

На правах рукописи



**Екимов Геннадий Игоревич**

**РАЗРАБОТКА, ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ  
ИССЛЕДОВАНИЯ НОВОЙ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЙ ОДНОЦИЛИНДРОВОЙ  
ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ ПОРШНЕВОЙ ГИБРИДНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ  
МАШИНЫ С ОРГАНИЗАЦИЕЙ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ В РУБАШЕЧНОМ  
ПРОСТРАНСТВЕ С ПОМОЩЬЮ ГАЗОВОГО КАНАЛА**

специальность 2.5.10 «Гидравлические машины, вакуумная, компрессорная  
техника, гидро- и пневмосистемы»

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

**Омск 2026**

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

**Научный руководитель:** **Щерба Виктор Евгеньевич,**  
Заслуженный работник высшей школы РФ,  
Почетный работник науки и высоких технологий  
РФ, доктор технических наук, профессор,  
заведующий кафедрой «Гидромеханика и  
транспортные машины».

**Официальные оппоненты:** **Месропян Арсен Владимирович,**  
доктор технических наук, профессор, профессор  
отделения математики, физики и машиноведения  
Академии наук Республики Башкортостан,  
директор Института экосистем бизнеса и  
креативных индустрий, ФГБОУ ВО «Уфимский  
государственный нефтяной технический  
университет» (УГНТУ), г. Уфа.  
**Редников Сергей Николаевич,**  
доктор технических наук, доцент, профессор  
кафедры 909 ФГБОУ ВО «Московский  
авиационный институт (национальный  
исследовательский университет)», г. Москва.

**Ведущая организация:** Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Донской государственный технический  
университет», г. Ростов-на-Дону.

Защита состоится 27 мая 2026г. в 13:00 часов на заседании объединенного  
диссертационного совета ВАК РФ 99.2.109.02 на базе ФГАОУ ВО «Омский  
государственный технический университет» (ОмГТУ), ФГБОУ ВО «Сибирский  
государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)» по адресу: 644050, г.  
Омск, пр. Мира, 11, ауд. П-202

Тел. (3812) 65-03-23, e-mail: [iateterina@mail.ru](mailto:iateterina@mail.ru).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «СибАДИ»  
и на сайте университета по адресу: <https://sibadi.org/about/units/institut-magistratury-i-aspirantury/studies/dissertations/68488/>; в библиотеке ФГАОУ ВО «ОмГТУ» и на сайте  
университета по адресу: [https://omgtu.ru/scientific\\_activities/dissertatsionnye\\_sovety/obyavle  
niya\\_o\\_zashchite\\_dissertatsiy\\_i\\_dokumenty\\_k\\_nim/ekimov-g-i-2-5-10-/](https://omgtu.ru/scientific_activities/dissertatsionnye_sovety/obyavleniya_o_zashchite_dissertatsiy_i_dokumenty_k_nim/ekimov-g-i-2-5-10-/)

Отзывы на автореферат в двух экземплярах с подписью, заверенной печатью  
учреждения, просим направлять в диссертационный совет по адресу:  
644080, г. Омск, проспект Мира, 5, ауд. 1.108. Тел. (3812) 65-03-23, e-mail:  
[iateterina@mail.ru](mailto:iateterina@mail.ru).

Автореферат разослан «3» апреля 2026г.

Ученый секретарь диссертационного  
совета, канд. техн. наук



Тетерина  
Ирина Алексеевна

## **ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ**

### **Актуальность темы**

Несмотря на то, что поршневые компрессоры появились в далекой древности, они продолжают широко использоваться во многих отраслях промышленности и в быту, что заставляет постоянно их совершенствовать.

