

УДК 621.512

ВЕРИФИКАЦИЯ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДЛИННОХОДОВЫХ БЕССМАЗОЧНЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ С САМОДЕЙСТВУЮЩИМ ЭЛАСТОМЕРНЫМ КЛАПАНОМ

Бусаров И.С., Карагусов В.И., Кобыльский Р.Э., Бусарова Ю.Д.

¹ФГАОУ «Омский государственный технический университет», Омск,
e-mail: roman.kobilsky@gmail.com

В данной научно-исследовательской работе рассмотрено влияние изменения периметра прилегания седла клапана в закрытом состоянии на эффективность рабочего процесса тихоходных длинноходовых поршневых компрессорных ступеней. Изменение периметра седла возможно при использовании в самодействующем клапане деформируемых конструктивных элементов, например эластомерных. Разработанная модель деформированного состояния эластомерного элемента самодействующего клапана реализована с использованием программного комплекса ANSYS Workbench Mechanical (ПК ANSYS WM). Полученные данные по деформациям эластомерного элемента клапана позволили дополнить существующую методику расчёта рабочих процессов тихоходных длинноходовых поршневых ступеней функциональной зависимостью изменения периметра зазора в седле клапана от величины деформации и уточнить уравнение динамики запорного органа. Уточнённая методика верифицирована по результатам физического эксперимента. Выполненные теоретические исследования рабочих процессов тихоходных ступеней позволяют прогнозировать улучшение таких интегральных характеристик, как коэффициент подачи и индикаторный изотермический КПД, за счёт применения клапанов, содержащих деформируемый эластомерный элемент. Проведённые исследования позволили уточнить существующую методику расчёта рабочих процессов тихоходных поршневых компрессорных ступеней в части моделирования динамики клапана с деформируемым эластомерным элементом и изменения периметра зазора в контакте между запорным органом и седлом. Несмотря на то что в данном исследовании был рассмотрен частный случай конструкции клапана с деформируемым элементом, можно предположить, что последующая оптимизация геометрии эластомерного элемента и подбор перспективных материалов в качестве эластомерных элементов позволят обеспечить повышение энергетической эффективности рассматриваемой ступени не менее чем на 10% и прогнозируемый ресурс не менее 25 000 часов.

Ключевые слова: длинноходовой поршневой агрегат, деформация, условный зазор, самодействующий эластомерный клапан, интегральные характеристики поршневого компрессора

VERIFICATION OF THE METHODOLOGY FOR CALCULATING THE WORKING PROCESSES OF LONG-STROKE OIL-FREE RECIPROCATING COMPRESSOR STAGES WITH A SELF-ACTING ELASTOMERIC VALVE

Busarov I.S., Karagusov V.I., Kobylsky R.E., Busarova Yu.D.

Omsk State Technical University, Omsk, e-mail: roman.kobilsky@gmail.com

In this research paper, the influence of changing the perimeter of the valve seat fit in the closed state on the efficiency of the working process of low-speed long-stroke reciprocating compressor stages is considered. Changing the perimeter of the seat is possible when deformable structural elements, for example, elastomeric, are used in a self-acting valve. The developed model of the deformed state of the elastomeric element of the self-acting valve is implemented using the ANSYS Workbench Mechanical software package (PC ANSYS WM). The obtained data on deformations of the elastomeric element of the valve made it possible to supplement the existing methodology for calculating the working processes of slow-speed long-stroke piston stages with the functional dependence of the change in the perimeter of the gap in the valve seat on the magnitude of deformation and to clarify the equation of the dynamics of the shut-off body. The refined technique was verified based on the results of a physical experiment. The theoretical studies of the working processes of low-speed stages allow us to predict the improvement of such integral characteristics as the feed coefficient and the indicator isothermal efficiency due to the use of valves containing a deformable elastomeric element. The conducted research allowed us to clarify the existing methodology for calculating the working processes of low-speed reciprocating compressor stages in terms of modeling the dynamics of a valve with a deformable elastomeric element and changing the perimeter of the gap in contact between the shut-off body and the seat. Despite the fact that in this study a special case of a valve design with a deformable element was considered, it can be assumed that the subsequent optimization of the geometry of the elastomeric element and the selection of promising materials as elastomeric elements will ensure an increase in the energy efficiency of the stage in question by at least 10% and a projected resource of at least 25,000 hours

