

На правах рукописи



Овсянников Андрей Юрьевич

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХЦИЛИНДРОВОЙ
ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ ПОРШНЕВОЙ ГИБРИДНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ
МАШИНЫ ОБЪЕМНОГО ДЕЙСТВИЯ С ДВИЖЕНИЕМ ЖИДКОСТИ ЗА СЧЕТ
РАЗРЕЖЕНИЯ НА ВСАСЫВАНИИ ГАЗА**

05.04.13 - «Гидравлические машины и
гидропневмоагрегаты»

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

Омск 2021

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, заведующий
кафедрой «Гидромеханика и транспортные
машины».
- 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 23 сентября 2021г. 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 « ____ » _____ 2021г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
кандидат технических наук, доцент



Г. А. Нестеренко

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы

В настоящее время поршневые компрессоры и поршневые насосы являются одними из наиболее крупных потребителей вырабатываемой энергии.

Одним из кардинальных путей повышения экономичности и эффективности их работы, а также улучшения их массогабаритных показателей является объединение их в единый агрегат, получивший название «поршневая гибридная энергетическая машина объемного действия» (ПГЭМОД).

Среди существующего многообразия поршневых гибридных энергетических машин можно выделить класс гибридных энергетических машин, в которых поршень компрессора частично выполняет также функции поршня насоса. В проведенных ранее исследованиях рассматривалась поршневая энергетическая машина, в которой подъем жидкости в рубашке охлаждения осуществлялся за счет разрежения, возникающего в процессе всасывания газа в компрессор, т.е. одним поршнем осуществляется перемещение газа и жидкости. В процессах сжатия и нагнетания газа жидкость, под действием сил тяжести, опускается в системе охлаждения.

К недостаткам данной конструкции следует отнести невысокий расход охлаждающей жидкости, обусловленный малой скоростью движения жидкости под действием массовых сил.

Таким образом, для интенсификации процессов охлаждения цилиндро-поршневой группы и компримируемого газа, представляется целесообразным разработать и исследовать новую поршневую гибридную энергетическую машину, имеющую высокий расход охлаждающей жидкости и движение жидкости в которой осуществлялось бы за счет поверхностных сил. Данному вопросу и посвящена настоящая работа.

Степень разработанности темы

Известны поршневые гибридные энергетические машины объемного действия, объединяющие в себе функции компрессора и насоса и обладающие высокими экономическими, расходными и массогабаритными показателями.

Среди данных машин известна также поршневая гибридная энергетическая машина, в которой для подъема охлаждающей жидкости используется разрежение в цилиндре машины в процессе всасывания газа, а опускание жидкости происходит под действием сил тяжести.

В данной работе, с целью повышения эффективности охлаждения цилиндро-поршневой группы и охлаждения компримируемого газа, разработана новая конструкция поршневой гибридной энергетической машины, в которой движение охлаждающей жидкости в прямом и обратном направлениях осуществляется за счет поверхностных сил, возникающих в цилиндрах машины.

Улучшение охлаждения компримируемого газа приводит к повышению к.п.д. и коэффициента подачи компрессора.

Цель исследования

Разработать и исследовать новую поршневую гибридную энергетическую машину с интенсивным движением охлаждающей жидкости в рубашечном пространстве за счет разрежения в процессе всасывания газа.

Задачи исследования

1. На основе анализа рабочих процессов и конструкций гибридных энергетических машин, использующих для прокачки охлаждающей жидкости разрежение газа на всасывании, разработать новую высокоэффективную конструкцию поршневой гибридной энергетической машины с движением охлаждающей жидкости за счет перепада давления, возникающего в процессе всасывания газа.

2. Провести анализ влияния охлаждения на рабочие процессы и эксплуатационные характеристики поршневого компрессора, а также энергетических затрат на организацию охлаждения, разработать методику определения оптимального и предельного значений показателей политропы процесса сжатия, исходя из максимального и нулевого значений выигрыша в индикаторной работе, определенной с учетом затрат на прокачку жидкости через рубашку охлаждения.

3. На основе основных фундаментальных законов сохранения энергии, массы, движения и состояния, записанных для сжимаемого газа и охлаждающей жидкости, разработать математическую модель рабочих процессов двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины, использующей для прокачки жидкости разрежение в цилиндрах в процессе всасывания газа.

4. Разработать опытный образец двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины использующую для прокачки жидкости разрежение в цилиндрах в процессе всасывания газа и провести экспериментальные исследования для получения знаний, расширяющих представление о работе объекта и подтверждения адекватности разработанной математической модели рабочих процессов исследуемой гибридной энергетической машины.

5. На основе разработанной математической модели провести параметрический анализ влияния основных конструктивных и эксплуатационных параметров на рабочие процессы и интегральные характеристики машины для получения информации, необходимой для рационального проектирования и эксплуатации данного класса машин.

6. Внедрить полученные результаты при изучении, исследовании и проектировании ПГЭМОД, работающих за счет разрежения на всасывании газа.

Научная новизна

1. Разработана методика определения оптимального и предельного значений показателя значений политропы процесса сжатия, исходя из максимального и нулевого значений выигрыша в индикаторной работе, определенного с учетом затрат на прокачку жидкости через рубашку охлаждения.

2. На основе основных фундаментальных законов сохранения энергии, массы, движения и состояния, записанных для сжимаемого газа и охлаждающей жидкости, разработана математическая модель рабочих процессов новой поршневой

гибридной энергетической машины, с движением охлаждающей жидкости за счет разрежения в процессе всасывания газа, включающая:

- расчет термодинамических параметров газа в полостях переменного и постоянного объемов в компрессорной секции;
- расчет течения газа в соединительных трубопроводах;
- расчет течения жидкости в соединительных трубопроводах;
- расчет термодинамических параметров газа и охлаждающей жидкости в полостях постоянного объема, частично заполненных жидкостью в насосной секции.

3. На основе разработанной математической модели рабочих процессов исследуемой машины проведен параметрический анализ влияния основных эксплуатационных (давление нагнетания и угловая скорость вращения коленчатого вала) и конструктивных параметров (величина мертвого объема, объемы полостей всасывания и т.д.) на рабочие процессы, энергетические и расходные характеристики.

Практическая значимость

1. На основе анализа рабочих процессов и конструкций гибридных энергетических машин, использующих для прокачки охлаждающей жидкости разрежение газа на всасывании, разработана новая высокоэффективная конструкция ПГЭМОД с движением охлаждающей жидкости за счет разрежения в процессе всасывания газа:

- Поршневой двухцилиндровый компрессор с автономным жидкостным охлаждением / Заявка на патент № **2020138070** Российская Федерация. Способ работы гидропневматического агрегата и устройство для его осуществления : заявл. 20.11.2020 / **В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, А. Ю. Овсянников, А. С. Тегжанов, Е. Ю. Носов** ; заявитель ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет». – 9 с. : ил.- Поршневой двухцилиндровый компрессор с автономным жидкостным рубашечным охлаждением / Заявка на патент № **2020141842** Российская Федерация. Способ работы гидропневматического агрегата и устройство для его осуществления : заявл. 18.12.2020 / **В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, А. Ю. Овсянников, А. С. Тегжанов, Е. Ю. Носов** ; заявитель ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет». – 26 с. : ил.

2. На основании разработанной принципиальной схемы разработан и создан опытный образец двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с движением жидкости за счет разрежения на всасывании газа.

3. Проведенные экспериментальные исследования позволили подтвердить работоспособность исследуемой конструкции, получить новые знания о рабочих процессах и эксплуатационных характеристиках машины и подтвердить адекватность разработанной математической модели рабочих процессов.

4. Полученные результаты по разработке и исследованию новой ПГЭМОД с движением охлаждающей жидкости за счет разрежения на всасывании газа 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

Двухцилиндровая одноступенчатая поршневая гибридная энергетическая машина объемного действия с движением жидкости за счет разрежения на всасывании газа.

Предметом исследования являются: рабочие процессы, энергетические и расходные характеристики двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с движением жидкости за счет разрежения на всасывании газа.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Конструкция двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с движением жидкости за счет разрежения на всасывании газа:

- двухцилиндровая одноступенчатая поршневая гибридная энергетическая машина объемного действия с движением жидкости за счет разрежения на всасывании газа (1. Поршневой двухцилиндровый компрессор с автономным жидкостным охлаждением / Заявка на патент № **2020138070** Российская Федерация. Способ работы гидропневматического агрегата и устройство для его осуществления : заявл. 20.11.2020 / **В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, А. Ю. Овсянников, А. С. Тегжанов, Е. Ю. Носов** ; заявитель ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет». – 9 с. : ил.; 2. Поршневой двухцилиндровый компрессор с автономным жидкостным рубашечным охлаждением / Заявка на патент № **2020141842** Российская Федерация. Способ работы гидропневматического агрегата и устройство для его осуществления : заявл. 18.12.2020 / **В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, А. Ю. Овсянников, А. С. Тегжанов, Е. Ю. Носов** ; заявитель ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет». – 26 с. : ил.).

2. Теоретические исследования, включающие:

2.1. Методику определения оптимального и предельного значений показателя значений политропы процесса сжатия, исходя из максимального и нулевого значений выигрыша в индикаторной работе, определенного с учетом затрат на прокачку жидкости через рубашку охлаждения.

