

На правах рукописи



Занин Андрей Владимирович

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ ПОРШНЕВЫХ
ГИБРИДНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ МАШИН ОБЪЕМНОГО ДЕЙСТВИЯ ДЛЯ
СЖАТИЯ ГАЗА ДО СРЕДНИХ И ВЫСОКИХ ДАВЛЕНИЙ**

05.04.13 - «Гидравлические машины и
гидропневмоагрегаты»

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Омск 2020

Работа выполнена на кафедре «Гидромеханика и транспортные машины»
Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего образования «Омский государственный технический университет»

- Научный руководитель:** **Щерба Виктор Евгеньевич,**
Заслуженный работник Высшей школы РФ,
доктор технических наук, профессор.
- Официальные оппоненты:** **Халатов Евгений Михайлович,**
доктор технических наук, профессор,
Конструкторское бюро «Арматура» - филиал
акционерного общества «Государственный
космический научно-производственный центр
имени М.В.Хруничева»,
начальник расчетно-аналитического центра.
Редников Сергей Николаевич,
кандидат технических наук, доцент,
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего
образования «Южно-Уральский государственный
университет (национальный исследовательский
университет)», доцент кафедры «Гидравлика и
гидропневмосистемы».
- Ведущая организация:** Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
образования «Донской государственный
технический университет», г. Ростов-на-Дону.

Защита состоится 24 сентября 2020 г. в 14:00 часов в зале заседания
диссертационного совета на заседании совета Д 212.178.09, созданного на базе
Омского государственного технического университета по адресу: 644050, г. Омск,
пр. Мира, 11, Главный корпус, П-202.

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

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просьба
высылать по вышеуказанному адресу на имя ученого секретаря диссертационного
совета.

Автореферат разослан « ____ » _____ 2020 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
кандидат технических наук,
доцент



Г. А. Нестеренко

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы

В настоящее время для сжатия газа до средних и высоких давлений используются многоступенчатые (двух и трехступенчатые) поршневые компрессоры. Одной из перспективных схем таких машин является предварительное сжатие в поршневом одноступенчатом компрессоре и окончательное сжатие газа в рабочей полости с жидкостным поршнем. Основные достоинства компрессора при использовании жидкостного поршня заключается в интенсивном охлаждении компримируемого газа и отсутствии утечек и перетечек в цилиндро-поршневой группе. Это позволяет повысить индикаторный изотермический к.п.д. и коэффициент подачи компрессора.

В последнее время разработаны поршневые гибридные энергетические машины объемного действия (ПГЭМОД), объединяющие функции поршневого компрессора и поршневого насоса в одном агрегате, и имеющие высокие массогабаритные, а также эксплуатационные параметры (индикаторный изотермический к.п.д. компрессора, коэффициент подачи компрессора, объемный к.п.д. насоса и т.д.).

Таким образом, представляется актуальным для сжатия газа до средних и высоких давлений, вместо отдельных машин: компрессора и насоса, разработать двухступенчатую поршневую гибридную энергетическую машину, которая будет иметь высокие энергетические, расходные и массогабаритные показатели.

Степень разработанности темы

Известны многоступенчатые поршневые компрессоры для сжатия газа до средних и высоких давлений, заключительная ступень которых имеет жидкостной поршень. Известны также одноступенчатые поршневые гибридные энергетические машины объемного действия, обладающие высокими массогабаритными, расходными и энергетическими показателями.

В данной работе предложены новые конструкции двухступенчатых поршневых гибридных энергетических машин, предназначенных для сжатия газов до средних и высоких давлений, обладающие высокими энергетическими, расходными и массогабаритными показателями.

Цель исследования

Разработать и исследовать новые двухступенчатые поршневые гибридные энергетические машины для сжатия газа до средних и высоких давлений обладающие интенсивным охлаждением сжимаемого газа, с высокими расходными, энергетическими и массогабаритными показателями.

Задачи исследования

1. На основе анализа существующих схем поршневых компрессоров и поршневых гибридных энергетических машин разработать принципиально новые

конструкции двухступенчатых поршневых гибридных энергетических машин с высокими расходными, энергетическими и массогабаритными показателями.

2. На основе основных фундаментальных законов сохранения энергии, массы и объема провести комплекс теоретических исследований, включающий:

2.1. Определение закона изменения кинематических параметров поршня для проведения изотермического и политропического процесса сжатия с заданным показателем политропы и проведение сравнительного анализа с кинематикой движения поршня, имеющего кривошипно-шатунный механизм привода.

2.2. Разработку методики профилирования рабочей камеры второй ступени с целью получения максимальной поверхности теплообмена и стабилизации скорости жидкостного поршня.

2.3. Разработку методики расчета сжимаемости жидкости в двухступенчатой ПГЭМОД под действием газовых сил, сил трения и инерционных сил с целью ее влияния на кинематические параметры жидкостного поршня.

2.4. Разработку математической модели течения жидкости в двухступенчатой гибридной энергетической машине с газовым колпаком.

2.5. Разработку математической модели течения жидкости и рабочих процессов в двухступенчатой поршневой гибридной энергетической машине без газового колпака и профилированной рабочей камерой.

3. Разработку опытных образцов двухступенчатых ПГЭМОД с газовым колпаком, без газового колпака и профилированной рабочей камерой второй ступени и проведение экспериментальных исследований с целью получения новых знаний об объекте и подтверждения адекватности разработанных математических моделей.

4. На основе разработанных математических моделей провести параметрический анализ влияния основных конструктивных и эксплуатационных параметров на динамику движения жидкости и рабочие процессы машин, с целью получения информации, необходимой при проектировании и эксплуатации данного класса машин.

5. Внедрить полученные результаты при изучении, исследовании и проектировании двухступенчатых поршневых гибридных энергетических машин.

Научная новизна

1. Проведен комплекс теоретических исследований, включающий:

- методику определения закона изменения кинематических параметров поршня для проведения изотермического и политропического процесса сжатия с заданным показателем политропы.

- методику профилирования рабочей камеры второй ступени с целью получения максимальной теплообменной поверхности и стабилизации скорости жидкостного поршня.

- методику расчета сжимаемости жидкости в двухступенчатой ПГЭМОД под действием газовых сил, сил трения и инерционных сил с целью установления влияния сжимаемости на кинематические параметры жидкостного поршня.

- разработку математической модели течения жидкости в двухступенчатой гибридной энергетической машине с газовым колпаком.

- методику расчета кинематических параметров жидкостного поршня в профилированной рабочей камере.

- разработку математической модели течения жидкости и рабочих процессов в двухступенчатой поршневой гибридной энергетической машине без газового колпака и с профилированной рабочей камерой второй ступени.

2. На основе разработанных математических моделей рабочих процессов проведен параметрический анализ влияния основных конструктивных и эксплуатационных параметров на динамику движения жидкости и рабочие процессы цикла поршневого компрессора с целью выявления основных закономерностей динамики движения жидкости и рабочих процессов цикла компрессора.

Практическая значимость

1. На основе анализа существующих конструкций многоступенчатых поршневых компрессоров и конструкций поршневых гибридных энергетических машин разработаны две новые конструкции двухступенчатых поршневых гибридных энергетических машин объемного действия:

- Двухступенчатая поршневая гибридная энергетическая машина объемного действия с газовым колпаком/ Способ работы поршневого двухступенчатого компрессора и устройство для его осуществления : № 2019129327 : заявл. 18.09.2019 : опубл. 26.05.2020 / А. В. Занин, В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, Е. Ю. Носов, А. С. Тегжанов ; заявитель ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет». – 17 с. : ил.

- Двухступенчатая поршневая гибридная энергетическая машина объемного действия без газового колпака и с профилированной рабочей камерой второй ступени/ Заявка на патент № 2020113139 Российская Федерация. Способ работы гидропневматического агрегата и устройство для его осуществления : заявл. 09.04.2020 / В. Е. Щерба, А. В. Занин, А. П. Болштянский, Е. Ю. Носов ; заявитель ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет». – 24 с. : ил.

2. В соответствии с заявками на выдачу патента спроектированы и изготовлены два опытных образца двухступенчатых поршневых гибридных энергетических машин объемного действия.

3. Проведенный комплекс позволил установить работоспособность заявленных конструкций, подтвердить их высокую эффективность при сжатии газа до средних и высоких давлений, а также адекватность разработанных математических моделей.

4. Полученные результаты по разработке и исследованию новых двухступенчатых поршневых гибридных энергетических машин объемного действия внедрены у промышленного партнера ОмГТУ при выполнении соглашения №14.574.21.0068 «Создание перспективных конкурентно способных конструкций гибридных энергетических машин объемного действия нового типа с повышенным интенсивным теплообменом в зоне рабочих органов», а также в

учебный процесс при подготовке бакалавров по направлению 13.03.03 «Энергетическое машиностроение» и магистров по направлению 13.04.03 «Энергетическое машиностроение» при чтении курсов «Объемные гидромашины и гидропередачи», «Математическое моделирование рабочих процессов компрессоров объемного действия», «Математическое моделирование рабочих процессов насосов объемного действия».

