

УДК 621.22:621.512
DOI: 10.25206/1813-8225-2019-163-5-10

С. С. БУСАРОВ
Д. С. ТИТОВ
И. С. ДЁМИН
А. В. НЕДОВЕНЧАНЬИ

Омский государственный
технический университет,
г. Омск

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ НЕПЛОТНОСТЕЙ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ТИХОХОДНЫХ ДЛИННОХОДОВЫХ ПОРШНЕВЫХ АГРЕГАТОВ

Проведенный в данной работе теоретический анализ показал актуальность темы по определению зависимостей условных зазоров в длинноходовых агрегатах от давления нагнетания при различных конструктивных исполнениях ступени сжатия. Существенные ошибки при выполнении расчетов, особенно при больших диаметрах ступеней, делают неприемлемым использование величин зазоров, полученных для существующих конструкций поршневых агрегатов. В дальнейшем необходимо провести натурные испытания с определением зависимостей зазоров от давления и конструкции агрегата.

Ключевые слова: длинноходовой поршневой компрессор, поршневой насос, рабочие процессы поршневого компрессора и насоса, расчет прочности цилиндра, утечки в цилиндропоршневом уплотнении, температурные деформации.

Введение. Как известно, действительная подача поршневых агрегатов меньше идеальной вследствие утечек через зазоры из рабочих камер. Одним из основных показателей эффективности рабочего процесса и совершенства конструкции является коэффициент подачи [1–3].

В данной работе рассматривается поршневой тихоходный длинноходовой агрегат [4].

Натурные испытания таких агрегатов, проводимые на различных газах, показали, что длительное время цикла значительно влияет на производительность (подачу). Для рассматриваемых агрегатов длительность цикла составляет 1...3 с [5], в то время как для существующих

поршневых компрессоров и насосов — (0,2...0,01) [1, 6, 7].

Часть утечек происходит через зазоры в закрытых клапанах всасывания и нагнетания, а часть — через цилиндропоршневые уплотнения [2, 8]. Каждая из этих составляющих требует отдельного изучения и исследования. Данная статья посвящена изучению проблемы определения утечек через цилиндропоршневые уплотнения.

Известно, что для деформаций при быстроменяющихся процессах большое значение имеет явление релаксации [9, 10]. То есть происходит запаздывание деформаций, при этом возникающие деформации не достигают максимального

значения, соответствующего давлению в рабочей камере. Явление релаксации при режимах работы тихоходных агрегатов мало изучено, но, как показывают экспериментальные исследования, увеличение время цикла снижает коэффициент подачи такого агрегата [11, 12] и, возможно, деформации успевают достичь своего максимального значения.

Объект исследования. По своей конструкции длинноходовая тихоходная ступень поршневого агрегата имеет особенность, заключающуюся в том, что характерный параметр ступени $\psi = S/D$ [2], здесь S — ход поршня, м; D — диаметр цилиндра, имеет значение более 5, что встречается только в последних ступенях многоступенчатых поршневых компрессоров. Вытянутый вид цилиндра приводит к возникновению значительных зазоров в процессе работы ступени особенно при средних и высоких давлениях нагнетания.

Анализ выполнен для ступени со следующими параметрами: *геометрические* — диаметр цилиндра — 0,02 м; 0,05 м; ход поршня — 0,5 м; *граничные условия* — температура газа на всасывании — 290 К, давление нагнетания — 0,1 МПа, давление нагнетания 3...16 МПа; температура охлаждающей среды — 293 К, коэффициент теплоотдачи на внешней поверхности рабочей камеры при интенсивном охлаждении — 2000 Вт/м²·К; время цикла $\tau = 2$ с; 3 с; *физические условия* — сжимаемый газ — воздух; *начальные условия* — параметры состояния газа в нижней мёртвой точке.

Методика расчёта. В настоящее время методики расчёта процессов истечения жидкости через зазоры хорошо изучены [13, 14]. Методика расчёта рабочего процесса тихоходных длинноходовых агрегатов содержит известные зависимости для моделирования процессов утечек и перетечек [4, 5]. Для создания адекватной методики расчёта рабочего процесса тихоходного поршневого агрегата необходимо получить экспериментальные зависимости величины зазора в цилиндропоршневой группе от величины мгновенного давления в рабочей камере.