2.2. Математическую модель рабочих процессов новой поршневой гибридной энергетической машины, с движением охлаждающей жидкости за счет разрежения в процессе всасывания газа, включающая:

- расчет термодинамических параметров газа в полостях переменного и постоянного объемов в компрессорной секции;

- расчет течения газа в соединительных трубопроводах;
- расчет течения жидкости в соединительных трубопроводах;
- расчет термодинамических параметров газа и охлаждающей жидкости в полостях постоянного объема, частично заполненных жидкостью в насосной секции.

3. Результаты теоретических и экспериментальных исследований двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с движением жидкости за счет разрежения на всасывании газа.

Достоверность результатов подтверждается использованием фундаментальных законов сохранения энергии, массы и движения, работоспособностью созданной машины и проверкой адекватности разработанной математической модели рабочих процессов.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались на конференциях 11 международная научно-техническая конференция студентов и аспирантов НИУ МЭИ «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» (г. Москва 6.12.2017), «Наука и молодежь в 21 веке» (г. Омск, 30.11.2017 г.), 14 международная научно-техническая конференция студентов и аспирантов посвященная 90-летию Национально-исследовательского университета МЭИ «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» (г. Москва, 9.12.2020), а также на семинарах кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ.

Публикации. По теме диссертации опубликованы 4 статьи в изданиях, рекомендованных ВАК РФ, из них 1 цитируемая в базах «Scopus» и «Web of Science».

Структура диссертации. Диссертационная работа состоит из оглавления, введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 128 наименований, 1 приложения. Общий объем диссертации - 230 страницы, 112 рисунков, 13 таблиц.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении приведены: актуальность исследования двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с движением жидкости за счет разрежения на всасывании газа, 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 влияния охлаждения на рабочие процессы поршневого компрессора. Рассмотрены причины необходимости организации охлаждения газа в поршневом компрессоре, среди которых можно выделить основные: приближение процесса сжатия к изотермическому, как наиболее энергетически выгодному процессу сжатия, увеличение степени повышения давления в ступени, увеличение коэффициента подачи компрессора.

На основании гипотезы Ньютона-Рихмана разработана методика оценки эффективности охлаждения поршневого компрессора различными способами (воздушное охлаждение, водяное охлаждение и впрыск жидкости). Сравнение проводилось по трем основным коэффициентам: коэффициент использования

поверхности теплообмена k_F , коэффициент эффективности теплоотдачи между сжимаемым газом и поверхностью охлаждения k_α и коэффициент использования температурного напора между компримируемым газом и тепловоспринимающей поверхностью $k_{\Delta T}$. В этом случае коэффициент эффективности отвода теплоты k_Q может быть определен как произведение вышеперечисленных коэффициентов

$$k_Q = k_F \cdot k_\alpha \cdot k_{\Delta T}$$

На основании разработанной методики и используя результаты проведенных ранее экспериментальных исследований по исследованию охлаждения поршневых компрессоров различными способами, проведен параметрический анализ влияния основных геометрических и эксплуатационных параметров на значения коэффициентов k_α , $k_{\Delta T}$, k_F и k_Q .

Проведенный анализ эффективности охлаждения поршневого компрессора с диаметром цилиндра и ходом поршня равным 0,2м, частотой вращения коленчатого вала 300об/мин и степенью повышения давления в цилиндре – 8, позволил установить, что эффективность жидкостного охлаждения по сравнению с воздушным составляет 1,1, а эффективность впрыска жидкости по сравнению с воздушным составляет 1,7.

Проведена оценка влияния эффективности охлаждения поршневого компрессора на его рабочие процессы (сжатие, нагнетание, расширение и всасывание), подводимую индикаторную работу (см. рисунок 1) и энергетические затраты на организацию охлаждения для разных типов охлаждения (воздушного, водяного и впрыск жидкости).

В результате проведенного анализа установлено, что охлаждение уменьшает подводимую работу в процессе сжатия, уменьшает отводимую работу в процессе обратного расширения, уменьшает потери работы в процессе нагнетания и увеличивает потери работы в процессе всасывания.

Проведен также анализ влияния охлаждения на составляющие коэффициента подачи и коэффициент подачи в целом. В результате проведенного анализа установлено, что существует оптимальная величина охлаждения, приводящая к максимуму индикаторного к.п.д., полного к.п.д. и коэффициента подачи.

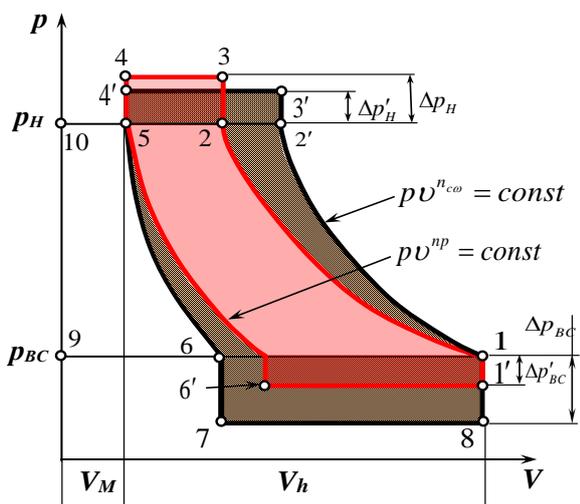


Рисунок 1 – Схематизированная индикаторная диаграмма поршневого компрессора, с учетом влияния охлаждения (1–2'–3'–4'–5–6–7–8–1 – без охлаждения; 1–2–3–4–5–6'–1'–1 – с охлаждением)

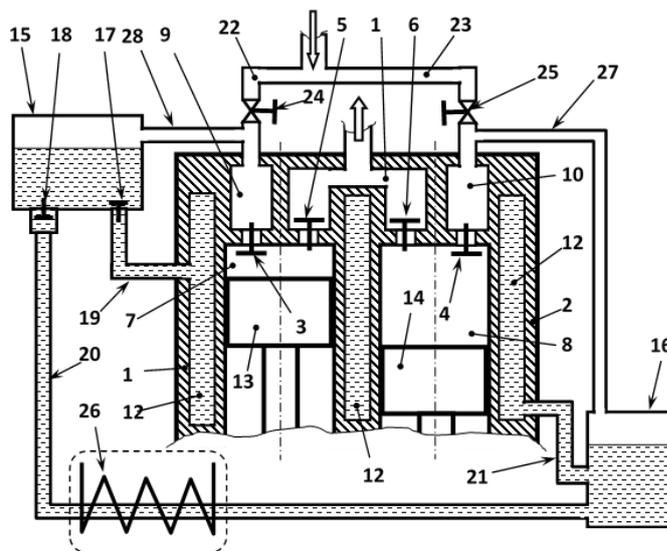


Рисунок 2 – Принципиальная схема одноступенчатой двухцилиндровой гибридной энергетической машины, в которой движение жидкости осуществляется за счет разрежения на всасывании в левом и правом цилиндрах.

На основании проведенного анализа рабочих процессов и существующих конструкций поршневых гибридных энергетических машин разработана новая высокоэффективная конструкция двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с движением жидкости за счет разрежения на всасывании газа, которая представлена на рисунке 2.

ПГЭМОД работает следующим образом.

При возвратно-поступательном движении поршней 13 и 14, положение которых смещено на 180 градусов, происходит изменение объема полостей 7 и 8, в результате чего газ всасывается через клапаны 3 и 4, сжимается и нагнетается через клапаны 5 и 6 в полость нагнетания 11 и далее поступает потребителю.

В процессе всасывания, происходящем в полости 7 левого цилиндра 1, когда поршень 13 идет вниз, в связи с наличием гидравлического сопротивления вентиля 24, давление в полости 9 падает ниже давления всасывания, что приводит к снижению давления в емкости 15. В это же время в полости 8 происходит сжатие и нагнетание газа (поршень 14 идет вверх), всасывающий клапан 4 закрыт, и в полостях 10 и емкости 16 давление газа равно давлению всасывания, т.к. в нее происходит натекание газа через вентиль 25, который при низкой скорости течения не оказывает существенного гидравлического сопротивления. Под действием образовавшейся разности давлений между емкостями 15 (в ней давление ниже) и 16 (в ней давление выше) жидкость через канал 21 и рубашку охлаждения 12, открытый клапан 17 (клапан 18 закрыт) течет в емкость 15, отнимая у стенок цилиндров 1 и 2 теплоту, полученную ими от газа при его сжатии. В следующем цикле, когда поршень 13 идет вверх, а поршень 14 вниз, клапан 3 закрыт, давление в полости 9 в связи с натекающим газом из канала 22 становится равным давлению всасывания, поскольку скорость течения газа низкая, и вентиль 22 практически не оказывает сопротивления его течению. В то же время, при движении поршня 14 вниз из-за сопротивления вентиля

25 давление газа в полости 10 и емкости 16 падает ниже давления всасывания. При этом возникает перепад давления между емкостями 15 (в ней давление выше) и 16 (в ней давление ниже), в результате чего клапан 16 открывается, клапан 17 закрывается, и жидкость из емкости 15 через канал 20 и теплообменник 26, где полученная ранее от цилиндров 1 и 2 теплота рассеивается в окружающую среду, перетекает в емкость 16.