Методы исследования

В работе используются методы: математического моделирования и анализа, механики жидкости, термодинамического анализа, планирования эксперимента, оценки погрешностей и обработка результатов экспериментальных исследований.

Объекты исследования

1. Двухступенчатая поршневая гибридная энергетическая машина объемного действия с газовым колпаком.

2. Двухступенчатая поршневая гибридная энергетическая машина объемного действия без газового колпака и профилированной рабочей камерой второй ступени.

Предметом исследования являются: кинематика и динамика движения жидкости, рабочие процессы цикла поршневого компрессора во второй ступени, а также расходные и энергетические характеристики машины.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Конструкции двухступенчатых поршневых гибридных энергетических машин объемного действия для сжатия газа до средних и высоких давлений:

- Двухступенчатая поршневая гибридная энергетическая машина объемного действия с газовым колпаком (Патент № 2722116 Российская Федерация, МПК F04B 25/00 (2006.01), СПК F04B 25/00 (2020.02). Способ работы поршневого двухступенчатого компрессора и устройство для его осуществления : № 2019129327 : заявл. 18.09.2019 : опубл. 26.05.2020 / А. В. Занин, В. Е. Щерба, А. П. Болштынский, Е. Ю. Носов, А. С. Тегжанов ; заявитель ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет». – 17 с. : ил.).

- Двухступенчатая поршневая гибридная энергетическая машина объемного действия без газового колпака и с профилированной рабочей камерой второй ступени (Заявка на патент № 2020113139 Российская Федерация. Способ работы гидропневматического агрегата и устройство для его осуществления : заявл. 09.04.2020 / В. Е. Щерба, А. В. Занин, А. П. Болштынский, Е. Ю. Носов ; заявитель ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет». – 24 с. : ил.)

2. Теоретические исследования, включающие:

- методику расчета кинематических параметров поршня для проведения изотермического и политропического процесса сжатия;

- методику профилирования рабочей камеры второй ступени с целью получения максимальной теплообменной поверхности и стабилизации скорости жидкостного поршня;

- методику расчета сжимаемости жидкости в двухступенчатой ПГЭМОД под действием газовых сил, сил трения и инерционных сил с целью установления влияния сжимаемости на кинематические параметры жидкостного поршня;

- математическую модель течения жидкости в двухступенчатой гибридной энергетической машине с газовым колпаком;

- методику расчета кинематических параметров жидкостного поршня в профилированной рабочей камере;

- математическую модель течения жидкости и рабочих процессов в двухступенчатой поршневой гибридной энергетической машине без газового колпака и с профилированной рабочей камерой второй ступени.

3. Результаты теоретических и экспериментальных исследований двухступенчатых ПГЭМОД.

Достоверность результатов подтверждается работоспособность созданных машин и проверкой адекватности разработанных математических моделей.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались на конференции «Динамика систем, механизмов и машин (Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines)» (г.Омск, 2019г.), а также на семинарах кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ.

Публикации. По теме диссертации опубликованы 4 статьи в изданиях рекомендованных **ВАК РФ**, из них 3 цитируемых в базах «Scopus» и «Web of Science».

Структура диссертации. Диссертационная работа состоит из оглавления, введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 124 наименований, 1 приложения. Общий объем диссертации - 287 страниц, 128 рисунков, 1 таблица.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении приведены: актуальность исследования двухступенчатых ПГЭМОД, цели и задачи исследования, научная новизна, практическая значимость, методы и предмет исследования, объект исследования, основные положения, выносимые на защиту, достоверность результатов, апробация работы, публикации, структура диссертации.

В первой главе проведен анализ существующих конструкций и методов расчета рабочих процессов поршневых компрессоров, предназначенных для сжатия газа до средних и высоких давлений, а также конструкций поршневых гибридных энергетических машин объемного действия. В результате проведенного анализа конструкций поршневых компрессоров для сжатия газа до средних и высоких давлений, было установлено, что одной из наиболее эффективных конструкций является конструкция, использующая жидкостной поршень в дожимающей ступени. Использование жидкостного поршня позволяет ликвидировать мертвый объем, ликвидировать утечки в цилиндро-поршневой группе и организовать интенсивное охлаждение цилиндро-поршневой группы и компримируемого газа.

Проведенный анализ потерь энергии и производительности позволил выявить основные пути повышения индикаторного к.п.д. и коэффициента подачи поршневого компрессора. Они заключаются в приближении процесса сжатия к изотермическому за счет интенсивного охлаждения его, ликвидации потерь энергии и производительности от утечек компримируемого газа, сокращение

потерь энергии от недоохлаждения в межступенчатых коммуникациях, сокращение потерь энергии от гидравлических сопротивлений в межступенчатых коммуникациях и клапанах компрессора, сокращение колебательных явлений в межступенчатых коммуникациях компрессора, сокращение величины мертвого пространства.

Проведенный анализ методов расчета рабочих процессов поршневых компрессоров позволил установить, что математические модели рабочих процессов поршневых компрессоров с сосредоточенными параметрами, основанные на фундаментальных законах сохранения энергии, движения и массы, являются наиболее эффективными как по получаемым результатам, так и по трудозатратам.

На основе проведенного анализа существующих конструкций ПГЭМОД и многоступенчатых поршневых компрессоров, были разработаны две принципиально новые конструкции двухступенчатых поршневых гибридных энергетических машин объемного действия, позволяющие сжимать газ до средних и высоких давлений за счет ликвидации утечек компримируемого газа, мертвого пространства и интенсивного охлаждения во второй ступени, которые обладают высокими значениями индикаторного изотермического к.п.д., коэффициентом подачи, а также массогабаритными показателями.

Во второй главе проведен комплекс теоретических исследований, включающий:

1. Методика определения закона изменения кинематических параметров поршня для проведения изотермического и политропического процесса сжатия с заданным показателем политропы.

Принимая во внимание, что при наличии жидкостного поршня утечки компримируемого газа отсутствуют, воспользуемся первым законом термодинамики тела постоянной массы. После преобразований, получим следующее нелинейное уравнение:

$$\frac{\lambda}{d} \left[A \left(\frac{v_n d \cdot \rho}{\mu} \right)^x + B \right] (F_n + F_{кр} + \pi d S) \cdot (T - \bar{T}_{cm}) = \frac{MRT v_n}{S} \quad (1)$$

где λ , μ - коэффициенты теплопроводности и вязкости компримируемого газа; A , B , x - некоторые постоянные коэффициенты, определяемые экспериментальным путем; d - диаметр поршня; ρ , M - плотность и масса сжимаемого газа; S - текущий ход поршня; T_{cm} - средне интегральная температура поверхности стенок камеры сжатия; R - газовая постоянная; v_n - текущая скорость поршня; F_n , $F_{кр}$ - площадь поршня и площадь крышки.

Численно решая уравнение (1) для каждого текущего времени процесса сжатия, можно определить зависимость изменения скорости поршня $v_n = f(\tau)$ для изотермического процесса. Перемещение и ускорение получается путем интегрирования и дифференцирования полученной зависимости.

Для получения зависимости $v_n = f(\tau)$ при проведении политропического процесса, воспользуемся уравнением теплового баланса (количество выделяемой

теплоты в процессе сжатия при проведении политропического процесса должно быть равно количеству поглощаемой теплоты поверхностью рабочей камеры).

После преобразования, получаем:

$$\frac{n-k}{n-1} C_v M T_1 V_1^{n-1} (1-n) V^{-n} F_n \cdot v_n = \frac{\lambda}{d} \left[A \left(\frac{v_n d}{\mu / \rho} \right)^x + B \right] \cdot (F_{кр} + F_n + \pi d \cdot S) \left[T_1 \left(\frac{V_1}{V} \right)^{n-1} - \bar{T}_{cm} \right] \quad (2)$$

где T_1 , V_1 – начальные значения температуры и объема сжимаемого газа; n – показатель политропы; V – текущее значение объема камеры сжатия.

Проведенный численный эксперимент позволил установить:

1. Проводя сравнение законов изменения мгновенной скорости поршня, требуемой для обеспечения изотермического процесса и закона изменения скорости поршня, который обеспечивает кривошипно-шатунный механизм, мы наблюдаем абсолютно противоположную картину (рисунок 1).