Методика расчёта рабочих процессов поршневых насосов не была рассмотрена авторами ранее и поэтому описана более подробно. Данная методика основана на известной системе уравнений с принятыми допущениями [1]:

1. Из-за небольшой протяженности гидродинамический пренебрегаем волновыми процессами в трубопроводах.

2. В процессе исследования постоянны и малы силы вязкого и сухого трения в гидроэлементах.

3. Отсутствует кавитация.

4. Жидкость принимается несжимаемой.

5. Давление всасывания насоса ввиду его малости не учитывается.

6. Не учитываются перепады давлений в трубопроводах.

Уравнение для определения подачи насоса

$$Q_H = \omega_H \cdot q_H - Q_{ym.H}, \quad (1)$$

где ω_H — угловая скорость вала насоса, 1/с; q_H — рабочий объём насоса, м³; $Q_{ym.H}$ — расход утечек в насосе, м³/с, определяемый на основании уравнения истечения жидкости через отверстия [1]. Будем определять величины утечек и, соответственно, коэффициент подачи:

$$Q_{ym.H} = \mu \cdot f \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \quad (2)$$

где μ — коэффициент расхода, по рекомендациям [1] принимаем равным — 0,6; ΔP — разница давлений, Па; ρ — плотность жидкости, кг/м³; f — площадь зазора в цилиндропоршневом уплотнении, м².

Площадь зазора f можно представить как произведение периметра уплотнения на некий усреднённый зазор, называемый условным или эквивалентным [15].

Учитывая данные источников [16], зазор в аналогичных по диаметрам рабочей камеры насосах может достигать 50 мкм и более.

Уравнение движения поршня гидроцилиндра (возвратно-поступательное движение объекта):

$$m\ddot{X} = (p_{ж.А} \cdot S_A - p_{ж.В} \cdot S_B) - F_{тр}, \quad (3)$$

m — масса поступательно движущихся частей агрегата (поршня гидроцилиндра, поршня поршневой ступени, общего штока), кг; $p_{ж.А}$ — давление жидкости в поршневой полости гидроцилиндра, Па; $p_{ж.В}$ — давление жидкости в штоковой полости гидроцилиндра, Па; $F_{тр}$ — сила трения, Н; \ddot{X} — ускорение, м/с².

Уравнение движения вала приводного электродвигателя

$$J_{эг} \frac{d\omega_{эг}}{dt} = \frac{2M_{кр} \cdot S \cdot S_{кр}}{(S^2 + S_{кр}^2)} - M_c, \quad (4)$$

где $J_{эг}$ — момент инерции, приведенный к валу электродвигателя, кг·м²; $\omega_{эг}$ — угловая скорость вала электродвигателя, 1/с; $M_{кр}$ — критический момент электродвигателя, Н·м; $S_{кр}$ — величина критического скольжения электродвигателя (паспортная величина); S — текущая величина скольжения; M_c — момент сопротивления на валу электродвигателя, Н·м.

Для получения точных результатов с помощью методики расчёта, учитывающих неплотности в цилиндропоршневой группе, необходимо знать функцию изменения условного зазора от величины мгновенного давления в рабочей камере. Получить такие данные необходимо сначала экспериментально, а затем, используя модель прочностного расчёта, получать данные для различных режимных и конструктивных параметров ступени.

Расчёт деформаций выполнен с помощью пакета программ ANSYS:

1. Построение модели.