Во второй главе проведен комплекс теоретических исследований, включающий методику расчета оптимального и предельного значений показателя политропы процесса сжатия и математическую модель рабочих процессов в компрессорной и насосной секциях одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с движением жидкости за счет разрежения на всасывании газа.

Методика определения оптимального и предельного значений показателя значений политропы процесса сжатия, исходя из максимального и нулевого значений выигрыша в индикаторной работе, определенного с учетом затрат на прокачку жидкости через рубашку охлаждения.

При организации охлаждения наблюдается уменьшение подводимой работы в процессе сжатия, уменьшение потерь работы в процессе нагнетания, уменьшение возвращаемой работы в процессе обратного расширения, увеличение потерь работы в процессе всасывания и увеличение затрат работы на организацию системы охлаждения. Из перечисленных источников затрат работы при организации системы охлаждения наиболее важными являются: уменьшение работы в процессе сжатия и затраты на организацию системы охлаждения. Выигрыш в подводимой технической работе, принимая во внимание, что отвод теплоты в процессе сжатия без системы охлаждения пренебрежимо мал, запишется в виде

$$\Delta A_{сж} = \frac{k}{k-1} M_2 R T_{вс} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) - \frac{n_{сж}}{n_{сж}-1} M_2 R T_{вс} \left(\varepsilon^{\frac{n_{сж}-1}{n_{сж}}} - 1 \right) = M_2 R T_{вс} \left[\frac{k}{k-1} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) - \frac{n_{сж}}{n_{сж}-1} \left(\varepsilon^{\frac{n_{сж}-1}{n_{сж}}} - 1 \right) \right] \quad (1)$$

где R – газовая постоянная; $T_{вс}$ – температура газа в начале процесса сжатия; M_2 – масса сжимаемого газа; $\varepsilon = \frac{P_H}{P_{вс}}$ – отношение номинальных давлений нагнетания и всасывания; k – показатель адиабаты.

Используя равенство количества теплоты, выделяемой в процессе сжатия и отводимой охлаждающей жидкости от компрессора, с учетом зависимости температуры охлаждающей жидкости на выходе после компрессора от ее расхода, получаем следующее выражение для расхода охлаждающей жидкости, которое обеспечивает процесс сжатия с указателем политропы $n_{сж}$

$$M_w = \frac{-v \pm \sqrt{v^2 - 4 \cdot v_0 C_w \frac{k-n_{сж}}{n_{сж}-1} M_2 C_v T_{вс} \left(\varepsilon^{\frac{n_{сж}-1}{n_{сж}}} - 1 \right)}}{2a} \quad (2)$$

где $a = v_0 C_w$; $v = (C_w \Delta T_{w0} + v_0 C_w M_{w0})$; C_w – удельная теплоемкость жидкости; ΔT_{w0} – нагрев охлаждающей жидкости при расходе M_{w0} ; M_{w0} – минимально допустимый расход охлаждающей жидкости; $v_0 = f(\varepsilon, n_{об}, T_0)$ – постоянный коэффициент, зависящий от ε , $n_{об}$ и T_0 .

Перепад давления ΔP_n , развиваемый насосом при организации системы жидкостного охлаждения можно определить из уравнения сохранения энергии в форме уравнения Бернулли для установившегося потока жидкости

$$\Delta p_n = \left(\sum_{j=1}^{n_2} \sum_{i=1}^{n_1} \frac{\zeta_{ij}}{F_{Tpj}^2} + \sum_{j=1}^{n_2} \lambda_j \frac{l_j}{d_j F_{Tpj}^2} \right) \frac{M_w^2}{2} \left(\frac{n_{об}}{60} \right)^2 \quad (3)$$

где ζ_i – величина коэффициента i -того местного сопротивления, установленного на j -том трубопроводе; F_{Tpj} – площадь сечения j -того трубопровода; n_1 – количество местных сопротивлений, установленных на j -том трубопроводе; n_2 – количество j -тых трубопроводов; l_j, d_j – длина и диаметр j -того трубопровода; λ_j – коэффициент трения по длине j -того трубопровода, так как работу насоса по прокачке жидкости можно представить в следующем виде

$$\Delta A_n = \frac{A_0 M_w^3}{\rho_{жс} \eta_0 \cdot \eta_{мех}} = A_1 M_w^3 \quad (4)$$

$$\text{где } A_1 = \frac{A_0}{\rho_{жс} \eta_0 \cdot \eta_{мех}}; A_0(M_w) = \frac{1}{2} \left(\sum_{j=1}^{n_2} \sum_{i=1}^{n_1} \frac{\zeta_{ij}}{F_{Tpj}^2} + \sum_{j=1}^{n_2} \lambda_j \frac{l_j}{d_j F_{Tpj}^2} \right) \cdot \left(\frac{n_{об}}{60} \right)^2 \quad (5)$$

Принимая во внимание вышеизложенное, выигрыш в работе компрессора при организации системы охлаждения определится, как

$$\Delta A_{\Sigma} = M_r R T_{вс} \left[\frac{k}{k-1} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) - \frac{n_{сжс}}{n_{сжс}-1} \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \right] - A_1 \left[\frac{-v \pm \sqrt{v^2 - 4v_0 C_w \frac{k-n_{сжс}}{n_{сжс}-1} C_v T_{вс} \left(\frac{n_{сжс}-1}{\varepsilon^{n_{сжс}} - 1} \right)}}{2a} \right]^3 \quad (6)$$

Приравнявая величину $\Delta A_{\Sigma}=0$, мы получаем нелинейное уравнение относительно предельного значения показателя политропы (n_{np}), показывающее границы рационального охлаждения, т.е. охлаждения, при котором выигрыш от охлаждения превышает затраты на организацию охлаждения. В диапазоне изменения $k > n_{сжс} > n_{сжсnp}$ мы имеем положительный выигрыш в подводимой работе, при $n_{сжс} = n_{сжсnp}$ выигрыш в работе равен нулю, а в диапазоне изменения $1 < n_{сжс} < n_{сжсnp}$ мы имеем проигрыш в работе компрессора и дальнейшее охлаждение нецелесообразно. Оптимальное значение величины показателя политропы сжатия определится из следующего условия

$$\frac{\partial(\Delta A_{\Sigma})}{\partial n_{сжс}} = 0 \quad (7)$$

По разработанной методике был проведен численный эксперимент по расчету оптимального и предельного значения показателя политропы для одноступенчатого воздушного компрессора с водяным охлаждением. При проведении численного эксперимента в качестве независимых переменных выберем ε и v_0 . В качестве функций отклика: $n_{np}, n_{on}, d_{wnp} = \frac{M_{wnp}}{M_c}; d_{won} = \frac{M_{won}}{M_c}; \frac{\Delta A_{\Sigma}}{A_k}$.

Некоторые результаты проведенного численного эксперимента представлены на рисунке 3.

С увеличением ε увеличивается также значение d_{wnp} и d_{won} , что полностью соответствует известным физическим представлениям. Увеличение d_{wnp} , с увеличением ε , происходит более стремительно, чем увеличение d_{won} (см. рисунок 4). Разница между d_{wnp} и d_{won} составляет от 6,8 до 10, в зависимости от ε . С увеличением

ε увеличивается выигрыш в работе компрессора (см. рисунок 4) и при $\varepsilon=7$ он составляет более 5%.

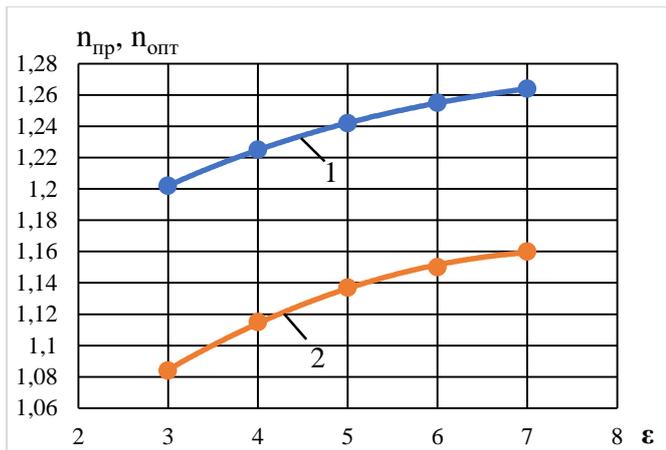


Рисунок 3 – Зависимость предельного и оптимального значений показателя политропы от отношения номинальных давлений нагнетания и всасывания (1 - $n_{опт}$; 2 - $n_{пр}$)

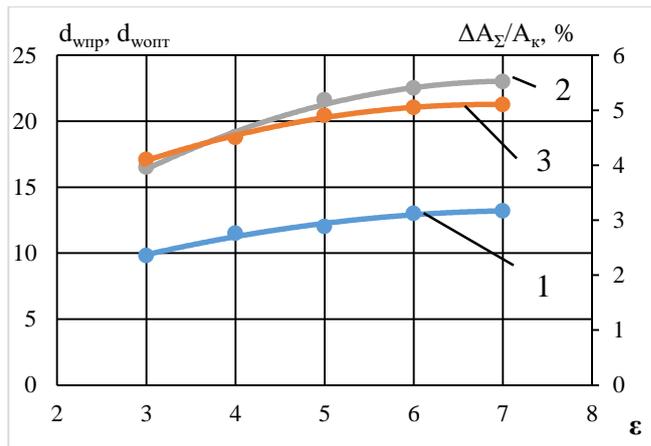


Рисунок 4 – Зависимость предельного и оптимального относительных расходов жидкости, а также относительного уменьшения подводимой технической работы к компрессору от отношения номинальных давлений нагнетания и всасывания (1 - d_{wopt} ; 2 - d_{wnp} ; 3 - $\frac{\Delta A_{\Sigma}}{A_k}$)

Математическая модель рабочих процессов новой поршневой гибридной энергетической машины, с движением охлаждающей жидкости за счет разрежения в процессе всасывания газа.

