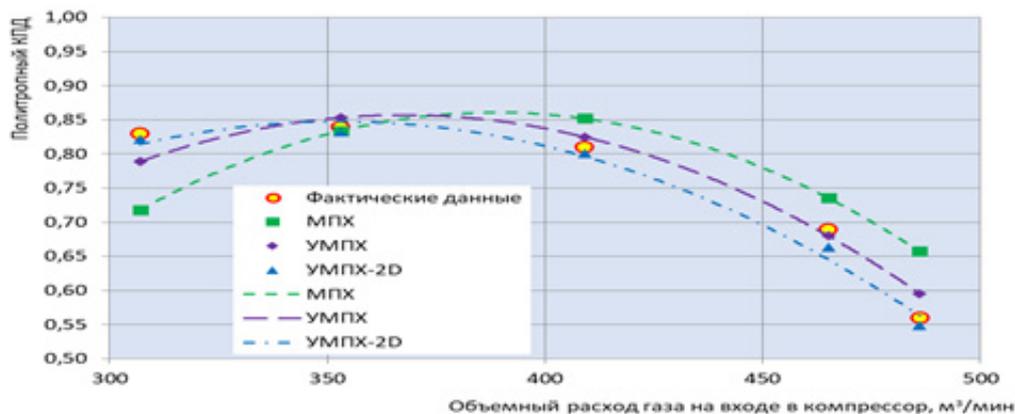


Рис. 5. Политропный КПД при частоте вращения 4 100 об/мин по результатам испытаний и пересчета различными методами

МПХ – метод приведенных характеристик, УМПХ – уточненный метод приведенных характеристик, УМПХ-2D – метод двухмерной аппроксимации

Fig. 5. Polytropic efficiency at a rotation speed of 4,100 rpm based on test results and recalculation using various methods

MPH – method of reduced characteristics, UMPH – refined method of reduced characteristics, UMPH-2D – two-dimensional approximation method

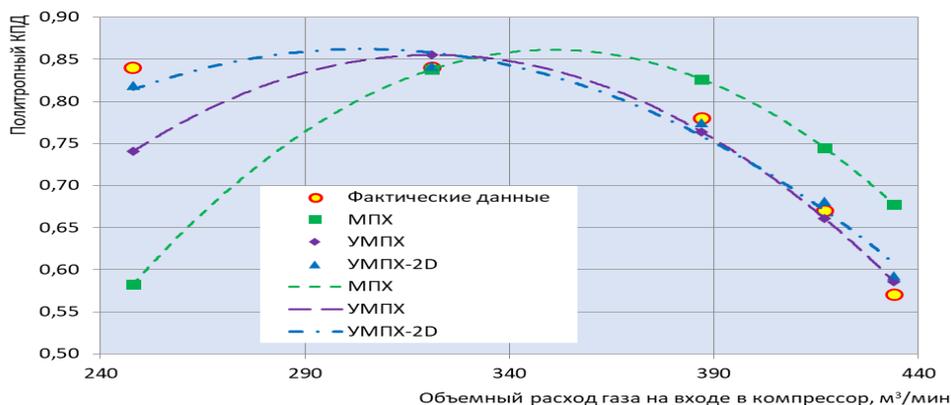


Рис. 6. Политропный КПД при частоте вращения 3700 об/мин по результатам испытаний и пересчета различными методами МПХ – метод приведенных характеристик, УМПХ – уточненный метод приведенных характеристик, УМПХ-2D – метод двухмерной аппроксимации
Fig. 6. Polytropic efficiency at 3700 rpm based on test results and recalculation using various methods МРН – method of reduced characteristics, УМРН – refined method of reduced characteristics, УМРН-2D – two-dimensional approximation method