Создание модели в программе ANSYS начинается с построения эскиза. Для этого необходимо выбрать в разделе «Эскиз» пункт «Окружность», после чего, выбрав точку на плоскости в качестве центра окружности, указать требуемый диаметр. Далее необходимо создать вторую

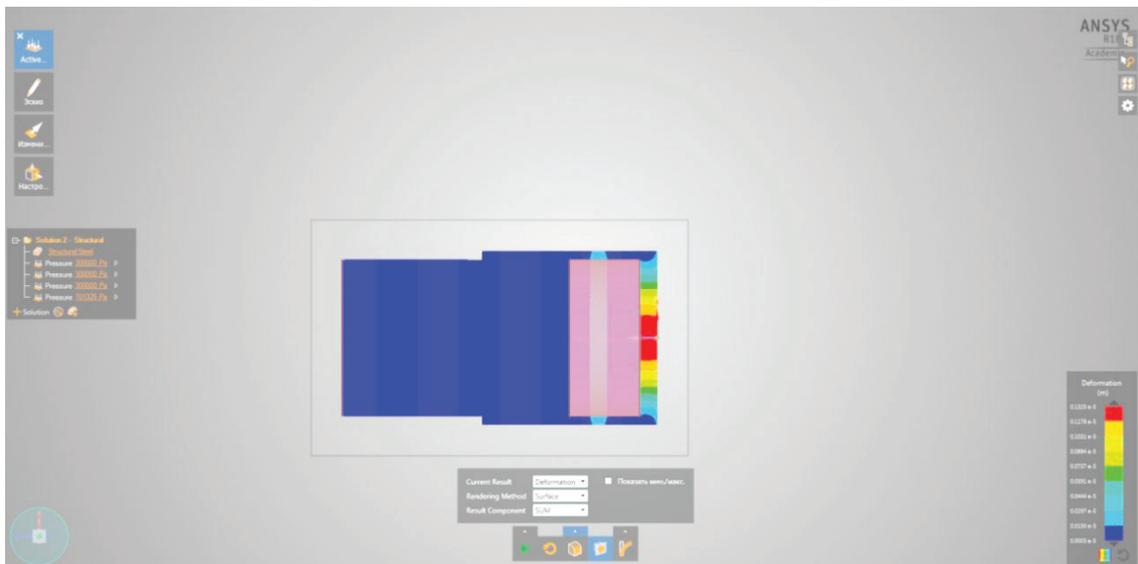


Рис. 1. Деформированное состояние цилиндра ступени ($D = 0,05$ м; $S = 0,05$ м; $P = 5$ МПа)

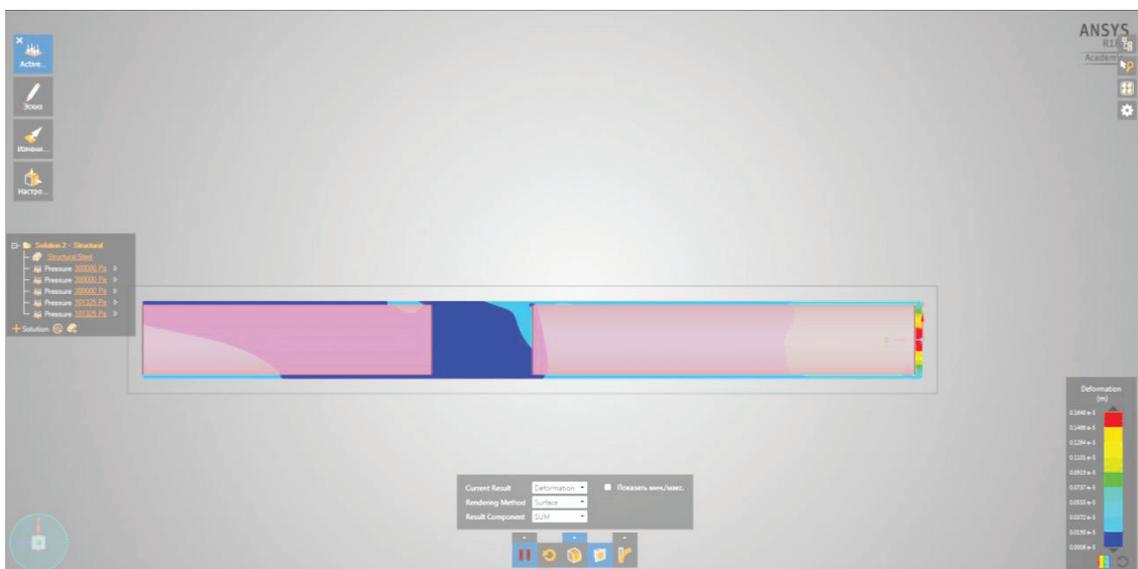


Рис. 2. Деформированное состояние цилиндра ступени ($D = 0,05$ м; $S = 0,5$ м; $P = 5$ МПа)

