

На правах рукописи



Недовенчаный Алексей Васильевич

**ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ И ДИНАМИЧЕСКОЙ
ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОРШНЕВОГО МАЛОРАСХОДНОГО
ОДНОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА
С ЛИНЕЙНЫМ ГИДРОПРИВОДОМ**

Специальность 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Омск – 2020

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

Научный руководитель:

Юша Владимир Леонидович

доктор технических наук, профессор, заведующий
кафедрой «Холодильная и компрессорная техника и
технология» Федерального государственного
бюджетного образовательного учреждения высшего
образования «Омский государственный технический
университет»

Официальные оппоненты:

Галдин Николай Семенович

доктор технических наук, профессор, заведующий
кафедрой «Подъемно-транспортные, тяговые машины
и гидропривод» Федерального государственного
бюджетного образовательного учреждения высшего
образования «Сибирский государственный
автомобильно-дорожный университет»

Белова Ольга Владимировна

кандидат технических наук, доцент кафедры
«Вакуумная и компрессорная техника» Федерального
государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего образования «Московский
государственный технический университет имени
Н. Э. Баумана (национальный исследовательский
университет)»

Ведущая организация:

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого», г. Санкт-Петербург

Защита состоится «24» декабря 2020г. в 14:00 часов в зале заседания
диссертационного совета на заседании совета Д 212.178.14, созданного на базе
ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет» по адресу: 644050,
г. Омск, пр. Мира, д. 11, , Главный корпус, П-202

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке «Омского государственного
технического университета» и на сайте www.omgtu.ru

Автореферат разослан «___» _____ 2020 года.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим
направить по адресу: 644050, г. Омск, пр. Мира, д. 11, диссертационный совет Д
212.178.14 Тел.: (3812) 65-24-79, e-mail: dissov_omgtu@omgtu.ru

Ученый секретарь диссертационного
совета Д 212.178.14

кандидат технических наук



Ю.О. Филиппов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы

Одним из направлений совершенствования малорасходных (до 2 нм³/ч) компрессорных агрегатов, обеспечивающих величину давления нагнетаемого газа не менее 10,0 МПа, является применение длинноходовых ($S_{\text{п}}/D_{\text{ц}} > 1$) тихоходных (время рабочего цикла $\tau > 1$ с) поршневых компрессорных ступеней (далее КС) с линейным приводом, что позволяет снизить количество ступеней сжатия, повысить степень унификации агрегата, улучшить его массогабаритные показатели [1]. В существующих поршневых компрессорных агрегатах газовые силы за время рабочего цикла изменяются в 3...6 раз, при этом снижение неравномерности нагрузки за цикл обеспечивается применением маховика. В агрегатах на базе КС газовая сила и мгновенная мощность привода может изменяться более, чем в сто раз. В этом случае применение маховика приведёт к недопустимому росту веса и габаритных размеров агрегата.

Анализ современных результатов исследований энергосберегающих законов движения мехатронных приводов энерготехнологического оборудования [2] позволяет предположить, что существуют такие зависимости скорости перемещения поршня от времени, которые позволят снизить амплитуду мгновенной мощности и среднеинтегральную мощность привода агрегатов на базе КС. Данные законы применимы и для гидравлического привода, рассматриваемого в настоящей работе. Неоднозначная функциональная взаимосвязь между тепловым режимом, индикаторным КПД, коэффициентом подачи КС, интегральными характеристиками гидропривода и индикаторной мощностью ступени делает актуальной задачу определения зависимости скорости перемещения поршня от времени и конструктивных параметров КС, обеспечивающих снижение среднеинтегральной мощности и амплитуды мгновенной мощности поршневого малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом.

Степень разработанности темы

Результаты исследований рабочих процессов поршневых компрессорных ступеней 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., Luszczycki M., Prakash R., и др.). Значения отношения величины давления нагнетания к величине давления всасывания в одной ступени, рекомендованные в известных работах, имеют ограниченный диапазон и в зависимости от конструктивных и режимных параметров агрегата принимают значения от 2 до 10. Связано это в первую очередь с безопасной работой агрегата и ограничено областью допустимых температур сжимаемого рабочего тела. Исследование КС с линейным приводом, выполненное Громовым А. Ю., показало возможность повышения давления газа в одной поршневой ступени в 20...30 раз [3]. Информация о более высоких отношениях давления нагнетания к давлению всасывания при непрерывном режиме работы ступени в доступных источниках информации не приводится. Фундаментальные и прикладные исследования динамики поршневых компрессорных агрегатов (Френкель М. И.,

Гоц А. Н., Истомин П. А., Кутенев В. Ф., Чистяков В. К. и другие) посвящены преимущественно решению проблем снижения степени неравномерности изменения сил полезного сопротивления на приводном валу за счёт применения маховика. В трудах Артоболевского И. И. отмечается, что функциональная взаимосвязь изменения мощности с кинематическими параметрами агрегата является одной из значимых динамических характеристик последнего. Поэтому определение зависимостей движения исполнительного органа технологического оборудования за счёт уменьшения амплитуды колебания приводной мощности, явилось задачей исследования таких учёных как Понтрягин Л. С., Фельдбаум А. А., Красовский Н. Н., Волков А. Н., Мацко О. Н. и др. Однако, вопросы выбора зависимости скорости перемещения поршня (предлагаемая зависимость) и снижения при этом неравномерности изменения мгновенной мощности, а также определение их влияния на эффективность рабочего процесса (температурный режим, коэффициент подачи, КПД) применительно к компрессорным агрегатам с линейным приводом в доступных источниках информации не рассматривались.

Цель и задачи работы

Целью данной работы является снижение среднеинтегральной мощности и амплитуды мгновенной мощности поршневого малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом путём реализации предлагаемой зависимости скорости перемещения поршня от времени и совершенствования конструкции компрессорной ступени.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Уточнить математическую модель рабочих процессов воздушной поршневой малорасходной КС, предназначенную для расчётов таких рабочих режимов, при которых давление газа в рабочей камере может изменяться в диапазоне от 0,1 МПа до 10,0 МПа.

2. Разработать методику экспериментального исследования поршневого малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом и стенд для её реализации; провести экспериментальные исследования рабочих процессов и интегральных характеристик КС, а также агрегата в целом.

3. Разработать методику расчёта энергетических и динамических характеристик поршневого малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом на основе усовершенствованной математической модели рабочих процессов компрессорной ступени, а также программное обеспечение для её реализации.

4. Установить влияние предлагаемой зависимости скорости перемещения поршня от времени, конструктивных и режимных факторов на теплофизические и газодинамические процессы в КС.

5. Исследовать влияние предлагаемой зависимости скорости перемещения поршня от времени на среднеинтегральную мощность и амплитуду мгновенной мощности.

6. Разработать рекомендации по конструированию поршневого малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом, обеспечивающего повышение давления воздуха от 0,1 МПа до 10,0 МПа.

Методология и методы исследования

Для решения поставленных задач были использованы: математическое моделирование рабочих процессов в компрессорной ступени с учётом нестационарной теплопередачи через стенки рабочей камеры; 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 интегральных характеристик компрессорных агрегатов с линейным гидроприводом; параметрический анализ влияния конструктивных и режимных факторов на работу компрессорной ступени и агрегата; методы анализа существующих и вновь полученных результатов и синтез перспективных технических решений.

Научная новизна работы

1. Уточнена и экспериментально верифицирована математическая модель рабочих процессов воздушной поршневой малорасходной длинноходовой компрессорной ступени, в которой использована уточнённая эмпирическая зависимость расчёта коэффициента теплоотдачи в рабочей камере, при изменении давления газа в рабочей камере в диапазоне от 0,1 МПа до 10,0 МПа, времени рабочего цикла $\tau = 2 \dots 6$ с, величине хода поршня $S = 0,2 \dots 1,0$ м.

