



Титов Даниил Сергеевич

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ДЛИННОХОДОВОЙ
ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ С
УПРУГО-ДЕФОРМИРУЕМЫМ ТОНКОСТЕННЫМ
ЦИЛИНДРОМ**

05.04.06 – Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук

Санкт-Петербург

2021

Работа выполнена на кафедре «Холодильная и компрессорная техника и технология» Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Омский государственный технический университет» (ФГБОУ ВО ОмГТУ)

Научный руководитель: доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Омский государственный технический университет» Аистов Игорь Петрович

Официальные оппоненты:

Хисамеев Ибрагим Габдулхакович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Холодильной техники и технологии» Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Казанский национальный исследовательский технологический университет» (ФГБОУ ВО «КНИТУ»), заслуженный деятель науки и техники Республики Татарстан, действительный член Международной академии Холода и Российской академии естественных наук (г. Казань)

Белова Ольга Владимировна, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Вакуумная и компрессорная техника» Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана) (г. Москва)

Ведущая организация акционерное Общество "Компрессор" г. Санкт-Петербург

Защита состоится 15.03.2022 г. в 16.00 на заседании диссертационного совета У.05.04.06 Федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, Главный учебный корпус, аудитория 130).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте www.spbstu.ru Федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого».

Автореферат разослан _____

дата

Ученый секретарь диссертационного совета У.05.04.06

к.т.н. Соловьёва Ольга Александровна



ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность рассматриваемой проблемы

В настоящее время одним из перспективных направлений сжатия газов до средних и высоких давлений нагнетания является применение длинноходовых ($S_{\text{п}}/D_{\text{ц}} > 10$) тихоходных (время рабочего цикла $\tau > 2\text{с}$) поршневых компрессорных ступеней (далее КС), обеспечивающих величину давления нагнетаемого газа не менее 10,0 МПа. Тихоходные длинноходовые КС позволяют снизить количество ступеней сжатия или полностью заменить многоступенчатое сжатие на одноступенчатое, повысить степень унификации компрессора, улучшить его массогабаритные показатели [1]. Известные конструкции тихоходных КС содержат толстостенные цилиндры с толщиной стенки 5-8 мм (при рабочем давлении 10,0...12,0 МПа), что приводит к значительному утяжелению конструкции КС. Кроме того, при длине цилиндра 200 – 1000 мм и диаметре 20... 50 мм [2] технология обработки зеркала цилиндра с обеспечением шероховатости $Ra < 0,8$ мкм по всей длине достаточно длительная, сложная и трудоёмкая, требует применения специального технологического оборудования, приводит к значительному удорожанию изделия; а снижение толщины стенки цилиндра ограничивается её прочностью и деформацией. При этом одним из путей снижения металлоёмкости КС и повышения её технологичности является применение каталогизированных серийно выпускаемых трубных тонкостенных профилей с технологическими и конструктивными параметрами, необходимыми для изготовления цилиндрической части рабочей камеры тихоходной КС, и адаптации этого профиля к конструкции КС в целом. В связи с этим актуально создание уточненной методики расчёта рабочих процессов тихоходных КС, учитывающей переменную величину зазора в цилиндропоршневом уплотнении, позволяющей выполнить расчётно-параметрический анализ КС и разработать рекомендации по её конструированию.

Степень разработанности темы

Результаты исследований рабочих процессов поршневых КС представлены в многочисленных работах отечественных и зарубежных авторов (Пластинин П.И., Френкель М.И., Minta M., Barclay M., Davies R., John F., McLaren, Corberan J.M., Hafner J., Gaspersic B., Luszczycski M., Prakash R. и др.). В настоящее время проведены исследования по изучению рабочих процессов тихоходных длинноходовых поршневых КС (Юша В.Л., Бусаров С.С., Громов А.Ю., Недовенчаный А.В.), в которых, однако, не рассматривалось влияние циклически изменяющейся величины зазора в цилиндропоршневом уплотнении на рабочий процесс и характеристики КС.

В традиционных поршневых компрессорных ступенях диапазон изменения степени повышения давления в одной ступени составляет от 2 до 8 [3]. В тихоходных же ступенях сжатия верхняя граница этого диапазона может достигать величины 100...120. Фундаментальным и прикладным исследованиям напряженно-деформированного состояния оболочек при

нагружении внутренним давлением посвящено много работ (Тимошенко С.П., Григолюк Э.И., Гольденвейзер А.Л., Мяченков В.И. (в том числе и расчеты методом конечных элементов), Donnell L.H. и другие), в которых рассмотрены преимущественно вопросы создания методик расчёта и возможности применения различных конструкционных материалов. В большинстве известных конструкций КС длина цилиндра относительно невелика, поэтому не возникает проблем по технологии обработки внутренней поверхности. Во многом это объясняет тот факт, что исследования по использованию готовых профилей для изготовления цилиндра с соответствующими конструктивными и технологическими параметрами работы КС и организацией охлаждения цилиндра с одновременным локальным упрочнением ранее не проводились и в доступных источниках информации не представлены. Поэтому реализация конструкции КС с упруго-деформируемым тонкостенным цилиндром на основе её комплексного теоретического и экспериментального исследования является весьма актуальной задачей.

Цель и задачи работы

Повышение энергоэффективности и технологичности длинноходового поршневого компрессора путём применения упруго-деформируемого тонкостенного цилиндра.

ЗАДАЧИ:

1. Разработать уточнённую методику расчёта рабочего процесса длинноходового поршневого компрессора с упруго-деформируемым тонкостенным цилиндром.
2. Разработать методику экспериментального исследования упруго-деформируемого тонкостенного цилиндра при нагружении давлением рабочего газа и стенд для её реализации.
3. Провести экспериментальные исследования упруго-деформируемого тонкостенного цилиндра и рабочего процесса длинноходового поршневого компрессора с упруго-деформируемым тонкостенным цилиндром.
4. Выполнить теоретическое исследование влияния конструктивных и режимных параметров компрессорной ступени с упруго-деформируемым тонкостенным цилиндром на её интегральные характеристики.
5. Провести теоретический анализ влияния конструктивных параметров упруго-деформируемого тонкостенного цилиндра и режимных параметров компрессорной ступени на процессы теплообмена с внешней средой, на перетечки через цилиндропоршневое уплотнение и на изменение величины реальных зазоров в цилиндропоршневой группе.
6. Разработать рекомендации по конструированию компрессорной ступени с упруго-деформируемым тонкостенным цилиндром.

Научная новизна работы

1. Разработана и экспериментально верифицирована методика расчёта рабочего процесса длинноходового поршневого компрессора с упруго-

деформируемым тонкостенным цилиндром, позволяющая учитывать изменение реальных зазоров в цилиндропоршневом уплотнении за время рабочего цикла.