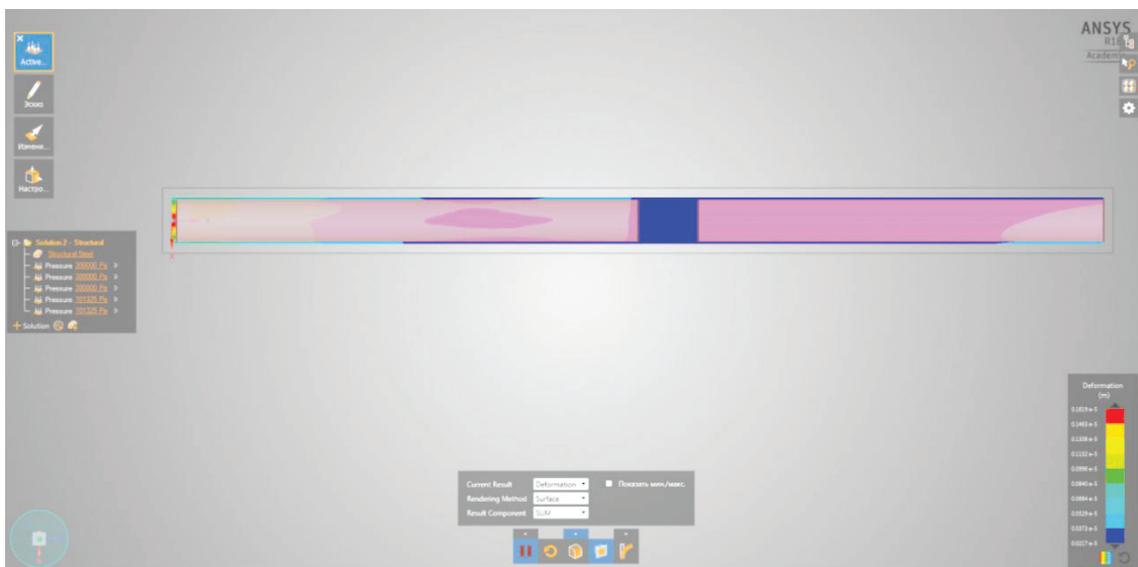


Рис. 3. Деформированное состояние цилиндра ступени ($D = 0,05$ м; $S = 1$ м; $P = 5$ МПа)

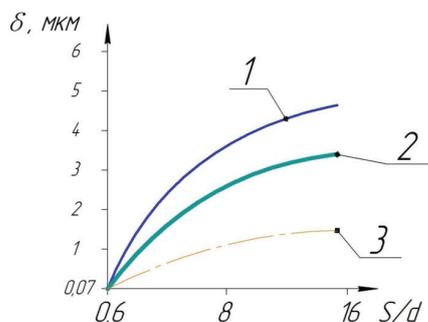


Рис. 4. Зависимость максимальных деформаций цилиндра поршневого агрегата от величины отношения хода поршня к диаметру:
 1 — давление 5 МПа;
 2 — давление 3 МПа;
 3 — давление 1 МПа

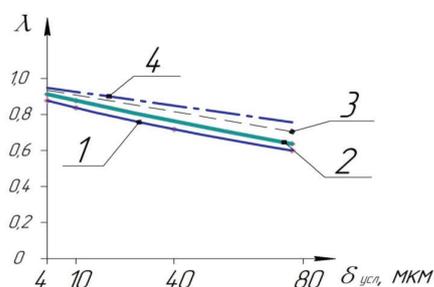


Рис. 5. Зависимость коэффициента подачи от условного зазора в цилиндропоршневом уплотнении компрессорного агрегата при $D = 0,05$ м:
 1 — $P_H = 5$ МПа ($\tau = 3$ с);
 2 — $P_H = 3$ МПа ($\tau = 3$ с);
 3 — $P_H = 5$ МПа ($\tau = 2$ с);
 4 — $P_H = 3$ МПа ($\tau = 2$ с)