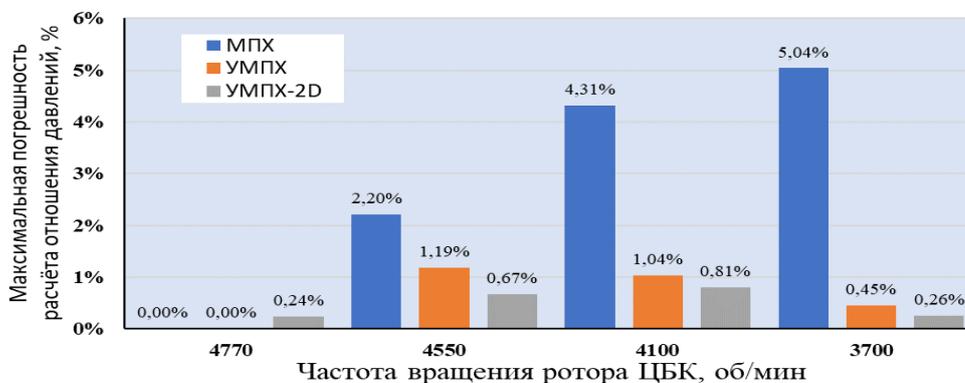


Рис. 7. Сравнение точности определения отношения давления для рассмотренных способов моделирования ГДХ

МПХ – метод приведенных характеристик, УМПХ – уточненный метод приведенных характеристик, УМПХ-2D – метод двухмерной аппроксимации
Fig. 7. Comparison of the accuracy of determining the pressure ratio for the considered methods GDH modeling МРН – method of reduced characteristics, УМРН – refined method of reduced characteristics, УМРН-2D – two-dimensional approximation method

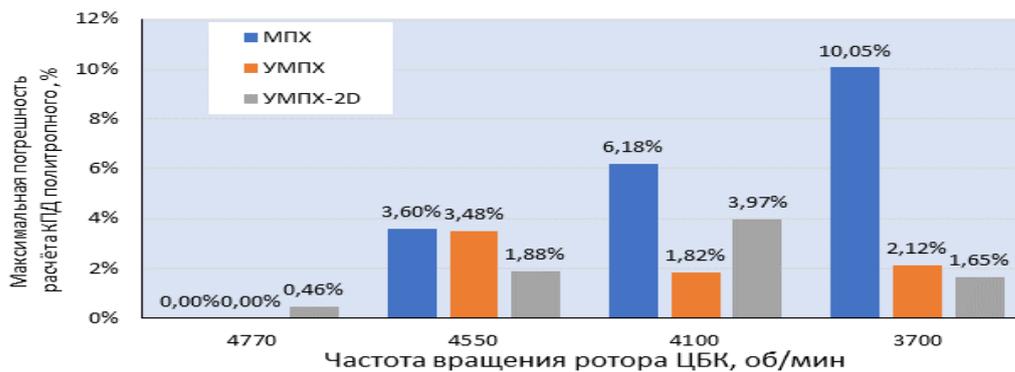


Рис. 8. Сравнение точности определения политропного КПД для рассмотренных способов моделирования ГДХ МПХ – метод приведенных характеристик, УМПХ – уточненный метод приведенных характеристик, УМПХ-2D – метод двухмерной аппроксимации
Fig. 8. Comparison of the accuracy of determining polytropic efficiency for the considered methods GDH modeling МРН – method of reduced characteristics, УМРН – refined method of reduced characteristics, УМРН-2D – two-dimensional approximation method

Вывод. Точность моделирования ГДХ ЦБК в составе промышленных ДКС, обеспечивающих работу установок НТС, определяет точность оценки энергопотребления и технического состояния ГПА, а также расчетов перспективных режимов работы газоперекачивающего оборудования, которые выполняются с целью определения возможности реализации плановых производственных показателей (объемов добычи газа, проектных условий установок НТС для обеспечения требуемого уровня температуры сепарации газа и т.п.), потребности и сроков модернизации оборудования или реконструкции станции.