Keywords: long-stroke piston unit, deformation, conditional clearance, self-acting elastomeric valve, integral characteristics of a reciprocating compressor

Как было показано ранее [1-3], конструкция тихоходных длинноходовых ступеней поршневых компрессоров позволяет, по сравнению с быстроходными аналогами, существенно снизить влияние мертвого

объёма на рабочий процесс за счёт увеличения соотношения величины хода поршня и диаметра цилиндра. При этом режим работы длинноходовых агрегатов (длительное время рабочего цикла) обеспечивает

интенсивное охлаждение сжимаемого газа и низкую температуру нагнетания даже при повышенных соотношениях давлений нагнетания и всасывания в ступени [4-6]; реализация такого рабочего процесса невозможна в современных быстроходных поршневых ступенях, где время рабочего цикла составляет сотые доли секунды [7-9]. Проведённые ранее исследования рабочих процессов тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней определили как одно из основных направлений их совершенствования снижение утечек через неплотности рабочей камеры, в том числе за счёт применения в конструкции самодействующих клапанов деформируемых эластомерных элементов [10; 11]. Применение деформируемого эластомерного конструкционного элемента позволяет в том числе изменять периметр щелевого зазора в седле клапана по сравнению с номинальным, увеличивая его герметичность при сохранении пропускной способности в открытом состоянии [11]. Этот фактор может оказать заметное влияние на эффективность рабочего процесса компрессорной ступени. В связи с этим актуальным становится вопрос уточнения методики расчёта рабочего процесса тихоходных длинноходовых ступеней поршневых компрессоров с деформируемым эластомерным элементом, входящим в конструкцию самодействующего клапана.

Объектом исследования является поршневая тихоходная длинноходовая компрессорная ступень, подробно описанная, например, в [1; 12], отличительной особенностью которой являются клапаны, содержащие деформируемые эластомерные элементы. Рассмотрены клапаны со следующими основными параметрами: номинальный диаметр проходного сечения в седле $0,003$ м; высота подъёма запорного органа $h = 0,001$ м; величина деформации эластомерного элемента $h_{\text{эл}} = 0,0006$ м; приведённая сила упру-

гости пружины для всасывающего клапана 3500 Н/м, для нагнетательного клапана $30\ 000$ Н/м. Параметры ступени: температура газа на всасывании 290 К, давление всасывания $0,1$ МПа, давление нагнетания до $10,0$ МПа, диаметр цилиндра $0,05$ м; ход поршня $0,5$ м; время рабочего цикла $2 \dots 4$ с.

Целью исследования является уточнить существующую методику расчёта рабочих процессов тихоходных поршневых компрессорных ступеней в части моделирования динамики клапана с деформируемым эластомерным элементом и изменения периметра зазора в контакте между запорным органом и седлом.

Принципиальная схема клапана с эластомерным элементом (в открытом (а) и закрытом (б) положении) представлена на рисунке 1.

Методика экспериментального исследования ступени

Схема экспериментальной тихоходной длинноходовой ступени поршневого компрессора с линейным гидроприводом представлена на рисунке 2; общий вид экспериментального стенда [12; 13] – на рисунке 3. При работе гидростанция 1 подаёт рабочую жидкость в гидроцилиндр 2, обеспечивая возвратно-поступательное движение штока 3, жестко закрепленного на штоке компрессора 4. Уплотнения 5, установленные на поршне компрессорной ступени, выполнены из самосмазывающихся материалов. Органы газораспределения (клапаны всасывания 6 и нагнетания 7) установлены во втулке 8. Цифровой запоминающий осциллограф 9 производит сбор и сохранение изменяющихся параметров. Датчики давления 10 и температуры 11 фиксируют изменение параметров состояния газа в рабочей камере. Для измерения быстроизменяющегося давления газа в рабочей камере ступени использовались кремниевые датчики давления типа Д16 [13].