2. Теоретически и экспериментально доказано, что замена толстостенного цилиндра на тонкостенный и интенсификация его охлаждения в области верхней мёртвой точки обеспечивает уменьшение его массы в 7...9 раз и снижение массы всей КС до 2 раз.

3. Выполнены теоретические исследования влияния конструктивных и режимных параметров компрессорной ступени с упруго-деформируемым тонкостенным цилиндром на его интегральные характеристики; показано, что при применении манжетного уплотнения коэффициент подачи и КПД могут быть повышены примерно на 10%, а температура нагнетаемого газа снижена на 5...10К по сравнению с толстостенной КС.

4. Установлено, что по сравнению с недеформируемым толстостенным цилиндром упругие циклические деформации тонкостенного цилиндра обуславливают увеличение величины перетечек рабочего газа через цилиндропоршневое уплотнение и снижение коэффициента подачи и изотермического индикаторного КПД соответственно на 40%, 43% для уплотнения типа «втулка-цилиндр»; на 20%, 28% для уплотнения лабиринтного типа; на 10%, 14% для уплотнения с поршневыми кольцами (прямой замок). При использовании манжетного уплотнения эффективность рабочего процесса при замене толстостенного цилиндра на тонкостенный не снижается.

Теоретическая и практическая значимость работы

Значение результатов для теории.

В результате разработана и экспериментально верифицирована методика расчёта рабочего процесса длинноходового поршневого компрессора с упруго-деформируемым тонкостенным цилиндром, позволяющая учитывать изменение реальных зазоров в цилиндропоршневом уплотнении за время рабочего цикла.

Значение результатов для практики.

1. Разработана методика экспериментального исследования упруго-деформируемого состояния тонкостенного цилиндра КС при его циклическом нагружении давлением рабочего газа и экспериментальный стенд для её реализации.

2. Предложено программное обеспечение для расчёта рабочих процессов и интегральных характеристик длинноходовой поршневой компрессорной ступени с упруго-деформируемым тонкостенным цилиндром.

3. Разработаны рекомендации по конструированию компрессорной ступени с упруго-деформируемым тонкостенным цилиндром и интенсивным внешним охлаждением обеспечивающие снижение металлоемкости, повышение технологичности, снижение энергозатрат.

Методы исследования

Для решения поставленных задач были использованы: математическое моделирование упруго-деформированного состояния цилиндрической части рабочей камеры КС, величины изменяющегося зазора в цилиндропоршневом

уплотнении и рабочих процессов в компрессорной ступени с учётом переменной величины зазора в цилиндропоршневом уплотнении; верификация методики расчёта по экспериментальным данным, численные методы расчёта; экспериментальные методы исследования рабочих процессов поршневых компрессорных ступеней, основанные на измерении мгновенных параметров состояния рабочего тела и их интегральных характеристик; экспериментальные методы исследования деформированного состояния цилиндрических оболочек; параметрический анализ влияния конструктивных и режимных факторов на работу компрессорной ступени.

Личный вклад автора

Автором выполнен анализ полученных результатов и разработаны рекомендации по повышению технологичности изготовления и улучшению охлаждения КС, сформулирована цель и задачи исследования. С участием автора разработана запатентованная конструкция лабораторного образца компрессорной ступени с частичным охлаждением цилиндрической части; выполнены экспериментальные исследования по определению деформированного состояния цилиндрической части рабочей камеры и исследования рабочих процессов, основанные на измерении мгновенных параметров состояния рабочего тела и их интегральных характеристик КС, разработана и верифицирована методика расчёта деформированного состояния цилиндрической части КС и её рабочего процесса, получены результаты параметрического анализа.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту

1. Методика расчёта рабочего процесса тихоходной КС с учетом упруго-деформированного состояния цилиндрической части рабочей камеры КС, позволяющая выполнять расчёты при изменении давления газа в рабочей камере в диапазоне от 0,1 МПа до 12,0 МПа, времени рабочего цикла $\tau = 2 \dots 6$ с, величине хода поршня $S_{\text{п}} = 0,2 \dots 1,0$ м.

2. В рассмотренном диапазоне конструктивных и режимных параметров и при водяном охлаждении цилиндра верхней части рабочей камеры КС температура нагнетаемого газа лежит в области допустимых значений и снижение металлоёмкости конструкции цилиндра составляет 7...9 раз, а КС - до 2 раз.

3. Реализация конструкции цилиндра КС из тонкостенного трубного профиля и с упрочняющей рубашкой охлаждения в верхней части рабочей камеры по сравнению толстостенным цилиндром позволяет снизить температуру газа на 5-10К, увеличить производительность на 5...10 % и повысить изотермический КПД – на 5...8%.

Достоверность результатов обеспечивается использованием стандартных методов исследования с применением современного оборудования, прошедшего метрологическую поверку; апробацией результатов; воспроизводимостью результатов экспериментов и

статистической обработкой полученных данных, удовлетворительным совпадением экспериментальных и теоретических результатов.

Апробация работы

Основные положения и результаты работы обсуждались и докладывались на Международной научно-практической конференции “Фундаментальные научные исследования: теоретические и практические аспекты” (г. Кемерово, 2016 г.); VI–XI научно-технических конференциях «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства («Oil and Gas Engineering»))» (г. Омск, 2016–2021г.г.); X Международной научно-технической конференции «Динамика систем, механизмов и машин» (г. Омск, 2016 г.); XVII Международной научно-технической конференции по компрессоростроению «Вакуумная, компрессорная техника и пневмоагрегаты» (г. Казань, 2017 г.), IV Международной научно-технической конференции «Проблемы машиноведения» (г. Омск, 2020 г.). Методика расчёта внедрена в учебный процесс ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет», а разработанные рекомендации по проектированию КС – в АО «Научно-технический комплекс «Криогенная техника» (г. Омск).

Публикации

По теме диссертации опубликовано 33 научных печатных работы, из них 9 в изданиях, рекомендованных ВАК РФ; 13 в изданиях, индексируемых в Scopus и Web of Science; получены 4 патента на полезную модель, 1 патент на изобретение.

Структура и объём работы

Диссертация состоит из введения, 4 глав, заключения, списка использованных источников. Содержит 197 страниц текста, 107 рисунка, 4 таблицы. Список использованных источников содержит 166 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность выполняемой работы, научная новизна и практическая ценность, представлено краткое содержание работы.