Принципиальная схема двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с движением охлаждающей жидкости за счет разрежения на всасывании представлена на рисунке 5.

На принципиальной схеме обозначены основные термодинамические параметры в полостях: давление, температура, объем и масса; обозначены массовые потоки газа и жидкости; основные геометрические размеры, необходимые для разработки математической модели рабочих процессов; основные элементы схемы; поршни, полости, трубопроводы, клапаны и регулировочные вентили.

В данной схеме можно выделить следующие группы элементов:

1. Полости переменного и постоянного объема без жидкости (19, 18, 17, 25, 20).
2. Полости постоянного объема, частично заполненные жидкостью (21, 22).
3. Газовые трубопроводы (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8), соединяющие между собой полости.
4. Жидкостные трубопроводы (9, 10).

Расчет рабочих процессов газовых полостей постоянного и переменного объема.

При разработке математической модели рабочих процессов газовых полостей постоянного и переменного объема была разработана и принята система допущений.

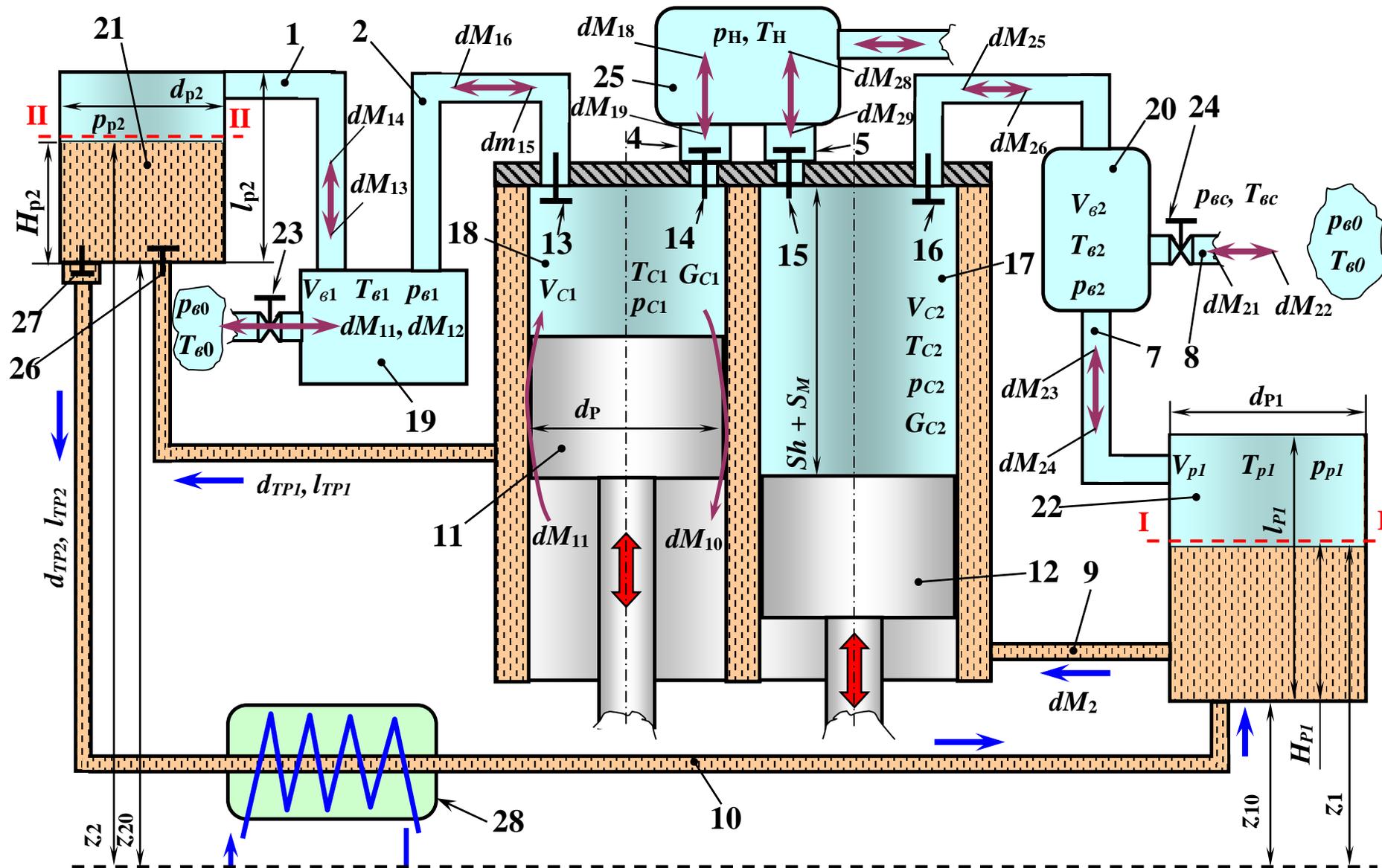


Рисунок 5 – Принципиальная схема двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с движением жидкости за счет разрежения на всасывании

Для моделирования изменения термодинамических параметров в полостях переменного и постоянного объема использовалась система основных фундаментальных уравнений, включающая: уравнение первого закона термодинамики тела переменной массы, уравнение сохранения массы, уравнение состояния, уравнение динамики движения запорного элемента самодействующего клапана и уравнение изменения объема.

Данная система дифференциальных уравнений запишется в виде

$$\left\{ \begin{array}{l} dU = dQ - dL + \sum_{i=1}^{N_1} i_{ni} dM_{ni} - \sum_{i=1}^{N_2} i_0 dM_{oi} \quad (8) \\ dM = \sum_{i=1}^{N_1} dM_{ni} - \sum_{i=1}^{N_2} dM_{oi} \quad (9) \\ m_{np} \frac{d^2 h}{d\tau^2} = F_z + F_{np} + F_{mp} \pm G \quad (10) \\ P = (k - 1) \frac{U}{V} \quad (11) \\ dQ = \bar{\alpha} F (\tau - \bar{T}_{cm}) d\tau \quad (12) \\ V = f(\varphi) \quad (13) \end{array} \right.$$

где $dU = d(C_p M T)$ - элементарное изменение полной внутренней энергии компримируемого идеального газа; dQ - элементарное количество теплоты, подводимое к газу, содержащемуся в рассматриваемом контрольном объеме за время $d\tau$; $dV_{кин} = V_p F_p d\tau$ - элементарное изменение контрольного объема, обусловленного кинематикой механизма привода; $V_p = \frac{Sh}{2} \omega \left(\sin \phi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\phi \right)$ - мгновенная скорость поршня; ω - угловая скорость коленчатого вала; $F = \frac{\pi d_1^2}{4}$ - площадь поршня в компрессорной секции; $i_{ni} = C_{pi} T_{ni}$ - удельная энтальпия присоединяемой массы газа; T_{ni} - температура присоединяемого газа; C_{pi} - удельная изобарная теплоемкость присоединяемого газа; dM_{ni} - элементарная присоединяемая масса; N_1, N_2 - число источников присоединяемой и отделяемой масс рабочего тела; $i_0 = C_p T$ - удельная энтальпия отделяемой массы рабочего тела; dM_{oi} , C_p - элементарная отделяемая масса газа и ее изобарная удельная теплоемкость. m_{np} - приведенная масса подвижного элемента запорного органа; h - высота подъема подвижного элемента запорного органа; F_z - газовая сила; F_{np} - сила упругости пружины; $F_{тр}$ - сила трения; G - вес подвижного элемента запорного клапана.

Расчет течения газа в соединительных коммуникациях.

Для расчета течения газа в соединительных коммуникациях используется уравнение сохранения энергии в формуле Бернулли в квазистационарной постановке. Используя допущения об изотермическом течении газа в соединительных коммуникациях получаем следующее уравнение для определения скорости течения газа

$$v_2 = \sqrt{\frac{2gRT(\ln P_1 - \ln P_2)}{\left\{ \alpha_2 - \alpha_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^2 + \lambda \frac{l}{4d} \left(1 + \frac{P_2}{P_1} \right)^2 + \left[\xi_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^2 + \xi_2 \right] \right\}} \quad (14)$$

где P_1, P_2 – давление газа в сечениях I и II; d – диаметр трубопровода; l – длина трубопровода; ξ_1, ξ_2 – величины местных сопротивлений в соответствующих сечениях; α_2 и α_1 – коэффициенты Кориолиса в соответствующих сечениях; T – температура газа.