В настоящее время совершенствование поршневых компрессоров идет по следующим основным направлениям: совершенствование рабочих процессов в полостях машины, совершенствование проточной части с целью уменьшения сил трения и колебательных явлений в соединительных коммуникациях, увеличение коэффициента подачи, сокращение мертвого пространства и потерь газа в процессах сжатия и нагнетания, создание высокооборотистых поршневых компрессоров с целью сокращения габаритов и массы компрессора; повышение давления нагнетания в ступени компрессора с целью перехода от многоступенчатого сжатия к одноступенчатому; увеличение ресурса работы. Приближение к изотермическому сжатию возможно за счет интенсификации охлаждения деталей цилиндра-поршневой группы, что достигается использованием водяного охлаждения в поршневом компрессоре. При объединении поршневого компрессора и поршневого насоса сокращается число поршней (вместо двух поршней используется один поршень), вместо двух механизмов привода – один механизм привода и вместо двух цилиндров используется один цилиндр. В этом случае расширяются функциональные возможности поршневой гибридной энергетической машины объемного действия (ПГЭМОД): она может сжимать и перемещать газ и капельную жидкость как одновременно, так и независимо друг от друга. За счет несомненных преимуществ класса машин ПГЭМОД, в которых используется один поршень и один цилиндр, а также один механизм привода и отсутствует насос для прокачки жидкости в рубашке охлаждения, последний получает все больший интерес как разработчиков, так и исследователей поршневых компрессоров. Исследованию рабочих процессов данного класса ПГЭМОД, их анализу и созданию новой высокоэффективной одноступенчатой одноцилиндровой гибридной энергетической машины, в которой сокращаются затраты на сжатие газа для организации движения охлаждающей жидкости и посвящена настоящая работа.

### **Степень разработанности темы**

Теоретическое исследование поршневых компрессоров и разработка первых математических моделей относятся к 30-40 годам прошлого века. Первая математическая модель для процессов всасывания и нагнетания была разработана академиком А. Н. Доллежалем. В 70-х годах прошлого века в связи с появлением и бурным внедрением вычислительных машин появляются более совершенные математические модели всего цикла поршневого компрессора, а также моделирование рабочих процессов в полостях и трубопроводах поршневых компрессоров. Обобщая опыт моделирования рабочих процессов поршневых компрессоров, можно выделить три основных подхода.

В первом подходе процессы сжатия и расширения описываются политропной зависимостью, а потери давления в процессе сжатия принимаются постоянными. Во втором подходе принимается, что температура и давление в исследуемых контрольных объемах постоянны по всему объему и ведется моделирование тепловых и массообменных процессов, а также рассматривается динамика движения запорного органа самодействующего клапана. В третьем подходе рассматривается нестационарное одно-, двух- и трехмерное течение в контрольных полостях и трубопроводах компрессора. В настоящее время наибольшее распространение получил второй подход, однако до сих пор продолжает использоваться и первый подход, и появляется все больше работ, которые используют третий подход. С целью увеличения отвода теплоты, уменьшения габаритов и массы, ликвидации утечек и перетечек производят объединение поршневого компрессора и насоса в один агрегат. Данная объединенная машина получила название поршневая гибридная энергетическая машина объемного действия (ПГЭМОД). В существующем

многообразии ПГЭМОД можно выделить целый класс машин, в которых для прокачки жидкости по рубашке охлаждения используются поверхностные и объемные силы, т.е. фактически это поршневые компрессоры, у которых для прокачки жидкости по рубашке охлаждения используются не дополнительно установленный насос, а непосредственно поршень и цилиндр компрессора.

Повышению экономичности такой одноцилиндровой одноступенчатой машины за счет сокращения дополнительной технической работы, затрачиваемой на прокачку жидкости по рубашке охлаждения, и посвящена данная работа.

### **Цель исследования**

Повышение эффективности работы одноцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины за счет уменьшения энергетических затрат на сжатие газа, используемого для организации движения охлаждающей жидкости.

### **Задачи исследования**

1. На основании проведенного анализ потерь энергии и недостатков в организации движения жидкости в рубашке охлаждения разработать новый способ автономного жидкостного охлаждения поршневого компрессора и устройство для его реализации.

2. Провести комплексные теоретические исследования, включающие термодинамический анализ использования сжатого газа для организации движения жидкости; принятие и обоснование системы упрощающих допущений, разработку математической модели рабочих процессов исследуемого объекта и ее реализацию.

