

УДК 621.592

Прогноз параметров экспериментальной ступени компрессора с линейным приводом и переменным диаметром цилиндра при работе в составе систем электрохимической регенерации воздуха

Д-р. техн. наук **И. К. ПРИЛУЦКИЙ**¹, канд. техн. наук **А. В. КАЗИМИРОВ**,
канд. техн. наук **Ю. И. МОЛОДОВА**, канд. техн. наук **Ю. В. ТАТАРЕНКО**

Военно-космическая академия имени А. Ф. Можайского

¹E-mail: 5592085@mail.ru

В работе рассматриваются вопросы совершенствования методов расчета и конструкций компрессоров с линейным приводом, работающих на газовых смесях. Приводятся результаты численного анализа работы ступени поршневого компрессора с линейным приводом при переменном диаметре цилиндра в диапазоне от 90 до 200 мм. Исследование проведено на базе различных модификаций апробированной программы «КОМДЕТ-ВКА». При численном анализе в качестве рабочего вещества принята водородсодержащая смесь. Доказано повышение изотермного индикаторного и механического КПД компрессора соответственно на 2 и 4% по мере увеличения диаметра цилиндра ступени в заданном диапазоне.

Ключевые слова: поршневой компрессор, моделирование, линейный привод, поршень, сжимаемый газ.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 18.10.2021, принята к печати 11.11.2021

DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-4-18-29

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Прилуцкий И. К., Казимиров А. В., Молодова Ю. И., Татаренко Ю. В. Прогноз параметров экспериментальной ступени компрессора с линейным приводом и переменным диаметром цилиндра при работе в составе систем электрохимической регенерации воздуха // Вестник Международной академии холода. 2021. № 4. С. 18–29. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-4-18-29

Prediction of the parameters for the experimental stage of the compressor with a linear drive and a variable cylinder diameter when operating as a part of electrochemical air regeneration systems

D. Sc. **I. K. PRILUTSKIY**¹, Ph. D. **A. V. KAZIMIROV**, Ph. D. **Iu. I. MOLODOVA**, Ph. D. **Iu. V. TATARENKO**

A. F. Mozhaysky Military-Space Academy

¹E-mail: 5592085@mail.ru

The paper discusses the issues of improving the calculation methods and designs of linear-driven compressors operating on gas mixtures. The results of numerical analysis of the operation of a linear-driven piston compressor stage with a variable cylinder diameter in the range of from 90 to 200 mm are presented. The study was carried out on the basis of various modifications of the approved KOMDET-VKA software. In numerical analysis, a hydrogen-containing mixture was adopted as the working substance. It is proved that the isothermal indicator and mechanical efficiency of the compressor are increased by 2 and 4%, respectively, as the cylinder diameter of the stage increases in a given range.

Keywords: reciprocating compressor, simulation, linear drive, piston, compressible gas.

Article info:

Received 18/10/2021, accepted 11/11/2021

DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-4-18-29

Article in Russian

For citation:

Prilutskiy I. K., Kazimirov A. V., Molodova Iu. I., Tatarenko Iu. V. Prediction of the parameters for the experimental stage of the compressor with a linear drive and a variable cylinder diameter when operating as a part of electrochemical air regeneration systems. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No 4. p. 18–29. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-4-18-29

Введение

Информационные технологии в конце XX века получили стремительное развитие, что оказало существенное влияние на область математического моделирования. Математическое моделирование основано на описании протекающих физических процессов, опирающихся на уравнения термодинамики, теплообмена, механики и газовой динамики и свойствах реальных рабочих веществ [1, 2].

Физический эксперимент неоспоримо имеет положительные моменты по сравнению с математическим моделированием, но с другой стороны — материально и трудозатратен. Поэтому на помощь приходит математическое моделирование. Оно позволяет осуществить альтернативный поиск наилучшего варианта объекта исследования с целью реализации в дальнейшем, близкого к оптимальному, варианта при физическом эксперименте.

Поршневые компрессоры являются основными в системе газоснабжения объектов военной техники [3]. Они входят в состав компрессорных станций, на выходе которых сжатый газ должен иметь давление 40 МПа. Для достижения такого уровня давления используются многоступенчатые поршневые компрессоры, обладающие рядом недостатков [3], в частности:

- износ деталей в парах трения;
- не отвечающие современным требованиям вибро-шумовые характеристики;
- повышенные удельные массо-габаритные показатели.

Данное обстоятельство предопределило появление на ряде зарубежных и отечественных фирм разработок альтернативных конструкций поршневых компрессоров с линейным приводом [4]–[10]. По существу — это возврат к ранее существовавшему подходу при проектировании *горизонтальных одно- или двухрядных* компрессоров высокого давления с кривошипно-шатунным механизмом движения, низкой частотой вращения вала ($n=125$ ц/мин) и числом ступеней сжатия в каждом из рядов $Z_{ст} > 1$.

Отличительной особенностью компрессоров с линейным приводом является отсутствие значимых усилий в паре трения «поршень-цилиндр» направленных по нормали к боковой поверхности цилиндра и ограничение средней скорости поршня ($c_n \leq 1$ м/с), что позволяет прогнозировать улучшение не только вибро-шумовых характеристик, но и показателей эффективности и надежности компрессоров нового типа с повышенным отношением давлений в каждой из ступеней.

Ученые Оксфордского университета в 1988 г. предложили конструкцию компрессора, назвав его «интегральным», имеющим в едином блоке подвижный цилиндр и неподвижный поршень. В работе [4] указывается, что данная конструкция «линейного» компрессора проста в сборке и более надежна.

В числе заинтересовавшихся указанной тематикой была фирма LG Electronics, которая после проведенных исследований реализовала вариант линейного компрессора (ЛК) для работы в составе холодильной машины домашнего холодильника. В публикации [8] представители фирмы LG Electronics X. Лии, Дж. Сонг, Й. Парк

и др. обозначили вариант линейного компрессора с системой смазки и средств для уменьшения вибраций и шума. Авторы работ [9, 10] К. Лианг, М. Дэдд и П. Бэйли пришли к выводу, что по сравнению с обычными компрессорами линейные имеют большие перспективы при изучении особенностей рабочих процессов и их взаимосвязи с интегральными параметрами объекта исследования, например, при анализе влияния зазоров в уплотнительных узла или в закрытых клапанах при работе на газах (азот, метан, водород, гелий) и газовых смесях произвольного состава.

В конце 2009 г. зарубежная фирма через посредника обратилась в фирму ООО НТК «Криогенная техника» г. Омск с предложением провести оценочные испытания макета компрессора с линейным приводом (ЛП) со снятием вибро-шумовых характеристик. Работа проводилась под эгидой ЦКБ МТ «Рубин» с участием представителя СКТБЭ г. Москва. Полученные результаты позволили установить, что при прочих одинаковых условиях вибро-шумовые характеристики компрессоров с линейным приводом существенно улучшаются, по сравнению с кривошипно-шатунным механизмом движения. Характеризуя конструкцию объекта исследования LV 3305, авторы [11] отмечают характерную особенность — при конечном давлении $p_{нт} = 8$ МПа компрессор выполнен в 3-х рядном исполнении и каждый из рядов укомплектован индивидуальным приводом для осуществления линейного перемещения поршня. Такое схемное исполнение не лишено недостатков, главными из которых являются существенное удорожание объекта и повышенные газодинамические потери в межступенчатых коммуникациях. Заявление авторов [11], что в РФ разработки компрессоров с линейным приводом не проводилось — вызывает удивление поскольку работа их коллеги [12] и приведенный ниже краткий обзор литературы по данной тематике говорит об обратном.

В отечественной науке и практике к концу 2017 г. наиболее значимые конечные результаты, связанные с разработкой метода расчета и совершенствованием конструкций компрессоров с линейным приводом, были достигнуты в ООО НТК «Криогенная техника» [13, 14]. Отметим основные из них:

1. Разработанная методика расчета ступени поршневого компрессора (ПК) с линейным приводом реализована в программном пакете PASCAL и апробирована в широком диапазоне геометрических и режимных параметров: $D_n = 0,02 \dots 0,15$ м; $S_n = 0,1 \dots 1,0$ м; $p_{вс} = 0,1$ МПа; давление нагнетания одноступенчатого компрессора $p_{нт} \leq (2,0 \dots 3,0)$ МПа, что соответствует отношениям давлений в ступенях $3 \leq \Pi_{ст} \leq 20$; температуры всасываемого газа и охлаждающей воды приняты одинаковыми и равными 291 К; частота рабочих циклов $n = 30\text{--}600$ ц/мин при поддержании средней скорости поршня в диапазоне $c_n \leq (0,3 \dots 1,0)$ м/с; рабочие вещества — газы и газовые смеси произвольного состава.

2. Новизна методики определена вводом в математический аппарат математической модели уравнений, позволяющих анализировать работу малорасходных ступеней компрессора с произвольным, наперед заданным законом перемещения поршня в течение отдельного цикла, частным случаем которого является кинематика

перемещения поршня в машинах с аксиальным механизмом $S_\varphi = r \cdot (1 - \cos \varphi)$.