2. Теоретически и экспериментально доказано, что в рассмотренном диапазоне конструктивных и режимных параметров и водяном охлаждении цилиндра в одной компрессорной ступени обеспечивается повышение давления воздуха от 0,1 МПа до 10,0 МПа.

3. Теоретически и экспериментально доказано, что за счет реализации предлагаемой зависимости скорости перемещения поршня от времени обеспечивается снижение амплитуды мгновенной мощности одноступенчатого длинноходового тихоходного компрессорного агрегатов 2...3 раза.

4. Установлено, что реализация предлагаемой зависимости скорости перемещения поршня от времени позволяет повысить эффективность работы КС: снизить температуру нагнетаемого газа на 12...25 К, повысить производительность на 5...10 % и изотермический КПД – на 5...8 %; увеличить тепловой поток между газом и стенками рабочей камеры на 15 %; снизить утечки рабочего газа до 5 %.

Личный вклад автора

С участием автора выполнена разработка запатентованной конструкции лабораторного образца малорасходного компрессорного агрегата с отношением давления нагнетания к давлению всасывания не менее 100 на базе поршневых ступеней с линейным приводом; сформулирована цель и задачи исследования; выполнены экспериментальные исследования рабочих процессов, основанные на измерении мгновенных параметров состояния рабочего тела и их

интегральных характеристик КС и агрегата на их базе, разработана и верифицирована методика расчёта энергетических и динамических характеристик такого агрегата, устанавливающая взаимосвязь теплофизических и газодинамических процессов в компрессорной ступени с предлагаемой зависимостью скорости перемещения поршня от времени и характеристиками гидропривода; автором разработаны рекомендации по снижению среднеинтегральной мощности и амплитуды мгновенной мощности одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом, опубликованы наиболее значимые результаты проведённых исследований.

Практическая значимость

1. Предложено программное обеспечение для реализации методики расчёта энергетических и динамических характеристик одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом.

2. Предложена методика экспериментального исследования одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом.

3. Разработаны рекомендации по снижению среднеинтегральной мощности и амплитуды мгновенной мощности поршневого малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом, обеспечивающем повышение давления воздуха от 0,1 МПа до 10,0 МПа за счёт конструктивных и режимных параметров компрессорной ступени: ($S_{\pi}/D_{\pi} > 10$; время рабочего цикла $\tau = 2 \dots 4$ с) и реализации предлагаемой зависимости скорости перемещения поршня от времени.

4. Создан лабораторный стенд для испытаний тихоходных поршневых компрессорных агрегатов с давлением нагнетания до 12,0 МПа, ходом поршня до 0,5 м, мощностью до 15 кВт.

5. Методика расчёта внедрена в учебный процесс ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет», а разработанные рекомендации по проектированию – в АО «Научно-технический комплекс «Криогенная техника» г. Омск.

6. Работа выполнена в рамках госбюджетной ПНИЭР «Создание перспективных одноступенчатых компрессорных агрегатов высокого и среднего давления с повышенным ресурсом работы для систем жизнеобеспечения автономных подводных объектов» (соглашение № 14.577.21.0203).

Положения выносимые на защиту

1. Математическая модель рабочих процессов воздушной КС, позволяющая выполнять расчёты при изменении давления газа в рабочей камере в диапазоне от 0,1 МПа до 10,0 МПа, времени рабочего цикла $\tau = 2 \dots 6$ с, величине хода поршня $S_{\pi} = 0,2 \dots 1,0$ м.

2. В рассмотренном диапазоне конструктивных и режимных параметров и при водяном охлаждении цилиндра в одной компрессорной ступени возможно повышение давления воздуха от 0,1 МПа до 10,0 МПа.

3. Реализация предлагаемой зависимости скорости перемещения поршня от времени обеспечивает снижение амплитуды мгновенной мощности

одноступенчатого длинноходового тихоходного компрессорного агрегата в 2...3 раза.

4. Реализация предлагаемой зависимости скорости перемещения поршня от времени позволяет повысить эффективность работы КС: снизить температуру нагнетаемого газа на 12...25 К, повысить производительность на 5...10 % и изотермический КПД – на 5...8 %; увеличить тепловой поток между газом и стенками рабочей камеры на 15 %; снизить утечки рабочего газа до 5 %.

Достоверность полученных результатов

Обеспечивается использованием стандартных методов исследования с применением современного оборудования, прошедшего метрологическую поверку; апробацией результатов; достаточной 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: VII Международной научно-технической конференции «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке» (г. Санкт-Петербург, 2015 г.); Международной научно-практической конференции «Фундаментальные научные исследования: теоретические и практические аспекты» (г. Кемерово, 2016 г.); VI–X научно-технических конференциях «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства («Oil and Gas Engineering»))» (г. Омск, 2016–2020 гг.); X Международной научно-технической конференции «Динамика систем, механизмов и машин» (г. Омск, 2016 г.); XVII, XVIII Международных научно-технических конференциях по компрессоростроению «Вакуумная, компрессорная техника и пневмоагрегаты» (г. Казань, 2017, 2019 гг.); III Международной научно-технической конференции «Проблемы машиноведения» (г. Омск, 2019 г.).

Публикации

По теме диссертации опубликовано 64 научных печатных работ из них в том числе: 11 в изданиях, рекомендованных ВАК РФ; 16 в изданиях, индексируемых в Scopus и Web of Science; получены 3 патента на полезную модель, 2 патент на изобретение, а так же свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ.

Структура и объём работы

Диссертация состоит из введения, 4 глав, заключения, пяти приложений, списка использованных источников. Содержит 232 страницы текста, 101 рисунок, 9 таблиц. Список использованных источников содержит 221 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность выполняемой работы, научная новизна и практическая ценность, краткое содержание работы: обзор и анализ современных средств получения средних и высоких давлений, разработка экспериментального стенда и проведение исследований по результатам

которых в дальнейшем верифицирована методика расчёта, используемая для проведения параметрического анализа.

В **1 главе** выполнен анализ существующих технологий сжатия газов до средних и высоких давлений газа и способов их конструктивной реализации; определены проблемы, связанные со значительными изменениями мгновенной мощности применительно к рассматриваемому объекту. Для снижения температуры газа и улучшения энергетических характеристик агрегатов при повышении давления в 5...10 раз и более применяются многоступенчатые компрессорные агрегаты с различными типами приводов. Существуют одноступенчатые компрессорные агрегаты периодического или кратковременного действия, позволяющие повышать давление газа в одной ступени в 10...15 раз, а также одноступенчатые компрессорные агрегаты с линейным приводом, повышающие давление газа в 20...30 раз [2]. Обеспечение в одной компрессорной ступени более высоких отношений давления нагнетания к давлению всасывания связано с рядом проблем. Во-первых, значительно возрастает температура нагнетания. Во-вторых, увеличиваются потери производительности и индикаторной мощности. В-третьих, значительное изменение газовой силы в поршневой ступени компрессорного агрегата приводит к существенному росту амплитудных изменений мгновенной мощности привода за время одного рабочего цикла, то есть к ухудшению его динамических характеристик. Данные проблемы в настоящее время удаётся решить путём перехода на многоступенчатое сжатие. В тоже время применение длинноходовых тихоходных КС сжатия позволяет эффективно бороться с выше указанными проблемами при сжатии в одной ступени за счет уникального сочетания конструктивных и режимных параметров.