В 1 главе выполнен обзорный анализ существующих конструкций КС для сжатия газов до средних и высоких давлений и конструкций систем охлаждения; определены проблемы, связанные с технологией изготовления цилиндров большой длины с шероховатостью внутренней поверхности $Ra < 0,8$ мкм. Показано, что существуют КС, позволяющие повышать давление газа в одной ступени в 30...100 раз с водяной рубашкой охлаждения, расположенной по всей поверхности цилиндра при толщине стенки 5... 8 мм [2]. Уменьшение толщины стенки цилиндра при давлениях нагнетания 10,0 ...12,0 МПа приводит к недопустимому росту напряжений и разрушению КС. Увеличение толщины стенки по всей длине способствует увеличению веса и к ухудшению теплоотвода от сжимаемого газа. Применение длинноходовых тихоходных КС с тонкостенным цилиндром и усиленной верхней частью за счёт рубашки

охлаждения может позволить уменьшить массогабаритные параметры КС, повысить технологичность и улучшить энергетические показатели КС.

Теоретические и экспериментальные методы исследования рабочих процессов поршневых КС широко представлены в работах таких авторов как Френкель М.И., Фотин Б.С., Пластинин П.И., Прилуцкий И.К., Хрусталеv Б.С. и др. Исследованию рабочих процессов тихоходных длинноходовых поршневых КС посвящены работы Юши В.Л., Бусарова С.С., Громова А.Ю., Недовенчанного А.В. Теоретическими исследованиями упруго-деформированного состояния цилиндрических оболочек занимались такие ученые как Тимошенко С.П., Мяченков В.И., Donnell L.H. Экспериментальные методы определения напряжённо – деформированного состояния оболочек при работе под внутренним давлением подробно описаны в работах Давиденкова Н.Н., Касаткина Б.С., Махутова Н.А., Павлова П.А., Rosen V.W., Hashin Z. и др.

По результатам проведённого аналитического обзора сформулированы цель и задачи диссертационного исследования.

Во **2 главе** представлена вновь разработанная методика расчёта рабочего процесса длинноходового поршневого компрессора с упруго-деформируемым тонкостенным цилиндром с использованием уточнённой математической модели рабочего процесса тихоходной длинноходовой поршневой компрессорной ступени, в которой учитывается циклически изменяющаяся величина зазора в уплотнении цилиндро-поршневой группы. Обобщённая расчётная схема поршневой ступени представлена на рисунке 1.

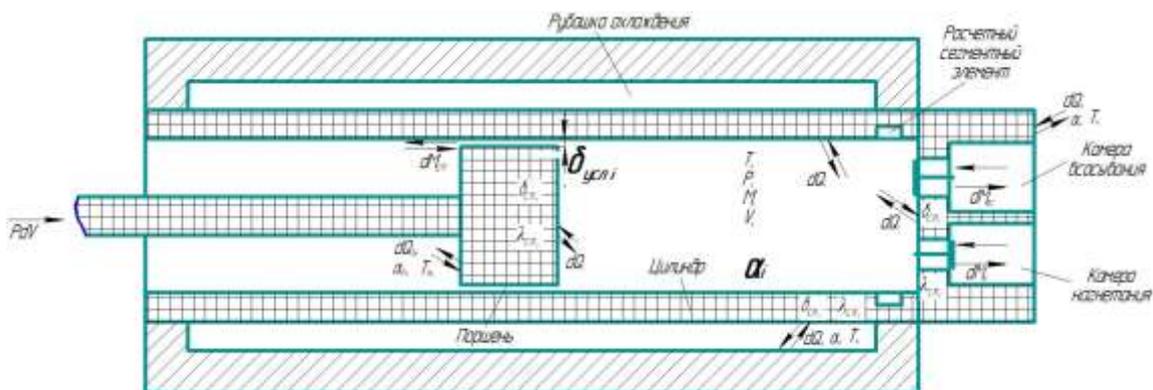


Рисунок 1 – Расчётная схема поршневой ступени

На первом этапе была разработана методика анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) стенок цилиндра КС с использованием программного комплекса ANSYS WorkbenchMechanical [4]. Сетка конечных элементов генерировалась автоматически стандартными средствами по заданным параметрам конечного элемента. Результатами расчетной модели анализа НДС стенок цилиндра тихоходной ступени длинноходового поршневого компрессора являются значения радиальных перемещений – $\delta_p = f(P_j, S_j, \tau_j)$ и напряжений (эквивалентных и кольцевых) для стенок цилиндра компрессора при разных положениях поршня, условий заделки цилиндра, температуры конструктивных элементов компрессора и конструктивных

параметров рубашки охлаждения цилиндра. Расчеты проведены для разных конструктивных материалов стенок цилиндра.

На втором этапе полученный массив данных по величине зазоров используется в программе расчета рабочих процессов тихоходных КС. В ней взаимосвязь между рабочим процессом КС и упруго-деформированным состоянием цилиндра определяется конструктивными параметрами цилиндра, положением поршня и величиной давления сжимаемого газа – P_j . Расчёт текущего давления рабочего газа и других параметров состояния осуществляется по уточнённой математической модели рабочего процесса КС; основные расчётные уравнения модели [5]:

$$P_j = \frac{\xi_j \times m_j \times R \times U_j}{V_j \times C_{v,j}}, \quad (1)$$

$$\frac{dU_j}{d\tau} = \frac{dL_j}{d\tau} - \frac{dQ_j}{d\tau} \pm \frac{dm_j \times i_j}{d\tau}, \quad (2)$$

$$U_j = U_0 + \int_0^j \frac{dU_j}{d\tau}, \quad (3)$$

$$\frac{dL_j}{d\tau} = P_j \times S_D \times \frac{dx}{d\tau^2}, \quad (4)$$

В выражениях (1–4) U_0 – начальное значение внутренней энергии газа, Дж; dU_j – изменение внутренней энергии газа, Дж; dQ_j – элементарный тепловой поток, К; dL_j – работа, совершённая над газом или самим газом, Дж; dm_j – изменение массы газа в рабочей камере, кг; i_j – энтальпия газа, Дж/кг; R – газовая постоянная, Дж/К·кг; ξ_j – коэффициент сжимаемости реального газа; V_j – объём газа, м³; $C_{v,j}$ – объёмная теплоёмкость газа, Дж/м³·К.

