Глобальная энергия. Том 28, № 3, 2022. С. 18–30.
Global Energy, 2022, 28 (3); 18–30.

Научная статья
УДК 621.512.2
DOI: https://doi.org/10.18721/JEST.28302

С.С. Бусаров[1] ✉ , *К.А. Вансович*[1]

Омский государственный технический университет,
г. Омск, Россия

✉ bssi1980@mail.ru

ОЦЕНКА УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ ЦИЛИНДРА МАЛОРАСХОДНОГО ТИХОХОДНОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Аннотация. В статье выполнена оценка ресурса усталостного нагружения цилиндра тихоходной ступени длинноходового поршневого агрегата при нагружении внутренним давлением рабочей среды в зоне нагнетания. Для тихоходных компрессорных ступеней актуальной задачей является изучение поведения конструкций при длительной эксплуатации, поскольку данная машина недостаточно изучена и цель её создания – повышенный ресурс по сравнению с существующими многоступенчатым аналогами. Результаты анализа работы компрессорного агрегата, полученные в программе ANSYS Workbench, позволяют оценить влияние свойств материала и конструкции цилиндра, а также характеристик его нагружения на усталостную прочность. Проведённые исследования позволили создать общий подход к проектированию поршневых ступеней агрегатов в условиях эксплуатационных нагрузок, позволяющий создавать поршневые ступени с заданным ресурсом работы.

Ключевые слова: тихоходный поршневой агрегат; напряженно-деформированное состояние; предел выносливости материала; усталостная прочность; остаточный ресурс.

Для цитирования:

Бусаров С.С., Вансович К.А. Оценка усталостного разрушения цилиндра малорасходного тихоходного поршневого компрессора // Глобальная энергия. 2022. Т. 28, № 3. С. 18–30. DOI: https://doi.org/10.18721/JEST.28302

© Бусаров С.С., Вансович К.А., 2022. Издатель: Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Research article
DOI: https://doi.org/10.18721/JEST.28302

S.S Busarov[1] ✉ , *K.A. Vansovich*[1]

Omsk State Technical University,
Omsk, Russia

✉ bssi1980@mail.ru

EVALUATION OF FATIGUE FAILURE OF A CYLINDER OF A LOW-FLOWS SILENT-SPEED RECIPROCATING COMPRESSOR

Abstract. The article evaluates the fatigue loading resource of the low-speed stage cylinder of a long-stroke piston unit when loaded by the internal pressure of the working medium in the injection zone. For low-speed compressor stages, an urgent task is to study the behavior of structures during long-term operation, since this machine has not been sufficiently studied and the purpose of its creation is an increased resource compared to existing multi-stage analogues. The results of the analysis of the operation of the compressor unit, obtained in the ANSYS Workbench program, make it possible to evaluate the influence of the properties of the material and design of the cylinder, as well as the characteristics of its loading on fatigue strength. The conducted research allowed us to create a general approach to the design of piston stages of units under the conditions of operational loads, which makes it possible to create piston stages with a given service life.

Keywords: low-speed piston unit; stress-strain state; endurance limit of the material; fatigue strength; residual resource.

Citation:

S.S Busarov, K.A. Vansovich, Evaluation of fatigue failure of a cylinder of a low-flows silent-speed reciprocating compressor, Global Energy, 28 (03) (2022) 18–30, DOI: https://doi.org/10.18721/JEST.28302

Введение. Развитие нефтегазовой, космической, пищевой и химической отраслей, медицины и других отраслей техники и промышленности, стратегическое освоение Мирового океана, космоса, Арктики и Антарктики привело к необходимости создания технологического и специального оборудования, способного длительно и надёжно работать в удалённых условиях эксплуатации, в том числе в автономном режиме.

Особую группу представляют собой малорасходные компрессорные агрегаты среднего и высокого давления, к которым в числе прочих предъявляются требования надёжной непрерывной работы в течение длительного срока эксплуатации, возможность функционирования в широком диапазоне атмосферных температур, в том числе в полевых условиях, возможность обеспечения требуемого уровня чистоты и температуры сжатого газа [1–5].

Например, срок наработки без обслуживания для существующих поршневых и мембранных компрессоров среднего и высокого давления составляет не более 5000 – 10000 часов [6], тогда как при работе систем жизнеобеспечения в космосе требуемый ресурс может превышать 80 000 часов [7]. В других случаях автономных условий эксплуатации этот срок значительно меньше, но и там нередко превышает 30 000 часов [8, 9]. Ограниченный ресурс существующих компрессоров в первую очередь связан с ресурсом цилиндропоршневого уплотнения. Как и в любых типах поршневых компрессоров, в компрессорах без смазки проточной части важной задачей является также и обеспечение требуемого ресурса работы клапанов (вторая из основных причин, влияющих на надёжность поршневого компрессора). Статистические данные показывают, что третьей основной причиной выхода из строя компрессора является поломка подшипников [9]. Ресурс современных подшипников достигает 60 000 часов и более [9].

© S.S. Busarov, K.A. Vansovich, 2022. Published by Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

Дальнейшее повышение ресурса несмазываемых малорасходных поршневых компрессоров среднего и высокого давления актуально и возможно за счёт совершенствования рабочего процесса, а также режимов работы и конструкций основных функциональных элементов несмазываемых поршневых компрессорных ступеней. Поскольку подшипниковые узлы по величине ресурса существенно превосходят клапаны и цилиндропоршневые уплотнения, то из условий обеспечения равномерного износа всех конструктивных элементов обеспечить повышение ресурса клапанов и уплотнений, приняв за ориентир (цель) существующий уровень наработки подшипников (не менее 60 000 часов), а в качестве перспективной задачи рассматривать достижение ресурса не менее 100 000 часов.