3. Спроектировать и изготовить экспериментальные образцы исследуемого объекта, стенда для его исследования, провести планирование эксперимента и его обработку, подтвердить адекватность разработанной математической модели, провести экспериментальное сравнение эффективности работы двух образцов ПГЭМОД с конечно длиной газового канала и с нулевой длиной газового канала.

4. Выбрать систему независимых параметров, определить функции отклика, разработать план проведения численного эксперимента.

5. После проведения параметрического анализа влияния независимых переменных на функции отклика выдать рекомендации по определению основных геометрических параметров таких как диаметр газового канала, его месторасположения, объема полости всасывания, а также основных эксплуатационных параметров: давления нагнетания и числа оборотов коленчатого вала.

### **Научная новизна**

1. Проведен анализ термодинамической эффективности использования сжатого газа для организации движения охлаждающей жидкости в рубашке машины. После проведенного анализа выявлены рациональные геометрические размеры газового канала, соединяющего рабочую полость компрессора с полостью всасывания, определено оптимальное значение расположения этого канала в цилиндре компрессора по ходу поршня при разных значениях показателя политропы сжимаемого газа. *(п.4 паспорта специальности)*

2. После принятия и обоснования системы упрощающих допущений, используя современные математические подходы к моделированию рабочих процессов в поршневых компрессорах и насосах, разработана математическая модель, позволяющая рассчитывать изменения термодинамических параметров в полостях и каналах исследуемого устройства. *(п.1 паспорта специальности)*

3. На основании проведенного параметрического анализа влияния основных геометрических параметров (место расположение канала, его диаметра и длины, соединительного газового канала, объема полости всасывания), а также основных эксплуатационных параметров (давления нагнетания компримируемого газа) и числа оборотов коленчатого вала выданы рекомендации по рациональным значениям, независимым параметрам, обеспечивающие максимальные значения расхода и энергетических характеристик устройства. *(п.4 паспорта специальности)*

### **Теоретическая значимость**

1. В процессе обобщения знаний о существующих способах повышения эффективности работы поршневых компрессоров и конструкций для их осуществления, предложен концептуально новый способ организации циркуляции охлаждающей жидкости в рубашечном пространстве поршневого компрессора, который с теоретической точки зрения может быть применён к различным газовым или газожидкостным агрегатам.

2. Проведены комплексные теоретические исследования, включающие термодинамический анализ эффективности применения сжатого газа для организации движения охлаждающей жидкости в рубашечном пространстве компрессора и математическую модель рабочих процессов, основанную на основных уравнениях сохранения массы, энергии и механического движения, позволяющую определять термодинамические параметры в рабочих полостях и интегральные характеристики компрессора в зависимости от эксплуатационных и конструктивных параметров.

### **Практическая значимость**

1. На основе проведенного анализа потерь энергии и недостатков в организации движения жидкости в рубашке охлаждения разработан новый способ автономного жидкостного охлаждения поршневого компрессора и новая высокоэффективная конструкция одноцилиндровой одноступенчатой машины, с движением жидкости в рубашке охлаждения за счет поверхностных сил. Конструкция защищена патентом на изобретение РФ. *(п.4 паспорта специальности)*

2. На основании предложенного нового способа автономного охлаждения были разработаны два опытных образца одноцилиндровой одноступенчатой гибридной энергетической машины с разной длиной газового канала, а также стенд для их экспериментальных исследований. *(п.3 паспорта специальности)*

3. Проведенные комплексные экспериментальные исследования позволили:

- подтвердить работоспособность созданных экспериментальных образцов;
- подтвердить адекватность разработанной математической модели и справедливость теоретических предпосылок;
- определить области давления нагнетания и числа оборотов коленчатого вала, обеспечивающие максимальные значения коэффициента подачи, индикаторного КПД и расхода охлаждающей жидкости для разных типов охлаждающих жидкостей. *(п.3 паспорта специальности)*

4. Экспериментально доказано, что использование газового канала конечной длины позволяет повысить расход охлаждающей жидкости в рубашке охлаждения, экономичность и эффективность работы поршневого компрессора. *(п.3,4 паспорта специальности)*

5. Полученные экспериментальные и теоретические результаты по разработке и исследованию гибридной машины с газовым каналом внедрены у индустриального партнера ОмГТУ ООО «Арматурное машиностроение», при выполнении гранта Президента № МК-4256.2022.4 «Разработка одноцилиндровой поршневой гибридной энергетической машины с принудительным движением охлаждающей жидкости».