Необходимо отметить, что коэффициент трения по длине λ является функцией числа Рейнольдса и, следовательно, скорости v_2 . Таким образом, уравнение (14) необходимо решать методом последовательных приближений.

Определив величину v_2 можно легко определить величину элементарной массы, как $dM = v_2 \rho_2 f dt$.

Расчет полости постоянного объема, частично заполненной жидкостью.

Система дифференциальных уравнений, включающая первый закон термодинамики тела переменной массы, уравнение сохранения массы, уравнение состояния и уравнение деформационного взаимодействия газовой и жидкостной фаз, описывающая изменения термодинамических параметров газа, запишется в следующем виде

$$\left\{ \begin{array}{l} dU = dQ - P \frac{(dM_{nw} - dM_{ow})}{\rho_w} + i_{ng} dM_{ng} - i_{og} dM_{og} \quad (15) \\ dM_g = dM_{ng} - dM_{og} \quad (16) \\ P = (k - 1) \frac{U}{V_g} \quad (17) \\ T_g = \frac{PV_g}{M_g R} \quad (18) \\ dV_g = \frac{dM_{nw} - dM_{ow}}{\rho_w} \quad (19) \end{array} \right.$$

где $dU = d(C_v M_g T_g)$ – изменение полной внутренней энергии газа; M_g, T_g, P, V_g – масса, температура, давление и объем газа; $V_g = \frac{\pi d_p^2}{4} l_g$; $M_g = V_g \cdot \rho_g = V_g \cdot P / (RT_g)$; d_p – диаметр полости (полость выполнена в виде цилиндра); $l_g = l_p - l_w$ – высота полости, занятая газом; l_p – полная высота полости; l_w – высота полости, занятая жидкостью; dM_{ng}, dM_{og} – элементарная масса газа, поступающая в полость и отделяемая из нее; i_{ng}, i_{og} – удельная массовая энтальпия газа, поступающего и отделяемого газа; dM_{nw}, dM_{ow} – элементарная масса жидкости, поступающая в полость и отделяемая из нее. Элементарный внешний теплообмен dQ определяется на основании гипотезы Ньютона-Рихмана.

Система дифференциальных уравнений, включающая равенство давлений на границе раздела фаз, первый закон термодинамики тела переменной массы, уравнение сохранения массы и уравнение изменения уровня жидкости полости, описывающая изменение термодинамических параметров жидкости, запишется в виде:

$$\begin{cases}
 p_w = p & (20) \\
 dT_w = \frac{dQ_w + C_w dM_{nw}(T_{wn} - T_w)}{C_w M_w} & (21) \\
 dM_w = dM_{nw} - dM_{0w} & (22) \\
 dl_w = \frac{dM_w}{\rho_w F_p} & (23)
 \end{cases}$$

Расчет течения жидкости в соединительных трубопроводах.

Моделирование течения жидкости в соединительных трубопроводах проводилось в квазистационарной постановке на основании уравнения Бернулли для двух случаев: без учета инерционных сил движения жидкости и с учетом инерционных сил движения жидкости.

Квазистационарное течение жидкости без учета сил инерции.

Величина скорости течения жидкости, решая уравнение Бернулли запишется в виде

$$v_{тр} = \sqrt{\frac{2g \left[\left(z_1 + \frac{P_{p1}}{\rho_w g} \right) - \left(z_2 + \frac{P_{p2}}{\rho_w g} \right) \right]}{\left(\lambda_{тр} \frac{l_{тр}}{d_{тр}} + \sum_{i=1}^{N_1} \xi_i \right)}} \quad (24)$$

где z_1 и P_{p1} – геометрическая высота центра тяжести и давления в полости 22; z_2 и P_{p2} – геометрическая высота центра тяжести и давления в полости 21.

При получении данного уравнения принималось, что скорости движения жидкости в полостях 21 и 22 пренебрежимо малы.

Коэффициент трения по длине $\lambda_{тр}$ является функцией числа Рейнольдса и, соответственно, скорости жидкости в трубопроводе $v_{тр}$. Вследствие этого, уравнение (24) решается методом последовательных приближений.

Квазистационарное течение жидкости с учетом сил инерции.

Примем течение охлаждающей жидкости в соединительных трубопроводах ламинарное, т.к. расход охлаждающей жидкости по данным экспериментальных исследований составляет менее 1 л/мин и визуализация течения жидкости в трубопроводах полностью подтверждает сделанное предположение.

Уравнение Бернулли в этом случае, с учетом инерционных потерь, запишется в виде

$$z_1 + \frac{P_{p1}}{\rho_w g} = z_2 + \frac{P_{p2}}{\rho_w g} + \left(\frac{v}{v_{тр}} + \sum_{i=1}^{N_1} \xi_i \right) \frac{v_{тр}^2}{2g} + \frac{l_{тр}}{g} \frac{dv_{тр}}{d\tau} \quad (25)$$

Уравнение (26) преобразуется к линейному дифференциальному уравнению вида

$$y^1 + \frac{\sum_{i=1}^{N_1} \xi_i}{2l_{тр}} y^2 + \frac{v}{2l_{тр}} y + \frac{g}{l_{тр}} \left(z_2 + \frac{P_{p2}}{\rho_w g} - z_1 - \frac{P_{p1}}{\rho_w g} \right) = 0 \quad (26)$$

где $y = v_{тр}$; $v = \frac{64\mu_w}{\rho_w d_{тр}}$; μ_w – динамическая вязкость жидкости.

Уравнение (26) не имеет аналитического решения и его необходимо решать численным методом.

При реализации математической модели использовался блочно-модульный принцип построения и итерационный метод. Сходимость математической модели считалась достигнутой, если обеспечивалась требуемая точность по давлению и

температуре в начале и в конце цикла в левом и в правом цилиндре, а также по расходу охлаждающей жидкости в трубопроводах 9 и 10 за цикл.

Третья глава посвящена созданию опытного образца двухцилиндровой одноступенчатой ПГЭМОД и проведению экспериментальных исследований с целью получения новых знаний и подтверждения адекватности разработанной математической модели. Экспериментальный образец ПГЭМОД был создан на основе серийной установки 130-3509009-11. У данного компрессора количество цилиндров – 2, расположение их рядное, вертикальное со смещением угла поворота на 180^0 , рабочее давление – (0,8-1,0) МПа, диаметр поршня – 60мм, ход поршня – 38, частота вращения коленчатого вала – 1100об/мин. Внешний вид экспериментального образца представлен на рисунке 6.

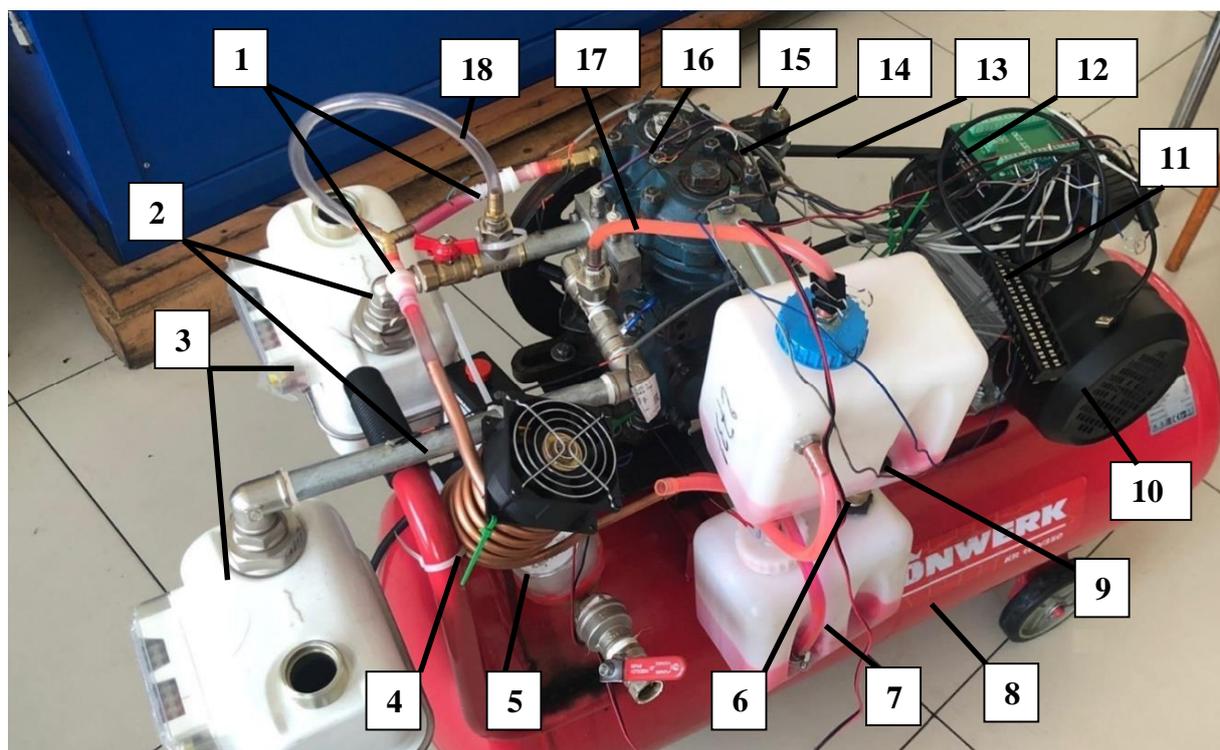


Рисунок 6 – Общий вид экспериментального стенда:

1 – обратные клапаны системы охлаждения; 2 – линии всасывания; 3 - расходомеры газа в линии всасывания; 4 – теплообменный аппарат; 5 - расходомер на нагнетании; 6 – трубопровод соединяющий основной и мерный баки; 7 – Основной бак с охлаждающей жидкостью; 8 – ресивер; 9 - мерный бак; 10 – электродвигатель; 11 – блок соединения датчиков температуры; 12 – АЦП; 13 – ременная передача; 14 – линия нагнетания; 15 - датчик температуры; 16 – компрессор; 17 – датчик давления; 18 - трубопровод, соединяющий мерный бак с линией всасывания 2-го цилиндра.