По результату сравнения трех методов математического моделирования ГДХ ЦБК: МПХ, УМПХ и УМПХ-2D – сделаны выводы что при применении метода моделирования УМПХ-2D получены наименьшие погрешности (не более 2,0 %.), что, в свою очередь, свидетельствует о его наибольшей точности среди рассмотренных методов пересчета ГДХ высоконапорных и многоступенчатых компрессоров. Данный метод учитывает изменения коэффициента изменения удельного объема и политропного КПД с изменением условий работы ЦБК. Для использования этого метода потребуется большее количество исходных данных по сравнению с существующими методами – необходимо не менее трех экспериментальных изодром.

Рекомендуется использовать метод пересчета УМПХ-2D для построения расчетных моделей ГДХ при выполнении расчетов прогнозных режимов работы существующих ДКС, обеспечивающих работу установок НТС – это позволит более точно прогнозировать энергетические затраты на работу КС, применять модель в процессе оценки технического состояния во всем рабочем диапазоне ЦБК и оценивать сроки модернизации и реконструкции КС.

Библиографический список:

1. Hitoshi Shinohara, Hirokazu Kawashima, Masayuki Soneda. Технологии для надежной эксплуатации и обслуживания оборудования // Труды юбилейного 20-го ежегодного международного симпозиума «Компрессоры и компрессорное оборудование» им. К.П. Селезнёва (прежнее название «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования»), 2018. – С. 43-49.
2. Никитин В.Т., Доценко В.А., Петухов А.А., Полозов В.Н., Кувытченко Б.Г., В.А. Шигин Установка подачи раствора УПР-ТПГ для промывки центробежного нагнетателя. Журнал «Газовая промышленность». 2017, № 9, С. 32-33.
3. Борисов Ю.А., Калашников Д.А., Чернышев А.В. Профилирование рабочего колеса центробежного компрессора в меридиональной плоскости на основе расчета траекторий движения газа в силовом поле // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2022, № 7 (748), С. 82-89.
4. Борисов Ю.А., Калашников Д.А., Чернышев А.В. Профилирование в радиальной плоскости рабочего колеса центробежного компрессора по закону линейного изменения газодинамических параметров по длине проточной части // Компрессорная техника и пневматика. 2022, № 3, С. 12-18
5. Попова Т.В., Воронцов М.А. Перспективы использования систем охлаждения циклового воздуха газотурбинных установок на базе абсорбционных холодильных машин в составе компрессорных станций // Труды Российского государственного университета нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина, № 3. – М.: Изд. центр РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина, 2019. – С. 139-150.
6. Попова Т. В. Перспективы и проблемы применения систем охлаждения циклового воздуха ГТУ на базе АБХМ для повышения эффективности эксплуатации компрессорных станций // Нефть и газ - 2019 Тезисы докладов. - М.: РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина, 2019. С. 208-209.
7. Игнатова Т.В., Житомирский Б.Л., Воронцов М.А. Использование кожухотрубных теплообменных аппаратов для повышения эффективности газотурбинных установок // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса - 2022. - № 3(129). - С. 45-50.
8. Improved Production in Low-Pressure Gas Wells by Installing Wellsite Compressors. Авторы: Navneet Behl (EOG Resources Inc.) Keith Edward Kiser (Schlumberger) Jeff Ryan (Schlumberger). Доклад на конференции «SPE Gas Technology Symposium», 15-17 мая 2006, г. Калгари, Альберта, Канада.
9. Применение мобильных компрессорных установок на завершающей стадии разработки газовых залежей. Минликаев В.З., Дикамов Д.В., Арно О.Б., Меркулов А.В., Кирсанов С.А., Красовский А.В., Свентский С.Ю., Кононов А.В. / Газовая промышленность № 1, 2015, стр. 15-17. № 1 (717) Год: 2015 Страницы: 15-17.
10. Перспективы применения распределенного компримирования в промышленных системах добычи газа. Воронцов М.А., Ротов А.А., Марущенко И.В., Лаптев Е.М. Вести газовой науки №4 (20) / 2014.
11. Кантюков Р.А. Компрессоры в технологических процессах: газораспределительные, компрессорные станции магистральных газопроводов и автомобильные газонаполнительные компрессорные станции