3. По результатам численного и натурного эксперимента доказана принципиальная возможность сжатия газа в ступени ПК с ЛП от начального давления $p_{вс} = 0,1$ МПа до конечного $p_{нр} \leq 2,0$ МПа ($\Pi_{ст} \leq 20$ и $a \leq 3\%$) при допустимых температурах газа на выходе ступени не превышающих 400...450 К и приемлемого уровня коэффициента подачи λ и изотермного индикаторного КПД — $\eta_{из. инд.}$.

4. С учетом результатов предварительного численного анализа разработан, изготовлен и испытан опытный образец 4-х ступенчатого малорасходного компрессора среднего давления ($p_{нр} = 8,0$ МПа) с ЛП и традиционным уровнем отношений давлений по ступеням $\Pi_{ст} = 3-4$. Полученные в ходе испытаний показатели эффективности и вибро-шумовые характеристики по данным исполнителей соответствуют современным требованиям.

В публикациях Омского государственного университета за последнее время появился ряд работ [15]–[17], связанных с изучением возможности и целесообразности дальнейшего повышения отношения давлений в отдельно взятой ступени микрокомпрессоров с ЛП до уровня $\Pi_{ст} = 120$ при следующих геометрических и режимных параметрах: $D = 20-50$ мм; $S = 200$ мм; отношение $S/D = 10$ и выше; низкая частота рабочих циклов $n = 15-60$ ц/мин при средней скорости поршня $c_{п} \leq 0,8$ м/с; $p_{вс} = 0,1$ МПа, $p_{н} = 12$ МПа.

Авторы указанных работ отмечают, что при $\Pi_{ст} = 120$ такая возможность существует и считают [16] данное направление совершенствования компрессоров с линейным приводом перспективным при условии обеспечения величин относительного мертвого пространства в ступенях на уровне $a = (0,01...0,02)\%$. Однако целесообразность создания подобных конструкций весьма сомнительна, что подтверждают те же авторы в следующей публикации [17], где приводят данные о снижении коэффициента подачи и изотермного индикаторного КПД до 20% уже при отношении давлений в ступени $\Pi_{ст} = 30$. Итоговые результаты, полученные авторами [15]–[17], практически повторяют приведенные в работе [14].

В 1979 г. на кафедре компрессоростроения Ленинградского политехнического института им. М. И. Калинина была завершена комплексная расчетно-теоретическая и экспериментальная работа [18] направленная на разработку и апробирование научно обоснованной методики прогнозирования текущих локальных коэффициентов теплоотдачи в элементах ступеней машин объемного действия. В ходе уникального натурного эксперимента фиксировались текущие температуры газа и стенок в локальных точках цилиндра, в полостях всасывания и нагнетания и в каналах клапанов. Конечные уравнения, на основе которых формализуется изменение параметров конвективного теплообмена в рабочих полостях ступеней поршневых компрессоров, были предложены в работе [19] и в сокращенном виде представлены в работе [20].

На рис. 1 показан пример графической информации о текущих параметрах конвективного теплообмена в цилиндре ступени компрессора, получаемой исследователем в ходе численного эксперимента при использовании модернизированной программы расчета КОМДЕТ-ВКА.

Анализ представленной информации позволяет сделать вывод, что при заданных режимных и геометрических параметрах ступени, сечениях в щели и каналах органов газораспределения и свойствах рабочего вещества текущая скорость газа в рабочей камере $W = f(\varphi)$ всецело определяется скоростью струйного потока газа, втекающего в цилиндр через выходные каналы всасывающих клапанов [21, 22]. В рассматриваемом случае максимальная скорость газа, поступающего в цилиндр, достигает значения $W_{max} = 40$ м/с. При соударении струй входящего потока газа с подвижным поршнем внутри рабочей камеры переменного объема образуется комплекс постепенно затухающих вихревых потоков, скорость которых определяется текущей скоростью поршня $c_{п.ф.}$. На участке $\varphi > 270^\circ$ текущая скорость поршня снижается, что влечет за собой понижение скорости газа W_φ . Однако при открытии нагнетательных клапанов ($\varphi \approx 295^\circ$) в цилиндре ступени возникает поток газа, движущийся в пространстве между торцами поршня и крышки ци-

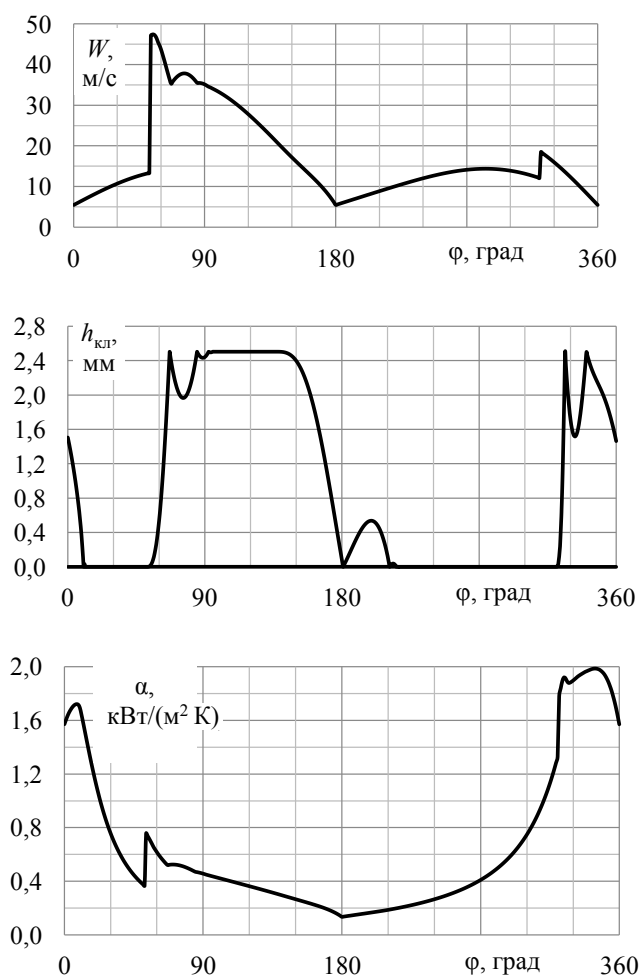


Рис. 1. Взаимосвязь текущих параметров конвективного теплообмена с динамикой движения пластин всасывающих и нагнетательных клапанов в рабочей камере ступени компрессора ЯГ-D-450–240-ЛА с линейным приводом (режим работы компрессора: $p_{вс} = 0,1$ МПа, $p_{нр} = 0,71$ МПа, $T_{вс} = 293$ К)
Fig. 1. Interrelation between actual parameters of convective heat exchange and motion dynamics of suction and discharge valve plates in the working chamber of YaG-D-450–240-IA linear-driven compressor stage (compressor operating mode: $p_{suc} = 0.1$ МПа, $p_{dis} = 0.71$ МПа, $T_{suc} = 293$ К)

цилиндра в направлении нагнетательных клапанов. На графике $W=f(\varphi)$ в этот момент наблюдается «скачок» текущей скорости газа W_φ , интенсивность которого зависит от принятых геометрических параметров нагнетательных клапанов. Более подробное описание газодинамических процессов в ступенях поршневых компрессоров представлено в работе [23].

Приведенные на рис. 1 закономерности изменения коэффициента теплоотдачи $\alpha=f(\varphi)$ в рабочей камере ступени поршневого компрессора в течение рабочего цикла качественно идентичны текущей условной скорости газа W_φ . Расчет текущего коэффициента теплоотдачи $\alpha_{F,\varphi}$ осредненного по поверхности теплообмена рабочей камеры F_φ для компрессорных ступеней ведется на основе критериальной зависимости рекомендованной в работе [19]:

$$Nu = A_{нк} Re^x = \sqrt{\frac{\rho_{вс,l}}{\rho_{вс,i}}} Re^{0,6}.$$

Данная методика является составной частью модернизированной программы расчета рабочих процессов в поршневых компрессорах КОМДЕТ-ВКА и применяется при аксиальном, линейном и кривошипно-шатунном типе привода. По завершению каждого из запланирован-

ных вариантов численного эксперимента на печать выводится расширенная информация в цифровой и графической форме. Все последующие публикации [24]–[37], приведенные в обзоре, базируются на использовании различных модификаций программы КОМДЕТ.

С целью демонстрации возможностей программы на рис. 2 приведен фрагмент работы [28], в котором показаны результаты численного анализа процесса расширения в ступени микрокомпрессора с линейным приводом. Полученные данные показали, что при определенном сочетании геометрических и режимных параметров компрессоров данного типа ($D-S-n-p_{нт}/p_{вс}$) и свойствах рабочего вещества наблюдается неизвестная ранее трансформация участка расширения $T_3-T_p-T_4$ диаграмм $T=f(\varphi)$ и $T=f(s)$.