Закон сохранения массы газа в рабочей камере КС описывается уравнением (5) и учитывает как элементарные массовые потоки через открытые клапаны, так и через циклически изменяющиеся зазоры в цилиндропоршневой группе и зазоры в закрытых клапанах [6]:

$$m_j = m_0 + \int_0^j \frac{dm_j}{d\tau} \quad (5)$$

Элементарные массовые потоки через клапаны рассчитываются на основании уравнения течения газа через щели [6]:

$$\frac{dm_{\text{кл}j}}{d\tau} = \alpha_j \times \varepsilon_j \times f_j \times \sqrt{2 \times \rho_j \times \Delta P_j} \quad (6)$$

Элементарные массовые потоки через цилиндропоршневое уплотнение [6]:

$$\frac{dm_{\text{уп}j}}{d\tau} = \alpha_j \times \varepsilon_j \times (\pi \times D_u \times \delta_p(P_j, S_j, \tau_j)) \times \sqrt{2 \times \rho_j \times \Delta P_j}, \quad (7)$$

В выражениях (5-7) m_0 – начальная масса газа в рабочей камере, кг; m_j – масса газа в рабочей камере, кг; α_j – коэффициент расхода; ε_j – коэффициент расширения газа; ΔP_j – разность давлений газа до и после клапана или щели, Па; f_j – площадь проходного сечения в клапане, м²; ρ_j – плотность газа перед клапаном или щелью, кг/м³; D_u – диаметр цилиндра КС, м.

Процессы теплообмена описываются законом Фурье и уравнением Ньютона-Рихмана. За основу приняты известные эмпирические соотношения для расчёта коэффициента теплоотдачи в цилиндре поршневого компрессора [6, 7].

Таким образом, разработана уточненная математическая модель расчёта рабочих процессов длинноходовой тихоходной поршневой компрессорной ступени КС, включающая в себя базу данных, полученных с использованием методики расчёта упруго-деформированного состояния цилиндра поршневого малорасходного агрегата, и позволяющая учитывать циклическое изменение зазора в цилиндропоршневом уплотнении.

В **3 главе** представлены методики и результаты экспериментальных исследований упруго-деформированного состояния цилиндрической части рабочей камеры, рабочих процессов КС и её интегральных характеристик. Для выполнения экспериментальных исследований рабочих процессов КС и её интегральных характеристик применялись методика и стенд, подробно описанные в [7]. Для выполнения экспериментальных исследований упруго-деформированного состояния цилиндрической части рабочей камеры разработан стенд для определения радиальных перемещений (деформаций) цилиндра в зависимости от давления нагнетания и температуры стенок цилиндра и координаты положения поршня. Стенд включает в себя КС с подключённой тензостанцией, а также измерительное оборудование (рис. 2). Погрешность измерения составила (не более): для деформаций – 1,15%, для давления – 1%, для температуры – 1,5 %, для расхода – 1,5%.

Для определения перемещения цилиндра в радиальном направлении ΔR при известной деформации стенки цилиндра в кольцевом направлении ΔS_0 используются известные положения теории тонкостенных оболочек [8]:

$$dS_1 = (R + \Delta R)d\varphi$$

$$dS_0 = Rd\varphi \quad \varepsilon = \frac{dS_1 - dS_0}{dS_0} = \frac{Rd\varphi + \Delta Rd\varphi - Rd\varphi}{Rd\varphi} = \frac{\Delta R}{R} \quad (8)$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta R}{R} \quad \Delta R = \varepsilon \cdot R$$

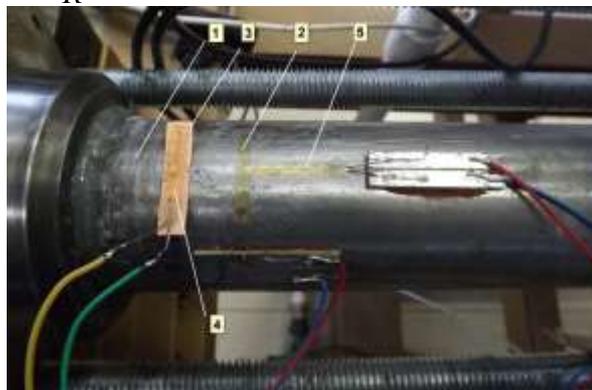


Рисунок 2 – Экспериментальный стенд определения деформаций цилиндра: 1 – цилиндр; 2,5 – тензорезисторы для измерения радиальных и продольных деформаций соответственно; 3 – недеформируемая медная подложка; 4 – компенсационный тензорезистор

Величину кольцевых деформаций стенки цилиндра $\varepsilon^{\text{эксп}}$ можно получить методом тензометрирования, и затем провести расчет радиальных перемещений $\Delta R^{\text{эксп}}$ по формулам (8): $\Delta R^{\text{эксп}} = \varepsilon^{\text{эксп}} \cdot R$. Величины расчетных радиальных перемещений стенки цилиндра $\Delta R^{\text{расч}}$ непосредственно берутся из конечно-элементной методики расчета НДС стенок цилиндра тихоходной ступени длинноходового компрессора. Сравнение экспериментальных данных и расчетных значений величин радиальных перемещений стенки цилиндра поршневого агрегата приведены в таблице 1. Расхождение между ними составляет не более 15%.

Таблица 1 - Экспериментальные данные и расчетные значения величин радиальных перемещений стенки цилиндра поршневого агрегата

№ п/п	Давление нагнетания, МПа	Номер Тензо-резистора	Координата тензо-резистора, мм	Температура стенки цилиндра, °С	Радиальные перемещения стенки цилиндра $\Delta R^{\text{эксп}}$, мм	Радиальные перемещения стенки цилиндра $\Delta R^{\text{расч}}$, мм
1	5	T1	45	30	0,000615	0,000691
2	5	T2	185	60	0,000330	0,000356
3	5	T3	30	35	0,000129	0,000148
4	5	T4	390	65	0,000065	0,000063

Кроме этого, путём сравнения экспериментальных и теоретических результатов была проведена верификация методики расчёта рабочих процессов КС (рис. 3 – 6).