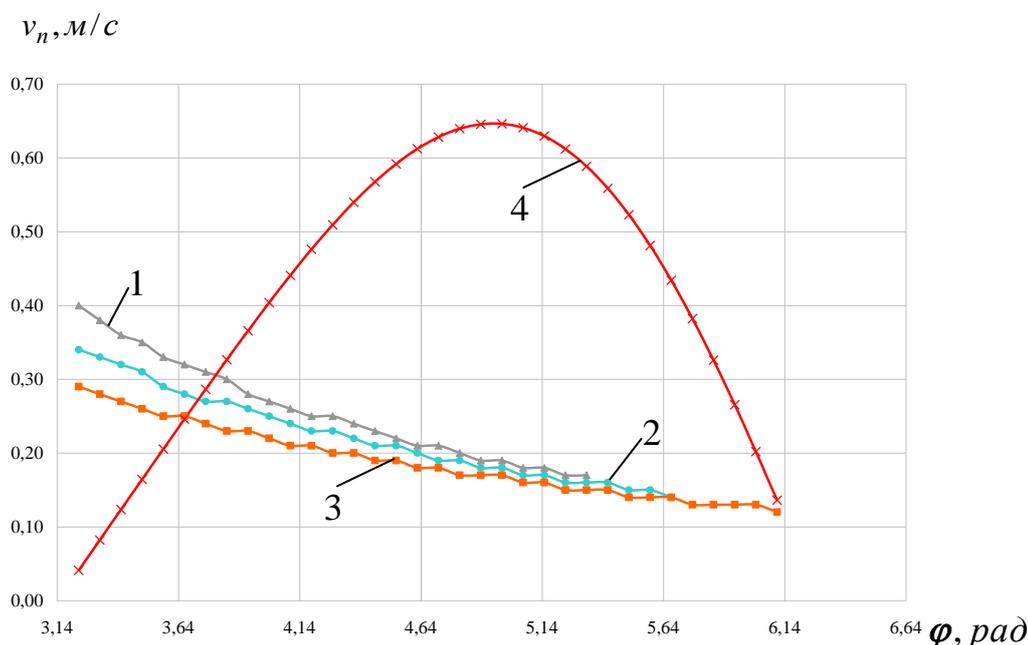


Рисунок 1. Зависимость мгновенной скорости поршня для осуществления изотермического процесса сжатия и мгновенной скорости поршня, имеющего кривошипно-шатунный механизм привода, от угла поворота коленчатого вала.

(1 – изотермический процесс сжатия с $\Delta T = 40$ К; 2 - изотермический процесс сжатия с $\Delta T = 35$ К; 3 - изотермический процесс сжатия с $\Delta T = 30$ К; 4 – скорость поршня с кривошипно-шатунным механизмом привода)

Скорость поршня, для обеспечения изотермического процесса сжатия – максимальна в начале и в процессе сжатия уменьшается по параболе. У поршня с кривошипно-шатунный механизм привода – скорость поршня увеличивается до $\varphi = \frac{3}{2}\pi$, а затем начинает уменьшаться. Таким образом, очевидно, что изотермический процесс сжатия газа в компрессоре с кривошипно-шатунным приводом осуществить невозможно. Для этой цели больше подходит жидкостной поршень со специальным приводом.

2. Мгновенная скорость поршня для политропического процесса так же, как и для изотермического, уменьшается с увеличением поворота вала. Сопоставляя средние скорости идеального поршня для осуществления политропического процесса со средней скоростью поршня с кривошипно-шатунным приводом, можно сделать вывод, что показатель политропы в процессе сжатия в компрессоре с кривошипно-шатунным приводом должен иметь значения выше (1,15÷1,2).

2. Методика профилирования рабочей камеры второй ступени с целью получения максимальной теплообменной поверхности и стабилизации скорости жидкостного поршня.

В работе, исходя из допущения о несжимаемости рабочей жидкости и отсутствия деформации стенок рабочей камеры, осуществимо профилирование рабочей камеры второй ступени для:

- получения постоянной скорости движения жидкостного поршня;
- получения максимума теплообменной поверхности;
- использование комбинации простых тел вращения «конус-цилиндр».

Для получения максимума теплообменной поверхности необходимо решать на каждом угле поворота коленчатого вала, следующее нелинейное уравнение относительно приращения радиуса ΔR

$$\pi \sqrt{\frac{\Delta V_n^2}{\pi^2 \left(R^2 + R\Delta R + \frac{\Delta R^2}{3} \right)^2 + \Delta R^2} + (2R + \Delta R)} \left\{ \left(\frac{\Delta V_n^2}{\pi^2 \left(R^2 + R\Delta R + \frac{\Delta R^2}{3} \right)^2 + \Delta R^2} \right)^{-1/2} \right. \\ \left. \cdot \left(\frac{\Delta R - \frac{\Delta V_n^2 \left(R + \frac{2}{3} \Delta R \right)}{\pi^2 \left(R^2 + R\Delta R + \frac{\Delta R^2}{3} \right)^3}}{\pi^2 \left(R^2 + R\Delta R + \frac{\Delta R^2}{3} \right)^3} \right) \right\} = 0 \quad (3)$$

где R – текущее значение радиуса; ΔV_n – элементарный объем жидкости, поступающей из насосной секции 1 ступени за время Δt . Определив величину ΔR , элементарное приращение по высоте рабочей камеры определится, как

$$\Delta S_i = \frac{3v_n(\varphi)F_n\Delta\tau}{\pi(R_i^2 + R_i \cdot R_{i-1} + R_{i-1}^2)} \quad (4)$$

При профилировании рабочей камеры из простых тел вращения предлагается ввести обобщенный критерий оптимизации

$$K = a_1 K_v + a_2 K_F \quad (5)$$

где a_1, a_2 – весовые коэффициенты, определяемые на основании экспертных оценок или задаваемой исследователем цели; K_v – безразмерный критерий, учитывающий обеспечение постоянной скорости в рабочей камере; K_F – безразмерный критерий, учитывающий эффективность использования теплообменной поверхности.

В работе получены выражения для определения безразмерных критериев. Проведенный численный эксперимент по профилированию рабочей камеры позволил установить:

1. Поверхность, полученная из условия максимума теплообменной поверхности в 4 раза длинней поверхности, полученной из условия постоянства скорости, а значение ее радиуса в 10 раз меньше (см. рисунок 2).

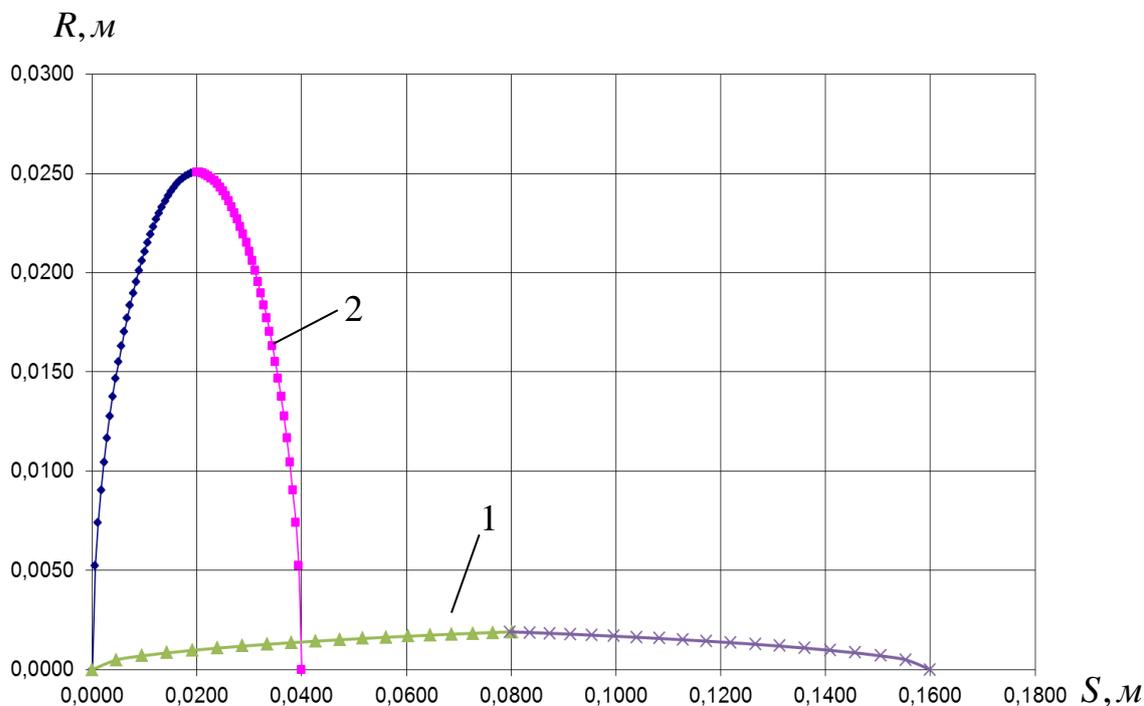


Рисунок 2. Зависимости радиуса рабочей полости второй ступени от длины (1- при условии максимума теплообменной поверхности; 2 - при условии постоянной скорости жидкости).