- / Р.А. Кантюков, Р.Р. Кантюков, М.Б. Хадиев, И.В. Хамидуллин, В.А. Максимов: Казан. нац. исслед. технол. ун-т. Казань, 2014 – 645 с.
12. Барцев И.В., Сеницын Н.С. Компрессорное оборудование для довыработки месторождений природного газа // Труды десятого Международного Симпозиума «Потребителей-производителей компрессоров и компрессорного оборудования — 2004», С.-Пб, СПбГПУ, 2003, С.16-18.
 13. Новые технические решения при создании КС «Шагырлы-Шомышты» в Казахстане / Н.К. Аманжаров, В.С. Королев, В. Кравец, В.П. Парафейник, А.В. Смирнов, В.М. Татаринов // Газотурбинные технологии – 2008. – №5 – С. 16-22.
 14. Фик А.С., Буныкин А.В. Моделирование активной газопроводной сети в гидравлическом приближении на примере КС «Береговая» газопровода «Россия-Турция» // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Серия: Технические науки. 2007. №1.
 15. Юн В.К. Центробежный компрессор смешанного хладагента для предприятий сжижения природного газа // Химическая техника. 2017. №9. С. 21–26.
 16. ТехноЧаянда: эффективная технология на уникальном месторождении [Электронный ресурс]. – URL: <https://neftegaz.ru/science/booty/693914-tekhnochayanda-effektivnaya-tekhnologiya-na-unikalnom-mestorozhdenii/> (дата обращения 07.11.2023).
 17. Воронцов М.А., Глазунов В.Ю., Лопатин А.С. Математическое моделирование режимов работы высоконапорного многоступенчатого центробежного компрессора // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. 2016. № 1. С. 25-30.
 18. Воронцов М.А., Грачев А.С. О турбомашин и компрессорах на газовом промысле // Магистральные и промысловые трубопроводы: проектирование, строительство, эксплуатация, ремонт: Научно-технический сборник. Том 2. – Москва: Российский государственный университет нефти и газа (национальный исследовательский университет) имени И.М. Губкина, 2017. – С. 43-49.
 19. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. – М.: Машиностроение, 1964. 336 с.
 20. Расчетный анализ возможных рабочих режимов двухсекционного центробежного компрессора для компрессорной станции попутного нефтяного газа / А.Д. Ваняшов, А.В. Жерелевич, Е.М. Васенко // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производств: Материалы 8-й международной научно-технической конференции. – Омск: ОМГТУ, 2018. – С.149-150.
 21. Глазунов В.Ю., Хафизов А.Р., Давлетов К.М. Корректировка характеристик газоперекачивающих агрегатов (ГПА) дожимных компрессорных станций (ДКС) в процессе эксплуатации // Электронный научный журнал Нефтегазовое дело. 2013. № 6. С. 210-227.
 22. Мониторинг энергоэффективности компримирования газа ДКС на основе фактических характеристик центробежных многоступенчатых компрессоров / Кильдияров С.С., Глазунов В.Ю., Меньшиков С.Н., Полозов В.Н. // Газовая промышленность. 2015. № 2 (718). С. 50-54.
 23. Дэн Г.Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров: Термогазодинамические расчеты. – Л.: Машиностроение, 1980. 232 с.
 24. Методы представления газодинамических характеристик центробежных компрессоров природного газа / Барцев И.В., Сальников С.Ю., Сеницын Н.С. // Сб. Трудов ВНИИГАЗа. Проблемы развития, реконструкции и эксплуатации газотранспортных систем. М., 2003 – С.314–322.
 25. Патент N 2716767 С1 Российская Федерация, МПК G01M 15/00 (2006/01). Испытательный стенд лопаточных компрессоров и способ газодинамических испытаний лопаточных компрессоров : N 2019129641 : заявл. 20.09.2019 : опубликовано 17.03.2020 / Косой А.А., Синкевич М.В., Калашников Д.А., Борисов Ю.А.; заявитель ОИВТ РАН. – 11 с. : ил. — Текст : непосредственный.
 26. Галеркин Ю.Б., Рекстин Ф.С. Методы исследования центробежных компрессорных машин, М.: Машиностроение, 1969. - 304 с.
 27. Зюзьков В.В. Методы повышения энергоэффективности компрессорных станций при реконструкции магистральных газопроводов: Дис. на соискание учёной степени канд. техн. наук с. 05.02.13; Москва, 2011
 28. Воронцов М.А. Энергоэффективность компримирования природного газа на промысле при неравномерности показателей эксплуатации основного газоперекачивающего оборудования: Дис. на соискание учёной степени канд. техн. наук с. 05.02.13; Москва, 2013