### **Методы исследования**

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

### **Объекты исследования**

Новый способ автономного жидкостного охлаждения и одноцилиндровая одноступенчатая поршневая гибридная энергетическая машина с организацией движения жидкости в рубашечном пространстве с помощью газового канала.

**Предметом исследования** являются: рабочие процессы, протекающие в полостях и каналах, энергетические и расходные характеристики одноцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с организацией движения жидкости в рубашечном пространстве с помощью газового канала.

### **Основные положения, выносимые на защиту:**

1. Новый способ автономного жидкостного охлаждения поршневого компрессора и новая конструкция одноцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с организацией движения жидкости в рубашечном пространстве с помощью газового канала, соединяющего рабочую полость с полостью всасывания (защищена патентом на изобретение РФ № **2825501**).

2. Комплексные теоретические исследования, включающие:

2.1. Термодинамический анализ эффективности использования сжатого газа для организации движения охлаждающей жидкости в рубашке машины с целью определения рационального расположения газового канала, его диаметра и длины.

2.2. Математическую модель рабочих процессов, протекающих в полостях постоянного и переменного объема как полностью заполненных газом, так и частично; двухуровневую модель течения газа и жидкости в каналах исследуемой машины. (*n.1 паспорта специальности*)

3. Комплекс экспериментальных исследований, включающий:

- экспериментальные образцы разработанной новой высокоэффективной гибридной машины с различной длиной газового канала;

- стенд для их исследования с измерительной аппаратурой;

- результаты экспериментальных исследований по влиянию основных эксплуатационных параметров (давления нагнетания и числа оборотов коленчатого вала), а также различных типов охлаждающих жидкостей на энергетические, расходные и температурные характеристики исследуемых машин;

- результаты экспериментального сравнения эффективности работы двух опытных образцов ПГЭМОД с нулевой и конечной длиной газового канала. (*n.3 паспорта специальности*)

4. Результаты численного параметрического анализа по влиянию основных независимых эксплуатационных и геометрических параметров на расход охлаждающей жидкости, индикаторный изотермический КПД и коэффициент подачи поршневого компрессора. (*n.1,4 паспорта специальности*)

### **Достоверность результатов**

Надёжность полученных результатов подтверждается применением фундаментальных законов сохранения энергии, массы и механического движения, а также функционированием созданных машин и подтверждением соответствия разработанной математической модели рабочих процессов.

**Апробация работы.** Основные положения диссертационной работы докладывались на конференциях: «Гидравлические и теплотехнические системы и агрегаты» XXVII Международная научно-техническая конференция (Москва, 06 декабря 2023 г.); XIX Международная научно-техническая конференция «Динамика систем, механизмов и машин» (Омск, 11 ноября 2025 г.); а также на расширенных семинарах кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ.

**Публикации.** По теме диссертации опубликованы 6 статей в изданиях, рекомендованных ВАК РФ, из них 4 цитируемых в базе данных «Scopus».

**Структура диссертации.** Диссертационная работа состоит из оглавления, введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 128 наименований, 3 приложения. Общий объем диссертации - 255 страницы, 97 рисунков, 11 таблиц.

### **КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** приведены: актуальность исследования новой высокоэффективной одноцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с организацией движения жидкости в рубашечном пространстве с помощью газового канала, 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** рассмотрен анализ основных путей совершенствования поршневых компрессоров, который включает в себя совершенствование их рабочих процессов и технические решения, в которых реализуется новая концептуальная идея создания нового класса машин: поршневых гибридных энергетических машин объемного действия, обладающих высокими массогабаритными показателями, энергетическими и расходными характеристиками. Проведен также анализ существующих методов подхода к расчету рабочих процессов поршневых компрессоров и поршневых насосов. В результате проведенного анализа установлено:

1. Охлаждение компримируемого газа продолжает оставаться одним из основных путей кардинального повышения индикаторного изотермического КПД и коэффициента подачи (приближение процесса сжатия к изотермическому при степени отношения давлений 5 и выше позволяет получить экономию в технической работе, подводимой в процессе сжатия до 30 %).