Принципиальная схема установки представлена на рисунке 7.

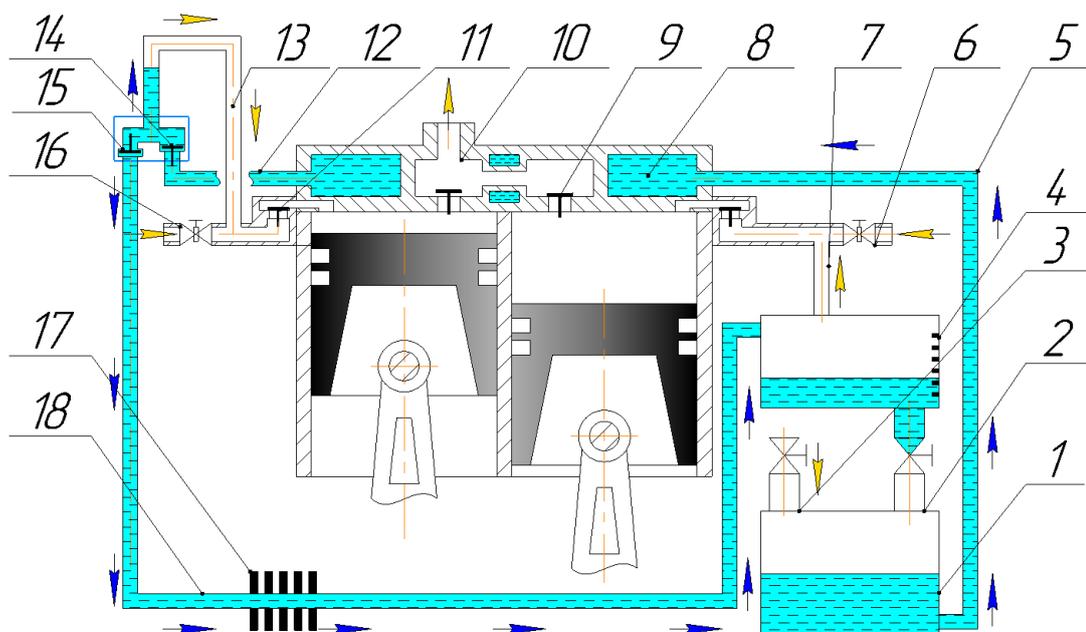


Рисунок 7 – Принципиальная схема установки:

1. Бак с охлаждающей жидкостью. 2. Патрубок с вентилем, соединяющий мерный бак с жидкостной емкостью. 3. Патрубок с вентилем, соединяющий бак с атмосферой. 4. Тарированная по объему шкала уровня жидкости в мерной емкости. 5. Подающий трубопровод охлаждающей жидкости. 6. Линия всасывания газа с дросселем. 7. Трубопровод, соединяющий мерный бак с линией всасывания 6. 8. Рубашка охлаждения. 9. Нагнетательный клапан. 10. Линия нагнетания газа. 11. Всасывающий клапан. 12. Трубопровод, соединяющий рубашку охлаждения с клапанной коробкой. 13. Трубопровод, соединяющий мерный бак с линией всасывания первого (слева на рисунке) цилиндра. 14. Всасывающий клапан. 15. Нагнетательный клапан. 16. Линия всасывания с регулируемым дросселем. 17. Теплообменник. 18. Сливной трубопровод охлаждающей жидкости

При проведении экспериментальных исследований проводилось измерение следующих параметров: расход жидкости и газа (производительность насосной и компрессорной секции); температура стенок цилиндра, клапанной плиты и охлаждающей жидкости в системе охлаждения; давление газа в линии нагнетания; мгновенные значения давления газа в рабочих полостях компрессора и в линиях всасывания; частота вращения коленчатого вала и момент прохождения поршня мертвой точки.

С целью выбора приборов для регистрации указанных величин был проведен анализ существующих приборов для их измерения и присутствующих на рынке. Измерение мгновенного давления проводилось датчиком типа PSE фирмы SMC Corporation – PSE 530-M5. Данный датчик отличается компактностью, высокой точностью и достаточными для проведения эксперимента пределами измерения, погрешность измерения давления составляла около 1%. Расход жидкости проводился одним из самых надежных и точных способов – мерным, расход газа измерялся расходомером мембранного типа с погрешностью измерения от 1,5% до 3%. Измерение температуры цилиндро-поршневой группы жидкости и газа проводилось с помощью датчиков температуры-термисторов B57045-K 472-K, 4.7 кОм; B57861-S 103-F40, 10 кОм и B57869-S 302-F140, 3 кОм. Для измерения частоты вращения

использовался источник постоянного магнитного поля, который обрабатывался с помощью АЦП ZETLAB 230 и программы «Осциллограф».

Для проведения экспериментальных исследований был разработан классический план с дробными репликами. При проведении экспериментальных исследований в качестве основных эксплуатационных функций рассматривались коэффициент подачи компрессора и индикаторный изотермический к.п.д.

Одной из основных целей экспериментальных исследований было определение анализа влияния охлаждающей жидкости на мгновенные термодинамические параметры и эксплуатационные характеристики. На рисунке 8 представлены индикаторные диаграммы рабочей полости машины при разных расходах охлаждающей жидкости.

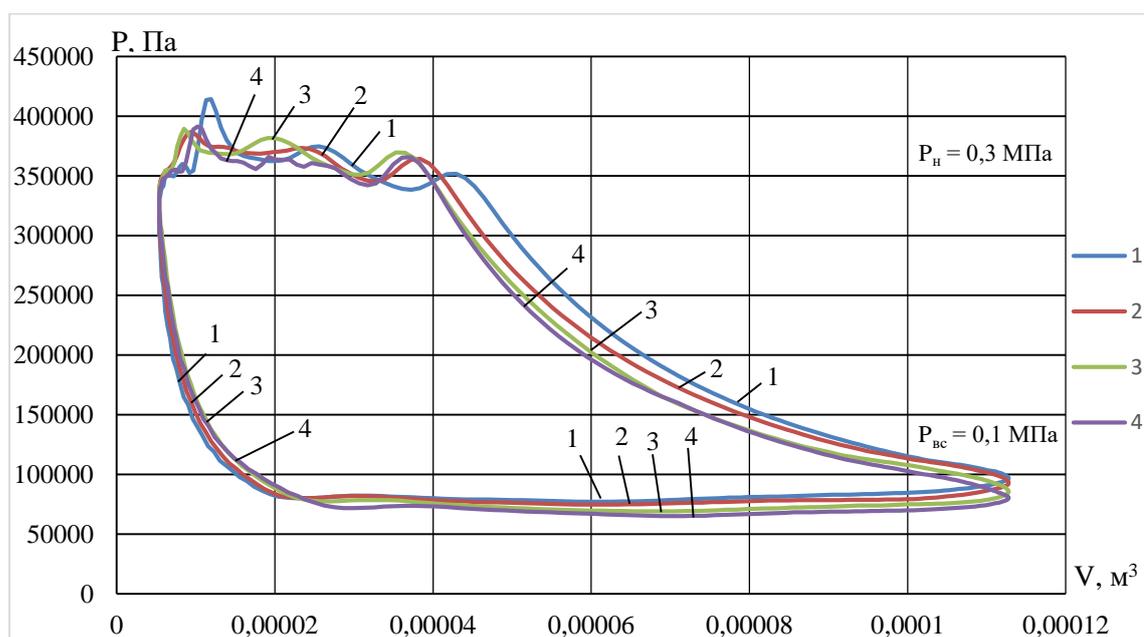


Рисунок 8 – Индикаторные диаграммы рабочей полости двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с движением жидкости за счет разрежения на всасывании, полученные при разных расходах охлаждающей жидкости (1 - расход охлаждающей жидкости 200мл/мин; 2 - расход охлаждающей жидкости 300мл/мин; 3 - расход охлаждающей жидкости 400мл/мин; 4 - расход охлаждающей жидкости 500мл/мин)

Из представленных индикаторных диаграмм видно, что с увеличением расхода охлаждающей жидкости уменьшается величина подводимой работы в процессе сжатия, уменьшаются потери работы в процессе нагнетания, увеличивается отводимая техническая работа в процессе расширения и увеличивается потеря работы в процессе всасывания, связанные с прокачкой жидкости. На рисунке 9 представлена зависимость индикаторного изотермического к.п.д. компрессора от расхода охлаждающей жидкости.