References

1. Hitoshi Shinohara, Hirokazu Kawashima, Masayuki Soneda. Technologies for reliable operation and maintenance of equipment. Proceedings of the anniversary 20th annual international symposium “Compressors and compressor equipment” named after. K.P. Selezneva (formerly “Consumers-producers of compressors and compressor equipment”) 2018; 43-49 (In Russ)
2. Nikitin V.T., Dotsenko V.A., Petukhov A.A., Polozov V.N., Kuvytchenko B.G., V.A. Shigin Installation of UPR-TPG solution supply for washing the centrifugal blower. *Gas Industry*. 2017; 9: 32-33. (In Russ)
3. Borisov Yu.A., Kalashnikov D.A., Chernyshev A.V. Profiling the impeller of a centrifugal compressor in the meridional plane based on the calculation of gas trajectories in a force field. News of higher educational

- institutions. *Mechanical engineering*. 2022; 7 (748): 82-89. (In Russ)
4. Borisov Yu.A., Kalashnikov D.A., Chernyshev A.V. Profiling in the radial plane of the impeller of a centrifugal compressor according to the law of linear change in gas-dynamic parameters along the length of the flow part. *Compressor technology and pneumatics*. 2022; 3: 12-18. (In Russ)
 5. Popova T.V., Vorontsov M.A. Prospects for the use of cyclic air cooling systems for gas turbine units based on absorption refrigeration machines as part of compressor stations. Proceedings of the Russian State University of Oil and Gas (NRU) named after I.M. Gubkina, No. 3. – M.: Publishing house. Center of the Russian State University of Oil and Gas (NRU) named after I.M. Gubkina, 2019; 139-150. (In Russ)
 6. Popova T.V. Prospects and problems of using cooling systems for cyclic air of gas turbine plants based on ABCM to increase the operating efficiency of compressor stations. Oil and Gas - 2019 Abstracts of reports. - M.: Russian State University of Oil and Gas (NRU) named after I.M. Gubkina, 2019; 208-209. (In Russ)
 7. Ignatova T.V., Zhitomirsky B.L., Vorontsov M.A. The use of shell-and-tube heat exchangers to increase the efficiency of gas turbine units. *Equipment and technologies for the oil and gas complex* 2022; 3(129): 45-50. (In Russ)
 8. Improved Production in Low-Pressure Gas Wells by Installing Wellsite Compressors. By: Navneet Behl (EOG Resources Inc.) Keith Edward Kiser (Schlumberger) Jeff Ryan (Schlumberger). Report at the conference “SPE Gas Technology Symposium”, May 15-17, 2006, Calgary, Alberta, Canada.
 9. The use of mobile compressor units at the final stage of development of gas deposits. Minlikaev V.Z., Dikamov D.V., Arno O.B., Merkulov A.V., Kirsanov S.A., Krasovsky A.V., Svetsky S.Yu., Kononov A.V. *Gas industry* 2015; 1 (717): 15-17: 15-17. (In Russ)
 10. Prospects for the use of distributed compression in field gas production systems. Vorontsov M.A., Ph.D. Rotov A.A., Marushchenko I.V., Laptev E.M. *News of Gas Science* 2014; 4 (20). (In Russ)
 11. Kantyukov R.A. Compressors in technological processes: gas distribution, compressor stations of main gas pipelines and automobile gas-filling compressor stations. R.A. Kantyukov, R.R. Kantyukov, M.B. Khadiev, I.V. Khamidullin, V.A. Maksimov: Kazan. National Research Technol. univ. Kazan, 2014; 645. (In Russ)