Суть «трансформации» состоит в появлении на конечном участке процесса расширения $T_p-T^*-T_4$ промежуточной точки с температурой газа $T^* < T_4$ при давлении $p^* > p_4$, что указывает на рост температуры газа при снижении давления на этом участке. Выявленный «парадокс» объясняется двумя противоположно влияющими на интенсивность теплообмена газа со стенками цилиндра в процессе расширения факторами (см. рис. 2): с одной стороны, прогрессивным ростом текущей теплооб-

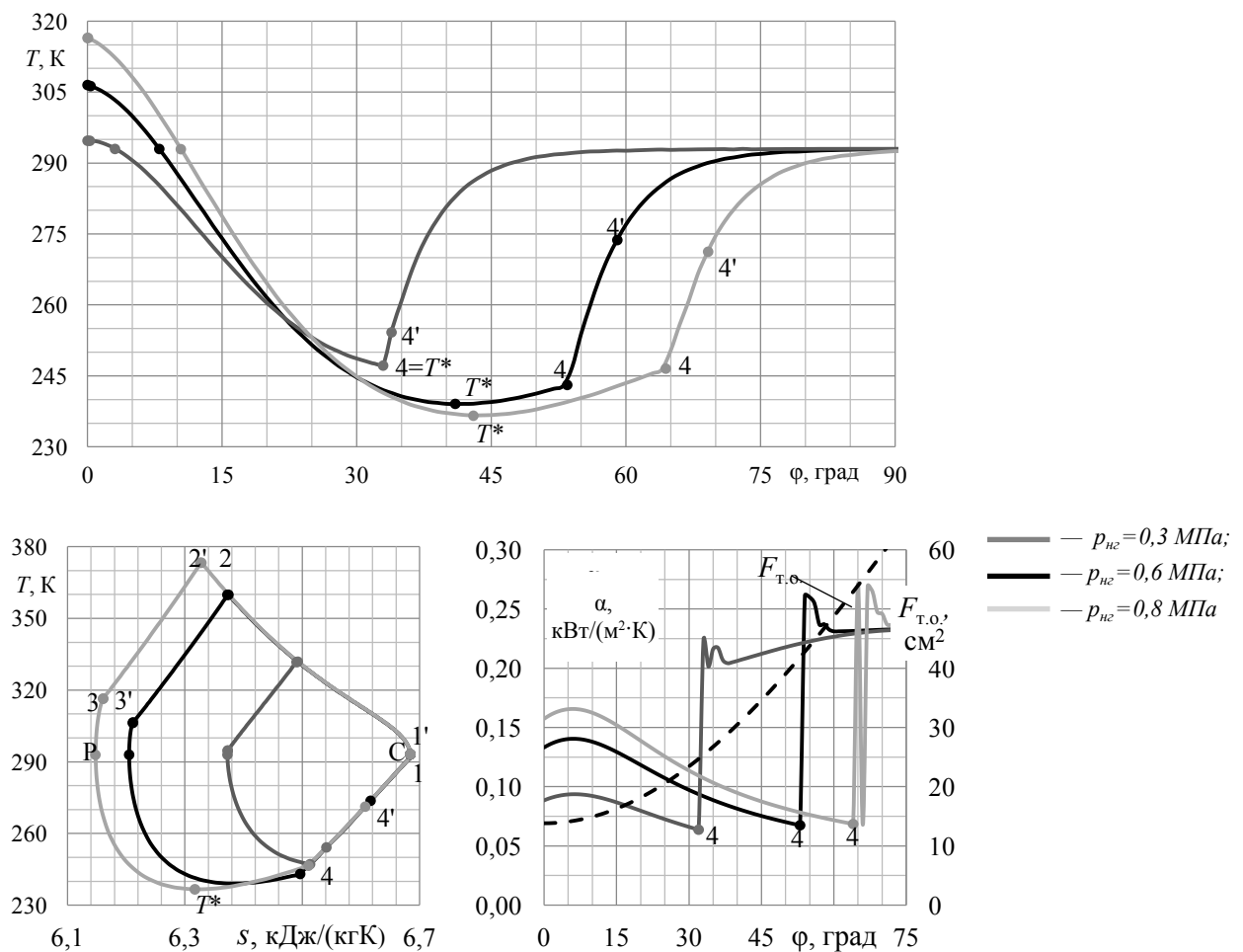


Рис. 2. Температурные диаграммы поршневого микрокомпрессора ПК-20-200-40- $P_{нт}$ с линейным приводом при $n=40$ об/мин и переменном конечном давлении $p_{нт}$

Fig. 2. Temperature diagrams of PK-20-200-40- $P_{нт}$ linear-driven reciprocating compressor at $n=40$ rev/min and variable resulting pressure $p_{нт}$

менной поверхности цилиндра ($\uparrow F_{т.о} = f(\varphi)$, линия — - - - -), а с другой — снижением коэффициента теплоотдачи $\alpha = f(\varphi)$ осредненного по текущей теплообменной поверхности, что в соответствии с уравнением $Q_{\varphi} = \downarrow \alpha_{\varphi} \cdot \uparrow F_{т.о. \varphi} \cdot (T_{ст.ц} - T_{газ. \varphi})$ и приводит к появлению минимума на температурной кривой $T = f(\varphi)$ процесса расширения. В рассмотренном случае при $a = 6\%$ и постоянной температуре стенок цилиндра $T_{ст.ц} = T_{вс}$ величина T^* по мере роста отношения давлений в ступени $\Pi = p_{нг}/p_{вс}$ снижается.

Подводя итог краткого обзора ранее выполненных работ можно сделать вывод, что исследованию влияния масштабного фактора на показатели эффективности и тепловое состояние компрессоров с линейным приводом не было уделено должного внимания, что и побудило авторов вернуться к этой проблеме при прогнозировании интегральных и текущих параметров экспериментальной ступени компрессора с ЛП, работающего в составе систем электрохимической регенерации воздуха в широком диапазоне производительности $V_{с.у} \sim f(D^2)$ при наперед заданных диаметрах цилиндров $D = 90 \dots 200$ мм и повышенной средней скорости поршня $c_{п} = \text{const}$.

Объект исследования. Численный эксперимент

Объектом исследования является представленная на рис. 3 экспериментальная ступень поршневого компрессора с линейным приводом, спроектированная в Военно-космической академии имени А. Ф. Можайского [30] и изготовленная на Краснодарском компрессорном заводе. Отличительной особенностью ступени является встроенное в цилиндр охлаждаемое водой устройство с развитой теплообменной поверхностью, способствующее снижению температур нагнетаемого газа в ступенях с повышенным отношением давлений. При расчетном ходе поршня $S = 450$ мм относительное мертвое пространство ступени $a \leq 2\%$. Ступень укомплектована клапанами, размещенными на боковой поверхности цилиндра. Такое исполнение позволяет применять наборные или индивидуальные клапаны различного типа с посадочным диаметром $d_1 = 50$ мм.

В ходе плановых натурных испытаний ступени на экспериментальном стенде ход поршня и частота рабочих циклов объекта исследования могут быть изменены в широком диапазоне. Основные технические параметры экспериментальной ступени представлены в табл. 1.

При выполнении численного эксперимента в качестве независимой переменной был принят диаметр цилиндра $90 \leq D \leq 200$ мм. В качестве органов газораспределения выбраны сферические клапаны, размещенные (условно) на торце цилиндра. В ходе поверочного расчета с использованием программы КОМДЕТ для варианта ступени с диаметром цилиндра $d = 90$ мм были получены следующие оптимальные параметры:

- требуемое число клапанов $Z_{кл. вс/нг}^* = 4/2$;
- диаметр отверстия в седле, $d_c = 14$ мм;
- перемещение запорного органа, $h_{кл} = 0,6$ мм;
- жесткость клапанных пружин, $C_{пр} = 1008$ Н/м;
- предварительный натяг пружин, $h_0 = 0,2$ мм.

При переходе на новый расчетный вариант с диаметром цилиндра $D > d$ конструкция клапанов остается

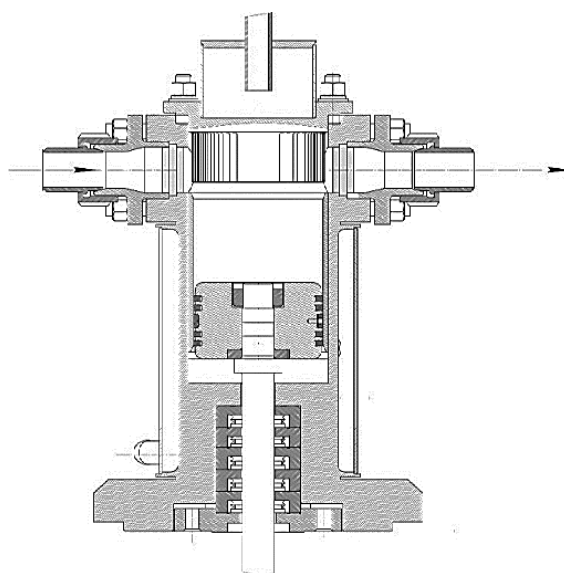


Рис. 3. Экспериментальная ступень поршневого компрессора с ЛП

Fig. 3. Experimental stage of linear-drive reciprocating compressor

неизменной. При этом с целью обеспечения примерного равенства относительных потерь давления в ступенях во всем диапазоне $90 \leq D \leq 200$ мм число клапанов по мере увеличения D возрастает и принимается равным согласно уравнению:

$$Z_{кл. вс/нг} \approx Z_{кл. вс/нг}^* \cdot (D/d)^2.$$

Результат представлен в табл. 2 при вводе независимых переменных и прочих исходных данных в модифицированную программу расчета КОМДЕТ-ВКА и на рис. 4.