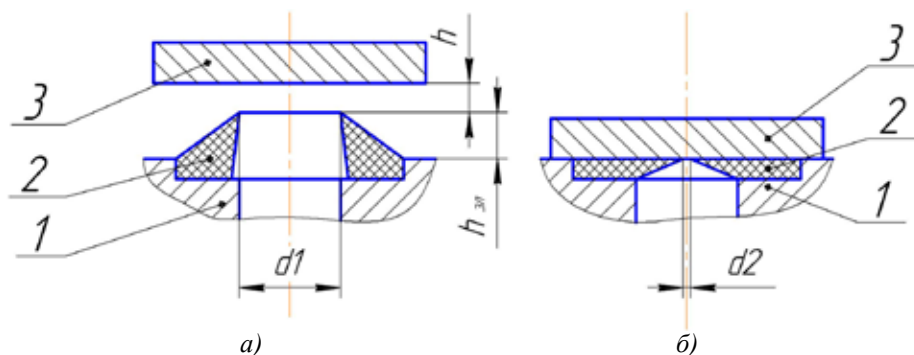


Рис. 1. Схема открытого и закрытого клапана с эластомерным элементом: а) открытый клапан; б) закрытый клапан; 1 – запорный орган; 2 – эластомерный элемент; 3 – седло клапана

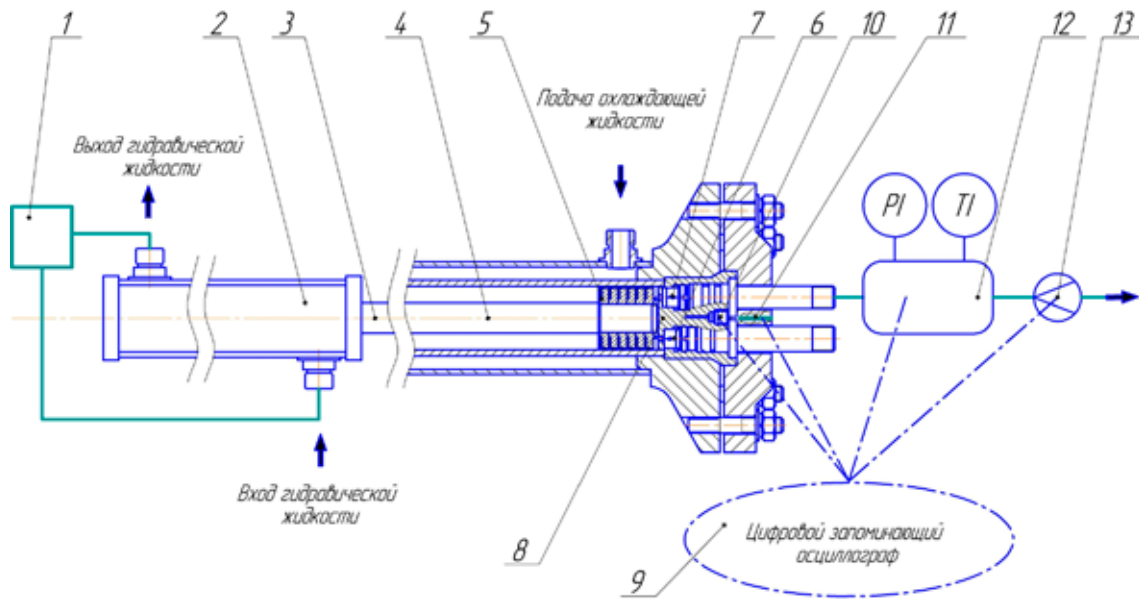


Рис. 2. Схема тихоходной длинноходовой ступени поршневого компрессора с линейным гидроприводом:
 1 – гидростанция; 2 – гидроцилиндр; 3 – шток гидроцилиндра; 4 – шток компрессора;
 5 – уплотнения цилиндра-поршневой группы; 6 – клапан всасывания; 7 – клапан нагнетания;
 8 – клапанная втулка; 9 – цифровой запоминающий осциллограф; 10 – датчик давления;
 11 – датчик температуры; 12 – ресивер; 13 – расходомер



Рис. 3. Общий вид экспериментального стенда

Приборная погрешность при тарировке датчика давления определяется по формуле [14-16]:

$$\delta_{ДД} = \sqrt{\delta_{д}^2 + \delta_{МН}^2 + \delta_0^2}, \quad (1)$$

где $\delta_{д}$ – относительная погрешность датчика давления, %; $\delta_{МН}$ – относительная погреш-

ность образцового манометра, %; δ_0 – относительная погрешность осциллографа, %.