 12. Bartsev I.V., Sinitsyn N.S. Compressor equipment for additional development of natural gas fields. Proceedings of the Tenth International Symposium “Consumers-manufacturers of compressors and compressor equipment. 2004”, St. Petersburg, St. Petersburg State Polytechnic University, 2003; 16-18. (In Russ)
 13. New technical solutions when creating the Shagyrlly-Shomyshy compressor station in Kazakhstan / N.K. Amanzharov, V.S. Korolev, V. Kravets, V.P. Parafeinik, A.V. Smirnov, V.M. Tatarinov. *Gas turbine technologies*. 2008; 5 :16-22. (In Russ)
 14. Fik A.S., Bunyakin A.V. Modeling of an active gas pipeline network in a hydraulic approximation using the example of the Beregovaya CS of the Russia-Turkey gas pipeline. *News of universities. North Caucasus region. Series: Technical Sciences*. 2007; 1. (In Russ)
 15. Yun V.K. Centrifugal mixed refrigerant compressor for natural gas liquefaction enterprises. *Chemical engineering*. 2017; 9: 21–26. (In Russ)
 16. TechnoChayanda: effective technology at a unique deposit [Electronic resource]. – URL: <https://neftegaz.ru/science/booty/693914-tekhnochayanda-effektivnaya-tekhnologiya-na-unikalnom-mestorozhdenii/> (date accessed 11/07/2023). (In Russ)
 17. Vorontsov M.A., Glazunov V.Yu., Lopatin A.S. Mathematical modeling of operating modes of a high-pressure multi-stage centrifugal compressor. *Transport and storage of petroleum products and hydrocarbon raw materials*. 2016; 1: 25-30. (In Russ)
 18. Vorontsov M.A., Grachev A.S. About turbomachines and compressors in the gas field. Main and field pipelines: design, construction, operation, repair: *Scientific and technical collection*. Moscow: Russian State University of Oil and Gas (National Research University) named after I.M. Gubkina, 2017; 2: 43-49. (In Russ)
 19. Rees V.F. Centrifugal compressor machines. M.: *Mashinostroenie*, 1964; 336. (In Russ)
 20. Calculation analysis of possible operating modes of a two-section centrifugal compressor for an associated petroleum gas compressor station. A.D. Vanyashov, A.V. Zherelevich, E.M. Vasenko. Equipment and technology of petrochemical and oil and gas production: Materials of the 8th international scientific and technical conference. Omsk: OMTU, 2018; 149-150. (In Russ)
 21. Glazunov V.Yu., Khafizov A.R., Davletov K.M. Adjustment of characteristics of gas pumping units (GPA) of booster compressor stations (BCS) during operation. *Electronic scientific journal Oil and Gas Business*. 2013; 6:210-227. (In Russ)
 22. Monitoring the energy efficiency of gas compression of booster compressor stations based on the actual characteristics of centrifugal multistage compressors. Kildiyarov S.S., Glazunov V.Yu., Menshikov S.N., Polozov V.N. *Gas industry*. 2015; 2 (718): 50-54. (In Russ)
 23. Dan G.N. Design of the flow path of centrifugal compressors: Thermogasdynamic calculations. L.: *Mechanical Engineering*, 1980; 232. (In Russ)
 24. Methods for presenting gas-dynamic characteristics of centrifugal natural gas compressors. Bartsev I.V.,