Современные подходы к обеспечению энергосберегающих законов движения технологических и энергетических машин требуют установления функциональной взаимосвязи характеристик гидропривода с рабочими процессами компрессорной ступени. По результатам проведённого аналитического обзора сформулированы цель и задачи диссертационного исследования.

Во **2 главе** представлены результаты разработки методики расчёта энергетических и динамических характеристик одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом с использованием известных соотношений для расчёта компонентов гидропривода и их характеристик, а также уточнённой математической модели рабочего процесса тихоходной длинноходовой поршневой компрессорной ступени, в которой автором уточнены эмпирические соотношения, необходимые для описания процессов теплообмена в рабочей камере ступени при изменении давления газа от 0,1 МПа до 10,0 МПа. Обобщённая расчётная схема агрегата представлена на рисунке 1; расчётная схема компрессорной ступени на рисунке 2.

При разработке методики расчёта принят ряд упрощающих допущений. Для гидропривода: влияние волновых процессов в коммуникациях пренебрежимо мало; постоянны и малы силы вязкого и сухого трения в гидроэлементах; отсутствует кавитация; рабочая жидкость гидропривода

несжимаема; не учитываются переходные процессы в насосе и его электроприводе на режимах регулирования.

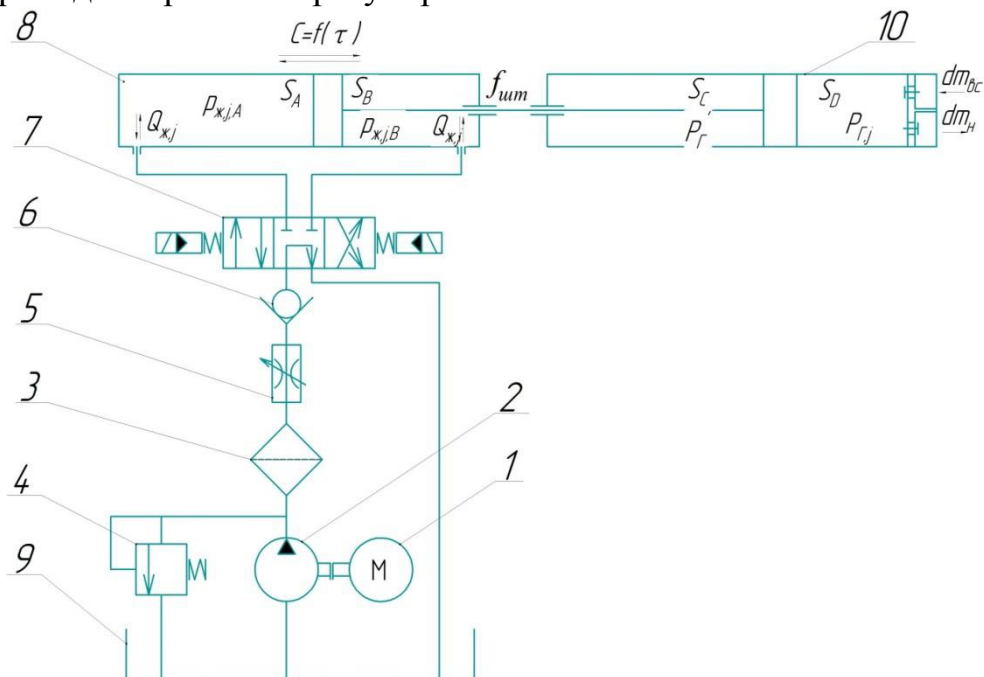


Рисунок 1 – Обобщённая расчётная схема одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом: 1 – приводной электродвигатель; 2 – насос; 3 – фильтр масляный; 4 – напорный клапан; 5 – дроссель; 6 – обратный клапан; 7 – гидрораспределитель; 8 – гидроцилиндр; 9 – бак; 10 – поршневая ступень

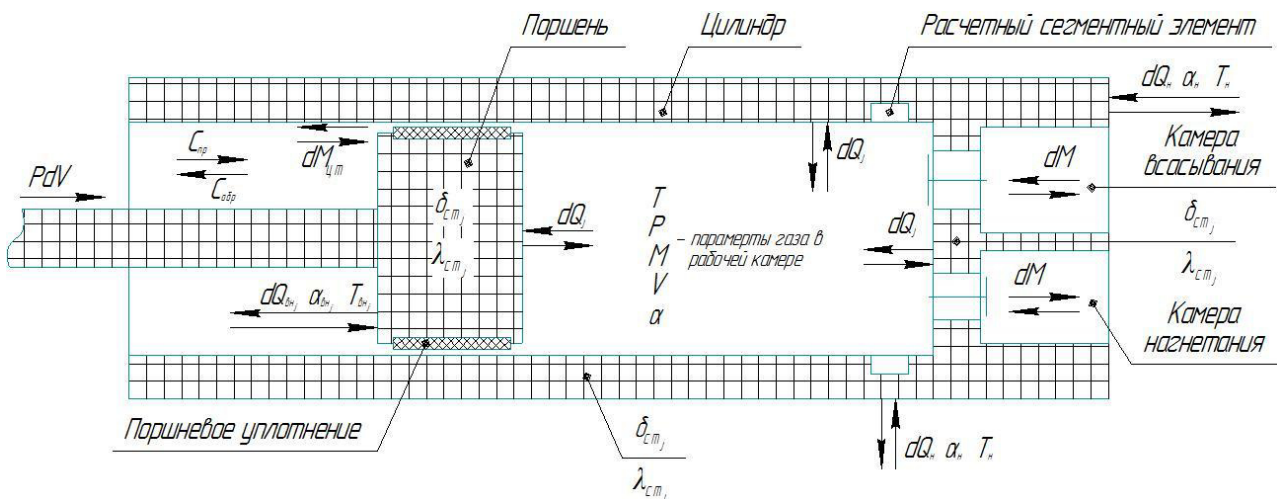


Рисунок 2 – Расчётная схема поршневой ступени с линейным приводом

Для поршневой ступени: газовая среда непрерывна и гомогенна; моделируемые процессы обратимы, равновесны и квазистатичны; параметры состояния рабочего газа изменяются одновременно по всему объёму рабочей камеры; изменение потенциальной и кинетической энергии газа пренебрежимо мало; теплота трения поршневых уплотнений не подводится к газу; параметры состояния в полостях всасывания и нагнетания постоянны; течение рабочего газа через газораспределительные органы и конструктивные зазоры принимается адиабатным и квазистационарным; теплообмен между газом и

стенками рабочих полостей конвективный; коэффициент теплоотдачи в каждый момент времени одинаков на всех внутренних поверхностях рабочей камеры, не учитываются переходные процессы в период ускорения и торможения поршня.

Основными расчётными уравнениями, описывающими взаимосвязь динамики поршня и мощности рассматриваемого агрегата, являются уравнения (1) и (2) [4, 5]:

$$M \frac{d^2 x}{d\tau^2} = (p_{ж,j,A} \cdot S_A - p_{ж,j,B} \cdot S_B) - (P_{Г,j} \cdot S_D - P_{Г'} \cdot S_C) - F_{тр,j}, \quad (1)$$

$$N_j = M \frac{d^2 x}{d\tau^2} \cdot \frac{dx}{d\tau}, \quad (2)$$

Мгновенная мощность привода определяется также соотношением [6]:

$$N_j = \frac{\Delta p_{H,j} \cdot Q_{ж,j}}{\eta_j}, \quad (3)$$

В выражениях (1–3) x – координата перемещения поршня, м; M – масса поступательно движущихся частей агрегата (поршня гидроцилиндра, поршня компрессорной ступени, общего штока), кг; $p_{ж,j,A(B)}$ – давление жидкости в соответствующей полости гидроцилиндра, Па; $P_{Г,j}$ – давление сжимаемого газа в компрессорной ступени, Па; $P_{Г'}$ – давление атмосферного воздуха, Па; $F_{тр,j}$ – сила трения, Н; $S_{A(B,C,D)}$ – площади поршней компрессорной ступени и гидроцилиндра, м²; N_j – мгновенная мощность гидравлического привода, Вт; η_j – КПД привода (гидропривода и приводного электродвигателя); $\Delta p_{H,j}$ – изменение давления жидкости в насосе, Па; $Q_{ж,j}$ – мгновенная подача насоса, м³/с; j – индекс расчётного шага.