В настоящее время, если говорить о машинах малой производительности (не более 1 л/с), одним из вариантов применяемых компрессорных ступеней при жёстких требованиях к вибро-шумовым характеристикам, чистоте сжимаемого газа (применение сухих ступеней сжатия) и экономичности могут являться исследуемые в данной работе квазиизотермические тихоходные длинноходовые поршневые ступени. Особенностью тихоходных длинноходовых ступеней является пониженная скорость движения поршня (0,25...0,5 м/с) и вытянутая длина цилиндра (отношение хода поршня к диаметру цилиндра более 10). Данные конструктивные и режимные особенности позволяют максимально приблизить процесс сжатия к изотермическому и снизить влияние мёртвого объёма на производительность, что в свою очередь позволило достичь давления нагнетаемого газа в 10 МПа в одной ступени сжатия [10, 11].

Исследованию ресурса и способам его повышения за счёт применения перспективных материалов, оптимизации режимов работы вышеобозначенных узлов посвящены другие работы авторов данной статьи.

В данной работе уделено внимание исследованию возможного достижимого ресурса работы цилиндра поршневой ступени, поскольку проведен ряд исследований по уменьшению массогабаритных параметров за счёт уменьшения толщины стенки цилиндра. Так в работах [12, 13] предложена конструкция компрессорной ступени с давлением нагнетания до 10 МПа и конструкцией цилиндра с толщиной стенки 1,5 мм. Данное решение, по мнению авторов, безусловно, верное и подтверждено как теоретическими расчётами, так и экспериментально [13]. Однако совершенно не гарантирована работа поршневой ступени продолжительное время, поскольку исследования на ресурс работы цилиндра тихоходных длинноходовых поршневых ступеней до настоящего времени не проводились. Поскольку цилиндр является одним из основных элементов поршневой ступени его ресурс, как элемента общей системы должен обеспечить требуемый ресурс в 100 000 ч. В связи с особенностями функционирования тихоходных поршневых ступеней [14–16] цилиндр компрессора подвергается циклическим нагрузкам с периодом цикла от 2 до 4 секунд, частотой цикла $f = 0{,}25 - 0{,}5$ Гц. Долговечность цилиндра при работе в штатном режиме не должна быть ниже 100 000 часов, т.е. $9{\cdot}10^7...18{\cdot}10^7$ циклов. Таким образом, возможный вариант разрушение можно отнести к многоцикловой усталости (High-cycle fatigue). В случае такого нагруженного состояния значения возникающих напряжений имеют меньшее значение, чем предел текучести.

В связи с требованиями по минимизации массовых характеристик поршневой ступени наряду с обеспечением требуемого ресурса становится актуальной задача определения значения минимальной толщины цилиндра при обеспечении ресурса работы в 100 000 ч.

Объект исследования

Поршневая ступень: с давлением всасывания – 0,1 МПа, давлением нагнетания 12 МПа, время цикла 2...4 с, температура всасывания 293 К; : диаметр цилиндра 0,05 м; ход поршня 0,5 м; длина цилиндра – 0,55 м; толщина стенки цилиндра принималась 1,5, 2 и 3 мм.

Методика численных исследований

Разрушение материалов если рассматривать усталостный аспект, происходи при накоплении микроразрушений в исследуемом материале при нагружении повторяющейся циклической нагрузкой. При этом надо отметить, что максимальные допустимые напряжения, возникающие в материале, значительно должны быть ниже напряжений при постоянной нагрузке растяжения.

Таким образом задачу определения ресурса испытуемых деталей при циклически повторяющейся нагрузке можно решить либо способом определение коэффициента запаса усталостной прочности для детали без трещины, либо оценкой несущей способности конструкции при наличии трещины с известными формой и размерами [17, 18].

Суть способа определения коэффициента запаса усталостной прочности для детали без трещины основан на экспериментальном определении предела выносливости материалов σ_{-1} на стандартных гладких образцах без трещины и вычислении коэффициента запаса усталостной прочности n для заданного цикла (рис. 1) [18]:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta\varepsilon}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \tag{1}$$

где K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений; β и ε – коэффициенты влияния поверхности и масштабного фактора; ψ_σ – коэффициент постоянных напряжений.

Пределом выносливости материала является амплитуда напряжений, при которой материал, не разрушаясь, выдерживает определенное число циклов $N_б$ (база испытаний), устанавливают опытным путем. Предел выносливости металла σ_{-1} возможно получить при использовании специальных машин [19–21]. Часто проводят испытания на изгиб имитируя симметричный цикл нагружения. На рис. 2 представлен пример схемы для реализации чистого изгиба.

Последовательно задавая значения напряжений σ_{max}, получают соответствующее число циклов N, при которых произойдёт разрушение испытуемого образца. Соответственно по этим данным можно построить некую кривую, характеризующую долговечность материала при определённом значении напряжения, которая называется кривой усталости (рис. 3).

Из полученного графика кривой видно, что уменьшение σ_{max} приводит к росту числа циклов до разрушения N, при этом кривая асимптотически приближается к горизонтали с базовым числом циклов нагружения и конкретным напряжением при этом. В точке кривой выносливости, совпадающей с горизонтальной асимптотой, определяется предел выносливости σ_{-1} и базовое