То есть, при проектировании рабочей камеры из условия максимума теплообменной поверхности, мы получаем длинную и узкую рабочую камеру, что соответствует здравому смыслу.

2. Наличие цилиндрической части в профилированной рабочей камере ухудшает значение критериев K_F и K_v . В данном случае оптимальная профилированная поверхность должна состоять из двух конусов, расположенных симметрично центра полного перемещения жидкостного поршня.

Отношение высоты конуса к его диаметру основания должно составлять от 10 до 20. В этом случае достигаются высокие значения критериев K_F и K_v одновременно.

3. Методика расчета сжимаемости жидкости в двухступенчатой ПГЭМОД под действием газовых сил, сил трения и инерционных сил.

В общем случае под действием газовых сил, сил трения и сил инерции в двухступенчатой ПГЭМОД происходит сжатие жидкости, что приводит к нарушению определения расхода и, соответственно, и скорости жидкости в любом сечении жидкостного тракта.

В основу сжимаемости жидкости и изменения кинематических параметров жидкостного поршня за счет этого положены уравнение сохранения объема и уравнение Гука

$$\Delta V_{\text{мех}} = \Delta V_{w_2} + \Delta V_{w_{\text{тр}}} + \Delta V_{w_{\text{ин}}} + \Delta V_{\text{г}} = \Delta V_{w_{\Sigma}} + \Delta V_{\text{г}} \quad (6)$$

где $\Delta V_{\text{мех}}$ – элементарное изменение объема жидкости, обусловленное перемещением поршня 1 за время Δt ; $\Delta V_{w_{\text{тр}}}$ – элементарное изменение объема жидкости за счет изменения сил трения; $\Delta V_{w_{\text{г}}}$ – элементарное изменение объема жидкости за счет изменения давления газа; $\Delta V_{w_{\text{ин}}}$ – элементарное изменение объема жидкости за счет изменения сил инерции действующих на жидкость; $\Delta V_{\text{г}}$ – элементарное изменение объема сжимаемого газа в полости 4.

$$\Delta V_{w_{\Sigma}} = \frac{V_w \cdot \Delta p}{E_w} \quad (7)$$

где E_w – модуль упругости жидкости.

Проведенный численный эксперимент позволил установить:

1. Относительное уменьшение высоты жидкостного поршня в конце процесса сжатия находится в пределах 1%, а относительное уменьшение скорости поршня – в пределах 5%.

2. Проведенный параметрический анализ позволил установить, что наибольшее влияние на относительное уменьшение высоты жидкостного поршня и относительное уменьшение скорости оказывают степень повышения давления в ступени (ε_{cm}) и длина соединительного трубопровода (ℓ_{mp}), затем показатель политропы процесса сжатия (n) и наименьше – число оборотов коленчатого вала ($n_{об}$).

3. При использовании жидкостного поршня его скорость уменьшается по мере увеличения давления за счет сжимаемости жидкости, что приближает процесс сжатия к термодинамически эффективному, однако, расширение жидкости в процессе расширения приводит к уменьшению коэффициента подачи.

4. Математическая модель течения жидкости в двухступенчатой гибридной энергетической машине с газовым колпаком.

При моделировании течения жидкости в двухступенчатой ПГЭМОД с газовым колпаком (см. рисунок 3) были приняты следующие допущения:

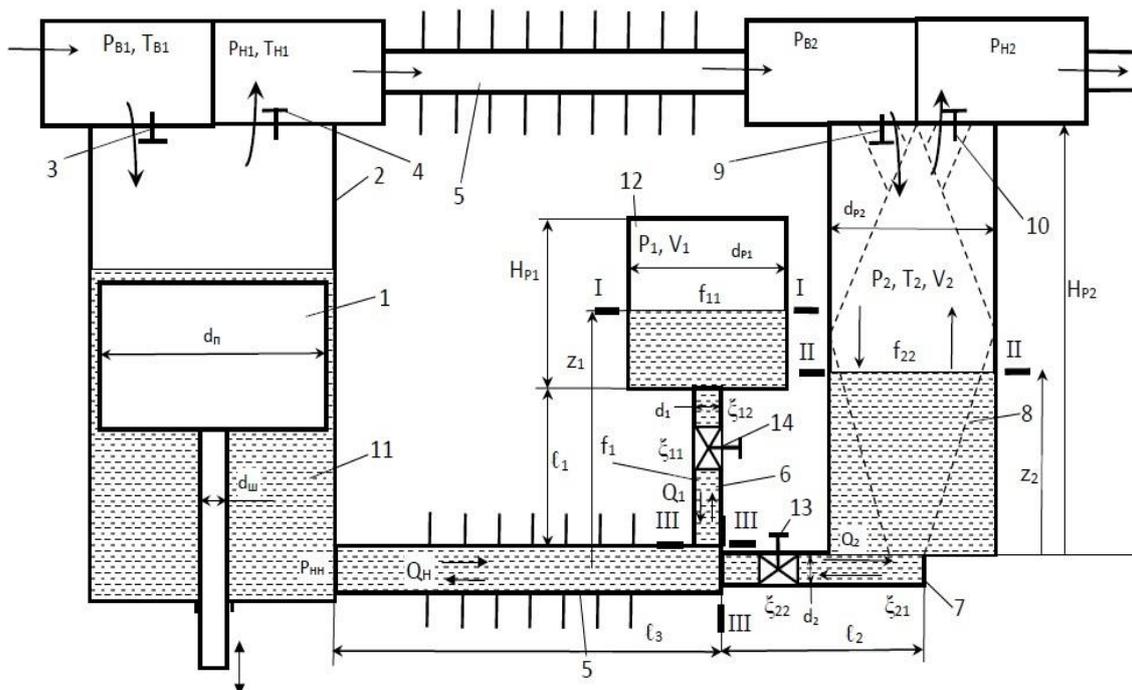


Рисунок 3. Принципиальная схема двухступенчатой поршневой гибридной энергетической машины

движение жидкости в каждый момент времени установившееся и стационарное; расход жидкости в трубопроводе, соединяющем насосную секцию 1 ступени с газовым колпаком и второй ступенью компрессорной секции в прямом и обратном направлениях, определяется механизмом привода 1 ступени, т.е. в цилиндро-поршневой группе 1 ступени отсутствуют утечки и притечки; значения коэффициентов трения, как по длине, так и местных, принять, как для установившегося течения жидкости; сжатие и расширение газа в рабочей камере и в газовом колпаке – политропное; процессы нагнетания и всасывания в компрессорной секции второй ступени начинаются при достижении номинального давления и осуществляются без потерь давления; перетекания жидкости из второй ступени компрессорной секции в газовый колпак и обратно отсутствуют; гидравлические потери на трение по длине в газовом колпаке и во второй ступени компрессорной секции пренебрежимо малы; давление и температура всасываемого газа во вторую ступень постоянны.

Течение жидкости из насосной секции первой ступени в рабочую камеру 2 ступени и газовый колпак (прямое течение)

В общем случае мы должны описать нестационарное течение вязкой жидкости в разветвленных трубопроводах с неявными граничными условиями. Использование математических моделей с распределенными параметрами достаточно затруднено и требует значительных материальных затрат и времени. Вследствие этого, представляется целесообразным рассмотреть течение жидкости в квазистационарной постановке (в соответствии с принятыми допущениями), с использованием уравнения сохранения массы и энергии в форме уравнения Бернулли.

Выберем три сечения: сечение I-I, совпадающее со свободной поверхностью жидкости в газовом колпаке; сечение II-II, совпадающее со свободной поверхностью жидкости в рабочей полости 2 ступени компрессорной секции; сечение III-III, проведенное в месте разветвления трубопровода 5 на трубопровод 6 и трубопровод 7.