Здесь относительная погрешность датчика давления принимается согласно паспортным данным $\delta_{д} = 1,4\%$, соответственно также принимается относительная погрешность образцового манометра $\delta_{МН} = 1,5\%$ и относительная погрешность осциллографа $\delta_0 = 3\%$.

Тогда общая погрешность датчика давления равна:

$$\delta_{ДД} = \sqrt{3^2 + 1,5^2 + 1,4^2} = 3,63\%$$

Определим общую погрешность датчика температуры – бусинкового термистора [15]:

$$\delta_T = \sqrt{\delta_M^2 + \delta_t^2 + \delta_V^2 + \delta_F^2}, \quad (2)$$

где δ_M – относительная погрешность осциллографа, 0,05%;

δ_t – погрешность термометра, определяемая погрешностью прибора, 0,1%;

δ_V – погрешность вольтметра, определяемая погрешностью прибора, 0,3%;

δ_F – погрешность расчёта по полученной интерполированной формуле, 1,5%.

Тогда

$$\delta_T = \sqrt{0,05^2 + 0,1^2 + 0,3^2 + 1,5^2} = 1,53\%.$$

Для измерения расхода применялся датчик типа AWM720P1 фирмы Honeywell. Погрешность данного датчика составляет 2%.

Методика расчёта

Математическая модель рабочих процессов подробно описана в работах [17-19]. В систему основных расчётных уравнений рабочего процесса тихоходной длинноходовой поршневой компрессорной ступени входят: первый закон термодинамики

для тела с переменной массой, уравнение состояния, уравнение массового баланса, следствие закона Джоуля для внутренней энергии газа, уравнения расхода газа через клапаны (в открытом и закрытом состоянии) и через зазоры в цилиндро-поршневой группе, уравнение конвективного теплообмена между газом и стенками рабочей камеры.

Исходные данные для расчета: температура всасывания; давление нагнетания и давление всасывания; газовая постоянная; теплофизические свойства газа; диаметр цилиндра; ход поршня; величина мертвого объема; частота рабочего цикла. Выходные данные результатов расчета: текущие параметры состояния газа в рабочей камере; масса газа в рабочей камере, тепловые и массовые потоки, а также интегральные характеристики ступени. Расчетная схема, условия однозначности и основные допущения подробно представлены в [19]. Система уравнений решается численно, методом конечных разностей, при разработке алгоритма был применен метод Эйлера второго порядка точности.

В качестве уточнения в данную методику в выражение для расчёта массового потока газа через закрытый клапан [4; 5; 8] вводится изменяемая величина периметра прилегания запорного органа к седлу ($\pi \cdot D(h_i)$):

$$\frac{dm_{кли}}{d\tau} = \alpha_i \cdot \varepsilon_i \cdot (\pi \cdot D(h_i) \cdot \delta_p) \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_i \cdot \Delta P_i}, \quad (3)$$

где $m_{кли}$ – масса газа, проходящая через закрывающийся или открывающийся клапан, кг; α_i – коэффициент расхода; ε_i – коэффициент расширения газа; ΔP_i – разность давлений газа до и после клапана или щели, Па; δ_p – условный зазор в клапане, м; ρ_i – плотность газа перед клапаном или щелью, кг/м³; $D(h_i)$ – изменяемый при деформации эластомерного элемента диаметр седла, м.

Уравнение динамики запорного органа также изменяется, так как появляется дополнительная сила упругости, действующая со стороны эластомерного элемента:

$$m_{np} \frac{d^2 \vec{h}}{dt^2} = \vec{F}_c + \vec{F}_{np} + \vec{F}_{mp} + \vec{G} + \vec{F}_{эл} \quad (4)$$

где F_c – суммарная сила, действующая на пластину со стороны газа, Н; F_{np} – сила упругости пружины, Н; F_{mp} – сила трения газа, Н; $F_{эл}$ – сила упругости эластомерного элемента; G – вес запорного органа.