2. В современных подходах к моделированию рабочих процессов в поршневых компрессорах и насосах используется все виды математических моделей, а именно: математические модели, основанные на политропном приближении (для поршневых компрессоров); математические модели с сосредоточенными параметрами (нульмерные модели для поршневых компрессоров и поршневых насосов); математические модели с распределенными параметрами (1,2,3-D в нестационарной постановке как для поршневых компрессоров, так и для поршневых насосов). При разработке сложных математических моделей, которые будут в дальнейшем использоваться для оптимизации независимых переменных, применяется принцип иерархии, который включает в себя разработку вышперечисленных математических моделей на разных уровнях. Результаты проведенного анализа использовались при проведении комплекса теоретических исследований.

3. Проведенный анализ разработанных конструкций ПГЭМОД позволил установить, что класс поршневых гибридных энергетических машин объемного действия, в которых используется один поршень и цилиндр для организации движения жидкости в рубашечном пространстве без попадания ее в рабочую полость компрессора, является перспективным классом вследствие следующих причин: отсутствие попадания охлаждающей жидкости в рабочую камеру компрессора, улучшение массогабаритных показателей и ресурса за счет ликвидации дополнительного насоса для прокачки жидкости в рубашке охлаждения, сохранение высоких чисел оборота коленчатого вала, характерных для поршневых компрессоров. Данный класс машин необходимо исследовать и совершенствовать.

4. После анализа рабочих процессов поршневой гибридной энергетической машины с двумя всасывающими клапанами выявления ее недостатков, разработан новый способ жидкостного охлаждения и новая принципиальная схема высокоэффективной одноцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с организацией движения жидкости в рубашечном пространстве с помощью газового канала. Данная конструкция компрессора защищена патентом на изобретение и изображена на рисунках 1 и 2.