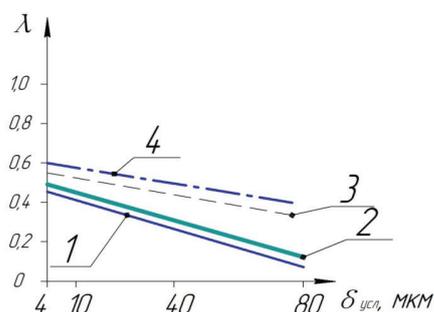


Рис. 6. Зависимость коэффициента подачи от условного зазора в цилиндропоршневом уплотнении компрессорного агрегата при $D = 0,02$ м:
 1 — $P_H = 5$ МПа ($\tau = 3$ с);
 2 — $P_H = 3$ МПа ($\tau = 3$ с);
 3 — $P_H = 5$ МПа ($\tau = 2$ с);
 4 — $P_H = 3$ МПа ($\tau = 2$ с)

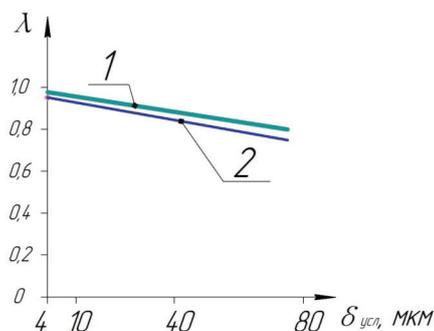


Рис. 7. Зависимость коэффициента подачи от условного зазора в цилиндропоршневом уплотнении насосного агрегата при $D = 0,05$ м; $S = 0,5$ м:
 1 — $P_H = 5$ МПа ($\tau = 3$ с);
 2 — $P_H = 16$ МПа ($\tau = 3$ с)

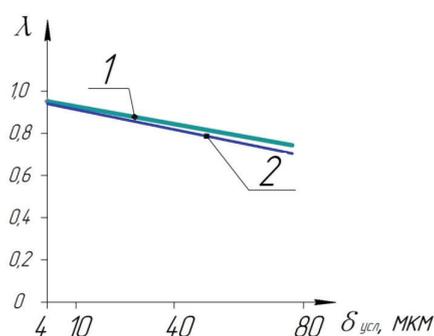


Рис. 8. Зависимость коэффициента подачи от условного зазора в цилиндропоршневом уплотнении насосного агрегата при $D = 0,02$ м; $S = 0,5$ м:
 1 — $P_H = 5$ МПа ($\tau = 3$ с);
 2 — $P_H = 16$ МПа ($\tau = 3$ с)

окружность с требуемым диаметром таким же образом.

Следующим после построения эскиза идет этап создания модели. Для этого необходимо выбрать в разделе «Изменить» пункт «Вытянуть». Выделив внутреннюю окружность и задав компьютерной мышью направление, указываем необходимое расстояние вытягивания. После этого выделяем внутреннюю окружность, вытягивая ее таким же методом на требуемое расстояние, учитывая толщину стенок.

Далее строим эскиз поршня в крайнем положении. Эскиз представляет собой окружность, построенную на плоскости, лежащей на нижней грани цилиндра.

Вытянув построенный эскиз, получим модель головки поршня.

2. Расчет деформаций.

Для расчета деформация цилиндра необходимо задать действующее на его стенки давление. Нажав кнопку «Create solution» выбираем раздел «Structural behavior». В качестве материала выбираем «Structural steel». В качестве объекта, для которого будут производиться вычисления,

указываем цилиндр. В разделе «Настройка» выбираем пункт «Давление». Указываем внутреннюю поверхность, к которой будет приложено давление:

В разделе «Результаты» в пункте «Current result» выбираем «Deformation» и нажимаем кнопку «Start solver». После завершения программой расчетов разрезаем цилиндр плоскостью резания для более наглядных результатов.