Расчетная методика определения деформаций эластомерного элемента самодействующего клапана

Модель работы эластомерного элемента в самодействующем клапане реализована в программном комплексе ANSYS Workbench Mechanical [6; 10]. Используемая программа позволяет вычислить изменение геометрии эластомерного элемента при его деформации. При расчёте использовались следующие данные. Материал седла и пластины (запорный орган) – сталь 40X (7850 – плотность, кг/м³; $2,0 \cdot 10^{11}$ – модуль упругости, МПа; 0,3 – коэффициент Пуассона), материал эластомерного элемента – резина (1000 – плотность, кг/м³; 7 – модуль упругости, МПа; 0,49 – коэффициент Пуассона).

На рисунке 4 представлена 3D-модель рассматриваемого самодействующего клапана с примером расчётной сетки.

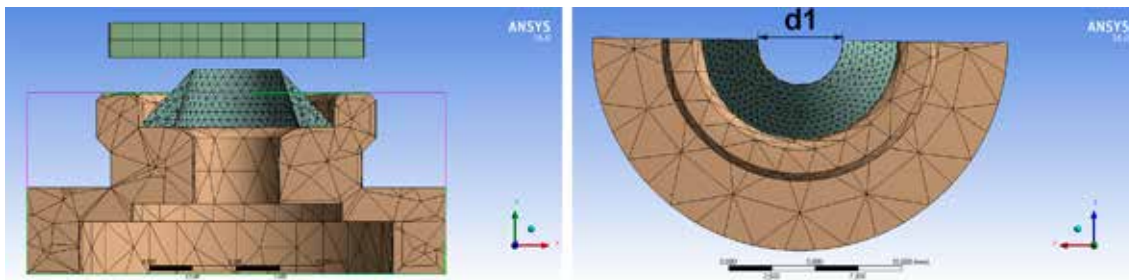


Рис. 4. Расчётная сетка конечных элементов

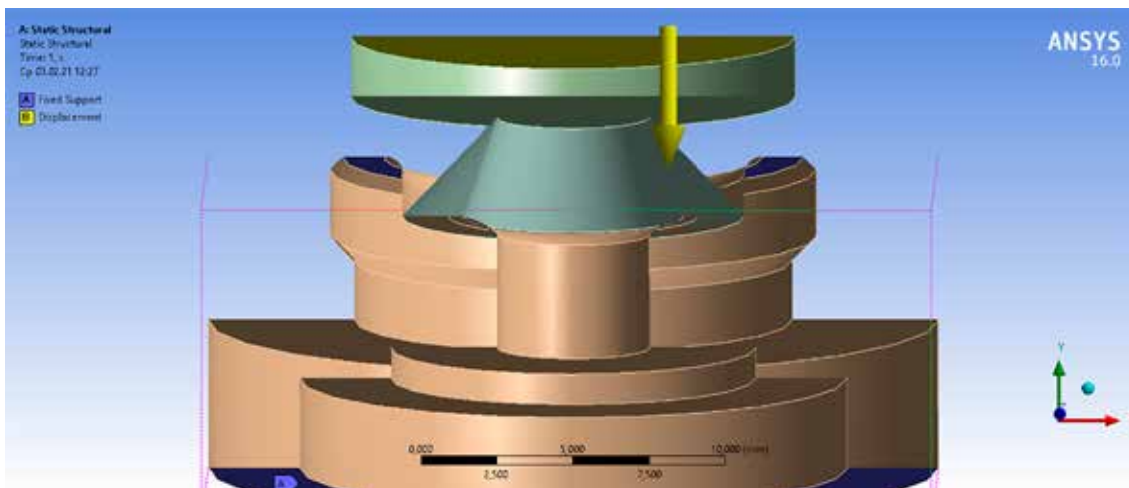


Рис. 5. Условия закрепления

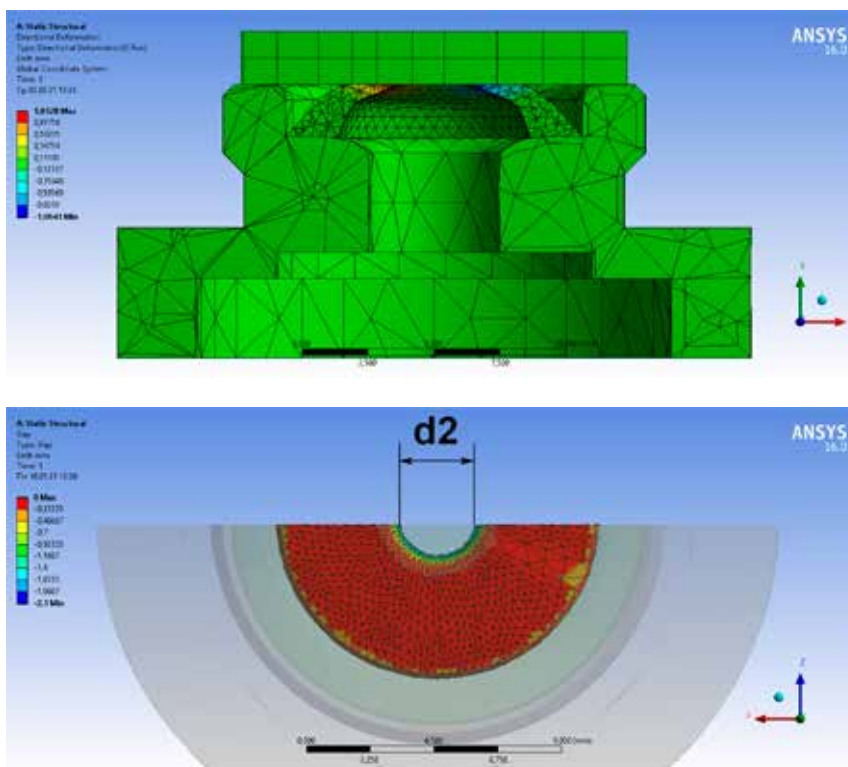


Рис. 6. Деформированное состояние эластомерного элемента клапана

Для моделирования взаимодействия между деталями используется настройка контактов (Connections → Contacts). Поскольку данный клапан устанавливается в клапанную плиту, то по нижней части седла принимается условие закрепления как неподвижное. Для запорного органа (пластина) устанавливается перемещение 1,6 мм, до полного прилегания пластины к седлу (рис. 5).