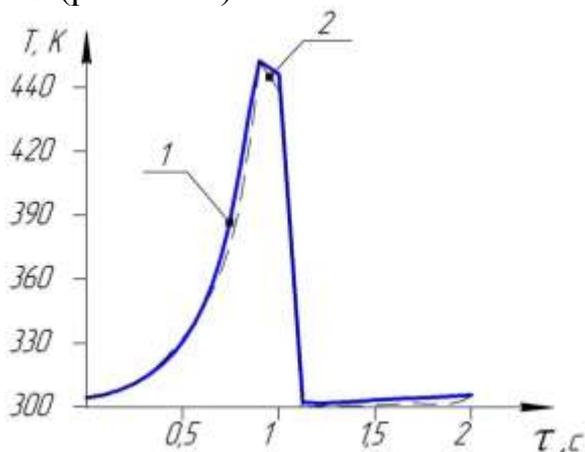


Рисунок 3 – Изменение температуры газа в рабочей камере при интенсивном охлаждении КС ($P_n = 10,0$ МПа; $\tau = 2$ с): 1 - расчёт; 2 – эксперимент

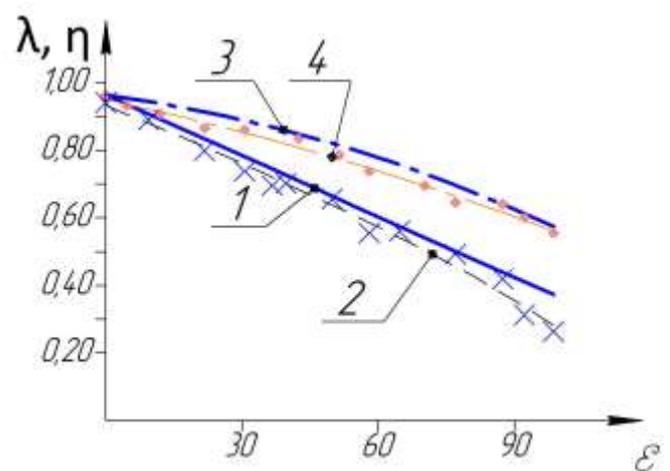


Рисунок 4 – Коэффициент подачи и изотермический КПД КС при интенсивном охлаждении ($\tau = 2$ с): 1 – коэффициент подачи (расчёт); 2 – коэффициент подачи (эксперимент); 3 – изотермический КПД (расчёт); 4 – изотермического КПД (эксперимент)

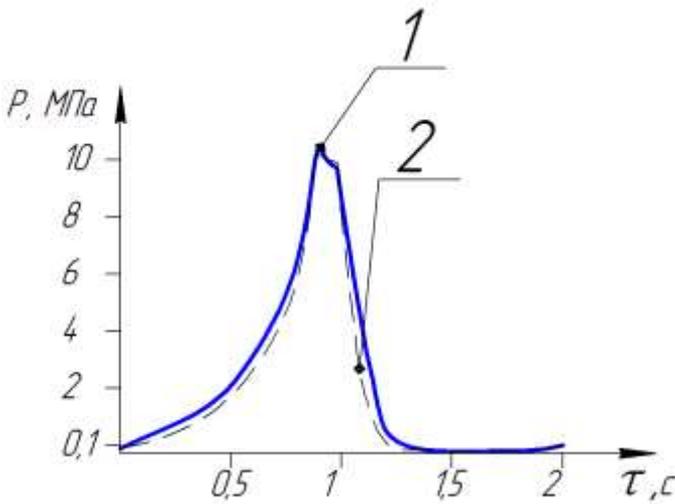


Рисунок 5 – Изменение давления газа в рабочей камере ($P_n = 10,0$ МПа; $\tau = 2$ с): 1 - расчёт; 2 – эксперимент

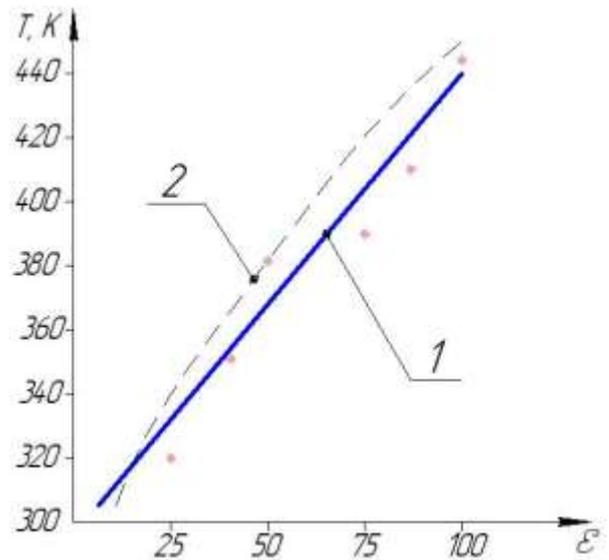


Рисунок 6 – Средняя температура нагнетаемого газа с интенсивным охлаждением КС ($\tau = 2$ с): 1- эксперимент; 2 - расчёт

Показано, что уточнённая методика расчёта даёт как качественное совпадение результатов с экспериментальными данными, так и с достаточной степенью точности количественное совпадение (расхождение между расчётными и экспериментальными величинами составило при рассмотренных условиях однозначности: для мгновенного давления не более 2 %; мгновенной температуры – не более 5 %). По интегральным характеристикам также получены удовлетворительные результаты (расхождение между расчётными и экспериментальными величинами составило при рассмотренных условиях однозначности: для средней температуры нагнетания – не более 4 %; для коэффициента подачи и изотермического КПД – не более 10 %).

4 глава посвящена расчётно-параметрическому анализу рассматриваемой КС. Расчёт производился для следующих условий однозначности: геометрические условия: диаметр цилиндра D_c – 0,02...0,08 м; ход поршня S_p – 0,2...1,0 м; граничные условия – температура всасывания $T_{вс}$ – 285...300 К, давление всасывания $P_{вс}$ – 0,1 МПа, давление нагнетания P_n – 0,3–12,0 МПа; температура охлаждающей среды – 288...300 К, охлаждающая среда – вода, воздух; физические условия: сжимаемый газ – воздух; время рабочего цикла τ – 2...6 с. Результаты расчёта температуры нагнетания при различных системах охлаждения представлены на рисунке 7. Полученные результаты показали, что допустимые температуры нагнетания (до 423 К) могут обеспечиваться при частичном (зональном) интенсивном охлаждении ступени с тонкостенным цилиндром составляет.

Для повышения технологичности конструкции рассматриваемой КС в качестве цилиндра тихоходной ступени возможно применение трубы по стандарту DIN 11866-2016, изготовленной из стали марки AISI 304L/316L (аналог в РФ – сталь 03X17H14M3) и обладающая необходимыми параметрами шероховатости внутренней поверхности $R_a \leq 0,25$ мкм. При величине

внутреннего диаметра $d_{ц} = 50$ мм и толщине стенки $\delta = 1,5$ мм расчетное значение допустимого давления с учетом коэффициента запаса прочности составляет около $[p] = 6,0$ МПа при температуре стенки трубы 420°K (предел текучести стали марки AISI 304L/316L составляет $\sigma_{т} = 205$ МПа) [9]. Поэтому для обеспечения требуемой прочности при внутреннем давлении в конце процесса сжатия, в процессе нагнетания и в начале процесса обратного расширения до 12,0 МПа в верхней трети цилиндра размещена рубашка охлаждения, упрочняющая тонкостенную оболочку.