Запишем уравнение Бернулли для сечений III-III и I-I, а также для сечений III-III и II-II

$$z_3 + \frac{p_3}{\rho_w g} + \frac{\alpha_3 v_{31}^2}{2g} = z_1 + \frac{p_1}{\rho_w g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \left(\sum_{i=1}^{N_1} \zeta_i + \lambda_1 \frac{\ell_1}{d_1} \right) \frac{v_{31}^2}{2g} + \frac{\ell_1}{g} \frac{dv_{31}}{d\tau} + \frac{(z_1 - \ell_1)}{g} \frac{dv_1}{d\tau} \quad (8)$$

$$z_3 + \frac{p_3}{\rho_w g} + \frac{\alpha_3 v_{32}^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho_w g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + \left(\sum_{i=1}^{N_2} \zeta_i + \lambda_2 \frac{\ell_2}{d_2} \right) \frac{v_{32}^2}{2g} + \frac{\ell_2}{g} \frac{dv_{32}}{d\tau} + \frac{z_2}{g} \frac{dv_2}{d\tau} \quad (9)$$

где $v_{31} = \frac{Q_1}{f_1}$ - скорость жидкости в трубопроводе 6; $v_1 = \frac{Q_1}{f_{11}}$ - скорость жидкости

в газовом колпаке; Q_1 - объемный расход жидкости в газовый колпак; f_1, f_{11} - поперечные площади сечений трубопровода 6 $\left(f_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} \right)$ и газового колпака 12

$\left(f_{11} = \frac{\pi d_p^2}{4} \right)$; p_1, p_2, p_3 - давления в сечениях I-I, II-II и III-III; z_1, z_2, z_3 , - геометрические

высоты соответствующих сечений; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ - коэффициенты Кориолиса для соответствующих сечений ($\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = 1,1$); $v_{32} = \frac{Q_2}{f_2}$; $v_2 = \frac{Q_2}{f_{22}}$ - скорость

движения жидкости во 2 ступени компрессорной секции, где Q_2 - объемный расход жидкости в рабочую полость 2 ступени компрессорной секции; f_2, f_{22} - поперечное сечение трубопровода 7 $\left(f_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} \right)$ и рабочей полости компрессорной

секции 2 ступени.

Необходимо отметить, что поверхность рабочей полости может быть спрофилирована, например, в виде двух конусов.

ℓ_1, d_1 - длина и диаметр соединительного трубопровода 6; ℓ_2, d_2 - длина и диаметр соединительного трубопровода 7; λ_1, λ_2 - коэффициенты трения по длине в трубопроводах 6 и 7; $\sum_{i=1}^{N_1} \zeta_{1i} = \zeta_{11} + \zeta_{12}$ - сумма местных сопротивлений в

трубопроводе 6; ζ_{11} - коэффициент сопротивления вентиля 12; $\zeta_{12} = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_{p1}^2} \right)^2$ -

коэффициент сопротивления при внезапном расширении трубопровода 6;

$\sum_{i=1}^{N_2} \zeta_{2i} = \zeta_{21} + \zeta_{22}$ - сумма местных сопротивлений в соединительном трубопроводе

7; ζ_{22} - коэффициент сопротивления вентиля 13; $\zeta_{21} = \left(1 - \frac{d_2^2}{d_{p2}^2} \right)^2$ - коэффициент

сопротивления при внезапном расширении трубопровода 7; ρ_w - плотность жидкости.

Систему уравнений сохранения энергии (8-9) дополним уравнением сохранения массы, которое при условии несжимаемости жидкости перейдет в уравнение сохранения объемных расходов

$$Q_H = Q_1 + Q_2 \quad (10)$$

где $Q_H = v_n(f_n - f_{um})$ - объемный расход жидкости, поступающей из насосной секции 1 ступени в трубопровод 5; f_n - площадь поршня; f_{um} - площадь штока.

Система уравнений (8, 9, 10) сводится к следующему нелинейному уравнению

$$a_1 - a_2 + b_1 Q_1^2 - b_2 (Q_H - Q_1)^2 + c_1 - c_2 = 0 \quad (11)$$

$$\text{где } a_1 = (z_1 - z_3) + \frac{p_1}{\rho_w g}; \quad a_2 = (z_2 - z_3) + \frac{p_2}{\rho_w g}; \quad b_1 = (1/2g) \left[\frac{\alpha_1}{f_{11}^2} - \frac{\alpha_3}{f_1^2} + \frac{1}{f_1^2} \left(\sum_{i=1}^{N_1} \zeta_{1i} + \lambda_1 \frac{\ell_1}{d_1} \right) \right];$$

$$b_2 = \frac{1}{2g} \left[\frac{\alpha_2}{f_{22}^2} - \frac{\alpha_3}{f_2^2} + \frac{1}{f_2^2} \left(\sum_{i=1}^{N_2} \zeta_{2i} + \lambda_2 \frac{\ell_2}{d_2} \right) \right]; \quad c_1 = \left[\frac{\ell_1}{gf_1 \Delta \tau} + \frac{(z_1 - \ell_1)}{gf_{11} \Delta \tau} \right] (Q_1 - Q_{1(i-1)}); \quad c_2 = \left[\frac{\ell_2}{gf_2 \Delta \tau} + \frac{(z_2 - \ell_2)}{gf_{22} \Delta \tau} \right] (Q_2 - Q_{2(i-1)})$$

где $\Delta \tau = \frac{\Delta \varphi_n}{\omega}$ - шаг интегрирования по времени; $\Delta \varphi_n$ - шаг интегрирования по углу поворота коленчатого вала; $Q_{1(i-1)}$, $Q_{2(i-1)}$ - расходы Q_1 и Q_2 на предыдущем временном слое.

При решении уравнения (11) необходимо помнить, что коэффициенты трения по длине λ_1 и λ_2 являются в общем случае функциями числа Рейнольдса (Re) и, следовательно, функциями Q_1 и Q_2 . Следовательно, в получаемых решениях Q_1 и Q_2 необходимо уточнять значения коэффициентов b_1 и b_2 , т.е. использовать метод последовательных приближений. Решение считается найденным, если относительная погрешность в получаемых итерациях $\frac{|Q_i - Q_{1(i-1)}|}{Q_i}$

$\frac{|Q_{2i} - Q_{2(i-1)}|}{Q_{2i}}$ меньше наперед заданной величины ε_q .

Аналогичным образом моделируется и течение жидкости из газового колпака и рабочей камеры второй ступени в насосную секцию первой ступени (обратное течение).

5. Математическая модель течения жидкости в двухступенчатой поршневой гибридной энергетической машине объемного действия без газового колпака и с профилированной рабочей камерой второй ступени.

Принимая во внимание, что рабочая камера может быть спрофилирована разным образом и, в частности, из простых тел вращения, например, двух усеченных конусов, рассмотрим методику расчета кинематических параметров в профилированной рабочей камере.

Методику расчета кинематических параметров жидкостного поршня в профилированной рабочей камере.

Используя уравнение неразрывности, а также уравнение для полного дифференциала скорости поверхности жидкостного поршня

$$dv_i = \left(\frac{\partial v_i}{\partial v_n} \right)_{f_i} dv_n + \left(\frac{\partial v_i}{\partial f_i} \right)_{v_n} df_i \quad (12)$$

получаем следующее выражение для ускорения поверхности жидкостного поршня

$$a_i = \frac{f_n}{f_i} a_n - \frac{f_n v_n}{f_i^2} \omega \frac{df_i}{d\varphi} \quad (13)$$

где $a_n = \frac{Sh}{2} \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ - ускорение поршня; f_i - площадь i -того сечения во второй ступени ПГЭМОД, соответствующая φ углу поворота приводного вала 1 ступени; ω - угловая скорость приводного вала 1 ступени.

Для усеченного конуса величина $\frac{df_i}{d\varphi}$ определится как $\frac{df_i}{d\varphi} = 2\pi R \frac{dR}{d\varphi}$.

Зависимость $R = f(\varphi)$ определяется из решения следующего кубического уравнения

$$v_n f_n \frac{d\varphi}{\omega} = \frac{1}{3} \frac{\pi}{\operatorname{tg} \alpha} [3R^2 \cdot dR + 3R(dR)^2 + (dR)^3] \quad (14)$$

где α - угол наклона, образующий конус.

Получив текущее значение ускорения a_i , значение скорости и перемещения верхней границы жидкости в камере сжатия 2 ступени можно определить, как

$$v_i = \int_0^{\varphi} a_i \frac{d\varphi}{\omega}; \quad S_i = \int_0^{\varphi} v_i \frac{d\varphi}{\omega}$$

Величина инерционных потерь жидкости в рабочей камере второй ступени может быть определена как

$$\Delta h_{ин} = \int_0^{S_1} \frac{a_i}{g} dS \quad (15)$$

Принимая во внимание, что величину dS можно определить по выражению $dS = \frac{dR}{\operatorname{tg} \alpha}$ и меняя границы интегрирования, получаем

$$\Delta h_{ин} = \frac{1}{g} \int_{R_1}^R \frac{a_i}{\operatorname{tg} \alpha} dR \quad (16)$$

В отличие от твердого тела частицы жидкости в профилированной камере второй ступени имеют разные скорости и ускорения.

Представляется целесообразным определить средние интегральные значения скорости и ускорения всего жидкостного поршня, т.е. всей жидкости, находящейся во второй ступени ПГЭМОД. Разобьем всю жидкость параллельными плоскостями на элементарные усеченные конусы, каждый из которых имеет элементарное ускорение a_{ij} (первый индекс « i » обозначает текущее время или угол поворота коленчатого вала, второй « j » - текущий номер слоя) и элементарную массу dm_{ij} .