Полученные результаты по уменьшению периметра зазора для рассматриваемых профилей эластомерных элементов представлены на рисунке 6.

Полученные результаты показали возможность уменьшения периметра в закрытом клапане с деформируемым эластомерным элементом. На рисунках 4, 6 имеет место очевидное уменьшение диаметра отверстия в эластомерном элементе; для рассмотренной конфигурации эластомерного элемента уменьшение периметра может составить до 40% по сравнению с номинальным.

Результаты исследования и их обсуждение

По результатам выполненных исследований была проведена сравнительная оценка экспериментальных и теоретических результатов, в качестве которых рассматривались зависимости коэффициента подачи и индикаторного изотермического КПД от степени повышения давления в ступени (рис. 7, 8).

Нужно заметить, что для клапана с эластомерным элементом расстояние от седла до запорного элемента больше на величину высоты конуса эластомера (рис. 1) и в данном случае составляет 0,6 мм. При этом в расчётной методике деформация может быть учтена следующим образом:

при $1,6 < h < 0,6$, $D(h) = d1$;

при $0,6 < h < 0$,

$$D(h) = -0,0019 \cdot h^3 + 0,0069 \cdot h^2 - 0,0017 \cdot h + 0,00195;$$

при $h = 0$, $D(h) = d2$.