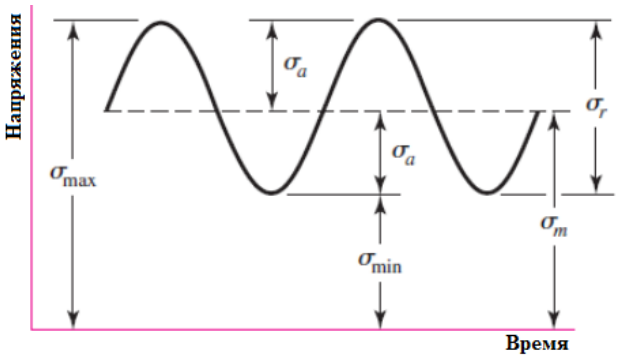


Рис. 1. Асимметричный цикл нагружения

Fig. 1. Asymmetric loading cycle

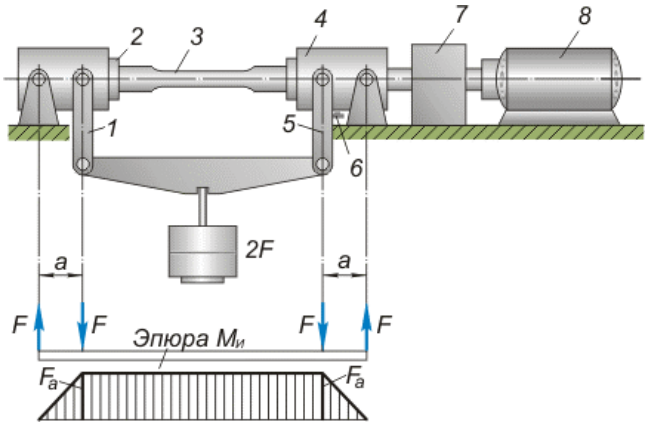


Рис. 2. Схема машины для испытания образцов при чистом изгибе: 1, 5 – серьги; 2, 4 – вращающиеся цанги; 3 – образец; 6 – контакт, фиксирующий разрушение; 7 – счетчик числа оборотов; 8 – двигатель

Fig. 2. Scheme of a machine for testing samples in pure bending: 1, 5 – earrings; 2, 4 – rotating collets; 3 – sample; 6 – contact, fixing the destruction; 7 – counter of the number of revolutions; 8 – engine

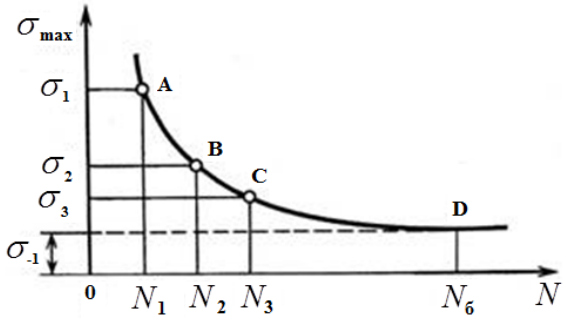


Рис. 3. Кривая усталости

Fig. 3. Fatigue curve

число циклов $N_б$. Для различных материалов приняты различные базы испытаний; так, для стальных образцов $N_б = 10^7$ циклов, а для цветных металлов 10^8 циклов и т. д.

На кривых усталости в общем случае можно выделить два участка (рис. 4). На первом участке уравнение кривой усталости имеет следующий вид

$$\sigma^m N = C, \tag{2}$$

где m, C – параметры материала.

На втором участке выполняется условие

$$\sigma_{-1}^m N_б = \sigma^m N. \tag{3}$$

Уравнение (3) позволяет определить число циклов до разрушения для циклических напряжений превышающих предел выносливости.

В данной работе для анализа возможности усталостного разрушения (Stress-Life Approach) цилиндра компрессора применяется модуль расчета усталостной долговечности ANSYS Fatigue Module [21].

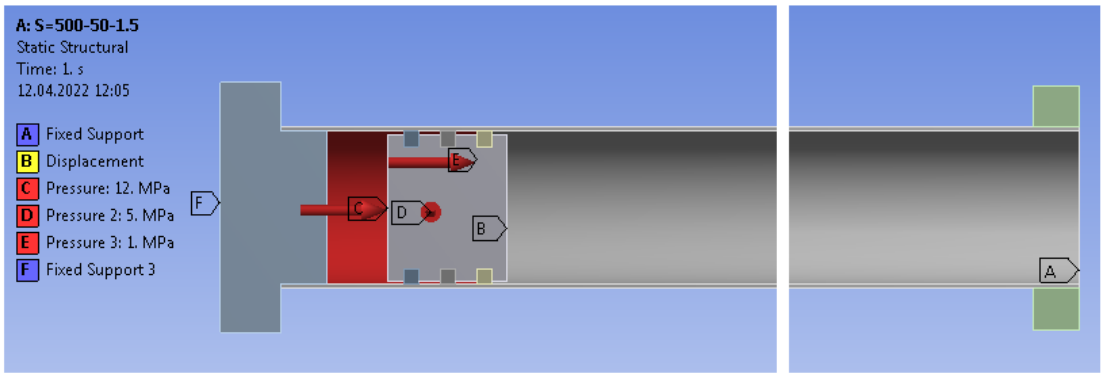
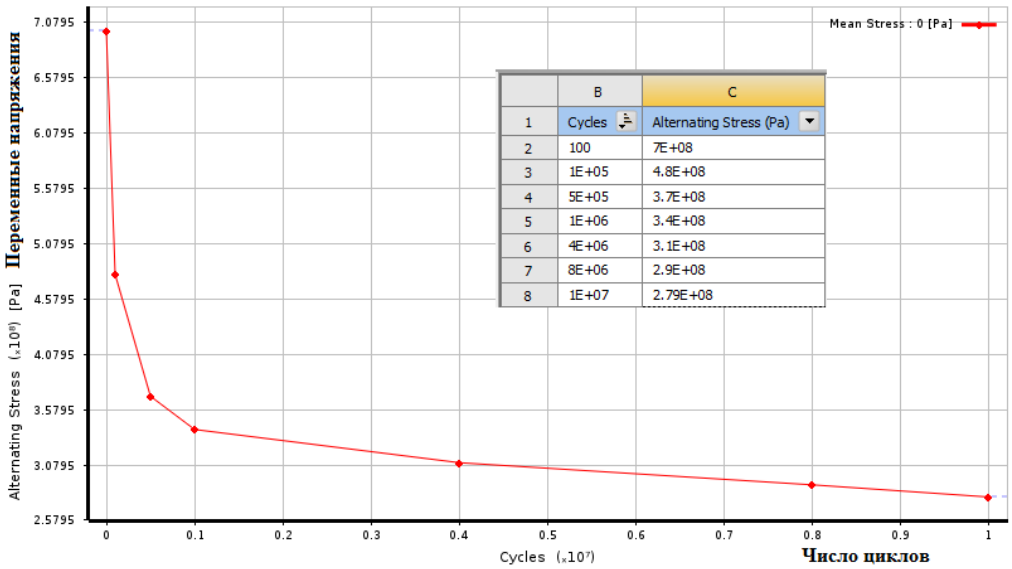