Тогда средние значения скорости и ускорения всего жидкостного поршня в i -ый момент времени или угла поворота коленчатого вала, определяются как

$$a_{icp} = \frac{1}{m_i} \int_0^{m_i} a_{ij} dm_{ij}; \quad v_{icp} = \frac{1}{m_i} \int_0^{m_i} v_{ij} dm_{ij}$$

Величины элементарной и полной массы жидкости в i -ый момент могут быть определены как

$$dm_{ij} = \rho_w \frac{1}{3} \pi d S [R^2 + R(R + tg \alpha d S) + (R + tg \alpha d S)^2]; \quad m_i = \rho_w \frac{1}{3} \pi S_i (R_1 + R_1 R + R^2)$$

где ρ_w - плотность жидкости; S – текущее перемещение.

Для определения текущих значений скоростей и ускорений в i -ый момент времени и для j -того сечения ($a_{i,j}$ и $v_{i,j}$) необходимо использовать ранее полученные формулы.

Динамика течения жидкости в двухступенчатой поршневой гибридной энергетической машине без газового колпака и с профилированной рабочей камерой второй ступени

Принципиальная схема двухступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с профилированной рабочей камерой 2 ступени представлена на рисунке 4.

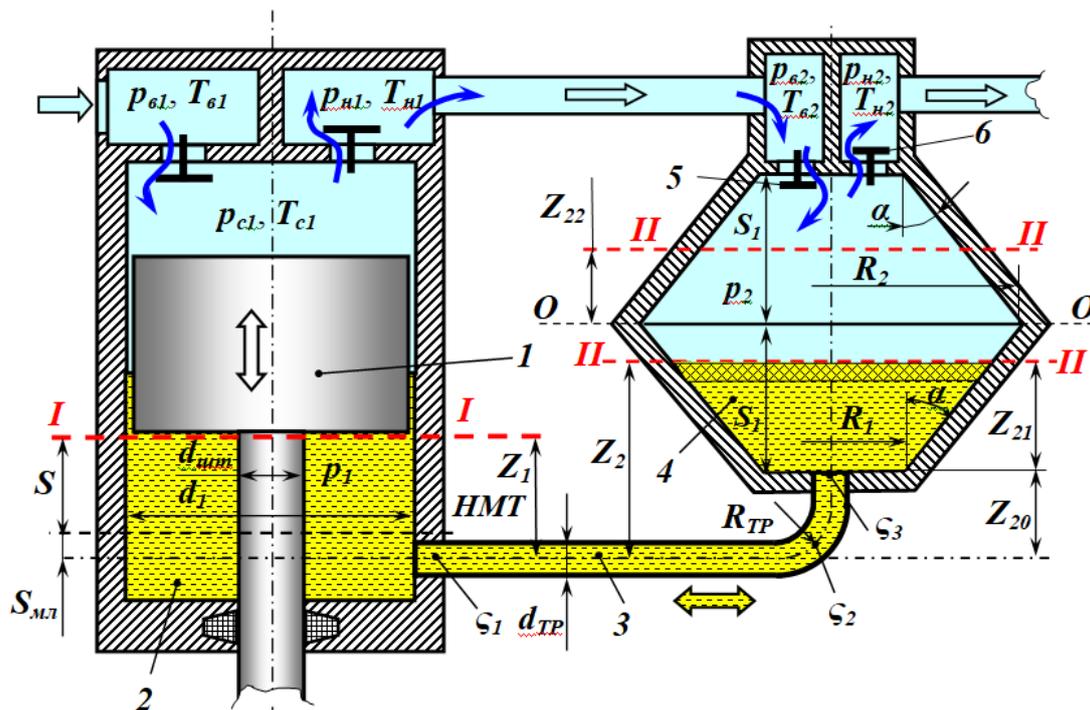


Рисунок 4. Принципиальная схема двухступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с профилированной рабочей камерой 2 ступени

Расчет динамики жидкости проводится с допущениями, аналогичными вышепринятым. В общем случае, при ходе поршня 1 вниз происходит течение жидкости из насосной секции первой ступени 2 через соединительный трубопровод 3 в рабочую камеру 4 второй ступени ПГЭМОД. При поступлении жидкости в рабочую камеру всасывающий клапан 5 второй ступени

компрессорной секции закрывается и происходит сжатие газа. До угла поворота коленчатого вала примерно $\pi/2$ текущий радиус рабочей камеры 2 ступени увеличивается, т.е. камера представляет собой диффузор, а затем от $\pi/2$ до π текущий радиус начнет уменьшаться, т.е. камера будет представлять конфузор.

При достижении давления нагнетания нагнетательный клапан 6 откроется и начнется подача сжатого газа к потребителю. Таким образом, в зависимости от степени повышения давления процесс нагнетания может начинаться при положении верхней границы жидкостного поршня до границы симметрии 0-0 (при низких отношениях давления нагнетания газа во второй ступени $p_{н2}$ к давлению всасывания $p_{вс2}$), либо после границы симметрии (при высоких $p_{н2}/p_{вс2}$). При движении поршня 1 вверх происходит процесс расширения газа из мертвого объема во второй ступени компрессорной секции.

Расширение газа осуществляется в диффузорной части рабочей камеры (при движении жидкостного поршня вверх она была конфузорной). При достижении номинального давления всасывания $p_{вс2}$ всасывающий клапан 5 открывается и газ начинает поступать в рабочую камеру. Всасывание газа начинается в диффузорной части, а заканчивается в нижней части конфузорной.

С учетом вышеизложенного представляется целесообразным структурировать расчет следующим образом: движение жидкостного поршня вверх (диффузорная часть, конфузорная часть), движение жидкостного поршня вниз (диффузорная часть, конфузорная часть).

Для проведения расчета течения жидкости воспользуемся уравнением сохранения энергии в форме уравнения Бернулли. Запишем уравнение в интегральном виде для двух сечений. Первое сечение I-I совместим с нижней границей механического поршня I ступени, а второе сечение (II-II) – с поверхностью жидкостного поршня.

Расчет будем проводить как с учетом сжимаемости рабочего тела, так и без учета сжимаемости его. Без учета сжимаемости, решая уравнение Бернулли, относительно давления в сечении I-I, получаем

$$p_1 = p_2 + (z_2 - z_1)\rho_w g + \rho_w \left(\frac{\alpha_2 V_2^2}{2} - \frac{\alpha_1 V_1^2}{2} \right) + \rho_w g \Delta h_{\Sigma} \quad (17)$$

При моделировании течения жидкости на каждом угле поворота вала определялось координаты сечения II-II; потери напора по длине, учитывающие потери напора в соединительном трубопроводе, а также потери напора в первой и второй рабочей камере ПГЭМОД. Определялись также потери напора на местные сопротивления, в том числе и в рабочей камере второй ступени и инерционные потери напора. Необходимо отметить, что потери напора зависят от перемещения жидкостного поршня вверх или вниз.

Для определения изменения давления газа во второй ступени рабочей камеры p_2 использовалась математическая модель расчета термодинамических параметров поршневого компрессора с сосредоточенными параметрами, включающая первый закон термодинамики тела переменной массы, уравнение сохранения массы, уравнение состояния идеального газа, уравнение динамики движения запорного органа в виде.

Третья глава посвящена созданию экспериментальных образцов двухступенчатых поршневых гибридных энергетических машин с газовым колпаком и без газового колпака и с профилированной камерой сжатия второй ступени и разработке методики экспериментального исследования этих машин. Основной целью эксперимента является: проверка работоспособности предлагаемых двухступенчатых ПГЭМОД; получение новых знаний об их работе; подтверждение адекватности разработанных математических моделей.

Разработанные экспериментальные образцы имели следующие характеристики:

1. Насосная полость первой ступени: диаметр поршня ступени – $d_n = 0,050\text{м}$; диаметр штока первой ступени (для двухступенчатой ПГЭМОД без газового колпака – $d_{шт} = 0,036\text{м}$; для двухступенчатой ПГЭМОД с газовым колпаком – $d_{шт} = 0,022\text{м}$); полный ход поршня 1 ступени $S_h = 0,050\text{ м}$; начальная координата жидкости во второй ступени $Z_{20} = 0,100\text{м}$.

2. Соединительный трубопровод: длина – $0,5\text{м}$; внутренний диаметр – $0,013\text{м}$.

3. Рабочая камера второй ступени: внутренний диаметр – $0,04\text{м}$; высота рабочей камеры – $0,061\text{м}$ (для ПГЭМОД с профилированной рабочей камерой в рабочую камеру второй ступени вставлялась профилированная вставка, состоящая из двух усеченных конусов с диаметром основания – $0,03\text{м}$ и с диаметром у вершины – $0,006\text{м}$, высота вставки – $0,07\text{м}$, а высота всей рабочей камеры увеличивалась до $0,094\text{м}$).