Взаимосвязь между рабочим процессом КС, динамическими и энергетическими характеристиками агрегата и привода определяется величиной давления сжимаемого газа – $P_{Г,j}$. Расчёт текущего давления рабочего газа и других параметров состояния осуществляется по уточнённой математической модели рабочего процесса КС; основные расчётные уравнения модели [7]:

$$P_j = \frac{\xi_j \times R \times U_j}{V_j \times C_{v,j}}, \quad (4)$$

$$\frac{dU_j}{d\tau} = \frac{dL_j}{d\tau} - \frac{dQ_j}{d\tau} \pm \frac{dm_j \times i_j}{d\tau}, \quad (5)$$

$$U_j = U_0 + \int_0^j \frac{dU_j}{d\tau}, \quad (6)$$

$$\frac{dL_j}{d\tau} = P_j \times S_D \times \frac{dx}{d\tau^2}, \quad (7)$$

В выражениях (4–7) 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 (8) и учитывает как элементарные массовые потоки через открытые клапаны, так и через зазоры в цилиндропоршневой группе и в закрытых клапанах [7]:

$$m_j = m_0 + \int_0^j \frac{dm_j}{d\tau} d\tau \quad (8)$$

Элементарные массовые потоки через клапаны и зазоры рассчитываются на основании уравнения течения газа через щели [7]:

$$\frac{dm_j}{d\tau} = \alpha_j \times \varepsilon_j \times f_j \times \sqrt{2 \times \rho_j \times \Delta P_j} \quad (9)$$

В выражениях (8–9) 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 клапана или щели, м²; ρ_j – плотность газа перед клапаном или щелью, кг/м³.

Процессы теплообмена описываются законом Фурье и уравнением Ньютона-Рихмана. За основу приняты известные эмпирические соотношения для расчёта коэффициента теплоотдачи в цилиндре поршневого компрессора [8], в которых уточнены степенные эмпирические показатели путём идентификации теоретических и экспериментальных температурных диаграмм. Уточнённое выражение для расчёта коэффициента теплоотдачи на внутренней поверхности рабочей камеры представлено в следующем виде:

$$\alpha = \lambda \cdot (\rho/\mu)^{0,27} W^{0,27} D_{\text{экв}}^{0,73} \quad (10)$$

где λ , μ , $D_{\text{экв}}$ и W – текущие значения соответственно коэффициента теплопроводности, динамической вязкости, эквивалентного диаметра цилиндра и условной скорости газа в рабочей камере.

Сила трения определяется суммой сил трения цилиндропоршневых уплотнений гидроцилиндра и компрессорной ступени, а также трения штока в сальнике.

Таким образом, разработанная методика расчёта энергетических и динамических характеристик поршневого малорасходного агрегата включает в себя уточнённую математическую модель расчёта рабочих процессов длинноходовой тихоходной поршневой компрессорной ступени КС, методику расчёта гидравлического привода, упрощающие допущения и расчётную схему.

В 3 главе представлены результаты экспериментального исследования и стенда для его реализации, необходимые для верификации математической модели рабочих процессов КС, методики расчёта агрегата и исследований КС и агрегата в целом. Стенд включает в себя КС и линейный гидропривод в составе гидроцилиндра и гидростанции, а также измерительное оборудование. Он обеспечивает выполнение следующих измерений: мгновенного давления и температуры в рабочей камере, средней температуры нагнетаемого газа и давления (датчики температуры на основе термисторов типа СТ1-18, датчики давления Д16М-3); производительности (датчик расхода газа типа АWM720P1); электрической мощности. Данные с датчиков передавались на цифровой

запоминающий осциллограф АКИП типа 4119/1 через усилитель и затем на компьютер (рисунок 3). Погрешность измерения составила (не более): для давления – 1 %, для температуры – 1,5 %, для расхода – 1,5 %.



Рисунок 3 – Гидроцилиндр-компрессорный узел с установленной измерительной системой: 1 – силовой гидроцилиндр; 2 – ступень поршневого компрессора; 3 – ресивер; 4 – циркуляционный насос системы охлаждения ступени; 5 – бак охлаждающей жидкости; 6 – элементы системы контроля пространственного положения поршня в течение рабочего цикла; 7 – система контроля мгновенных и интегральных параметров рабочего газа

На рисунках 4, 5 представлены результаты верификации результатов расчёта рабочих процессов КС путём их сопоставления с результатами эксперимента.

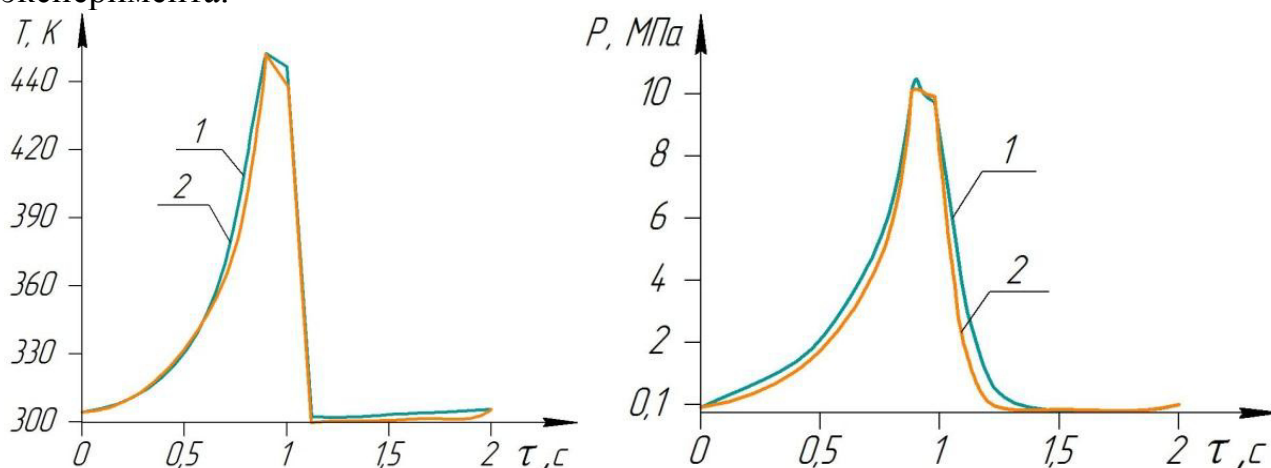


Рисунок 4 – Изменения температуры и давления ($P_n = 10$ МПа; $\tau = 2$ с): сжимаемого газа в рабочей камере:

1 – эксперимент; 2 – теория

Представленные на рисунке 4 кривые показали, что предлагаемая методика расчёта дает 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 8 %). 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 12 %).

На рисунке 5 представлены результаты экспериментальных и теоретических исследований мгновенной индикаторной мощности при различном соотношении времени сжатия и времени всасывания.