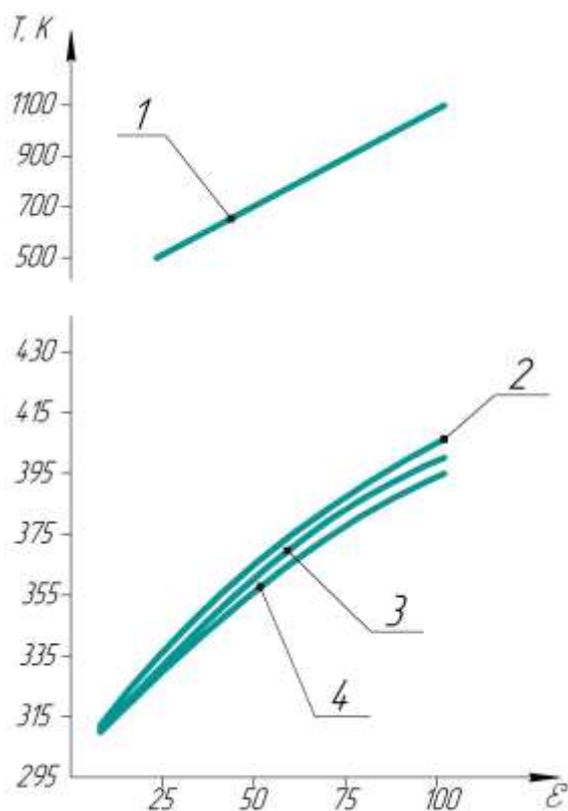


Рисунок 7– Зависимость средней температуры нагнетания от степени повышения давления ($D_{ц}=0,05\text{м}$; $S=0,5\text{м}$; $\tau=2$ с): 1 – неохлаждаемый цилиндр; 2 – охлаждение по всей поверхности толстостенного цилиндра; 3 – охлаждение верхней части тонкостенного цилиндра; 4 – полное охлаждение тонкостенного цилиндра

При проведении анализа изменения массы тонкостенного цилиндра по сравнению с толстостенным (рис. 8) введены понятия относительной массы цилиндра $\bar{m} = \frac{m_{тон}}{M_{тол}}$ ($m_{тон}$ – масса тонкостенного цилиндра с рубашкой охлаждения; $M_{тол}$ – масса толстостенного цилиндра с рубашкой охлаждения) и относительной массы ступени $\bar{M}_{ст} = \frac{m_{тон.ст}}{M_{тол.ст}}$ ($m_{тон.ст}$ – масса ступени с тонкостенным цилиндром; $M_{тол.ст}$ – масса ступени с толстостенным цилиндром). Показано, что применение тонкостенного цилиндра с охлаждением верхней части рабочей камеры позволяет снизить массу цилиндра 7...9 раз, а массу КС до 2 раз.

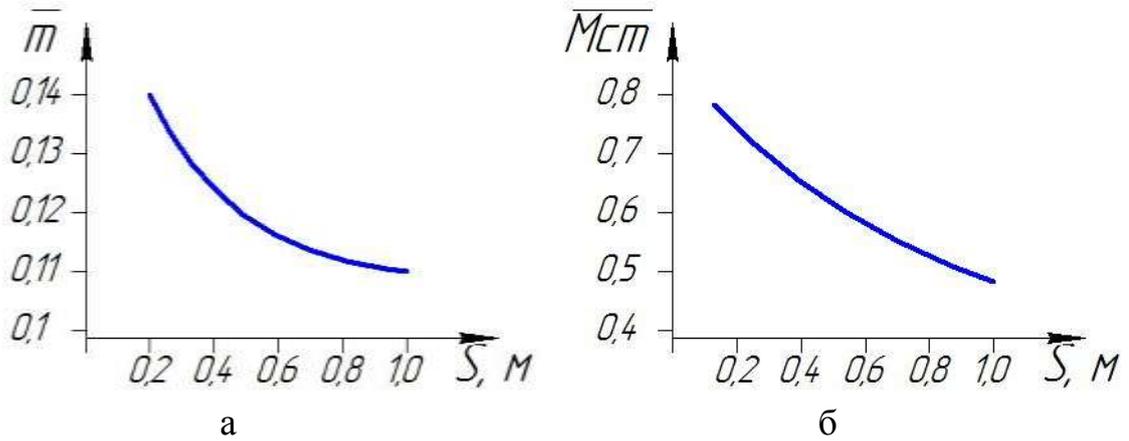


Рисунок 8 – Зависимость относительной массы цилиндра а) и КС б) от величины хода поршня

На рисунках 9, 10 представлены результаты расчётов интегральных характеристик тихоходных КС с применением тонкостенного и толстостенного цилиндра при различных типах уплотнений. Представленные результаты показали, что применение тонкостенного цилиндра ухудшает энергетические показатели КС по сравнению с толстостенным для всех типов уплотнений, кроме манжетного. При использовании манжетного уплотнения применение тонкостенного цилиндра с рубашкой охлаждения в верхней части рабочей камеры позволяет повысить производительность на 5...10 % и изотермический КПД – на 5...8%, что связано с улучшением теплового режима КС по сравнению с толстостенным цилиндром.

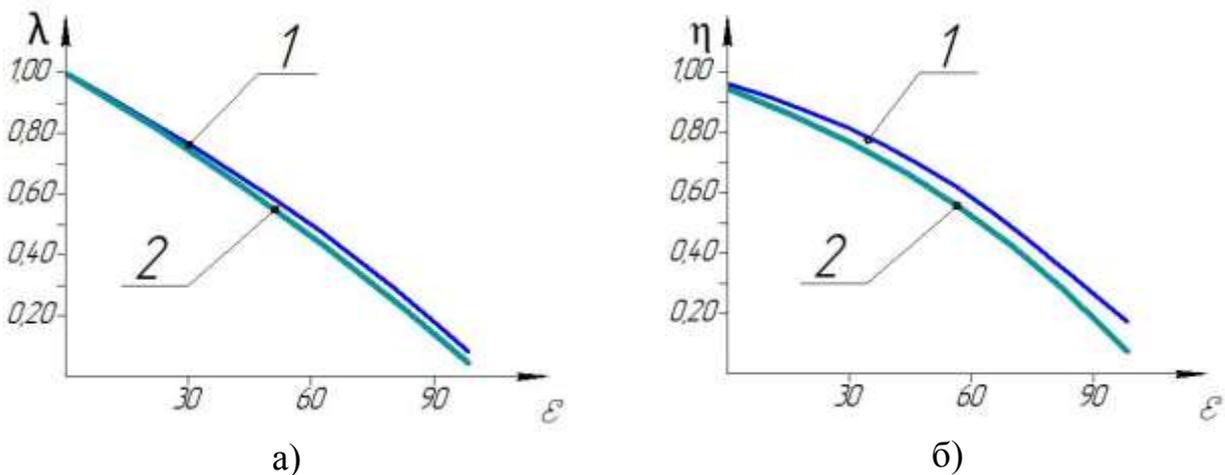


Рисунок 9 – Зависимость интегральных характеристик КС от степени повышения давления при использовании манжетных уплотнений ($D_{ц}=0,05$ м; $S=0,5$ м; $\tau=2$ с): а) коэффициента подачи; б) индикаторного изотермического КПД: 1 – тонкостенный цилиндр, 2 – толстостенный цилиндр