- Salnikov S.Yu., Sinitsyn N.S. Sat. Proceedings of VNIIGAZ. Problems of development, reconstruction and operation of gas transmission systems. M., 2003; 314–322. (In Russ)
25. Patent N 2716767 C1 Russian Federation, IPC G01M 15/00 (2006/01). Test bench for bladed compressors and method of gas-dynamic testing of bladed compressors: N 2019129641: application. 09/20/2019: published 03/17/2020 / Kosoy A.A., Sinkevich M.V., Kalashnikov D.A., Borisov Yu.A.; applicant JIHT RAS. – 11. : ill. Text: direct. (In Russ)
26. Galerkin Yu.B., Rekstin F.S. Methods for studying centrifugal compressor machines, M.: *Mashinostroenie*, 1969; 304. (In Russ)
27. Zyuzkov V.V. Methods for increasing the energy efficiency of compressor stations during the reconstruction of main gas pipelines: Dis. for the academic degree of Candidate of Sciences. tech. sciences p. 02/05/13; Moscow, 2011 (In Russ)
28. Vorontsov M.A. Energy efficiency of natural gas compression in the field with uneven operating indicators of the main gas pumping equipment: Dis. for competition for the academic degree of Candidate of Sciences. tech. sciences. p. 02/05/13; Moscow 2013.(In Russ)

Сведения об авторах:

Воронцов Михаил Александрович, кандидат технических наук, начальник лаборатории промышленных компрессорных и турбохолодильных систем ООО «Газпром ВНИИГАЗ», доцент кафедры «Вакуумная и компрессорная техника» МГТУ им. Н.Э. Баумана, доцент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» ИТМО; m_vorontsov@list.ru

Глазунов Валерий Юрьевич, начальник службы мониторинга технологических процессов добычи, сбора и подготовки газа инженерно-технического центра; vglazunov@mail.ru

Грачев Анатолий Сергеевич, научный сотрудник лаборатории промышленных компрессорных и турбохолодильных систем ООО «Газпром ВНИИГАЗ», аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» университета ИТМО; grachev.anatoliy@yandex.ru

Машталир Мария Сергеевна, ведущий инженер группы по энергосбережению и энергоэффективности отдела технического развития управления перспективного развития; mashtalir.m@mail.ru

Поспелов Сергей Александрович, ведущий инженер испытательной лаборатории службы диагностики инженерно-технического центра; pospelov_s91@mail.ru

Чернышев Андрей Владимирович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Вакуумная и компрессорная техника»; chernyshev@bmstu.ru

Information about authors:

Mikhail A. Vorontsov, Cand. Sci. (Eng.), Head of the Laboratory of Field Compressor and Turbo-Refrigeration Systems of Gazprom VNIIGAZ LLC, Assoc. Prof. of the Department of Vacuum and Compressor Engineering, MSTU. N.E. Bauman, Assoc. Prof., Educational Center “Energy Efficient Engineering Systems” of ITMO University; m_vorontsov@list.ru

Valery Yu. Glazunov, Head of the monitoring service for technological processes of gas production, collection and preparation of the engineering and technical center; vglazunov@mail.ru

Anatoly S. Grachev, researcher at the laboratory of field compressor and turbo-refrigeration systems of Gazprom VNIIGAZ LLC, graduate student at the educational center “Energy Efficient Engineering Systems” of ITMO University; grachev.anatoliy@yandex.ru

Maria S. Mashtalir, Leading engineer of the group for energy saving and energy efficiency of the technical development department of the long-term development department; mashtalir.m@mail.ru

Sergey A. Pospelov, Leading engineer of the testing laboratory of the diagnostic service of the engineering and technical center; pospelov_s91@mail.ru

Andrey V. Chernyshev, Dr. Sci. (Eng.), Prof., Head of the Department of Vacuum and Compressor Engineering; chernyshev@bmstu.ru

Конфликт интересов/Conflict of interest.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов/The authors declare no conflict of interest.

Поступила в редакцию/Received 19.09.2023.

Одобрена после рецензирования/ Revised 01.11.2023.

Принята в печать/Accepted for publication 01.11.2023.