По результатам сравнения индикаторных мощностей полученных экспериментальным и расчётным путём определено, что погрешность не превышает 10 %. К тому же кривые, представленные на рисунке 4, наглядно показывают, что изменение соотношения времени процессов прямого и обратного хода приводит к снижению пиковой индикаторной мощности ступени для рассматриваемых режимов с 8,5 кВт до 6,5 кВт, то есть примерно на 15...20 %. Учтены характеристики гидропривода, КПД которого влияет на изменение мгновенной мощности агрегата в целом.

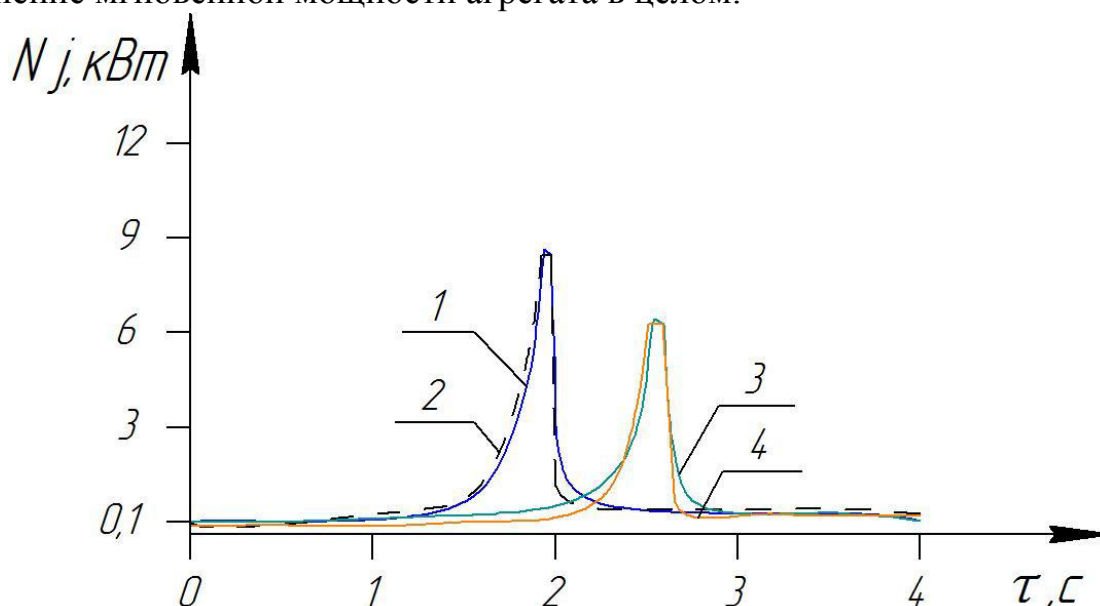


Рисунок 5 – Изменение мгновенной индикаторной мощности привода при охлаждении ступени ($\tau = 4$ с, $P_H = 10$ МПа):

1 – эксперимент, 2 – теория ($\tau_{сж} / \tau_{вс} = 1:1$);

3 – эксперимент, 4 – теория ($\tau_{сж} / \tau_{вс} = 2:1$)

Таким образом, экспериментально подтверждена возможность сжатия газа от 0,1 до 10 МПа в одной ступени и проведена верификация разработанной методики расчёта.

4 глава посвящена расчётно-параметрическому анализу объекта исследования на основании верифицированной методики расчёта. Расчёт производился для следующих условий однозначности: геометрические условия:

диаметр цилиндра $D_{\text{ц}} - 0,02 \dots 0,05$ м; ход поршня $S_{\text{п}} - 0,2 \dots 1,0$ м; граничные условия – температура всасывания $T_{\text{вс}} - 285 \dots 300$ К, давление всасывания $P_{\text{вс}} - 0,1$ МПа, давление нагнетания $P_{\text{н}} - 0,3 \dots 10,0$ МПа; температура охлаждающей среды – $288 \dots 300$ К, охлаждающая среда – вода, воздух; физические условия: сжимаемый газ – воздух; время рабочего цикла $\tau - 2 \dots 6$ с.

На рисунке 6 показаны некоторые характерные зависимости изменения скорости поршня и мощности от времени, обеспечиваемые постоянной или изменяемой за время рабочего цикла производительностью насоса; в том числе вариант, обеспечивающий постоянную мощность гидропривода (зависимость 4) и предлагаемая (реальная) зависимость, учитывающая время разгона и торможения поршня в окрестностях мёртвых точек КС (зависимость 5).

Эти зависимости показывают, что при движении поршня с постоянной по модулю скоростью с учётом значительно меняющегося КПД гидропривода, мгновенная мощность за время цикла может изменяться в 58 раз. При использовании известных зависимостей (линейная, синусоидальная) изменения скорости поршня колебания мгновенной мощности могут достигать 30...40 раз. При реализации предлагаемой зависимости изменение мгновенной мощности составит 10...15 раз, что существенно лучше по сравнению с остальными рассмотренными вариантами.