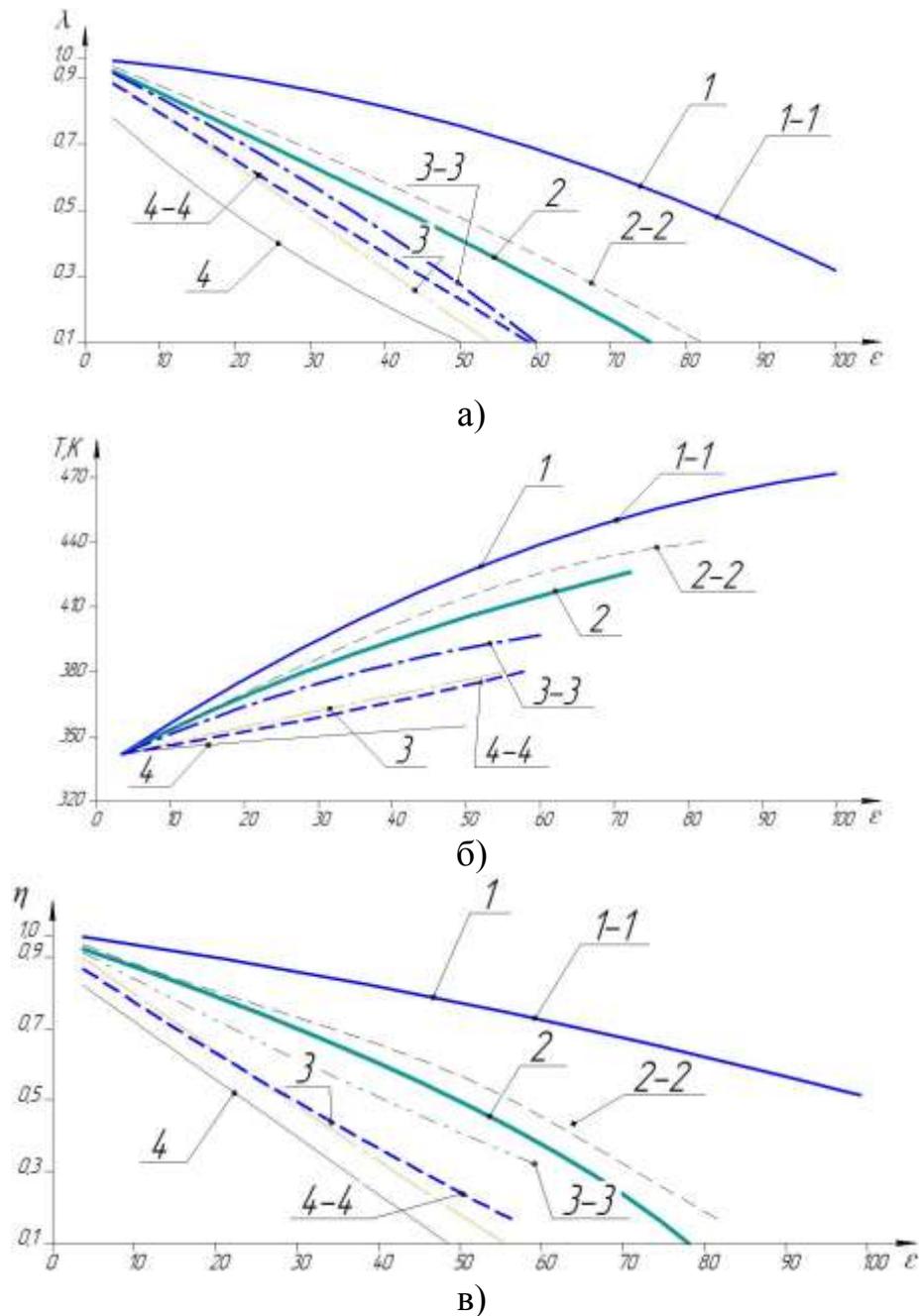


Рисунок 10 – Зависимость интегральных характеристик КС от степени повышения давления ($D_{ц}=0,08\text{м}$; $S=0,5\text{м}$; $\tau=2\text{с}$): а) коэффициента подачи; б) средней температуры; в) индикаторного изотермического кпд: 1 –манжеты; 2 – кольца; 3 – лабиринтное уплотнение; 4 – плунжерная пара (тонкостенный цилиндр); 1-1 –манжеты; 2-2 – кольца; 3-3 – лабиринтное уплотнение; 4-4 – плунжерная пара (толстостенный цилиндр)

По результатам проведённых исследований разработаны и представлены рекомендации по конструированию рассматриваемого объекта; некоторые из них защищены патентами РФ на полезную модель, а некоторые реализованы в лабораторном образце поршневой КС из тонкостенного цилиндра с охлаждением верхней части рабочей камеры, обеспечивающем повышение давления воздуха от 0,1 МПа до 12,0 МПа.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

Полученные результаты экспериментальных и теоретических исследований позволяют повысить технологичность и энергоэффективность конструкции КС, улучшить её удельные весовые характеристики. Основные результаты проведённых исследований:

1. Усовершенствована и экспериментально верифицирована методика расчёта рабочего процесса длинноходового поршневого компрессора с упруго-деформируемым тонкостенным цилиндром, позволяющая учитывать изменение реальных зазоров в цилиндропоршневом уплотнении за время рабочего цикла и выполнять расчёты при изменении давления газа в рабочей камере в диапазоне от 0,1 МПа до 12,0 МПа, времени рабочего цикла 2...6 с, величине хода поршня 0,2...1,0 м; разработано программное обеспечение для её реализации.

2. Показано, что применение промышленно выпускаемого тонкостенного трубного профиля повышает технологичность изготовления цилиндра КС и обеспечивает уменьшение его массы в 7...9 раз и снижение массы всей КС до 2 раз.