Результаты и обсуждения. Информация, представленная на рис. 1–3, показала, что для цилиндров компрессорных ступеней с ходом 500 мм ($\psi = 10$) и 1000 мм ($\psi = 20$) деформации соответственно в 3 раза и 10 раз больше, чем для цилиндра с ходом поршня 50 мм ($\psi = 1$). Это подтверждает предположение о том, что для более «длинных» цилиндров возникающий вследствие деформаций зазор оказывает более сильное влияние на утечки газа в процессе сжатия и нагнетания.

Значения деформаций, показанные на рис. 1–3, подтверждают предположение о том, что с увеличением длины цилиндра жёсткость его падает и происходит рост деформаций при одной и той же нагрузке (рис. 4).

На рис. 4 представлены зависимости деформаций цилиндра от соотношения хода поршня к диаметру цилиндра. Представленные результаты показали значительное увеличение деформаций при увеличении относительной длины цилиндра. Этот факт показывает актуальность получения точных значений зазоров для длинноходовых агрегатов. Для ступеней с относительной длиной до 1 деформациями цилиндра можно пренебречь.

Рассмотрим далее как будет влиять зазор в цилиндропоршневом уплотнении длинноходовой ступени компрессора на коэффициент подачи (рис. 5–6). Согласно экспериментальным данным зазор в цилиндропоршневом уплотнении может составлять 0,5...10 мкм и более [7]. При верификации методики расчёта рабочих процессов тихоходных длинноходовых ступеней [17, 18] значения зазоров составляли от 4 до 80 мкм [5, 6].

Рассмотрим влияние зазора в цилиндропоршневом уплотнении длинноходовой ступени поршневого насосного агрегата на коэффициент подачи.

При выполнении расчёта использованы следующие значения величины условного зазора — 4...80 мкм [7, 8].

Полученные результаты (рис. 7, 8) показали, что для диаметра 0,05 м значение коэффициента подачи может изменяться на величину до 10 % в принятом интервале величин условного зазора, что, естественно, приводит к значительным погрешностям методики расчёта. Для диаметра 0,02 м влияние зазора на коэффициент подачи больше и при тех же условиях изменение может составить до 15 %.

Для компрессорных же агрегатов (рис. 7–8) влияние неплотностей более ощутимо. Во первых для принятого интервала зазоров падение коэффициента подачи может составить до 40 %, а во-вторых, при уменьшении объёма рабочей камеры абсолютное значение коэффициента подачи снижается на 30–35 %.

Заключение. Таким образом, проведённые исследования показали актуальность определения величин зазоров в длинноходовых компрессорных и насосных агрегатах в связи с значительными величинами деформаций по сравнению с деформациями в существующих конструкциях. Были получены результаты, отражающие влияние величины зазора на значение коэффициента подачи, что показало неприемлемым вариант использования зазоров по рекомендациям для существующих агрегатов. Полученные результаты свидетельствуют о значительном влиянии утечек на эффективность рабочего процесса. Поэтому дальнейшее направление исследований будет направлено на получение экспериментальных значений действительных значений зазоров в цилиндропоршневом уплотнении, а также разработке методики расчёта значений условных зазоров как функции давления на основании полученных экспериментальных зависимостей. Полученные зависимости могут быть использованы в обобщённой методике расчёта рабочих процессов тихоходных длинноходовых компрессорных агрегатов, используемой при проектировочных расчётах новых тихоходных агрегатов.