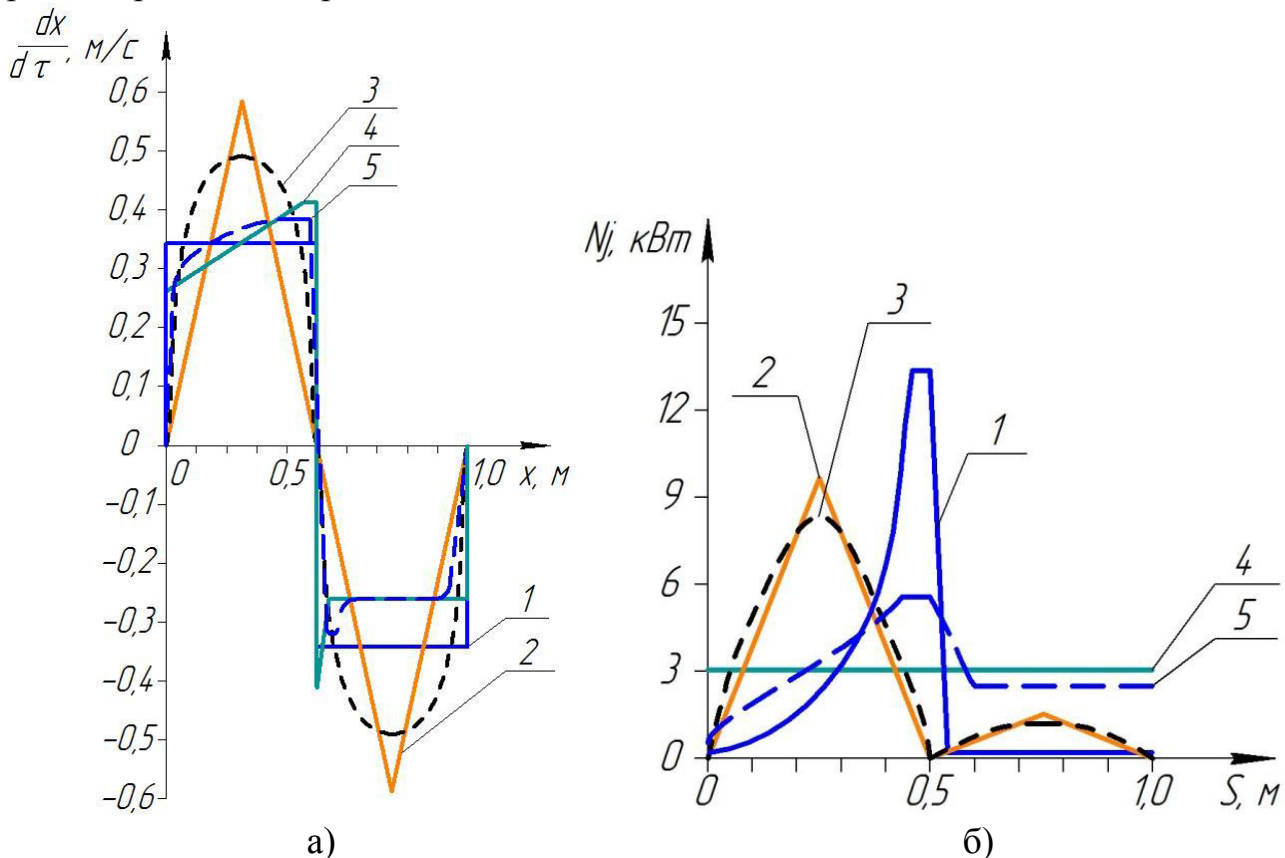


Рисунок 6 – Зависимости изменения скорости (а) и мгновенной мощности (б) за время цикла ($P_{\text{н}} = 10$ МПа; $D_{\text{ц}} = 0,05$ м; $S_{\text{п}} = 0,5$ м; $\tau = 3$ с): 1 – движение с постоянной по модулю скоростью; 2 – линейная зависимость; 3 – синусоидальная зависимость; 4 – зависимость, обеспечивающая постоянную мощность агрегата; 5 – предлагаемая зависимость

На рисунке 7 представлены силовые диаграммы КС без регулирования и с регулированием скорости движения поршня.

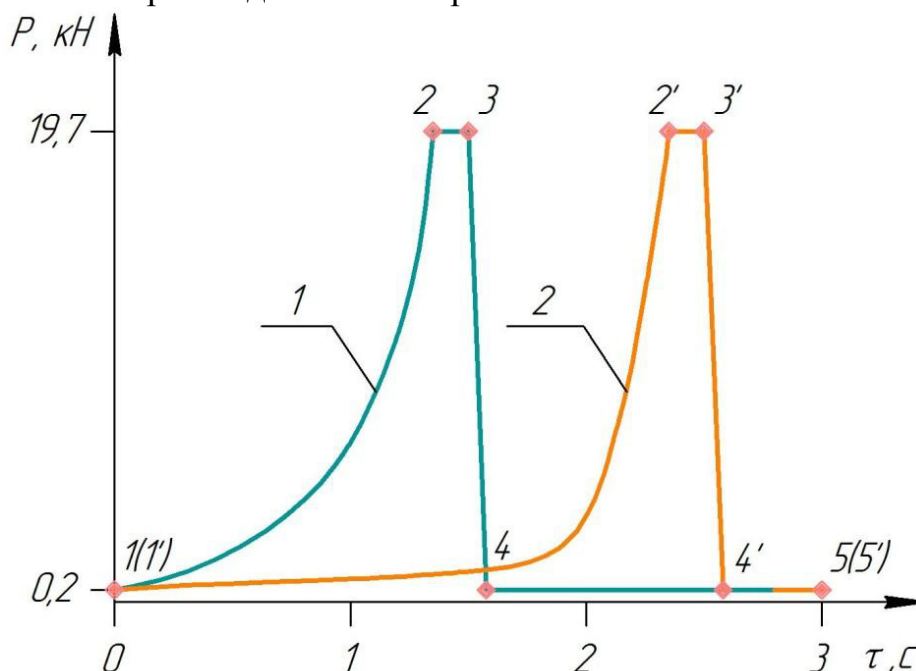


Рисунок 7 – Изменение газовой силы за цикл при $P_n = 10$ МПа; $P_{bc} = 0,1$ МПа; $D_{ц} = 0,05$ м; $S_{п} = 0,5$ м; $\tau = 3$ с: 1 – движение с постоянной по модулю скоростью; 2 – предлагаемая зависимость

Из представленных кривых на рисунке 7 видно, что характер и амплитуда силовой диаграммы практически не изменяются, однако происходит заметное смещение максимальной нагрузки в сторону окончания времени рабочего цикла. Процесс 1'–2' (сжатие) для предлагаемой зависимости занимает более длительное время, чем для движения с постоянной скоростью (кривая 1–2), позволяет приблизить сжатие к квазиизотермическому. Процесс 4'–5' (всасывание) для предлагаемой зависимости занимает меньшее время, чем при движения с постоянной скоростью (кривая 4–5). Изменение длительности процессов сжатия и всасывания для предлагаемой зависимости, положительно сказывается на температурном режиме ступени.

Полученные результаты верификации методики расчёта и качественного анализа взаимосвязи работы ступени и гидропривода позволили провести расчётно-параметрический анализ, направленный на исследование зависимости амплитуды мгновенной мощности рассматриваемого агрегата от режимных и конструктивных параметров агрегата и ступени и их взаимосвязи с рабочим процессом КС. За счёт изменения производительности гидравлической станции за время рабочего цикла изменение мгновенной мощности привода снижается более, чем в 3 раза по сравнению с базовым законом движения (при близкой к постоянной скорости поршня в течение всего рабочего цикла). При таком режиме работы (рисунок 8) гидравлического привода эффективность рабочего процесса КС возрастает – снижается температура нагнетания до 25 К, изотермический КПД возрастает со значения 0,6 до 0,65 при времени цикла 2 с и с 0,47 до 0,53 при времени цикла 4 с, что составляет до 8–12 %.

Важно отметить, что подбор основных размеров компрессорной ступени ($S_{\pi}/D_{\pi} > 10$), времени цикла ($\tau = 2 \dots 4$ с) и использование водяного охлаждения цилиндра позволяет улучшить теплоотвод от рабочего газа, уменьшить перетечки газа через зазоры в клапанах и уплотнении поршня и за счёт этого снизить интегральную индикаторную мощность до 40 %, соответственно снижается и среднеинтегральная мощность привода.

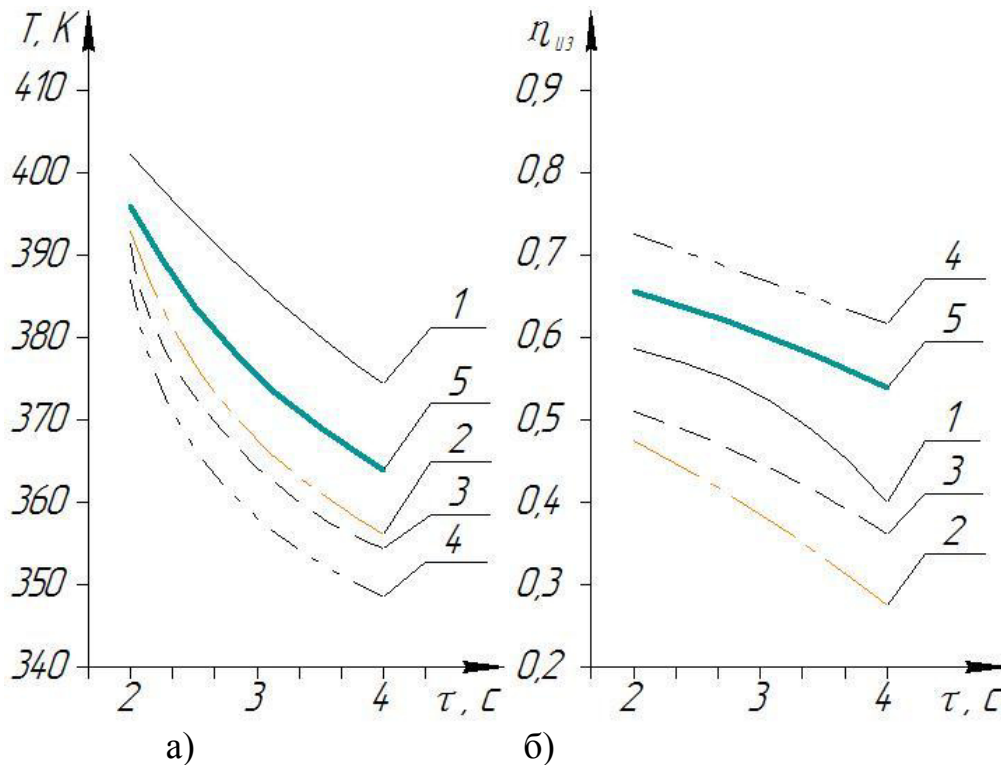


Рисунок 8 – Изменение температуры нагнетаемого газа (а) и изотермического КПД (б) за время цикла: 1 – движение с постоянной по модулю скоростью; 2 – линейная зависимость; 3 – синусоидальная зависимость; 4 – зависимость, обеспечивающая постоянную мощность агрегата; 5 – предлагаемая зависимость