Анализируя полученные результаты, отметим следующее:

1. В заданном диапазоне диаметров цилиндров $(200/90)^2 = 4,938$ при сохранении средней скорости поршня $c_{п} = \text{const}$ в любом из промежуточных вариантов различие теоретического и фактического массового расхода газа не превышает 1,5%. Однако для компрессоров с диаметрами цилиндров $d \leq 50$ мм данная закономерность может быть нарушена, на что указывает нелинейность всех характеристик, представленных на рис. 4.

2. Характер изменения объемной производительности при стандартных условиях $V_{с.у}$ и индикаторной мощности ступени $N_{инд.л}$ практически идентичен, что предопределило незначительное (\approx на 2%) увеличение изотермного индикаторного КПД — $\eta_{из. инд.}$.

3. При наперед заданной частоте рабочих циклов $n = 240$ ц/мин и повышенном отношении давлений в ступени $\Pi_{ст} = 7,1$ главным фактором, характеризующим безопасность работы компрессора, становятся средне-массовая температура газа вытекающего из цилиндра в процессе нагнетания $T_{нг. ср}$ и конечная температура газа в сечении выходного патрубка ступени (стандартная точка нагнетания) — $T_{ст.н}$, величина которой не должна превышать уровень 453 К. В рассматриваемом случае приведенные в табл. 2 и на рис. 4 данные показывают, что по тепловым нагрузкам экспериментальная ступень

Таблица 1

Техническая характеристика объекта исследования

Table 1

Technical characteristics for the object of study

Параметр	Размерность	Величина
Шифр варианта	ЯГ-D-450-240-ЛА (-Б-В- ... Ж)	
Диаметр цилиндра, $D_{ц}$	мм	200 ... 90
Ход поршня, $S_{п}$		450 ... 110
Тип клапанов — Сф. 10-160-1ст — вс (нг) — М	$Z_{кл}$ — переменное (см. табл. 2)	
Относительное мертвое пространство, a	%	1,2
Частота рабочих циклов, n	ц/мин	15 ... 240
Средняя скорость поршня, $c_{п}$	м/с	3,6
$\lambda_{ш} \rightarrow 0$	—	0,01
Давление всасывания, $p_{вс}$	МПа	0,1
Давление нагнетания, $p_{нг}$		0,71
Расчетное отношение давлений в ступени, $\Pi_{ст}$	—	7,1
Номинальная газовая нагрузка, P_6	кН	15
Температура всасывания, $T_{вс}$	К	293
Температура стенок полостей ступени, $T_{ст. вс-ц-нг}$		308-313-333
Коэффициент оребрения полостей ступени, $K_{р. вс-ц-нг}$	—	1,0
Объем полостей / диаметр патрубков, $V_{пол}/d_{тр}$	%/мм	4,0/50
Число канавок и колец в уплотнении поршня, $Z_{кан}/Z_{колец}$	шт.	4/2
Шаг расчета / число итераций	град/ —	0,01/20
Рабочее вещество: водород содержащий газ (ВСГ – Омск 1). При $p=0,1013$ МПа и $T=293$ К; $\rho_{с,в}=0,1822857$ кг/м ³ ; $k=1,39354$; $R=1895,973$ Дж / (кг·К)		

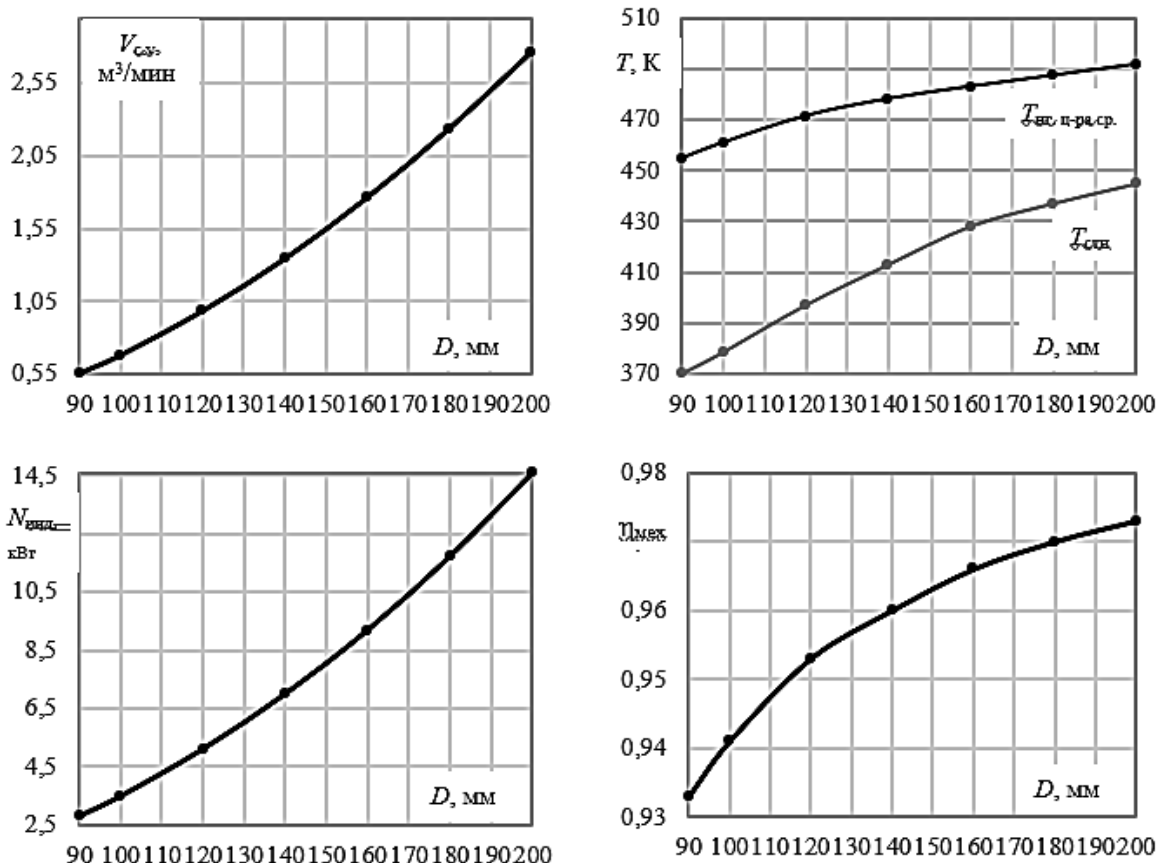


Рис. 4. Графическая интерпретация интегральных параметров экспериментальной ступени компрессора с ЛП
Fig. 4. Graphic interpretation of integral parameters for a linear-drive compressor stage

Таблица 2

Параметры ступени компрессора ЯГ-D-450-240-ЛА (Б-В- ... Ж) с ЛП
при $p_{\text{вс}}=0,1$ МПа, $p_{\text{нг}}=0,71$ МПа, $T_{\text{вс}}=293$ К и переменном диаметре цилиндра

Table 2

Parameters of YaG-D-450-240-1A linear-driven compressor stages
at $p_{\text{suc}}=0.1$ МПа, $p_{\text{dis}}=0.71$ МПа, $T_{\text{suc}}=293$ К and variable cylinder diameter