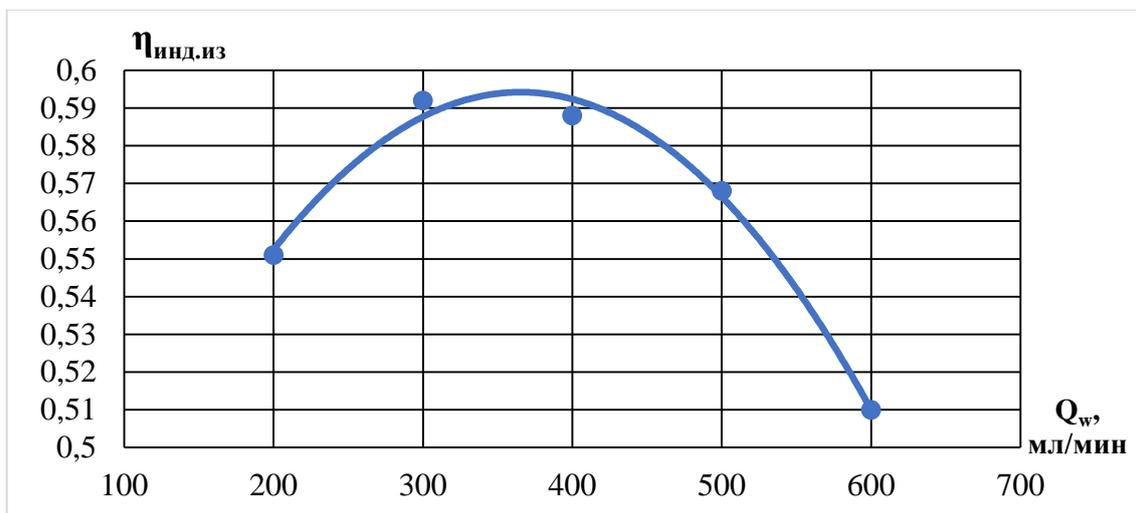


Рисунок 9 – Зависимость индикаторного изотермического к.п.д. компрессора от расхода охлаждающей жидкости.

Увеличение индикаторного изотермического к.п.д. в диапазоне от 6% до 8% наблюдается при расходе охлаждающей жидкости (0,3÷0,4) л/мин.

Проведенная проверка на адекватность разработанной математической модели выявила качественное и количественное совпадение мгновенных и расходных характеристик машины при изменении основных ее эксплуатационных параметров.

Четвертая глава посвящена анализу влияния основных геометрических и эксплуатационных параметров на характеристики машины. В качестве независимых параметров были выбраны: давление нагнетания в компрессорной секции при постоянном давлении всасывания (диапазон изменения давления от 0,4 до 0,8МПа), число оборотов коленчатого вала от 800 до 1500 об/мин, величина относительного мертвого пространства (1-10) %, объемы полостей всасывания 0,00001÷0,000048, объем полости 21 – диаметр изменялся от 0,1м до 0,3м, расход охлаждающей жидкости за счет изменения диаметров трубопроводов 3 и 8 – (400÷1400) мл/мин. В качестве функций отклика использовались следующие величины: коэффициент подачи компрессорной секции (левый цилиндр, правый цилиндр и общий); индикаторный изотермический к.п.д. (левый цилиндр, правый цилиндр и общий); индикаторный изотермический к.п.д. процесса сжатия левого и правого цилиндров; относительные потери работы в процессе всасывания в левом и в правом цилиндре; относительные потери работы в процессе нагнетания в левом и в правом цилиндре; относительные потери давления в левом и в правом цилиндре; показатель политропы процесса сжатия и расширения в левом цилиндрах; расход охлаждающей жидкости из полости 21 в полость 22, среднее значение уровня жидкости в полости 22; среднее значение уровня жидкости в полости 21; среднее значение за цикл давления в полости 22; среднее значение за цикл давления в полости 21; среднее значение за цикл давления в полости всасывания левого цилиндра; среднее значение за цикл давления в полости всасывания правого цилиндра.

С увеличением давления нагнетания уменьшается индикаторный изотермический к.п.д. процесса сжатия, уменьшается показатель политропы процесса сжатия и увеличивается показатель политропы процесса расширения. С учетом влияния повышения давления нагнетания на потери работы в процессах всасывания

и нагнетания на подводимую и отводимую работу в процессах сжатия и расширения мы наблюдаем уменьшение индикаторного изотермического к.п.д. и коэффициента подачи. Кроме того, с увеличением давления нагнетания уменьшается расход охлаждающей жидкости (см. рисунок 10).

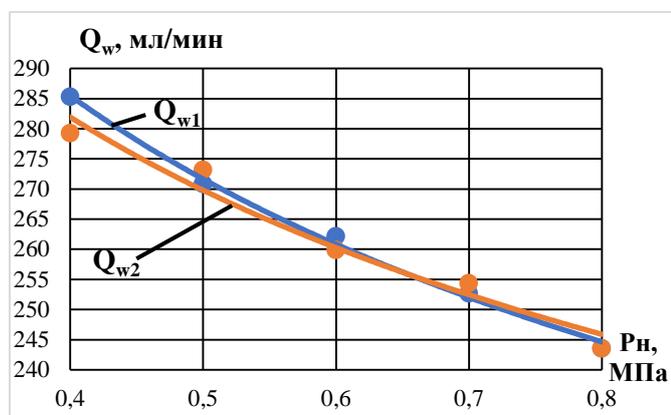


Рисунок 10 – Зависимость объемного расхода охлаждающей жидкости левого (Q_{w1}) и правого (Q_{w2}) цилиндров от давления нагнетания

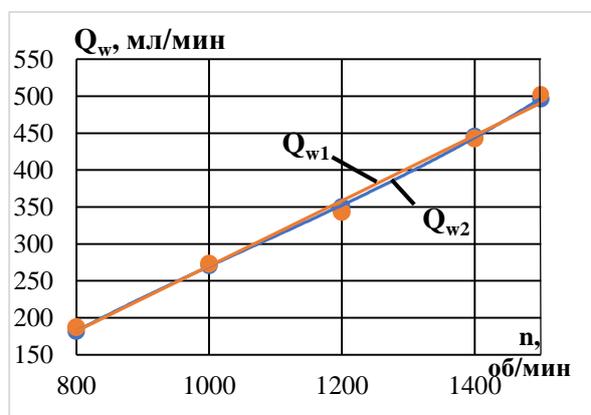


Рисунок 11 – Зависимость объемного расхода охлаждающей жидкости левого (Q_{w1}) и правого (Q_{w2}) цилиндров от числа оборотов коленчатого вала

С увеличением числа оборотов увеличивается расход охлаждающей жидкости (см. рисунок 11), а также наблюдается оптимум в коэффициенте подачи компрессора и в индикаторном изотермическом к.п.д. Этот оптимум наблюдается в диапазоне от 1000 до 1200 об/мин (см. рисунок 12, 13).

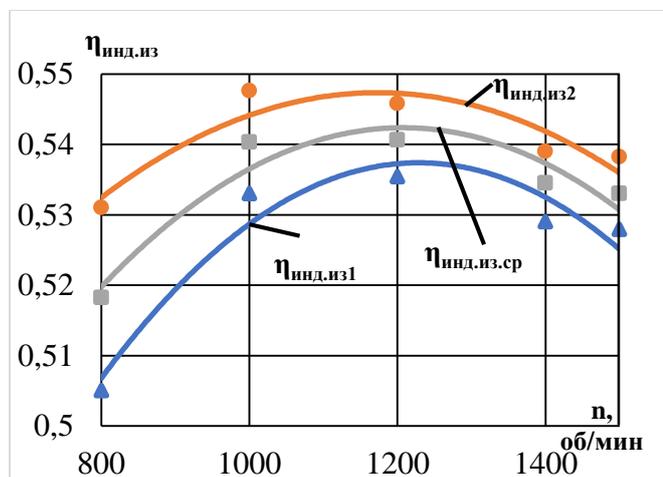


Рисунок 12 – Зависимость индикаторного изотермического к.п.д. левого и правого цилиндров и среднего значения от числа оборотов коленчатого вала

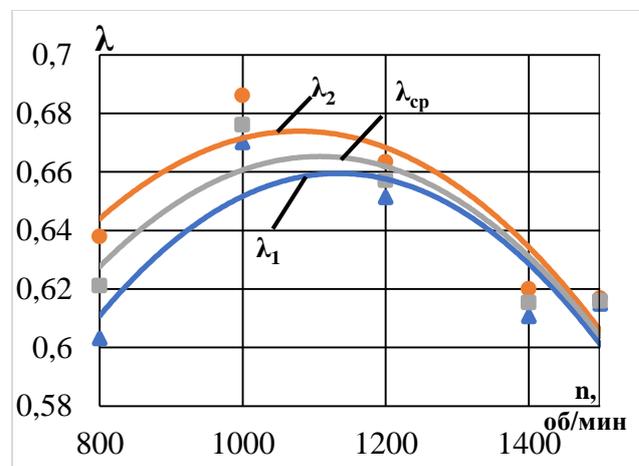


Рисунок 13 – Зависимость коэффициента подачи левого и правого цилиндров и среднего значения от числа оборотов коленчатого вала

Увеличение величины мертвого пространства уменьшает индикаторный изотермический к.п.д., коэффициент подачи и расход охлаждающей жидкости. С уменьшением объемов полостей всасывания левого и правого цилиндров, увеличивается расход охлаждающей жидкости, индикаторный изотермический к.п.д. и коэффициент подачи. При проведении численного эксперимента наблюдался

оптимум по расходу охлаждающей жидкости, также, как при проведении натурального эксперимента и величина этого оптимума находилась в пределах 0,9 л/мин для исследуемой машины.