Несмотря на то, что предлагаемая зависимость скорости перемещения поршня от времени отличается от идеальной зависимости, снижение энергоэффективности компрессорной ступени не превышает 10 % по сравнению с идеальным вариантом (при постоянной мощности). Для различных режимных и конструктивных параметров КС и линейных приводов предлагаемые зависимости скорости перемещения поршня от времени будут отличаться и определяться характеристиками элементов приводов и ступени, однако преимущества от реализации предлагаемой зависимости скорости перемещения поршня от времени очевидны. Одним из возможных вариантов технической реализации таких зависимостей может быть применение программируемого частотного преобразователя для регулирования частоты вращения вала приводного электродвигателя насоса гидропривода.

Таким образом, для рассмотренных условий однозначности снижение среднеинтегральной мощности возможно при следующих конструктивных и

режимных параметрах ступени: $S_n/d_{ц} > 10$, $\tau = 2 \dots 4$ с при водяном охлаждении цилиндра. Закон движения поршня, при котором обеспечивается постоянная мощность, невозможно достичь по ряду причин (наличие участков разгона и торможения вблизи мёртвых точек; ограничения, связанные с несовершенством рабочих характеристик гидравлического привода и др.).

Предлагаемые расчетные зависимости скорости перемещения поршня от времени позволяет получить функциональную зависимость перемещения поршня от времени для каждого конкретного случая. Например, при $P_{вс} = 0,1$ МПа; $P_n = 10,0$ МПа; $D_{ц} = 0,05$ м, $S_n = 0,5$ м и времени цикла $\tau = 2$ с, функциональная зависимость перемещения поршня от времени имеет вид:

$$S(\tau) = -0,0492 \cdot \tau^2 + 0,4201 \cdot \tau - 0,4514 \quad (11)$$

Аналогичные зависимости $S(\tau)$ могут быть получены для других режимных и конструктивных параметров длинноходового тихоходного компрессорного агрегата.

По результатам проведённых исследований разработаны и представлены рекомендации по конструированию рассматриваемого объекта; некоторые из них защищены патентами РФ на изобретение и полезную модель, а некоторые реализованы в лабораторном образце поршневого малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом, обеспечивающем повышение давления воздуха от 0,1 МПа до 10,0 МПа.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

Результаты экспериментальных и теоретических исследований позволяют обеспечить снижение среднеинтегральной мощности и амплитуды мгновенной мощности одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом за счёт обеспечения требуемых конструктивных и режимных параметров ступени и регулирования скорости перемещения поршня в течении рабочего цикла.

Основные результаты проведённых исследований:

1. Уточнена и экспериментально верифицирована математическая модель рабочих процессов воздушной поршневой малорасходной длинноходовой компрессорной ступени, в которой использована уточнённая эмпирическая зависимость для расчёта коэффициента теплоотдачи в её рабочей камере, позволяющая выполнять расчёты при изменении давления газа в рабочей камере в диапазоне от 0,1 МПа до 10,0 МПа, времени рабочего цикла $2 \dots 6$ с, величине хода поршня $0,2 \dots 1,0$ м.

2. Разработана и экспериментально верифицирована методика расчёта энергетических и динамических характеристик поршневого малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом на основе усовершенствованной математической модели рабочих процессов компрессорной ступени, устанавливающая взаимосвязь теплофизических и газодинамических процессов в компрессорной ступени с изменением скорости перемещения поршня и характеристиками гидропривода; разработано программное обеспечение для её реализации.

3. Теоретически и экспериментально доказано, что в рассмотренном диапазоне конструктивных и режимных параметров при водяном охлаждении цилиндра в одной компрессорной ступени обеспечивается повышение давления воздуха от 0,1 МПа до 10,0 МПа.

4. Реализация соотношения $S_{\pi}/D_{\pi} > 10$ и времени цикла от 2 до 4 с позволяет улучшить энергетическую характеристику компрессорной ступени путем снижения индикаторной мощности компрессорной ступени до 40 %, температуры нагнетания – более, чем в 2 раза по сравнению с режимом работы быстроходных ступеней с адиабатным сжатием.

5. Использование предлагаемой зависимости перемещения поршня позволяет при изменении газовой силы в ступени в 100 раз обеспечить улучшение динамической характеристики агрегата за счет снижения амплитуды мгновенной мощности гидропривода до 3 раз по сравнению с режимом работы агрегата при постоянной скорости поршня; при этом снижается установленная мощность приводного электродвигателя до 3 раз, масса и стоимость агрегата примерно на 10...30 % и на 15 % соответственно.

6. Определено влияние предлагаемой зависимости скорости перемещения поршня на теплофизические и газодинамические процессы в КС, что выражено снижением температуры нагнетания компрессорной ступени на 12...25 К, повышением её производительности на 5...10 % и изотермического КПД – на 5...8 %; увеличение теплового потока между газом и стенками рабочей камеры составляет до 15 %; снижение утечек рабочего газа составляет до 5 %.

7. Разработан лабораторный стенд для испытаний тихоходных длинноходовых поршневых агрегатов с линейным гидроприводом с давлением нагнетания до 12 МПа, ходом поршня до 0,5 м, мощностью до 15 кВт.

8. 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. Волков А. Н., Мацко О. Н., Мосалова А. В. Выбор энергосберегающих законов движения мехатронных приводов технологических машин // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 141–149. DOI: 10.18721/JEST.24414.

3. 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.

4. Кленов А. И. Динамический синтез и анализ механизма, реализующего движение локомотивной мобильной платформы в жидкости: дис. канд. техн. наук / А. И. Кленов. – Ижевск, 2019. – 127 с.
5. Мацко О. Н. Мехатронные рекуперативные приводы для возвратно-поступательного движения : дис. канд. техн. наук / О. Н. Мацко. – СПбПУ, 2011. – 130 с.
6. Свешников, В. К. Перспективы применения гидропривода в современных станках / В. К. Свешников, Г. М. Иванов // Конструктор-машиностроитель, № 5, 2011 – С.34–39.
7. Юша В. Л. Системы охлаждения и газораспределения объёмных компрессоров / В. Л. Юша. – Новосибирск : Наука, 2006. – 286 с.
8. Наumenко А. И. Исследование теплообмена в поршневых компрессорах: дис. канд. техн. наук / А. И. Наumenко : Ленинград, 1974. – 229 с.
9. Маковеева А.С. Совершенствование рабочих процессов и методики расчета поршневых компрессоров движения : дис. канд. техн. наук / А. С. Маковеева. – СПбПУ, 2019. – 128 с.
10. Винницкий Е. Я. Анализ и синтез позиционного дискретного гидропривода с программным управлением движения : дис. канд. техн. наук / Е. Я. Винницкий – Москва, 1984. – 209 с.