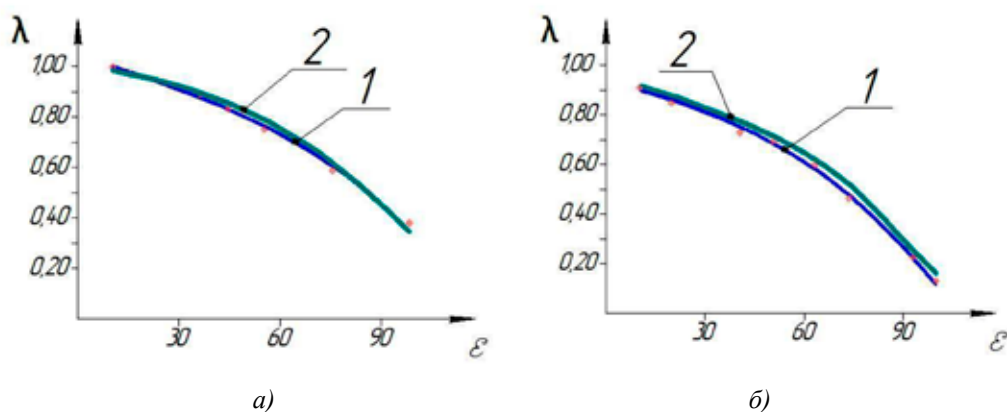


Рис. 7. Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления:
а) при времени цикла 2 с: 1 – эксперимент; 2 – теория;
б) при времени цикла 4 с: 1 – эксперимент; 2 – теория

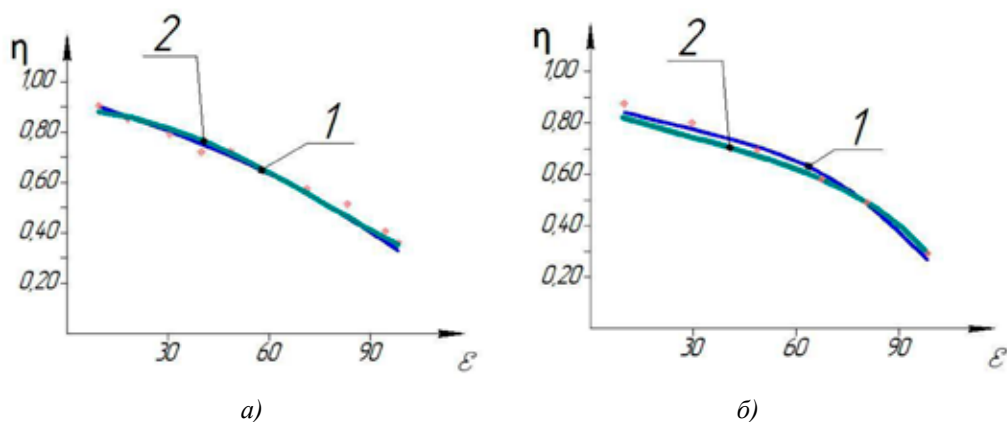


Рис. 8. Зависимость индикаторного изотермического КПД от степени повышения давления:
а) при времени цикла 2 с: 1 – эксперимент; 2 – теория;
б) при времени цикла 4 с: 1 – эксперимент; 2 – теория

Сравнение полученных теоретических и экспериментальных результатов показало полное качественное и удовлетворительное количественное соответствие (расхождение расчётных и экспериментальных результатов составило не более 6%). Применение клапана с деформируемым эластомерным элементом позволило увеличить коэффициент подачи примерно на 10%, а изотермический индикаторный КПД – на 12% (сравнение проводилось с полученными ранее интегральными характеристиками наиболее близких аналогов тихоходной компрессорной ступени [4; 5]). Важно отметить, что применение неметаллических конструкционных материалов, в том числе эластомеров, в рассматриваемых компрессорных ступенях становится возможным из-за низких температур нагнетаемого газа, обусловленных интенсивным теплоотводом в процессе сжатия и нагнетания [11; 19].

Выводы

Таким образом, проведённые исследования позволили уточнить существующую методику расчёта рабочих процессов тихоходных поршневых компрессорных ступеней в части моделирования динамики клапана с деформируемым эластомерным элементом и изменения периметра зазора в контакте между запорным органом и седлом. Несмотря на то что в данном исследовании был рассмотрен частный случай конструкции клапана с деформируемым элементом, можно предположить, что последующая оптимизация геометрии эластомерного элемента и подбор перспективных материалов в качестве эластомерных элементов позволят обеспечить повышение энергетической эффективности рассматриваемой ступени не менее чем на 10% и прогнозируемый ресурс не менее 25 000 часов.