Общий вид двухступенчатой ПГЭМОД с газовым колпаком представлен на рисунке 5, а 3D-модель профилированной рабочей камеры второй ступени двухступенчатой ПГЭМОД без газового колпака представлена на рисунке 6.



Рисунок 5. Вторая ступень поршневой гибридной энергетической машины с газовым колпаком

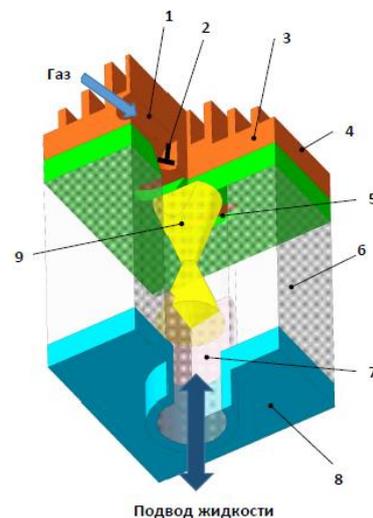


Рисунок 6. 3D – изображение компоновки экспериментального образца второй ступени поршневой гибридной машины: 1. Линия всасывания. 2. Всасывающий клапан второй ступени компрессора (показан условно). 3. Клапанная плита. 4. Верхний фланец. 5. Окно нагнетания. 6. Цилиндр из оргстекла. 7. Жидкостный поршень. 8. Нижний фланец с патрубком. 9. Профилированный вкладыш.

При проведении экспериментальных исследований проводилось измерение основных термодинамических параметров и расходных характеристик исследуемых объектов. Разработан план эксперимента и получены экспериментальные результаты. Основной особенностью проведения эксперимента было проведение визуализации течения жидкости в рабочей камере второй ступени. С этой целью рабочая камера была выполнена из оргстекла для проведения покадрового просмотра видеозаписи движения жидкого поршня Free Video Dub.

По результатам экспериментальных исследований проведена оценка адекватности движения жидкости и рабочих процессов сжатия газа в двухступенчатой ПГЭМОД без газового колпака и с профилированной рабочей камерой.

На рисунке 7 представлены зависимости скорости поверхности жидкостного поршня второй ступени ПГЭМОД, определенной теоретическим и экспериментальным путем, а также скорость поршня в насосной секции первой ступени.

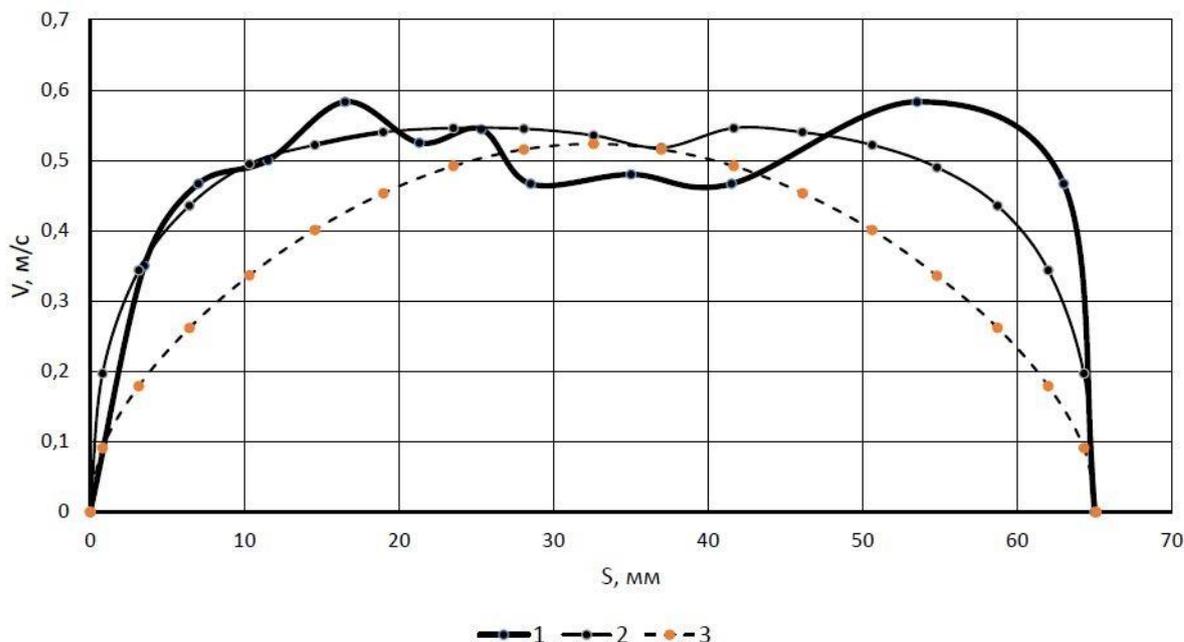


Рисунок 7. Зависимости скорости поршня насосной секции первой ступени, теоретической и экспериментальной скорости поверхности жидкостного поршня во второй ступени ПГЭМОД (1- скорость поверхности жидкостного поршня, определенная экспериментальным путем; 2- скорость поверхности жидкостного поршня, определенная теоретическим путем; 3- скорость поршня в насосной секции первой ступени).

На рисунках 8 и 9 представлены теоретические и экспериментальные индикаторные диаграммы

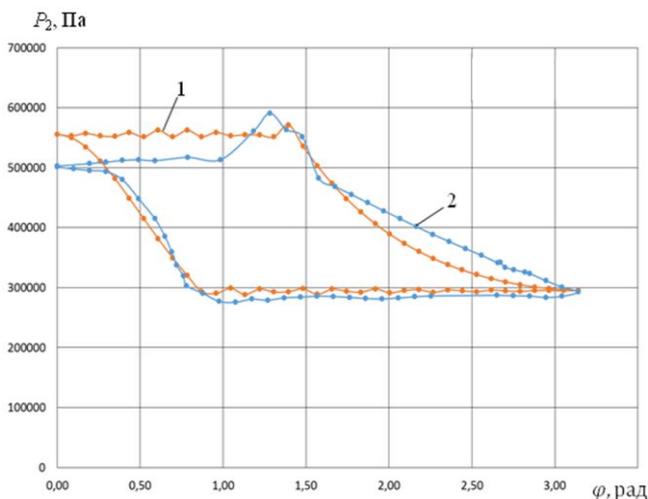


Рисунок 8. Теоретические и экспериментальные индикаторные диаграммы компрессорной секции второй ступени ПГЭМОД (1- индикаторная диаграмма, полученная теоретическим путем; 2- индикаторная диаграмма, полученная экспериментальным путем)

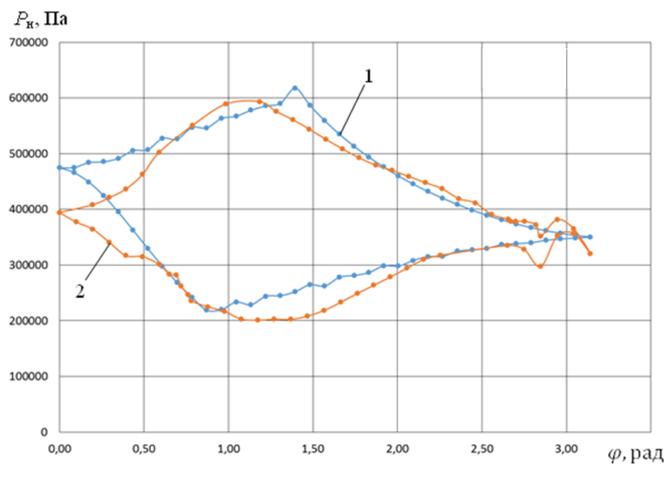


Рисунок 9. Теоретические и экспериментальные индикаторные диаграммы насосной секции первой ступени ПГЭМОД (1- индикаторная диаграмма, полученная теоретическим путем; 2- индикаторная диаграмма, полученная экспериментальным путем)

Проведенное сравнение теоретических и экспериментальных результатов позволяет сделать следующие выводы:

1. Наблюдается достаточно хорошее качественное и количественное совпадение экспериментальных и теоретических результатов по определению мгновенной скорости поверхности жидкостного поршня. Наибольшее расхождение наблюдается в конце хода поршня, и оно составляет примерно 0,1 м/с, т.е. около 20%.

2. Теоретическая и экспериментальные скорости во второй ступени ПГЭМОД имеют постоянное значение на достаточно большом ходе жидкостного поршня, что уменьшает инерционные силы и стабилизируют форму жидкостного поршня. Скорость же поршня первой ступени имеет синусоидальный закон и, соответственно, непостоянна в течение хода поршня. Это приводит к значительным инерционным силам и, соответственно, к потерям формы поршня.