Библиографический список

1. Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. Б. [и др.]. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. 4-е изд., стер. М.: Издат. дом Альянс, 2010. 423 с.
2. Фотин Б. С., Пирумов И. Б., Прилуцкий И. К. [и др.]. Поршневые компрессоры. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1987. 372 с.
3. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчёт. 3-е изд. М.: Колосс, 2006. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.
4. Yusha V. L., Karagusev 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. DOI: 10.1007/s10556-015-0020-5.
5. Бусаров С. С., Гошля Р. Ю., Громов А. Ю., Недовенчаный А. В., Бусаров И. С., Титов Д. С. Математическое моделирование процессов теплообмена в рабочей камере тихоходной ступени поршневого компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 2016. № 6. С. 6–10.
6. Yusha V. L., Dengin V. G., Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V., Gromov A. Yu. The estimation of thermal conditions of highly-cooled long-stroke stages in reciprocating compressors // International Conference on Oil and Gas Engineering. OGE-2015. Procedia Engineering: Elsevier BV. 2015. Vol. 113. P. 264–269.
7. Юша В. Л., Недовенчаный А. В., Бусаров С. С. Экспериментальная оценка эффективности рабочих процессов тихоходных длинноходовых поршневых компрессорных ступеней при сжатии различных газов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2018. № 8. С. 27–29.
8. Карелин В. Я., Минаев А. В. Насосы и насосные станции. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Стройиздат, 1986. 320 с.
9. Третьяченко Г. Н. Проблемы прочности. Киев: Наукова думка, 1990. 256 с.
10. Борздыка А. М., Гецов Л. Б. Релаксация напряжений в металлах и сплавах. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Металлургия, 1978. 256 с.
11. Одинг И. А., Иванова В. С., Бурдукский В. В. Теория ползучести и длительной прочности металлов. М.: Металлургиздат, 1959. 488 с.

12. Бусаров С. С., Громов А. Ю., Бусаров И. С., Титов Д. С., Васильев В. К. Модернизация методики расчёта процессов теплообмена в рабочей камере воздушного одноступенчатого тихоходного поршневого компрессора среднего давления на основании экспериментальных исследований // Компрессорная техника и пневматика. 2017. № 3. С. 14–18.

13. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М. О. Штейнберга. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.

14. Johnston D. N. Numerical modelling of reciprocating pumps with self-acting valves // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part I: J. of Systems and Control Engineering. 1991. Vol. 205 (2). P. 87–96. DOI: 10.1243/PIME_PROC_1991_205_318_02.

15. Кондратьева Т. Ф., Исаков В. П. Клапаны поршневых компрессоров. Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1983. 158 с.

16. Болштянский А. П., Калашников Б. А., Блинов В. Н., Парамонов А. М. Влияние зазора в цилиндропоршневой паре на характеристики поршневого насос-компрессора // Омский научный вестник. 2012. № 1 (107). С. 68–70.

17. Yusha V. L., Busarov S. S., Goshlya R. Yu., Nedovenchanyi A. V., Sazhin B. S., Chizhikov M. A., Busarov I. S. The experimental research of the thermal conditions in slow speed stage of air reciprocating compressor // International Conference on Oil and Gas Engineering. OGE-2016. Procedia Engineering: Elsevier BV. 2016. Vol. 152. P. 297–302.

18. Yusha V. L., Busarov S. S., Vasil'ev V. K., Gromov A. Yu., Titov D. S., Scherban K. V. Verification of the operating processes calculation technique for slow speed oil-free stages of reciprocating medium-pressure compressors // International Conference on Oil and Gas Engineering. OGE-

2017. AIP Conference Proceedings. 2017. Vol. 1876, Issue 1. P. 020042-1–02004-6. DOI:10.1063/1.4998862.

БУСАРОВ Сергей Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология».

AuthorID (РИНЦ): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

ТИТОВ Даниил Сергеевич, соискатель по кафедре «Холодильная и компрессорная техника и технология».

ДЁМИН Игорь Сергеевич, магистрант гр. ТМОм-181 факультета элитного образования и магистратуры.

НЕДОВЕНЧАНЫЙ Алексей Васильевич, аспирант кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология».

AuthorID (РИНЦ): 762474

AuthorID (SCOPUS): 57191035621

Адрес для переписки: lonewolf_rus88@mail.ru

Для цитирования

Бусаров С. С., Титов Д. С., Дёмин И. С., Недовенчаный А. В. Оценка влияния неплотностей цилиндропоршневых уплотнений на рабочий процесс тихоходных длинноходных поршневых агрегатов // Омский научный вестник. 2019. № 1 (163). С. 5–10. DOI: 10.25206/1813-8225-2019-163-5-10.

Статья поступила в редакцию 11.01.2019 г.

© С. С. Бусаров, Д. С. Титов, И. С. Дёмин,

А. В. Недовенчаный