Параметры	Размерность	Вариант исполнения / Диаметр цилиндра D, мм							
		А/200	Б/180	В/160	Г/140	Д/120	Е/100	Ж/90	
Число клапанов вс/нг		17/12	13/10	11/8	8/6	6/4	4/3	4/2	
$V_{\text{пол. вс-нг}}/d_{\text{тр}}$, %/мм		4/50							
$Z_{\text{кан}}/Z_{\text{кол}}$	—	4/2							
$T_{\text{ст. вс-ц-нг}}$	К	308-313-333							
S/D	мм	2,25	2,50	2,81	3,22	3,75	4,50	5,00	
n	ц/мин	240							
$c_{\text{п}}$	м/с	3,6							
a	%	1,2							
$K_{\text{р. п. вс-ц-нг}}$	—	1,0-1,0-1,0							
$F_{\text{пол. вс-нг}}$	м ²	0,041030	0,035652	0,030471	0,025501	0,020764	0,016283	0,014149	
$F^*_{\text{т-о, уд}}$	м ² /кг	80,27	86,44	94,10	104,2	117,3	135,8	148,2	
$m_{\text{д}}$	кг/ч	30,2587	24,496	19,2881	14,6855	10,7540	7,4124	6,0339	
$V_{\text{с. у}}$	стм ³ /мин	2,7659	2,2391	1,7631	1,3424	0,9830	0,6776	0,5516	
$N_{\text{инд. А}}$	кВт	14,578	11,716	9,188	6,999	5,108	3,494	2,809	
$\chi_{\text{вс/нг}}$	—	4,0/3,1	3,7/2,8	3,6/2,7	3,8/2,6	3,6/3,1	3,9/2,5	2,8/3,3	
$\eta_{\text{из. инд}}$		0,628	0,633	0,635	0,635	0,637	0,642	0,650	
$T_{\text{ст. ц-ра}}$		313,0							
T_3		383,1	380,4	378,0	375,6	371,8	366,1	361,9	
$T_4=T^*$		224,9	224,4	224,3	223,8	223,1	222,7	222,1	
T_1	К	310,0	310,0	310,4	311,7	312,2	313,7	312,0	
T_2		515,6	512,6	509,4	506,1	500,3	492,5	485,4	
$T_{\text{нг. ц-ра. ср.}}$		491,6	487,24	482,9	478,1	471,4	460,9	454,8	
$T_{\text{стн}}$		444,8	437,10	428,1	413,1	397,2	378,7	370,2	
ρ_3	кг/м ³	0,971	0,977	0,982	0,991	1,003	1,017	1,029	
ρ_1		0,165	0,165	0,165	0,164	0,164	0,164	0,164	
ρ_3/ρ_1	—	5,885	5,921	5,951	6,043	6,116	6,239	6,274	
M_3	грамм	0,1648	0,1342	0,1066	0,0824	0,0612	0,0431	0,0354	
λ	—	0,8260	0,8255	0,8227	0,8181	0,8155	0,8084	0,8134	
$\lambda_{\text{д}}$		0,9697	0,9703	0,9697	0,9696	0,9690	0,9695	0,9700	
$\lambda_{\text{т}}$		0,9452	0,9452	0,9440	0,9400	0,9386	0,9339	0,9390	
λ_0		0,9413	0,9410	0,9405	0,9395	0,9385	0,9372	0,9367	
$\Delta\lambda_{0, \text{вс}}$		-0,0010	-0,0006	-0,0003	-0,0009	-0,0004	-0,0004	-0,0002	
$\Delta\lambda_{0, \text{нг}}$		-0,0001	0,000	-0,0000	-0,001	0,0000	-0,0001	-0,0001	
$v_{\text{в. у}}$		0,0162	0,0161	0,0161	0,0160	0,0159	0,0155	0,0156	
$v_{\text{пр}}$		0,0216	0,0216	0,0224	0,0231	0,0225	0,0241	0,0244	
$Q_{\text{ср. цикл}}$		Дж	-1468,0	-1256,5	-1060,1	-911,32	-746,74	-587,68	-524,66
$Q_{\text{п. вс}}$			33,589	29,168	25,213	21,434	19,482	16,729	15,349
$Q_{\text{цилиндр}}$	-817,49		-690,89	-575,97	-473,69	-379,65	-294,51	-252,46	
$Q_{\text{п. нг}}$	-684,12		-594,74	-509,32	-459,06	-386,57	-309,90	-287,55	
$Q_{\text{рш}}$	3,6308		3,932	3,7921	4,1988	4,5978	4,0186	4,0420	
$Q_{\text{вс}}$	176,89		149,63	124,26	100,99	77,194	54,775	44,102	
$Q_{\text{сж}}$	-400,79		-353,16	-308,14	-267,14	-223,71	-184,34	-159,28	
$Q_{\text{нг}}$	-597,21		-491,29	-395,89	-311,74	-237,73	-168,96	-141,32	
$\sum N_{\text{п. к}}$	кВт		0,2534	0,2313	0,2099	0,1894	0,1692	0,1375	0,1370
$N_{\text{тр. п-ц}}$		0,0335	0,0272	0,0216	0,0167	0,0126	0,0090	0,0076	
$N_{\text{тр. S}}$		0,2869	0,2585	0,2315	0,2062	0,1818	0,1565	0,1446	
$N_{\text{тр. } \omega}$		0,1148	0,1034	0,0926	0,0825	0,0727	0,0626	0,0578	
$\eta_{\text{мех}}$	—	0,973	0,970	0,966	0,960	0,953	0,941	0,933	

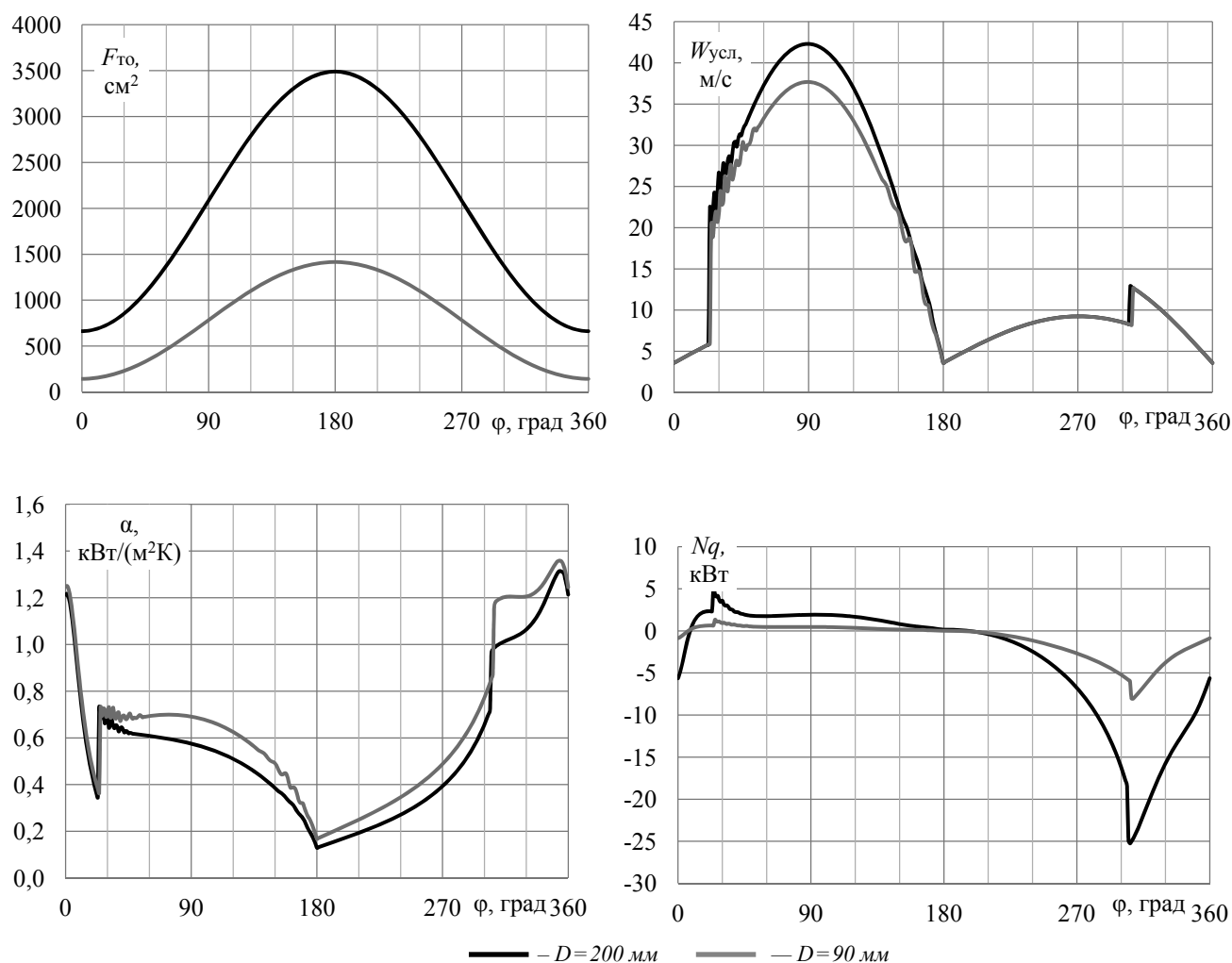


Рис. 5. Текущие характеристики конвективного теплообмена в цилиндре ступени компрессора с линейным приводом
 Fig. 5. Actual characteristics of convection heat-exchange in the cylinder of a linear-drive compressor stage

удовлетворяет существующим требованиям безопасности.

4. Знаковым фактором, положительно характеризующим компрессоры с линейным приводом, является более высокий механический КПД [31]. На рис. 4 показано, что по мере роста диаметра цилиндра, в рассмотренном диапазоне, приращение механического КПД ступени компрессора составило 4%.