Рис. 4. Расчетная схема цилиндра компрессора в ANSYS Workbench

Fig. 4. Calculation scheme of the compressor cylinder in ANSYS Workbench



	B	C
1	Cycles	Alternating Stress (Pa)
2	100	7E+08
3	1E+05	4.8E+08
4	5E+05	3.7E+08
5	1E+06	3.4E+08
6	4E+06	3.1E+08
7	8E+06	2.9E+08
8	1E+07	2.79E+08

Рис. 5. Кривая усталости для стали 12Х18Н10Т

Fig. 5. Fatigue curve for steel 12Cr18Ni10Ti

Методика создания модели, задания нагружения и условий закрепления подробно представлены в работах [21].

На рис. 4 приведена расчетная схема цилиндра компрессора длиной 500 мм, диаметром 50 мм и толщиной стенки 1,5 мм. Наибольшее давление в зоне нагнетания 12 МПа.

Цилиндрическая оболочка компрессора изготовлена из стали 12Х18Н10Т (легирующие элементы хром, никель, титан). Характеристики данного материала характеризующие его механические свойства следующие: $\sigma_{0,2}$ = 196 МПа; $\sigma_{в}$ = 510 МПа; δ = 40%.

Механические характеристики стали заданы в модуле Engineering Data. Усталостная кривая σ–N задана как Property – S-N Curve по табличным данным (Tabular) на рис. 5.

Результаты

Исследовалось влияние толщины стенки цилиндра на его прочностные свойства. Для варианта толщины стенки 1,5 мм на рис. 6 показаны эквивалентные напряжения по Мизесу.

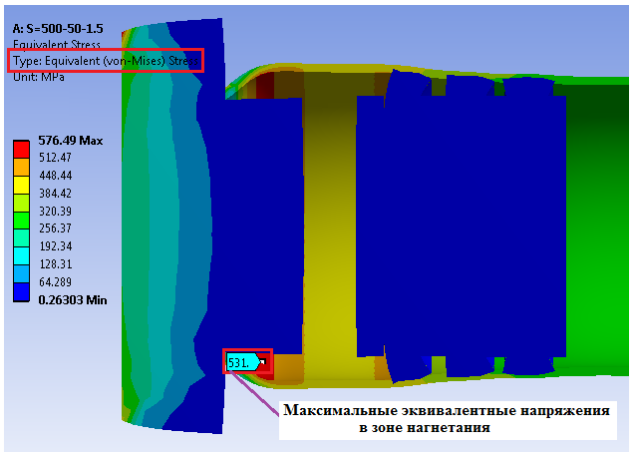


Рис. 6. Эквивалентные напряжения по Мизесу (von-Mises) при толщине 1,5 мм
Fig. 6. Equivalent stresses according to Mises (von-Mises) at a thickness of 1.5 mm

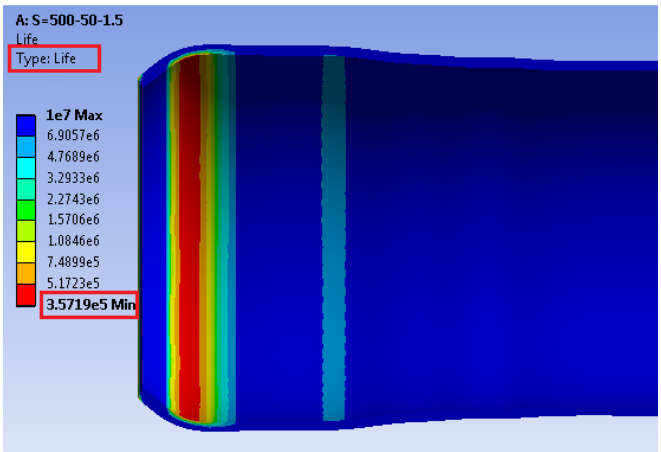


Рис. 7. Число циклов нагружения при толщине 1,5 мм
Fig. 7. Number of loading cycles with a thickness of 1.5 mm

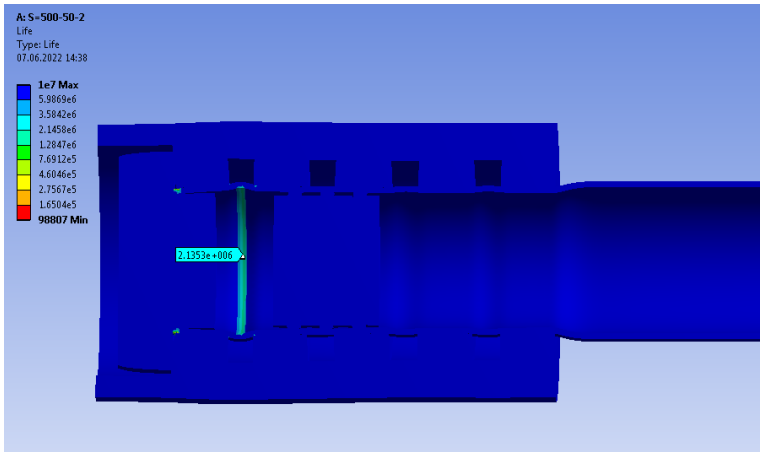


Рис. 8. Число циклов нагружения при толщине 2,0 мм
Fig. 8. Number of loading cycles at a thickness of 2.0 mm