3. Установлено, что по сравнению с недеформируемым толстостенным цилиндром упругие циклические деформации тонкостенного цилиндра обуславливают увеличение величины перетечек рабочего газа через цилиндропоршневое уплотнение и снижение коэффициента подачи и изотермического индикаторного КПД соответственно на 40% и 43% для уплотнения типа «втулка-цилиндр»; на 20% и 28% для уплотнения лабиринтного типа; на 10% и 14% для уплотнения с поршневыми кольцами (прямой замок). При использовании манжетного уплотнения эффективность рабочего процесса при замене толстостенного цилиндра на тонкостенный повышается.

4. Теоретически и экспериментально доказано, что интенсификация охлаждения тонкостенного цилиндра в области верхней мёртвой точки и применение манжетного уплотнения в цилиндропоршневой группе обеспечивает повышение коэффициента подачи и КПД примерно на 10%, а снижение температуры нагнетаемого газа - на 5...10К по сравнению с толстостенным цилиндром КС.

5. При разработке тихоходных длинноходовых ступеней не рекомендуется применение поршневых уплотнений лабиринтного типа и типа «плунжерная пара», обуславливающих интенсивный массообмен и недопустимо низкие интегральные характеристики КС; применение поршневых колец возможно в ограниченном диапазоне величин степени повышения давления (до 20...28); для обеспечения повышения давления в ступени в 100...120 раз целесообразно применение манжетных уплотнений.

6. Разработаны рекомендации по конструированию перспективных тихоходных длинноходовых поршневых компрессорных ступеней, новизна которых подтверждена патентами РФ на полезную модель.

7. Методика расчёта внедрена в учебный процесс ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет», а разработанные рекомендации по

проектированию – в АО «Научно-технический комплекс «Криогенная техника».

Список цитируемой литературы

1. Юша В.Л., Бусаров С.С. 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. DOI: 10.18721/JEST.24408.
2. Громов А. Ю. Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов: дис. канд. техн. наук / А. Ю. Громов. – Казань, 2017. – 213 с.
3. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчет. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Колосс, 2006. 456с.
4. Madenci, E. The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS – DOI 10.1007/978-1-4899-7550-8.
5. Хрусталёв, Б.С. Математическое моделирование рабочих процессов в объёмных компрессорах для решения задач автоматизированного проектирования: автореф. дис. ... док.техн. наук. / Б.С. Хрусталёв. – СПб., 1999. – 58 с.
6. Фотин Б.С. Поршневые компрессоры / [и др.]. – Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1987. – 372 с.
7. Недовенчаный А. В. Повышение энергетической и динамической эффективности поршневого малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом: дис. канд. техн. наук / А. В. Недовенчаный. – Омск, 2020. – 232 с.
8. Тимошенко, С.П. Пластинки и оболочки / С.П. Тимошенко, С. Войновский-Кригер – М.: Либроком, 2009. – 640 с.
9. <https://grossner.ru/shop/truby-nerzhaveyuschie/truby-nerzhaveyuschie-kruglye/truba-farmaceuticheskaya-din-11866/>

СПИСОК ОСНОВНЫХ РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в изданиях, рецензируемых ВАК РФ

1. Титов Д. С., Недовенчаный А. В., Аистов И. П., Вансович К. А., Бусаров С.С. Анализ нагруженного состояния цилиндра ступени тихоходного поршневого агрегата при сжатии жидкостей и газов [текст] // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2019. – № 1 (163). – С. 5–10.
2. Титов Д.С., Аистов И.П., Вансович К.А., Бусаров С. С., Гошля Р.Ю. Экспериментальное определение деформаций цилиндра тихоходных длинноходовых бесшмазочных поршневых агрегатов // Компрессорная техника и пневматика. – 2019. – №1. – С.20 – 23.
3. Титов Д.С., Бусаров С. С., Недовенчаный А.В., Дёмин И.С. Оценка влияния неплотностей цилиндропоршневых уплотнений на рабочий процесс

длинноходовых поршневых насосных агрегатов // Омский научный вестник.– 2019.- №1 (163). – С.5-10.

4. Титов Д.С., Аистов И.П., Вансович К.А., Бусаров С. С. Оценка напряженно-деформированного состояния цилиндра тихоходного компрессора // Компрессорная техника и пневматика. – 2018. – №4. – С.7 – 11.

5. Титов Д. С., Аистов И.П., Вансович К.А., Бусаров С. С. Анализ эффективности применения поршневых уплотнений в тихоходных насосных агрегатах на основе анализа деформированного состояния цилиндрической части камеры сжатия // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение.– 2020. - Т.4, №2. – С.64-71

Публикации в изданиях, индексируемых в Scopus и Web of Science

6. Titov D. S., Busarov. S.S., Aistov I.P., Vansovich K.A. Evaluation of stress-strain state of the slow-speed compressor cylinder // AIP Conference Proceedings. – 2018. - Vol. 2007. – p.030064-1 – 030064-7.– Режим доступа: [https:// doi.org/10.1063/1.5051925](https://doi.org/10.1063/1.5051925).

7. 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>

8. Titov D. S., Busarov. S.S., Aistov I.P., Vansovich K.A. Analysis of load conditions of piston pump unit cylinder under temperature effects // AIP Conference Proceedings. – 2019. – p.030006-1 – 030006-6. – Режим доступа: <https://doi.org/10.1063/1.5122056>

Публикации в других изданиях

9. Титов Д.С., Бусаров И.С., Бусаров С. С. Экспериментальное определение условных зазоров цилиндропоршневых уплотнений компрессорных агрегатов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение.– 2019. - Т.3, №1. – С.50-56.

10. Титов Д.С., Бусаров И.С., Бусаров С.С. Исследование влияния неплотностей рабочей камеры на рабочий процесс сверхтихоходных длинноходовых поршневых компрессорных и насосных агрегатов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2019. – №6. – С.25 – 27.

11. Титов Д. С., Недовенчаный А. В., Бусаров С.С., Аистов И.П., Бусаров И.С. Анализ влияния закона движения поршня на рабочий процесс поршневых ступеней тихоходных длинноходовых одноступенчатых компрессорных агрегатов [текст] // Современные наукоемкие технологии. – 2019. - №11. – С.33-37.

Патенты и свидетельства

12. Титов Д. С. Методика моделирования рабочих процессов тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2019661487 Рос. Федерация: Д. С. Титов, А. В. Недовенчаный, С. С. Бусаров– 2019.

13. Титов Д. С. Поршневой компрессор: пат. 175178 Рос. Федерация: МПК F04B 39/06. Д. С. Титов, В. Л. Юша, С. С. Бусаров, И. С. Бусаров – 2017. – Бюл. № 33.