5. С учетом выражения, определяющего уровень изотермного КПД компрессора

$$\eta_{из.к} = \eta_{из.инд} \cdot \eta_{мех}$$

и ростом обеих составляющих в правой части уравнения можно утверждать, что эффективность работы объекта исследования будет нарастать вплоть до загрузки его механизма движением усилием равным расчетной нагрузке базы $P_6 = 15 \text{ кН}$ (см. табл. 1):

$$P_{газ} = (p_{нг} - p_{атм}) \cdot \pi/4 \cdot D^2 \leq P_6.$$

Интегральные и текущие параметры ступени компрессора взаимосвязаны и влияют друг на друга. С учетом данного обстоятельства отметим некоторые особенности текущих процессов, характеризующих интенсивность конвективного теплообмена в рабочей камере

ступени компрессора с линейным приводом, показанных на рис. 5:

1. Текущая теплообменная поверхность цилиндра с увеличением диаметра цилиндра возрастает и в первом приближении описывается уравнением:

$$F_{т-о.ц.ф} = f(D) = 2 F_n + \pi D \cdot (\Delta S_n + S_\phi),$$

где $F_n = \pi D^2 / 4$ — площадь поршня; S_ϕ — текущий ход поршня; ΔS_n — заданная величина линейного мертвого пространства ступени.

2. Увеличение $F_{т-о.ц.ф} = f(D)$ в силу ранее принятого условия о сохранении примерного равенства потерь давления в клапанах во всех вариантах исполнения ступеней не сопровождается заметным ростом текущей скорости газа в цилиндре $W_{усл} = f(\phi)$.

3. Следствием указанных факторов является качественная идентичность расчетных зависимостей $\alpha = f(\phi)$ и $N_q = f(\phi)$ во всем диапазоне принятых диаметров цилиндров ступени; количественные отклонения на отдельных участках показанных диаграмм объясняются различиями только в величинах $F_{т-о.ц.ф} = f(D)$.

Представление совмещенных базовых текущих параметров ступеней в графической форме, показанное на рис. 6, несомненно полезно с познавательной точки

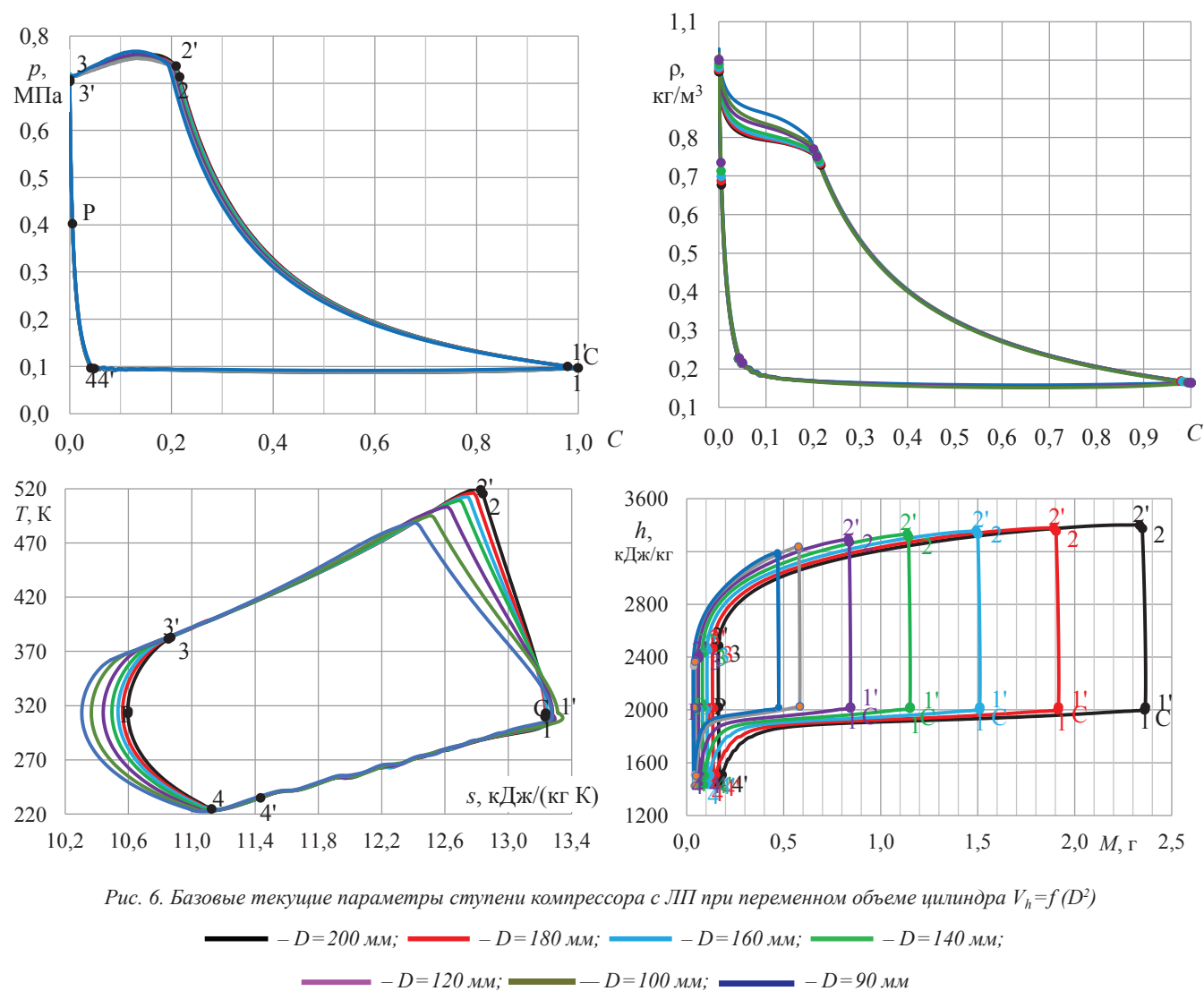


Рис. 6. Базовые текущие параметры ступени компрессора с ЛПД при переменном объеме цилиндра $V_h=f(D^2)$

Fig. 6. Basic actual parameters of a linear-drive compressor stage at variable cylinder volume $V_h=f(D^2)$

зрения. В рамках выполненного численного эксперимента в диапазоне диаметров цилиндров $D\dots d$ выявлены следующие закономерности:

- постоянство давления, температуры и плотности газа в реперной точке 1, соответствующей началу процесса сжатия;

- увеличение количества теплоты, отводимой от газа в процессе сжатия, и соответствующее снижение температуры газа в конце процесса сжатия — T_2 ;

- снижение температуры газа на участке нагнетания ($\Delta T_{2-3} > 100$ K), вследствие чего плотность и масса газа в мертвом пространстве ступени при положении поршня в ВМТ ($\varphi=360^\circ$) возрастают;

- совокупность указанных трансформаций приводит к тому, что в конце процесса расширения (точка 4) температура газа T_4 становится отрицательной и практически постоянной во всех рассмотренных вариантах ($D\dots d$) ступеней.

При количественной оценке протекающих процессов и интегральных показателей основной остается цифровая информация в табличной форме.

Заключение

Приведенные в настоящей работе результаты численного эксперимента, которые были получены при использовании различных модификаций программы КОМДЕТ, подтвердили, что применение методик расчета, базирующихся на математическом моделировании протекающих рабочих процессов в элементах ступеней поршневых компрессоров различного конструктивного исполнения позволяет уже на стадии поверочного расчета предлагать близкие к оптимальным конструкции объектов исследования. Авторами показано, что при увеличении диаметра цилиндра ступени компрессора в заданном диапазоне $d\dots D$ наблюдается повышение изотермного индикаторного и механического КПД компрессора соответственно на 2 и 4%.