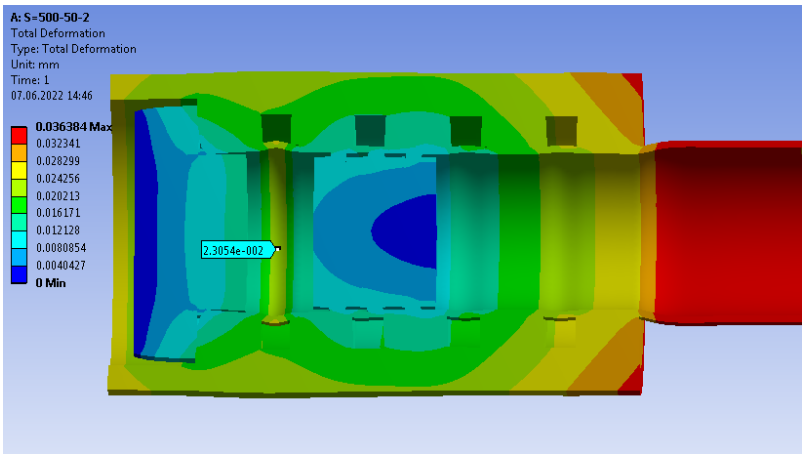


Рис. 9. Деформация цилиндра при толщине 2,0 мм

Fig. 9. Cylinder deformation at 2.0 mm thickness

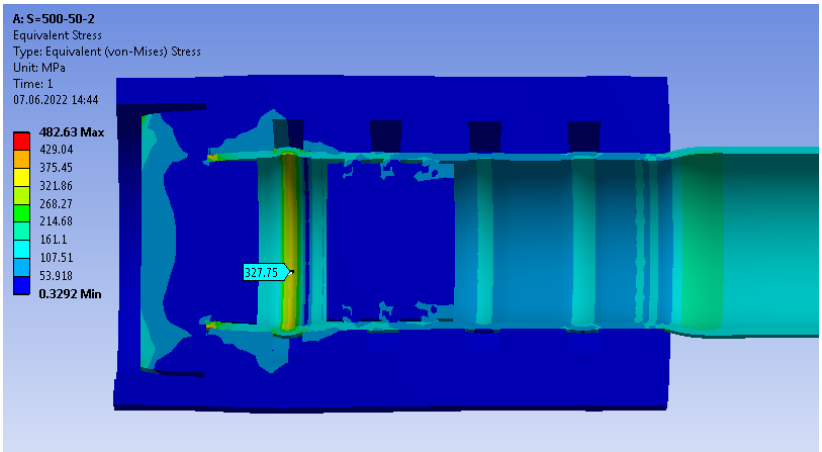


Рис. 10. Эквивалентные напряжения при толщине 2,0 мм

Fig. 10. Equivalent stresses at 2.0 mm thickness

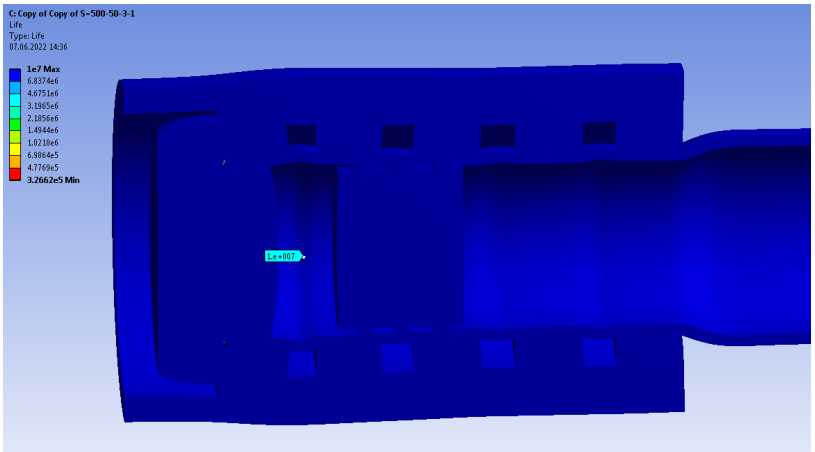


Рис. 11. Число циклов нагружения при толщине 3,0 мм

Fig. 11. Number of loading cycles at a thickness of 3.0 mm

Представленные на рис. 6,7 результаты показывают, что при толщине цилиндра 1,5 мм число циклов нагружения составляет ориентировочно 350 000, что соответствует времени непрерывной работы порядка 400 ч.

Представленные на рис. 8-10 результаты показывают, что при толщине цилиндра 2,0 мм число циклов нагружения составляет ориентировочно 2 130 000, что соответствует времени непрерывной работы порядка 2400 ч.

Представленные на рис. 11-13 результаты показывают, что при толщине цилиндра 3,0 мм число циклов нагружения достигает критического уровня в 10 000 000, что соответствует “бесконечному” времени непрерывной работы, что может быть проиллюстрировано графиком, изображённым на рис. 14.