СПИСОК ОСНОВНЫХ РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в изданиях, рецензируемых ВАК РФ

1. Недовенчаный А. В., Бусаров С. С., Бусаров И. С. Снижение массогабаритных параметров тихоходного длинноходового агрегата с линейным гидравлическим приводом за счет улучшения его энергетических характеристик [текст] // Компрессорная техника и пневматика. – 2020 Вып. 2. – С. 13–16.
2. Недовенчаный А. В., Бусаров С. С., Титов Д. С., Бусаров И. С., Аистов И. П. Исследование влияния закона перемещения поршня на энергетические и динамические характеристики одноступенчатого компрессорного агрегата при сжатии различных газов [текст] // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2019. Вып. 12. – С. 250–256.
3. Недовенчаный А.В., Бусаров С.С., Аистов И.П., Бусаров И.С., Титов Д.С. Анализ влияния закона движения поршня на рабочий процесс поршневых ступеней тихоходных длинноходовых одноступенчатых компрессорных агрегатов // Современные наукоемкие технологии. – 2019. – № 11-1. – С. 33-37; URL: <http://top-technologies.ru/ru/article/view?id=37761>
4. Недовенчаный А. В., Бусаров С. С., Титов Д. С., Демин И. С. Оценка влияния неплотностей цилиндропоршневых уплотнений на рабочий процесс тихоходных длинноходовых поршневых агрегатов [текст] // Омский научный вестник. – 2019. – № 1 (163). – С. 5–10.
5. Недовенчаный А. В., Аистов И. П., Вансович К. А., Бусаров С. С., Титов Д. 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.

6. Недовенчаный А. В., Юша В. Л., Бусаров С. С., Силков М. В. Анализ влияния закона регулирования линейного гидропривода на энергетические и динамические характеристики одноступенчатого компрессорного агрегата. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2019, № 11, С. 26–35, doi: 10.18698/0536-1044- 2019-11-26-35.

7. Недовенчаный А. В., Бусаров С. С., Громов А. Ю., Бусаров И. С., Титов Д. С. Математическое моделирование процессов теплообмена в рабочей камере тихоходной ступени поршневого компрессора [текст] // Компрессорная техника и пневматика. – 2016. – № 6. – С. 6–10.

8. Nedovenchanyi A. V., Yusha V. L., Busarov S. S., Gromov A. Yu., Sazhin B. S. Analysis of thermal state of intensely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage [текст] // Chemical and Petroleum Engineering – 2017. – Vol. 52. – P. 597–601.

9. Недовенчаный А. В., Юша В. Л., Бусаров С. С. Оценка взаимосвязи между законом перемещения поршня тихоходной длинноходовой ступени и характеристиками привода компрессорного агрегата [текст] // Компрессорная техника и пневматика. – 2018. – № 2. – С. 11–15.

10. Nedovenchanyi A. V., Yusha V. L., Busarov S. S. Experimental evaluation of the efficiency of long-stroke, low-speed reciprocating compressor stages in compression of different gases [текст] // Chemical and Petroleum Engineering – 2018. – Vol. 54, – P. 593–597.

Публикации в изданиях, индексируемых в Scopus и Web of Science

11. Nedovenchanyi A. V. The application of compact thermistors for the temperature conditions analysis of small-sized long-stroke low-speed stages of piston compressors / A. V. Nedovenchanyi, S. S. Busarov, A. Yu. Gromov, R. Yu. Goshlya, I. S. Busarov // Procedia Eng. – 2016. – Vol. 152. – P. 281–287.

12. Nedovenchanyi A. V. Experimental research of the operating processes of slow-speed long-stroke oil-free reciprocating compressor stages at discharge pressures up to 10 MPa / A. V. Nedovenchanyi, V. L. Yusha, S. S. Busarov, R. Yu. Goshlya // AIP Conference Proceedings 2007, 030057 (2018); – p.030057-1 – 030057-6.

13. Nedovenchanyi A. V. Analysis of the operating cycle efficiency of the long-stroke slow stage under the changing ratio of the piston forward and backward stroke time / A. V. Nedovenchanyi, V. L. Yusha, S. S. Busarov // AIP Conference Proceedings 2007, 030057 (2018); – p.030057-1 – 030057-6.

14. Nedovenchanyi A. V. Assessment of the relationship between the law of motion of the slow-speed long-stroke stage piston and the characteristics of the compressor unit drive / A. V. Nedovenchanyi, V. L. Yusha, S. S. Busarov // AIP Conference Proceedings . – 2019. Vol. 2141 – p.030004-1 – 030004-6. – Режим доступа: <https://doi.org/10.1063/1.5122054>.

15. Nedovenchanyi A. V. Problems equilibration of aggregates on the basis of slow moving stages / A. V. Nedovenchanyi, V. L. Yusha, S. S. Busarov, I. S. Busarov, R. E. Kobylskii // Journal of Physics : Conference Series – 2019. Vol. 1260

: Mechanical Science and Technology, – p.062026 - 1 – 062026 - 8. Update.-2019.
DOI: 10.1088/17426596/1260/6/062026.

Публикации в других изданиях

16. Недовенчаный А. В., Юша В. Л., Бусаров С. С., Гошля Р. Ю., Экспериментальное исследование рабочих процессов тихоходных длинноходовых бесшмазочных поршневых компрессорных ступеней при высоких отношениях давления нагнетания к давлению всасывания // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2018. Т.2, №2. – С. 13–18.

17. Недовенчаный А. В., Юша В. Л., Бусаров С. С., Бусаров И. С., Кобыльский Р. Э. Проблемы уравнивания агрегатов на базе тихоходных длинноходовой ступеней // Проблемы машиноведения: материалы III Междунар. науч.-техн. конф. (23-24 апр. 2019г., Омск, Россия): в 2 ч. / Минобрауки России [и др.]; [науч. ред. П.Д. Балакин]. – 2019. Ч2. – С. 146–154.

Патенты и свидетельства

18. Недовенчаный, А. В. Поршневой компрессор: пат. на полезную модель 168836 Рос. Федерация: МПКF04 В 39/00, F04 В 49/16 / В. Л. Юша, С. С. Бусаров, И. С. Бусаров, М. А. Чижилов, Б. С. Сажин – 2017. – Бюл. № 6. – 3 с.

19. Недовенчаный, А. В. Поршневой компрессор: пат. на изобретение 2621454 Рос. Федерация: МПК F04 В 39/06 / В. Л. Юша, С. С. Бусаров – 2017. – Бюл. № 16. – 4 с.

20. Недовенчаный, А. В. Уплотнение поршня для ступеней высокого давления: пат. на полезную модель 175379 Российская Федерация, МПК7 F16 J 9/06. / В. Л. Юша, С. С. Бусаров – 2017. – Бюл. № 34. – 4с.

21. Недовенчаный, А. В. Линейный компрессор с регулируемым приводом: пат. на полезную модель 183290 Рос. Федерация: МПК F04 В 35/04/ В. Л. Юша, С. С. Бусаров, Д. С. Титов – 2018.– Бюл. № 26. – 9 с.

22. Недовенчаный, А.В. Поршневой компрессор: пат. на изобретение 2694104 Российская Федерация, МПК⁷ F04 В 39/04 / В. Л. Юша, С. С. Бусаров, И. С. Бусаров, Д. С. Титов – 2019.– Бюл. № 19.

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

Печатается в авторской редакции

Подписано в печать 12.10.20 г. Формат 60x84/16.

Отпечатано на дупликаторе. Усл.печ.л. 1,22.

Тираж 100 экз. Заказ 48.

Типография: 644050, Омск-50, пр. Мира, 11, т.: 65-32-08.

Омский государственный технический университет,
научное издательство