Литература

1. Вороненко Б. А., Крысин А. Г., Пеленко В. В., Цуранов О. А. Введение в математическое моделирование. СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2014. 44 с.
2. Татаренко Ю. В. Введение в математическое моделирование характеристик паровых компрессорных холодильных машин. СПб.: Университет ИТМО; ИХиБТ, 2015. 100 с.
3. Дзитоев А. М., Дзитоев М. С., Каземиров А. В., Загорный С. В., Пеньков М. М. Системы газоснабжения и вакуумная техника ракетно-космических комплексов. СПб.: ВКА им. А. Ф. Можайского, 2021. 371 с.
4. Davey G. Review of the Oxford cryocooler // *Adv. Cryog. Eng.* 1990. vol. 35. P. 1423–1430.
5. U. S. Patent 5,947,708. Issued 9-7-1999. «Axial Flow Valve System for Linear Compressor». Patented in Japan.
6. U. S. Patent 5,993,178. Issued 11-30-1999. «Linear Compressor». Patented in Japan.
7. U. S. Patent 5,722,817. Issued 3-3-1998. «Noise-Reducing Apparatus for Linear Compressor». Patented in Japan.
8. Lee H. K., Song G. Y., Park J. S., Hong E. P., Jung, W. H., Park K. B. Development of the Linear Compressor for a Household Refrigerator // *Intern. Compressor Engineering Conference*. 2000. P. 1364.
9. Liang K., Dadd M., Bailey P. Clearance seal compressors with linear motor drives. Part I: Background and system analysis / *Proc IMechE. Part A. J Power and Energy*. 2013. No 227 (3). P. 242–251.
10. Bailey P. B., Dadd M. W., Stone C. R. An oil-free linear compressor for use with compact heat exchanger // *Proceedings of the international conference on compressors and their systems*, IMechE. London, 2009. P. 259–268.
11. Турлубаев Е. С., Краснова Ю. Ю. Исследование макетного образца компрессора с линейным приводом LV 3305 // *Молодой ученый*. 2014. № 17 (76). С. 109–112.
12. Бусаров С. С. Повышение эффективности компрессорного оборудования дорожно-строительных машин: дис... канд. техн. наук. Омск: 2008. 212 с.
13. Патент 2593314 Российская Федерация, МПК F 04 B 25/00. Многоступенчатый поршневой компрессор с улучшенными тактико-техническими характеристиками / Денгин В. Г., Громов А. Ю., Ермаков А. В.; № 2014144755/06; заявл. 05.11.2014; опубл. 10.08.2016, Бюл. № 22.
14. Громов А. Ю. Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов: дис... канд. техн. наук. Казань: 2017. 217 с.
15. Юша В. Л., Бусаров С. С. Экспериментальная оценка «индикаторного коэффициента подачи» поршневой длинноходовой компрессорной ступени // *Компрессорная техника и пневматика*. 2020. № 3. С. 39–42.
16. Бусаров С. С., Винникова И. С., Бусаров И. С., Кобыльский Р. Э., Галкова А. А. Перспективы разработки малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления // *Компрессорная техника и пневматика*. 2020. № 4. С. 14–17.
17. Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Кобыльский Р. Э., Бусаров И. С., Бакулин К. А. Экспериментальное исследование поршневого длинноходового компрессорного агрегата с электромеханическим приводом. // *Компрессорная техника и пневматика*. 2021. № 2. С. 32–35.

References

1. Voronenko B. A., Krysin A. G., Pelenko V. V., Tsuranov O. A. Introduction to mathematical modeling. St. Petersburg: ITMO, 2014. 44 p. (in Russian)
2. Tatarenko Yu. V. Introduction to mathematical modeling of characteristics of steam compressor refrigerating machines. St. Petersburg: ITMO University, 2015. 100 p. (in Russian)
3. Dzitoev A. M., Dzitoev M. S., Kazimirov A. V., Zagorny S. V., Penkov M. M. Gas supply systems and vacuum technology of rocket and space complexes. St. Petersburg: A. F. Mozhaisky VKA, 2021. 371 p. (in Russian)
4. Davey G. Review of the Oxford cryocooler. *Adv. Cryog. Eng.* 1990. vol. 35. P. 1423–1430.
5. U. S. Patent 5,947,708. Issued 9-7-1999. «Axial Flow Valve System for Linear Compressor». Patented in Japan.
6. U. S. Patent 5,993,178. Issued 11-30-1999. «Linear Compressor». Patented in Japan.
7. U. S. Patent 5,722,817. Issued 3-3-1998. «Noise-Reducing Apparatus for Linear Compressor». Patented in Japan.
8. Lee H. K., Song G. Y., Park J. S., Hong E. P., Jung, W. H., Park K. B. Development of the Linear Compressor for a Household Refrigerator. *Intern. Compressor Engineering Conference*. 2000. P. 1364.
9. Liang K., Dadd M., Bailey P. Clearance seal compressors with linear motor drives. Part I: Background and system analysis. *Proc IMechE. Part A. J Power and Energy*. 2013. No 227 (3). P. 242–251.
10. Bailey P. B., Dadd M. W., Stone C. R. An oil-free linear compressor for use with compact heat exchanger. *Proceedings of the international conference on compressors and their systems*, IMechE. London, 2009. P. 259–268.
11. Turdubaev E. S., Krasnova Yu. Yu. The study of a model sample of a compressor with a linear drive LV 3305. *Young scientist*. 2014. No. 17 (76). pp. 109–112. (in Russian)
12. Busarov S. S. Improving the efficiency of compressor equipment of road construction machines: Theses Ph. D. Omsk: 2008. 212 p. (in Russian)
13. Patent 2593314 Russian Federation, IPC F 04 B 25/00. Multistage piston compressor with improved tactical and technical characteristics / Dengin V. G., Gromov A. Yu., Ermakov A. V.; No. 2014144755/06; application 05.11.2014; publ. 10.08.2016, Bul. No. 22. (in Russian)
14. Gromov A. Yu. Development of piston stages with linear drive for low-flow compressor units and the study of their working processes: Theses Ph. D. Kazan: 2017. 217 p. (in Russian)
15. Yusha V. L., Busarov S. S. Experimental evaluation of the «indicator feed ratio» of a piston long-stroke compressor stage. *Compressor technology and pneumatics*. 2020. No. 3. pp. 39–42. (in Russian)
16. Busarov S. S., Vinnikova I. S., Busarov I. S., Kobylsky R. E., Galkova A. A. Prospects for the development of low-flow compressor units of medium and high pressure. *Compressor technology and pneumatics*. 2020. No. 4. pp. 14–17. (in Russian)
17. Busarov S. S., Nedovenchanny A. V., Kobylsky R. E., Busarov I. S., Bakulin K. A. Experimental study of a piston long-stroke compressor unit with an electromechanical drive. *Compressor equipment and pneumatics*. 2021. No. 2. pp. 32–35. (in Russian)
18. Ivanov V. I. Investigation of heat transfer in the flow part of reciprocating compressors: Theses Ph. D. Leningrad, 1979. (in Russian)