На рис. 14 видно, что для конкретных условий работы ступени есть толщина стенки, в данном случае около 3 мм, превышать которую не имеет смысла, поскольку это не даст прибавление в ресурсе, а лишь утяжелит ступень. Это показывает линия 1. Также линия 2 показывает изменение относительной массы цилиндра m0 (отношение массы цилиндра при произвольной толщине

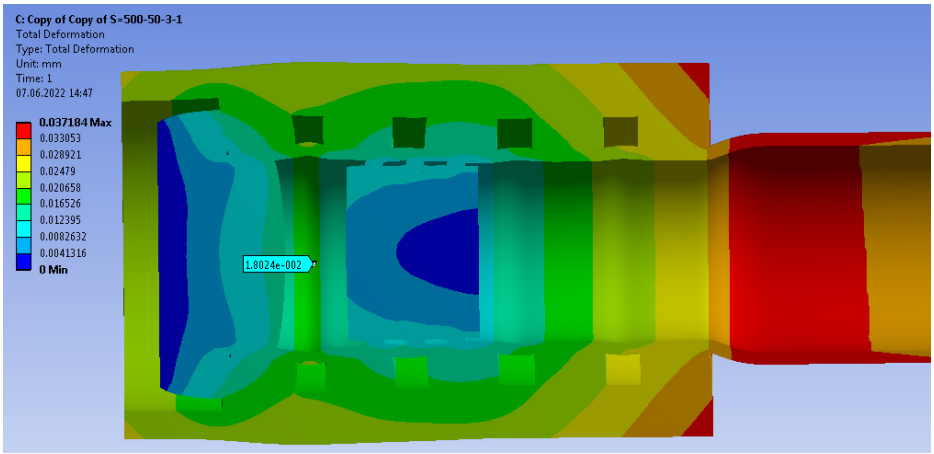


Рис. 12. Деформация цилиндра при толщине 3,0 мм

Fig. 12. Cylinder deformation at 3.0 mm thickness

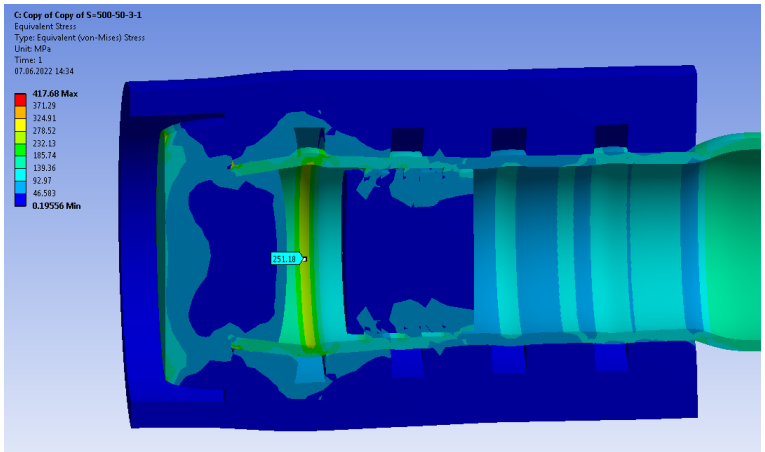


Рис. 13. Эквивалентные напряжения при толщине 3,0 мм

Fig. 13. Equivalent stresses at 3.0 mm thickness

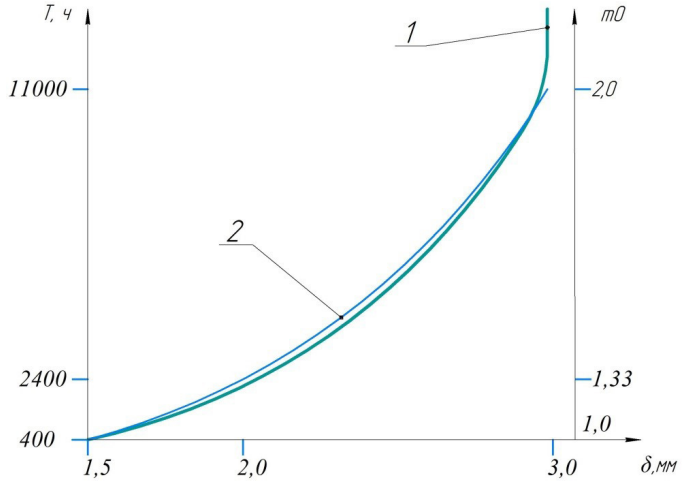


Рис. 14. Зависимость ресурса ступени (1) и относительной массы (2) от толщины стенки
Fig. 14. Dependence of the step resource (1) and relative mass (2) on the wall thickness

стенке к массе при толщине стенки равной 1,5 мм). Таким образом, в зависимости от требуемого ресурса при данных условиях работы экономия массы может составлять до двух раз.

Выводы

Проведённые исследования на основе экспериментально полученной кривой усталости для стали 12Х18Н10Т позволили дать рекомендации по проектной толщине цилиндра малорасходной поршневой тихоходной ступени в зависимости от требуемого ресурса при давлении нагнетания 12 МПа. При поставленной цели с достижением ресурса в 100 000 ч толщина цилиндра должна быть 3 мм, это также позволит создать машину с минимальными массогабаритными параметрами.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

[1] **Kotlov A.A.** Calculation and Selection of Parameters of the Ring Valve of Reciprocating Compressors // AIP Conference Proceeding. 2019. Vol. 2141. 030020. DOI: 10.1063/1.5122070

[2] **Mistry H., Bhakta A., Dhar S. [et al.].** Capturing valve dynamics in reciprocating compressors through computational fluid dynamics // In 21st International Compressors Engineering Conference at Purdue. 2017. 1210

[3] **Никишенко С.Л.** Насосы и компрессоры для нефтегазовой отрасли [Текст] / С.Л. Никишенко, С. Киреев, М. Корчаргина. – Германия: LAP (Lambert Academic Publishing), 2020. – С. 240.

[4] **Страус В.** Промышленная очистка газов / В. Страус. – М.: Химия, 1981. – С. 616.

[5] Методы расчетов рассеивания выбросов вредных (загрязняющих) веществ в атмосферном воздухе, Санкт Петербург: Гидрометеоиздат, 2018. – 23 с.

[6] **Байков И.Р.** Диагностирование технического состояния поршневых компрессоров / И.Р. Байков, С.В. Китаев, Ш.З. Файрушин// Журнал энергобезопасность и энергосбережение – Московский институт энергобезопасности и энергосбережения, 2015. – № 3 (63). – С. 28–30.