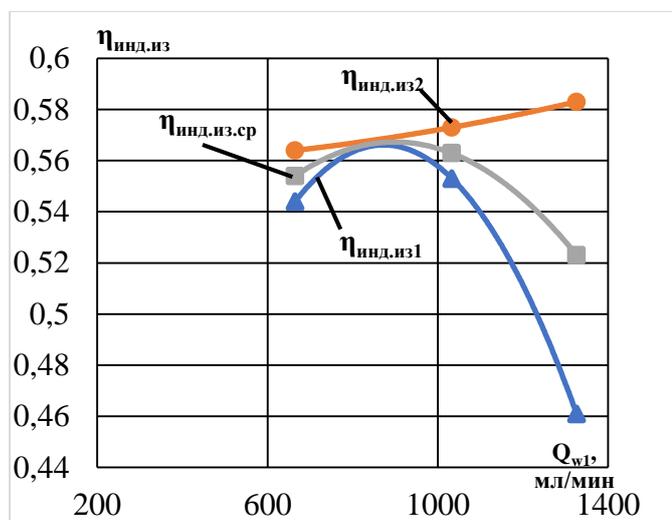


Рисунок 14 – Зависимость индикаторного изотермического к.п.д. левого ($\eta_{\text{инд.из1}}$), правого ($\eta_{\text{инд.из2}}$) цилиндров и их среднего значения ($\eta_{\text{инд.из.ср}}$) от расхода охлаждающей жидкости

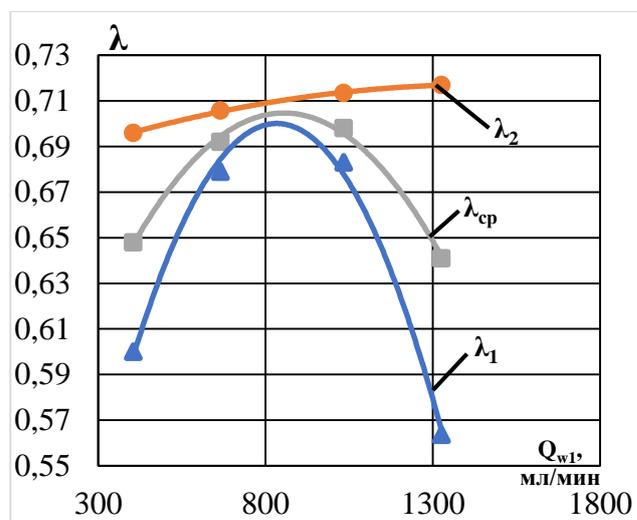


Рисунок 15 – Зависимость коэффициентов подачи левого (λ_1), правого (λ_2), цилиндров и их среднего значения ($\lambda_{\text{ср}}$), от расхода охлаждающей жидкости

Основные выводы по работе.

1. На основе анализа рабочих процессов и конструкций поршневых гибридных энергетических машин была предложена новая принципиальная схема двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с движением жидкости за счет разрежения на всасывании газа, обладающая высоким расходом охлаждающей жидкости и, соответственно, высокими значениями индикаторного изотермического к.п.д. и коэффициента подачи компрессора.

2. На основе анализа влияния охлаждения на подводимую работу в рабочих процессах цикла поршневого компрессора, а также затрат на организацию охлаждения, разработана методика определения оптимального и предельного значения показателя политропы процесса сжатия, исходя из максимального и нулевого значений выигрыша в их работе.

3. На основе основных фундаментальных законов сохранения энергии, массы, движения и состояния, записанных для компримируемого газа и охлаждающей жидкости, разработана математическая модель рабочих процессов двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины, использующей для прокачки жидкости разрежение в цилиндрах в процессе всасывания газа, включающая: расчет термодинамических параметров газа в полостях переменного и постоянного объемов в компрессорной секции; расчет течения газа в соединительных трубопроводах; расчет течения жидкости в соединительных трубопроводах; расчет термодинамических параметров газа и охлаждающей жидкости в полостях постоянного объема, частично заполненных жидкостью в насосной секции.

4. На основе новой принципиальной схемы разработан опытный образец двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины,

использующей для прокачки жидкости разрежение в цилиндрах в процессе всасывания газа и проведены экспериментальные исследования, расширяющие представление о рабочих процессах и подтверждения адекватности разработанной математической модели рабочих процессов исследуемой гибридной энергетической машины.

5. На основе разработанной математической модели проведен параметрический анализ влияния основных конструктивных (величины мертвого пространства, объема полости всасывания и т.д.) и эксплуатационных (давление нагнетания, числа оборотов коленчатого вала, расхода охлаждающей жидкости) параметров на рабочие процессы и интегральные характеристики машины для получения информации, необходимой для рационального проектирования и эксплуатации данного класса машин. В результате проведенного параметрического анализа установлено, что расход охлаждающей жидкости уменьшается с увеличением давления нагнетания и увеличивается с увеличением числа оборотов коленчатого вала; с уменьшением объема полости всасывания и полостей, частично заполненных жидкостью, расход охлаждающей жидкости также увеличивается; в диапазоне от 100 до 1200 об/мин наблюдается максимум индикаторного изотермического к.п.д. и коэффициента подачи компрессора; максимум индикаторного изотермического к.п.д. и коэффициента подачи наблюдается также при расходе охлаждающей жидкости (800-900)мл/мин.

6. Полученные результаты внедрены у индустриального 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 гидropередачи», «Математическое моделирование рабочих процессов компрессоров объемного действия», «Математическое моделирование рабочих процессов насосов объемного действия».

Перспективы дальнейшей разработки темы

Разработанная конструкция двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с движением жидкости за счет разрежения на всасывании газа может быть использована при разработке компрессорных машин, обладающих высокими энергетическими и расходными характеристиками и предназначенными для получения сжатого газа низкого и среднего давлений.

Перечень публикаций по теме диссертационной работы

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

1. Ovsyannikov A. Yu., Influence of Deformation, Mass Transfer, and Heating on Pump Compression / V.E. Shcherba, V.V. Shalai, A.Yu. Kondyurin, A.Yu. Ovsyannikov, E.A. Dorofeev, K.S. Kryukov – DOI: <https://doi.org/10.3103/S1068798X19010210> // Russian Engineering Research. – 2019. – Vol. 39, no. 1. – P. 1–5. – URL: <https://link.springer.com/article/10.3103/S1068798X19010210> (date accessed: 20.05.2019).

Статьи в изданиях перечня ВАК:

1. Овсянников А.Ю., Анализ влияния интенсивности охлаждения двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с движением жидкости под действием разрежения при всасывании на рабочие процессы и индикаторный КПД / В.Е. Щерба, А.Ю. Овсянников, Е.Ю. Носов, Г.С. Аверьянов, С.А. Корнеев, В.Ю. Куденцов. – DOI: 10.18698/0536-1044-2020-11-62-72 // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2020. – №11 (728). – С. 62-72.

2. Овсянников А.Ю., Анализ применения различных охлаждающих жидкостей в двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машине с движением жидкости под действием разрежения на всасывании по результатам экспериментальных исследований / В.Е. Щерба, Г.С. Аверьянов, С.А. Корнеев, С.В. Корнеев, А.Ю. Овсянников, Д.А. Риттер. – DOI: 10.18698/0536-1044-2020-12-40-49 // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2020. – №12 (729). – С. 40-49.

3. Овсянников А.Ю., Повышение эффективности работы поршневой энергетической машины объемного действия с газовым объемом на всасывании путем использования колебания давления в нижней полости насосной секции / В.Е. Щерба, В.Р. Ведрученко, В.С. Щербаков, В.И. Суриков, А.Ю. Овсянников // Омский научный вестник. – 2017. – №6(156). – С. 8-12.

Патенты на изобретение:

- Поршневой двухцилиндровый компрессор с автономным жидкостным охлаждением / Заявка на патент № **2020138070** Российская Федерация. Способ работы гидропневматического агрегата и устройство для его осуществления : заявл. 20.11.2020 / В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, А. Ю. Овсянников, А. С. Тегжанов, Е. Ю. Носов ; заявитель ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет». – 9 с. : ил.

- Поршневой двухцилиндровый компрессор с автономным жидкостным рубашечным охлаждением / Заявка на патент № **2020141842** Российская Федерация. Способ работы гидропневматического агрегата и устройство для его осуществления : заявл. 18.12.2020 / В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, А. Ю. Овсянников, А. С. Тегжанов, Е. Ю. Носов ; заявитель ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет». – 26 с. : ил.

Печатается в авторской редакции

Подписано в печать 18.06.21 г. Формат 60x84/16.

Отпечатано на дупликаторе. Усл.печ.л. 1,4.

Тираж 100 экз. Заказ 123.

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

Омский государственный технический университет,
отдел научной информации