18. Иванов В. И. Исследование теплообмена в проточной части поршневых компрессоров: дис... канд. техн. наук. Л.: 1979.
19. Прилуцкий И. К. Разработка, исследование и создание компрессоров и детандеров для криогенной техники: дис... докт. техн. наук. Л.: 1991.
20. Прилуцкий И. К. Метод определения мгновенных локальных коэффициентов теплоотдачи в элементах ступеней машин объемного действия. // Технические газы. 2013. № 4. С. 19–26.
21. Григорьев А. Ю. О нестационарном теплообмене в рабочей камере машин объемного действия в процессах сжатия и расширения // Вестник Международной академии холода. 2001. № 1. С. 7–10.
22. Григорьев А. Ю. Влияние остаточных вихревых явлений процесса всасывания на течение газа в рабочей камере ступени поршневого компрессора // Вестник Международной академии холода. 2002. № 1. С. 7–9.
23. Григорьев А. Ю. Анализ и прогнозирование параметров рабочих процессов расширительных и компрессорных машин: дис... докт. техн. наук. СПб.: 2005.
24. Прилуцкий А. И., Прилуцкий И. К., Иванов Д. Н., Демаков А. С. Теплообмен в ступенях машин объемного действия. Современный подход // Компрессорная техника и пневматика. 2009. № 2. С. 16–23.
25. Прилуцкий А. И., Прилуцкий И. К., Борзенко Е. И., Молодова Ю. И. Анализ работы ступени компрессора с учетом свойств сжимаемой среды // Технические газы. 2013. № 1. С. 62–68.
26. Колеснев Д. П., Бельшева К. А., Маркова П. Ф., Сназин А. А., Молодова Ю. И., Прилуцкий И. К. Анализ теплового состояния ступени поршневого компрессора. // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование». 2014. № 3 (14). С. 24–36.
27. Прилуцкий А. И. Развитие теории, методов расчета и оптимального проектирования поршневых компрессорных и расширительных машин: дис... докт. техн. наук. СПб.: 2015.
28. Прилуцкий И. К., Молодова Ю. И., Галяев П. О., Сназин А. А., Молодов М. А., Иванова И. Л. Особенности процессов теплообмена в ступенях малорасходных машин объемного действия с различными механизмами движения. // Вестник Международной академии холода. 2017. № 4. С. 30–40.
29. Прилуцкий И. К., Прилуцкий А. И., Маковеева А. С., Молодов М. А. Алгоритм ввода в программу КОМДЕТ рабочих смесей произвольного долевого состава. СПб: Университет ИТМО, 2018. 79 с.
30. Патент 2734088 Российская Федерация. Ступень поршневого компрессора с жидкостным охлаждением / Пеньков М. М., Казимиров А. В., Молостов А. В., Прилуцкий И. К., Ведерников М. В., Молодова Ю. И., Горбушин А. Л.; заявитель и патентообладатель ВКА им. А. Ф. Можайского; заявл. 09.12.2019, опубл. 12.10.2020, Бюл. № 29.
31. Прилуцкий И. К., Казимиров А. В., Молостов А. В., Прилуцкий А. И., Молодова Ю. И., Ворошилов И. В. Анализ рабочих процессов и оценка уровня механического КПД поршневых компрессоров с ЛП для систем газоснабжения и жизнеобеспечения объектов вооружения // Труды Военно-космической академии им. А. Ф. Можайского. 2019. Вып. 671. С. 259–279.
32. Пеньков М. М., Прилуцкий И. К., Прилуцкий А. И. Основы расчета и оптимального проектирования поршневых компрессоров и детандеров на унифицированных базах. СПб.: ВКА им. А. Ф. Можайского, 2020. 304 с.
33. Prilutskiy I. K. Development, research and creation of compressors and expanders for cryogenic equipment: Theses DSc. Leningrad, 1991. (in Russian)
34. Prilutsky I. K. Method for determining instantaneous local heat transfer coefficients in the elements of stages of volumetric machines. *Technical gases*. 2013. No. 4. pp. 19–26. (in Russian)
35. Grigoriev A. Yu. On non-stationary heat exchange in the working chamber of volumetric machines in the processes of compression and expansion. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2001. No. 1. pp. 7–10. (in Russian)
36. Grigoriev A. Yu. The influence of residual vortex phenomena of the suction process on the gas flow in the working chamber of the piston compressor stage. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2002. No. 1. pp. 7–9. (in Russian)
37. Grigoriev A. Yu. Analysis and forecasting of parameters of working processes of expansion and compressor machines: Theses DSc. St. Petersburg, 2005. (in Russian)
38. Prilutsky A. I., Prilutsky I. K., Ivanov D. N., Demakov A. S. Heat transfer in stages of volumetric machines. Modern approach. *Compressor equipment and pneumatics*. 2009. No. 2. pp. 16–23. (in Russian)
39. Prilutsky A. I., Prilutsky I. K., Borzenko E. I., Molodova Yu. I. Analysis of the compressor stage operation taking into account the properties of the compressible medium. *Technical gases*. 2013. No. 1. pp. 62–68. (in Russian)
40. Kolesnev D. P., Belysheva K. A., Markova P. F., Snazin A. A., Molodova Yu. I., Prilutsky I. K. Analysis of the thermal state of the piston compressor stage. *Scientific Journal of NIU ITMO. Series «Refrigeration and air conditioning»*. 2014. No. 3 (14). pp. 24–36. (in Russian)
41. Prilutskiy A. I. Development of theory, calculation methods and optimal design of reciprocating compressor and expansion machines: Theses DSc. St. Petersburg, 2015. (in Russian)
42. Prilutskiy I. K., Molodova Ju. I., Galyaev P. O., Snazin A. A., Molodov M. A., Ivanova I. L. Peculiarities of heat exchange processes in the stages of small-scale machines of volume action with different mechanisms of movement. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2017. No 4. p. 30–40. (in Russian)
43. Prilutsky I. K., Prilutsky A. I., Makoveeva A. S., Molodov M. A. Algorithm for entering into the program the COMDET of working mixtures of arbitrary fractional composition. St. Petersburg: ITMO University, 2018. 79 p. (in Russian)
44. Patent 2734088 Russian Federation. Liquid-cooled piston compressor stage / Penkov M. M., Kazimirov A. V., Molostov A. V., Prilutsky I. K., Vedernikov M. V., Molodova Yu. I., Gorbushin A. L.; applicant and patent holder of the Mozhaisky VKA; application 09.12.2019, publ. 12.10.2020, Bul. No. 29. (in Russian)
45. Prilutsky I. K., Kazimirov A. V., Molostov A. V., Prilutsky A. I., Molodova Yu. I., Voroshilov I. V. Analysis of work processes and assessment of the level of mechanical efficiency of reciprocating compressors with LP for gas supply and life support systems of weapons facilities. *Proceedings of the Military Space Academy named after A. F. Mozhaisky*. 2019. Issue 671. pp. 259–279. (in Russian)
46. Penkov M. M., Prilutsky I. K., Prilutsky A. I. Fundamentals of calculation and optimal design of reciprocating compressors and expanders on unified bases. St. Petersburg: A. F. Mozhaisky VKA, 2020. 304 p. (in Russian)

33. Молостов А. В., Казимиров А. В., Молодова Ю. И., Прилуцкий И. К., Прилуцкий А. И., Зверев П. О. Прогноз параметров экспериментальной ступени компрессора с линейным приводом при переменном конечном давлении // Компрессорная техника и пневматика. 2020. № 3. С. 32–38.
34. Молостов А. В., Наумчик И. В., Казимиров А. В., Прилуцкий И. К., Молодова Ю. И., Прилуцкий А. И., Зверев П. О. Влияние масштабного фактора на текущие и интегральные параметры ступени поршневого компрессора с линейным приводом // Компрессорная техника и пневматика. 2020. № 4. С. 34–42.
35. Казимиров А. В., Молостов А. В., Наумчик И. В., Прилуцкий И. К. Система хранения перспективных ракетных топлив на базе сжиженного природного газа. // Труды Военно-космической академии им. А. Ф. Можайского. 2020. Вып. 673. С. 206–211.
36. Казимиров А. В., Прилуцкий И. К., Молостов А. В. Система хранения сжиженного природного газа для ракетно-космического комплекса // Сб. статей XI Всероссийской научно-практической конференции. Пенза: МЦНС «Наука и просвещение». 2020. С. 44–48.
37. Прилуцкий И. К., Казимиров А. В., Татаренко Ю. В., Молодова Ю. И., Молостов А. В. Методика обоснования уточненных промежуточных давлений в газовом тракте многоступенчатых компрессоров на стадии поверочного расчета // Компрессорная техника и пневматика. 2021. № 2. С. 20–25.
33. Molostov A. V., Kazimirov A. V., Molodova Yu. I., Prilutsky I. K., Prilutsky A. I., Zverev P. O. Prediction of parameters of the experimental stage of a compressor with linear drive at variable final pressure. *Compressor technology and pneumatics*. 2020. No. 3. pp. 32–38. (in Russian)
34. Molostov A. V., Naumchik I. V., Kazimirov A. V., Prilutsky I. K., Molodova Yu. I., Prilutsky A. I., Zverev P. O. The influence of the scale factor on the current and integral parameters of the piston compressor stage with linear drive. *Compressor technology and pneumatics*. 2020. No. 4. pp. 34–42. (in Russian)
35. Kazimirov A. V., Molostov A. V., Naumchik I. V., Prilutsky I. K. Storage system of advanced rocket fuels based on liquefied natural gas. *Proceedings of the Military Space Academy named after A. F. Mozhaysky*. 2020. Issue 673. pp. 206–211. (in Russian)
36. Kazimirov A. V., Prilutsky I. K., Molostov A. V. Storage system of liquefied natural gas for rocket and space complex. *Collection of articles of the XI All-Russian Scientific and Practical Conference*. Penza: ICNS «Science and Education». 2020. pp. 44–48. (in Russian)
37. Prilutskiy I. K., Kazimirov A. V., Tatarenko Yu. V., Molodova Yu. I., Molostov A. V. Methodology for substantiating refined intermediate pressures in the gas path of multistage compressors at the stage of calibration calculation. *Compressor technology and pneumatics*. 2021. No. 2. pp. 20–25. (in Russian)

Сведения об авторах

Прилуцкий Игорь Кирович

Д. т. н., ВКА им. А. Ф. Можайского, 197198,
Санкт-Петербург, ул. Ждановская, 13, 5592085@mail.ru

Казимиров Артем Витальевич

К. т. н., ВКА им. А. Ф. Можайского, 197198,
Санкт-Петербург, ул. Ждановская, 13

Молодова Юлия Игоревна

К. т. н., ВКА им. А. Ф. Можайского, 197198,
Санкт-Петербург, ул. Ждановская, 13,
julia_molodova@mail.ru

Татаренко Юлия Валентиновна

К. т. н., ВКА им. А. Ф. Можайского, 197198,
Санкт-Петербург, ул. Ждановская, 13, lavrtat@mail.ru

Information about authors

Prilutskiy Igor K.

D. Sc., A. F. Mozhaysky Military-Space Academy, 197198, Russia,
St. Petersburg, Zhdanovskaya str., 13, 5592085@mail.ru

Kazimirov Artem V.

Ph. D., A. F. Mozhaysky Military-Space Academy, 197198,
Russia, St. Petersburg, Zhdanovskaya str., 13

Molodova Iulia I.

Ph. D., A. F. Mozhaysky Military-Space Academy, 197198,
Russia, St. Petersburg, Zhdanovskaya str., 13,
julia_molodova@mail.ru

Tatarenko Iulia V.

Ph. D., A. F. Mozhaysky Military-Space Academy, 197198,
Russia, St. Petersburg, Zhdanovskaya str., 13, lavrtat@mail.ru

О Перечне рецензируемых научных изданий

В соответствии с приказом Минобрнауки России от 25 июля 2014 г., 1 декабря 2015 г. сформирован Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук.

Вестник Международной академии холода включен в Перечень рецензируемых научных изданий (по состоянию на 22.10.2021 г.) под № 415.

Подробная информация о группах научных специальностей/научным специальностям и соответствующим им отраслям науки, по которым журнал включен в Перечень, на сайте ВАК:

<https://vak.minobrnauki.gov.ru/uploader/loader?type=19&name=91107547002&f=9795>