[7] Космонавтике необходима свобода [Электронный ресурс]: ведомости/ – Электрон. газета. – 30.10.2015. – режим доступа: https://www.vedomosti.ru/opinion/articles/2015/12/01/619005-kosmonavetike-svoboda (дата обращения: 24.06.2022).

[8] Инновационное решение [Электронный ресурс]: Технический журнал/ – Технический журнал SKF «Evolution» – 4.01.2017. – режим доступа: https://evolution.skf.com/ru/%D0%B8%D0%BD%D0%BD%D0%BE%D0%B2%D0%B0%D1%86%D0%B8%D0%BE%D0%BD%D0%BD%D0%BE%D0%B5-%D1%80%D0%B5%D1%88%D0%B5%D0%BD%D0%B8%D0%B5/ (дата обращения: 22.06.2022).

[9] Долговечность подшипников [Электронный ресурс]: Подшипники России / сайт. – Электронные данные. – 07.08.2013. –. – режим доступа: http://samip.ru/2013/08/dolgovechnost-podshipnikov (дата обращения: 25.06.2022).

[10] **Бусаров С.С., Юша В.Л.** Перспективы создания малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления на базе унифицированных тихоходных длинноходовых ступеней // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. – 2018. – Т. 24, № 4. – С. 80–89.

[11] **Недовенчаный А.В.** Теоретическая оценка влияния интенсивности внешнего охлаждения цилиндра на рабочий процесс холодильного малорасходного длинноходового компрессора / А.В. Недовенчаный, Н.Ю. Федосеева, Е.В. Постовой; ОмГТУ // Техника и технология современного нефтехимического и нефтегазового производства : материалы 4-й Междунар. науч.-техн. конф. аспирантов, магистрантов, студентов, творч. молодежи профил. предприятий и орг., учащихся ст. кл. – Омск, 2014. – С. 105–107.

[12] **Titov D.S., Busarov. S.S., Busarov. I.S.** Analysis of temperature effect on deformation of low-speed compressor unitstage cylinder // AIP Conference Proceedings . – 2019. – p. 030002-1–030002-7. – Режим доступа: https:// doi.org/10.1063/1.5122052

[13] **Титов Д.С.** Улучшение массогабаритных характеристик поршневых тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней за счёт рациональной организации системы охлаждения // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства: материалы 11-й Междунар. науч.-техн. конф. – 2021. – С. 53.

[14] **Busarov S.S., Yusha V.L., Den'gin V.G., Karagusov V.I.** Theoretical analysis of the working process of the superlow rotary low expense piston compressor with the increased piston stroke, 8th International Conference on Compressors and Coolants, 2013, Papiernicka, Slovakia. Book of abstracts. – p. 22.

[15] **Кобыльский Р.Э.** Применение комбинированного уплотнения для снижения нагрузки, действующей на цилиндропоршневое уплотнение // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2022. № 7. С. 117–125. DOI: 10.34031/2071-7318-2022-7-7-117-125

[16] **Busarov S.S., Yusha V.L., Gromov A.Yu.** Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units // Chemical and petroleum engineering. 2017. Vol. 53 (7–8). P. 453–458. https://doi.org/10.1007/s10556-017-0362-2

[17] **Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М.** Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М.: Машиностроение, 1975, с. 488.

[18] **Вансович К.А., Аистов И.П., Зеньков Е.В.** Применение упругопластической модели роста усталостных трещин для расчета остаточного ресурса ступенчатых валов // В сборнике: Проблемы машиноведения. Материалы III Международной научно-технической конференции. 2019. С. 62–69.

[19] **Gappoev T.T., Golobokov M.G.** Structural analysis and classification of a device for converting rotary motion into reciprocating and vice versa // News of the State Agrarian University. 2013. No. 502. p. 186–189.

[20] **Balakin P.D., Belkov V.N., Zgonnik I.P.** Analog of crosshead drive of piston machines // Dynamics of systems, mechanisms and machines. 2018. Vol. 6, No. 1. Pp. 7–10.

[21] **Аистов И.П., Вансович К.А.** Оценка нагруженного состояния цилиндра ступени тихоходного поршневого агрегата с учетом температурного воздействия / В сборнике: Проблемы машиноведения. Материалы III Международной научно-технической конференции. 2019. С. 8–14.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

БУСАРОВ Сергей Сергеевич – *доцент, Омский государственный технический университет, канд. техн. наук.*
E-mail: bssi1980@mail.ru

ВАНСОВИЧ Константин Александрович – *доцент, Омский государственный технический университет, без степени.*
E-mail: vansovichka@mail.ru

REFERENCES

[1] **A.A. Kotlov,** Calculation and Selection of Parameters of the Ring Valve of Reciprocating Compressors // AIP Conference Proceeding. 2019. Vol. 2141. 030020. DOI: 10.1063/1.5122070

[2] **H. Mistry, A. Bhakta, S. Dhar [et al.],** Capturing valve dynamics in reciprocating compressors through computational fluid dynamics // In 21st International Compressors Engineering Conference at Purdue. 2017. 1210

[3] **S.L. Nikishenko,** Nasosy i kompressory dlya neftegazovoy otrasli [Tekst] / S.L. Nikishenko, S. Kireyev, M. Korchargina. – Germaniya: LAP (Lambert Academic Publishing), 2020. – S. 240.

[4] **V. Straus,** Promyshlennaya ochistka gazov / V. Straus. – M.: Khimiya, 1981. – C. 616.

[5] Metody raschetov rasseivaniya vybrosov vrednykh (zagryaznyayushchikh) veshchestv v atmosfernom vozdukhe, Sankt Peterburg : Gidrometeoizdat, 2018. – 23 s.

[6] **I.R. Baykov,** Diagnostirovaniye tekhnicheskogo sostoyaniya porshnevykh kompressorov / I.R. Baykov, C.B. Kitayev, Sh.Z. Fayrushin // Zhurnal energobezopasnost i energosberezheniye – Moskovskiy institut energobezopasnosti i energosberezheniya, 2015. – № 3 (63). – S. 28–30.