Список литературы

1. Yusha V., Busarov S., Gromov Yu. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units. *Chemical and Petroleum Engineering*. 2017. № 53 (7–8). DOI: 10.1007/s10556-017-0362-2.
2. Yusha V., Busarov S., Gromov Yu. Analysis of thermal state of intensely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage. *Chemical and Petroleum Engineering*. 2017. Vol. 52. P. 597-601. DOI: 10.1007/s10556-017-0239-9.
3. Недовенчаный А.В. Повышение энергетической и динамической эффективности поршневого малорасходного

одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидриводом: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2020. 232 с.

4. Громов А.Ю. Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов: дис. ... канд. техн. наук. Казань, 2017. 213 с.

5. Самарский А.А. Системы охлаждения компрессоров Bitzer // *Холодильная техника*. 2016. № 4. С. 36-37.

6. Шейпак А.А. Математические модели течения жидкости и газа через щели // *Гидрогазодинамика, гидравлические машины и гидропневмосистемы: материалы международной научно-технической конференции (Москва 23 февраля 2016 г.)*. М.: Издательство МЭИ, 2016. С. 46-49.

7. Щерба В.Е., Болштынский А.П., Шалай В.В., Ходорев Е.В. Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования: монография. М.: Машиностроение, 2013. 368 с.

8. Болштынский А.П., Щерба В.Е., Лысенко Е.А. Поршневые компрессоры с бесконтактным уплотнением. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2013. 416 с.

9. Бусаров И.С., Юша В.Л., Бусаров С.С. Экспериментальное определение коэффициента отскока пластины клапана с эластомерными элементами в поршневой тихоходной компрессорной ступени // *Омский научный вестник. Серия: Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2020. Т. 4. № 2. С. 104-110.

10. Коваль В.А., Ковалева Е.А., Литвинов Е.В. Анализ возможности применения трехмерного пакета ANSYS CFX для проведения численного эксперимента на компрессорных ступенях // *Компрессорная техника и пневматика*. 2009. № 8. С. 19-23.

11. Васильева В.А., Чернышев А.В. Исследование аэродинамической составляющей нагрузки, действующей на клапан запорно-регулирующего устройства // *Химическое и нефтяное машиностроение*. 2014. № 8. С. 7-12.

12. Юша В.Л., Бусаров С.С., Недовенчаный А.В. Экспериментальная оценка эффективности рабочих процессов тихоходных длинноходовых поршневых компрессорных ступеней при сжатии различных газов // *Химическое и нефтегазовое машиностроение*. 2018. № 8. С. 27-29.

13. Bland Martin. Statistics notes: measurement error. *Altman*. 1996. Vol. 313 (7059). P. 744.

14. Cochran W.G. Errors of Measurement in Statistics. *Technometrics*. 1968. Vol. 10. № 4. P. 637–666.

15. Krstev A.I., Helwig G.A. Detection of random vapor concentrations using an integrating diamond gas sensor. *Sensors and Actuators*. 2014. Vol. 195. P. 603.

16. Кондратьева Т.Ф., Исаков В.П. Клапаны поршневых компрессоров. Л.: Машиностроение, 2017. 158 с.

17. Yusha V.L., Karagusov V.I., Busarov S.S. Modeling the work processes of slow-speed, long-stroke piston compressors. *Chemical and petroleum engineering*. 2015. Vol. 51. № 3. P. 177–182.

18. Сарманаева А.Ф., Мустафин Т.Н., Чекушкин Г.Н. Расчетно-экспериментальное исследование кольцевых самодействующих клапанов на основе моделирования реальной ступени поршневого компрессора // *Компрессорная техника и пневматика*. 2014. № 4. С. 36-39.

19. Прилуцкий И.К. Метод определения мгновенных локальных коэффициентов теплоотдачи в элементах ступеней машин объемного действия // *Технические Газы*. 2013. № 4. С. 19-26.