3. Проводимые сравнения индикаторных диаграмм в насосной полости первой ступени и в профилированной рабочей камере второй ступени позволили установить их хорошее качественное и количественное совпадения. Расхождение в определении мгновенного давления в полостях машины находится в пределах 10-15%. Сопоставительный анализ показывает, что в индикаторных диаграммах, полученных теоретическим путем для насосной секции первой ступени отсутствуют колебательные процессы в конце процесса всасывания жидкости в насосную секцию первой ступени.

Четвертая глава посвящена параметрическому анализу влияния основных эксплуатационных и конструктивных параметров на динамику движения жидкости двухступенчатых ПГЭМОД и рабочие процессы во второй ступени компрессорной секции. Параметрический анализ проводился для двух разрабатываемых машин. В качестве независимых параметров для

двухступенчатой ПГЭМОД с газовым колпаком были приняты: угловая скорость коленчатого вала первой ступни ($n_{\text{об}}$), давление нагнетания газа во второй ступени компрессорной секции (p_n), диаметр трубопровода 7 (d_2), длина трубопровода 7 (l_2), показатель политропы процесса сжатия и расширения в компрессорной секции (n).

Была разработана система функций отклика, которая раскрывает физический смысл, протекающий в рабочих процессах. Проведенный численный эксперимент позволил установить:

1. При течении жидкости из насосной секции первой ступени в рабочую камеру второй ступени и обратно наблюдаются две зоны по углу поворота (времени течения жидкости), в которых течение жидкости отсутствует: конец процесса нагнетания газа во второй ступени и конец процесса всасывания газа во второй ступени.

1) В результате проведенного параметрического анализа установлено, что при изменении любого из независимых параметров происходит изменение количества жидкости, поступающей в рабочую камеру второй ступени ПГЭМОД, максимальной и минимальной координат жидкости, хода жидкостного поршня, величины мертвого пространства, количества жидкости, выталкиваемой в линию нагнетания компрессора.

2) Проведенное ранжирование полученных результатов ($\Delta_i = \overline{\Delta y_i} / \overline{x_i}$) по величине $\overline{V_2}$, позволило установить, что наибольшее влияние на рабочие процессы двухступенчатой ПГЭМОД оказывает давление нагнетания ($\Delta_1=1.254$), затем диаметр трубопровода 7 ($\Delta_2=0.736$), число оборотов коленчатого вала ($\Delta_3=0.684$) и показатель политропы процессов сжатия и расширения ($\Delta_4=0.663$). Наименьшее влияние оказывает длина трубопровода 7 ($\Delta_5=0.08$).

3) Для обеспечения устойчивой работы, данной машины, необходимо разработать систему автоматизированного регулирования.

В качестве независимых параметров двухступенчатой ПГЭМОД без газового колпака и профилированной рабочей камерой, примем угловая скорость коленчатого вала первой ступни ($n_{\text{об}}$), давление нагнетания газа во второй ступени компрессорной секции (p_n), радиус большого основания вставки (r_{11}) и диаметр подводящего трубопровода (d_{mp}).

В качестве функций отклика приняты функции, раскрывающие физический смысл динамики движения жидкости (отношение геометрического напора к сумме геометрического напора, скоростного напора и суммарных потерь напора за цикл; отношение скоростного напора к сумме геометрического напора, скоростного напора и суммарных потерь напора за цикл; отношение суммарных потерь напора к сумме геометрического напора, скоростного напора и суммарных потерь напора за цикл; средняя скорость поршня первой ступени; средняя скорость поверхности жидкостного поршня; отношение потерь напора на гидравлическое сопротивление по длине к общим потерям напора за цикл; отношение потерь напора на местные сопротивления к общим потерям напора за цикл; отношение инерционных потерь, взятых по модулю, к общим потерям напора за цикл; отношение инерционных потерь в насосной секции 1 ступени к

общим инерционным потерям за цикл; отношение инерционных потерь в соединительном трубопроводе к общим инерционным потерям за цикл; отношение инерционных потерь во второй ступени ПГЭМОД к общим инерционным потерям за цикл; а также расходные энергетические характеристики компрессорной секции второй ступени.

В результате проведенного параметрического анализа установлено:

1. Двухступенчатая поршневая гибридная энергетическая машина объемного действия без газового колпака с профилированной камерой сжатия второй ступени и ее математическая модель работают устойчиво во всем диапазоне изменения эксплуатационных и геометрических параметров.

2. Использование профилированной рабочей камеры второй ступени позволяют увеличить теплообменную поверхность, что приводит к увеличению количества отводимой теплоты в процессе сжатия и приближению его к изотермическому, т.е. наиболее выгодному с термодинамической точки зрения.

3. Средняя скорость поверхности жидкостного поршня в профилированной камере второй ступени практически во всем диапазоне исследуемых независимых параметров превышает среднюю скорость поршня в первой ступени.

4. В структуре относительных потерь напора по длине наибольшие и занимают (50-70)%, вторые по величине – инерционные потери напора порядка 30%, и относительные потери напора на местные сопротивления составляют (2-3)%.

5. В структуре относительных инерционных потерь напора лидирующее положение занимают инерционные потери в соединительном трубопроводе (98÷99)%, а инерционные потери напора в ступенях машины примерно одинаковы и составляют величину порядка 1%.

6. В структуре относительных преобразований энергии (средних потерь давления), относительные потери давления на преодоление сил инерции и сил сопротивления ($\Delta \bar{p}_3$) составляют (98÷99)%, на изменение скоростного напора (0,1÷0,2)% ($\Delta \bar{p}_2$) и на изменение геометрического напора ($\Delta \bar{p}_1$) от 0,3% до 1%.

7. При проведении практических расчетов и при составлении новых математических моделей величинами $\Delta \bar{p}_1$, $\Delta \bar{p}_2$, $\Delta \bar{h}_{ин1}$ и $\Delta \bar{h}_{ин2}$ можно пренебречь.

Перспективы дальнейшей разработки темы

Разработанные конструкции двухступенчатых поршневых гибридных энергетических машин объемного действия могут быть использованы при разработке компрессоров, предназначенных для сжатия газов до средних и высоких давлений в специальной и автотракторной технике, оборудования для нанесения лакокрасочных покрытий, станочного оборудования.

Перечень публикаций по теме диссертационной работы

Статьи, цитируемые в базах данных «Scopus» и «Web of Science»:

1. Calculation of Compression and Discharge Processes in a Two-Stage Hybrid Piston Power Machine with Liquid Piston/ V. E. Shcherba, A. V. Zanin, E. Yu. Nosov, A. M. Paramonov, V. N. Blinov//Chemical and Petroleum Engineering. - 2019. - Vol. 55, Nos. 5-6. – P. 632-641. DOI: 10.1007/s10556-019-00672-z
2. On Profiling of the Working Cavity of the Second Stage in a Hybrid Piston Volumetric Power Machine/ Shcherba V.E., Shalai, V.V., Pustovoi N.V., Zanin A.V.// Chemical and Petroleum Engineering. – 2020. - vol. 56, № 1-2. – p.p.125-136. DOI :10.1007/s10556-020-00749-0.
3. Development and Research of an Experimental Prototype of the Positive Displacement Two-Stage Piston Hybrid Energy-Generating Machine/ Zanin, A.V., Shcherba, V.Y.,Nosov, E.Y., Paramonov, A.M., Blinov, V.N.,Khrapsky, S.P.// Journal of Physics: Conference Series. – 2020 – 1441(1). – 012129

Статьи в изданиях перечня ВАК:

1. Расчет термодинамически эффективного закона изменения скорости жидкостного поршня в процессе сжатия во второй ступени в поршневой гибридной энергетической машине объемного действия/ В.Е. Щерба, А.В.Занин, В.В. Шалай, Н.В.Пустовой // Химическое и нефтегазовое машиностроение. - 2020. - №3. - С.19-23.

Патенты на изобретение:

1. Патент № 2722116 Российская Федерация, МПК F04В 25/00 (2006.01), СПК F04В 25/00 (2020.02). Способ работы поршневого двухступенчатого компрессора и устройство для его осуществления : № 2019129327 : заявл. 18.09.2019 : опубл. 26.05.2020 / А. В. Занин, В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, Е. Ю. Носов, А. С. Тегжанов ; заявитель ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет». – 17 с. : ил.
2. Заявка на патент № 2020113139 Российская Федерация. Способ работы гидропневматического агрегата и устройство для его осуществления : заявл. 09.04.2020 / В. Е. Щерба, А. В. Занин, А. П. Болштянский, Е. Ю. Носов ; заявитель ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет». – 24 с. : ил.

Печатается в авторской редакции

Подписано в печать 10.07.20 г. Формат 60x84/16.

Отпечатано на дупликаторе. Усл.печ.л. 1,45.

Тираж 100 экз. Заказ 32.

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

Омский государственный технический университет,
научное издательство