[7] Kosmonavtike neobkhodima svoboda [Elektronnyy resurs]: vedomosti/ – Elektron. gazeta. – 30.10.2015. – rezhim dostupa: https://www.vedomosti.ru/opinion/articles/2015/12/01/619005-kosmonavtike-svoboda (data obrashcheniya: 24.06.2022).

[8] Innovatsionnoye resheniye [Elektronnyy resurs]: Tekhnicheskiy zhurnal/ – Tekhnicheskiy zhurnal SKF «Evolution» – 4.01.2017. – rezhim dostupa: https://evolution.skf.com/ru/%D0%B8%D0%BD%D0%BD%D0%BE%D0%B2%D0%B0%D1%86%D0%B8%D0%BE%D0%BD%D0%BD%D0%BE%D0%B5-%D1%80%D0%B5%D1%88%D0%B5%D0%BD%D0%B8%D0%B5/ (data obrashcheniya: 22.06.2022).

[9] Dolgovechnost podshipnikov [Elektronnyy resurs]: Podshipniki Rossii / sayt. – Elektronnyye dannyye. – 07.08.2013. –. – rezhim dostupa: http://samip.ru/2013/08/dolgovechnost-podshipnikov (data obrashcheniya: 25.06.2022).

[10] **S.S. Busarov, V.L. Yusha,** Perspektivy sozdaniya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov srednego i vysokogo davleniya na baze unifitsirovannykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney // Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbPU. Yestestvennyye i inzhenernyye nauki. – 2018. – T. 24, № 4. – S.80–89.

[11] **A.V. Nedovenchanyy,** Teoreticheskaya otsenka vliyaniya intensivnosti vneshnego okhlazhdeniya tsilindra na rabochiy protsess kholodilnogo maloraskhodnogo dlinnokhodovogo kompressora / A.V. Nedovenchanyy, N.Yu. Fedoseyeva, Ye.V. Postovoy; OmGTU// Tekhnika i tekhnologiya sovremennogo neftekhimicheskogo i neftegazovogo proizvodstva : materialy 4-y Mezhdunar. nauch.–tekhn. konf. aspirantov, magistrantov, studentov, tvorch. molodezhi profil. predpriyatiy i org., uchashchikhsya st. kl. – Omsk, 2014. – S. 105–107.

[12] **D.S. Titov, S.S. Busarov, I.S. Busarov,** Analysis of temperature effect on deformation of low-speed compressor unitstage cylinder // AIP Conference Proceedings . – 2019. – p. 030002-1–030002-7. – Rezhim dostupa: https:// doi.org/10.1063/1.5122052

[13] **D.S. Titov,** Uluchsheniye massogabaritnykh kharakteristik porshnevykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh kompressornykh stupeney za schet ratsionalnoy organizatsii sistemy okhlazhdeniya // Tekhnika i tekhnologiya neftekhimicheskogo i neftegazovogo proizvodstva: materialy 11-y Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. – 2021. – S. 53.

[14] **S.S. Busarov, V.L. Yusha, V.G. Den'gin, V.I. Karagusov,** Theoretical analysis of the working process of the superlow rotary low expense piston compressor with the increased piston stroke, 8th International Conference on Compressors and Coolants, 2013, Papiernicka, Slovakia. Book of abstracts. – p. 22.

[15] **R.E. Kobylskiy,** Primeneniye kombinirovannogo uplotneniya dlya snizheniya nagruzki, deystvuyushchey na tsilindroporshnevoye uplotneniye // Vestnik BGTU im. V.G. Shukhova. 2022. № 7. S. 117–125. DOI: 10.34031/2071-7318-2022-7-7-117-125

[16] **S.S. Busarov, V.L.Yusha, A.Yu. Gromov,** Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units // Chemical and petroleum engineering. 2017. Vol. 53(7–8). P. 453–458. https://doi.org/10.1007/s10556-017-0362-2

[17] **S.V. Serensen, V.P. Kogayev, R.M. Shneyderovich,** Nesushchaya sposobnost i raschety detaley mashin na prochnost. M.: Mashinostroyeniye, 1975, s. 488.

[18] **K.A. Vansovich, I.P. Aistov, Ye.V. Zenkov,** Primeneniye uprugoplasticheskoy modeli rosta ustalostnykh treshchin dlya rascheta ostatochnogo resursa stupenchatykh valov // V sbornike: Problemy mashinovedeniya. Materialy III Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii. 2019. S. 62–69.

[19] **T.T. Gappoev, M.G. Golobokov,** Structural analysis and classification of a device for converting rotary motion into reciprocating and vice versa // News of the State Agrarian University. 2013. No. 502. p. 186–189.

[20] **P.D. Balakin, V.N. Belkov, I.P. Zgonnik,** Analog of crosshead drive of piston machines // Dynamics of systems, mechanisms and machines. 2018. Vol. 6, No. 1. p. 7–10.

[21] **I.P. Aistov, K.A. Vansovich,** Otsenka nagruzhennogo sostoyaniya tsilindra stupeni tikhokhodnogo porshnevogo agregata s uchetom temperaturnogo vozdeystviya / V sbornike: Problemy mashinovedeniya. Materialy III Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii. 2019. S. 8–14.

INFORMATION ABOUT AUTHORS

Sergey S. BUSAROV – *Omsk State Technical University.*
E-mail: bssi1980@mail.ru

Konstantin A. VANSOVICH – *Omsk State Technical University.*
E-mail: vansovichka@mail.ru

Поступила: 21.07.2022; Одобрена: 04.08.2022; Принята: 09.08.2022.
Submitted: 21.07.2022; Approved: 04.08.2022; Accepted: 09.08.2022.