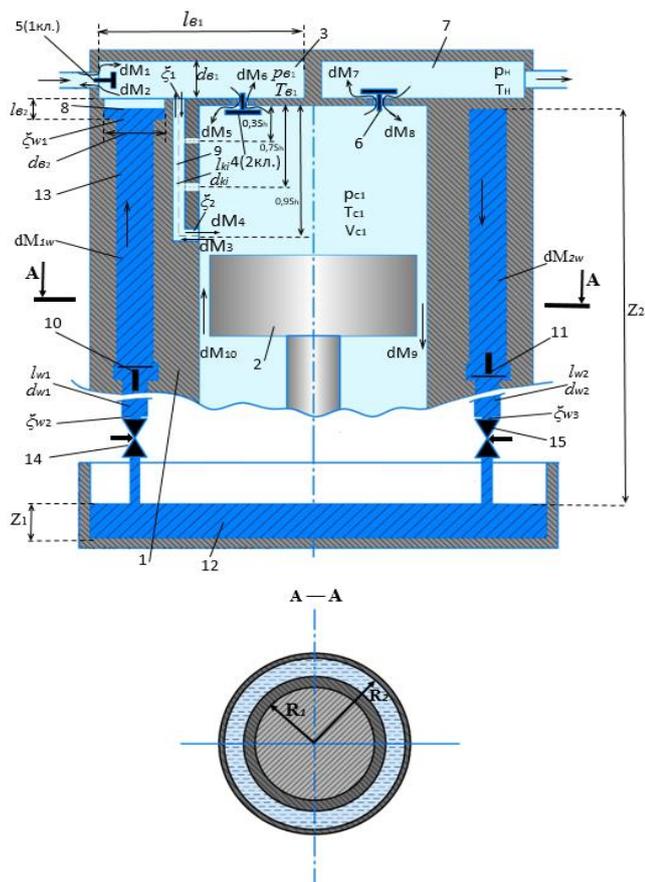


Рисунок 1 –  
 Принципиальная схема  
 одноцилиндровой  
 поршневой гибридной  
 энергетической машины с  
 газовым каналом для  
 подачи газа из рабочей  
 полости в полость  
 всасывания (1 – цилиндр; 2 –  
 поршень; 3 – полость  
 всасывания; 4 – второй  
 всасывающий клапан; 5 –  
 первый всасывающий  
 клапан; 6 – нагнетательный  
 клапан; 7 – полость  
 нагнетания; 8 – полость,  
 частично заполненная  
 жидкостью; 9 – газовый  
 канал; 10, 11 – обратные  
 жидкостные клапаны; 12 –  
 источник жидкости; 13 –  
 рубашка охлаждения).

В цилиндре 1 установлен поршень 2, который совершает возвратно-поступательные движения относительно цилиндра. Предположим, что поршень 2 находится в нижней мертвой точке. При ходе поршня 2 вверх объем рабочей камеры уменьшается и давление в ней увеличивается. Увеличение давления в рабочей камере приводит к тому, что всасывающие клапана 4 и 5, соединяющие полость всасывания 3 с рабочей полостью и атмосферой, закрываются, давление в полости 3 увеличивается и жидкость от источника 12 прекращает поступать по рубашечному пространству 13 в полость 8, которая частично заполнена охлаждающей жидкостью. В это же самое время сжатый газ по каналу 9, выполненному в цилиндре машины, поступает в полость 3, повышая там давление. При дальнейшем движении поршня 2 из нижней мертвой точки в верхнюю мертвую точку наблюдается сжатие газа до давления нагнетания и нагнетание его через нагнетательный клапан 6 в нагнетательную полость 7, а затем к потребителю. При движении поршня 2 вверх он перекрывает газовый канал 9, и газ перестает поступать в полость 3. После того, как давление в полости 3 превысит атмосферное давление, а также потерю давления на перемещение жидкости из полости 8 в источник 12, включая потерю давления по длине в рубашечном пространстве 13 и потерю давления на местные сопротивления, жидкость начинает перемещаться из полости 8 через рубашечное пространство 13 и обратный клапан 11 к источнику жидкости 12. Таким образом, на заключительной части хода сжатия на всем ходе процесса нагнетания и на ходе обратного расширения подача газа в полость 3 и, соответственно, в полость 8 отсутствует. В момент нахождения поршня в верхней мертвой точке юбка поршня полностью перекрывает вход в газовый канал 9. При дальнейшем движении поршня в рабочей полости давление достигает давления нагнетания, и газ через открывающийся клапан 6 начинает поступать в полость нагнетания 7, а затем к потребителю. При ходе поршня 2 из верхней мертвой точки в нижнюю мертвую точку давление в рабочей полости начинает уменьшаться, нагнетательный клапан 6 закрывается, и при уменьшении давления в рабочей полости меньше давления в полости всасывания 3 открывается всасывающий клапан 4, газ из полости всасывания 3 через клапан 4 начинает

поступать в рабочую полость, давление в полости всасывания 3 становится меньше атмосферного, что приводит к открытию всасывающего клапана 5, и газ начинает из атмосферы поступать в полость всасывания 3, а затем через клапан 4 в рабочую полость. На протяжении всего процесса всасывания давления в полости всасывания 3 и, соответственно, в полости 8 находится ниже, чем атмосферное давление, под действием перепада давления между атмосферным давлением и давлением в полости 3 обратный клапан 11 закрывается, а обратный клапан 10 открывается, и жидкость от источника 12 поступает в рубашечное пространство 13, а оттуда в полость 8, увеличивая там объем жидкости. При подходе поршня к нижней мертвой точке давление в полости 3 и в рабочей полости приближается к атмосферному вследствие уменьшения скорости поршня. В момент нахождения поршня в нижней мертвой точке давление в рабочей камере и в полости 3 чуть ниже атмосферного, движение жидкости от источника в рубашечное пространство замедляется и клапан 10 начинает закрываться. В дальнейшем описываемые процессы повторяются.

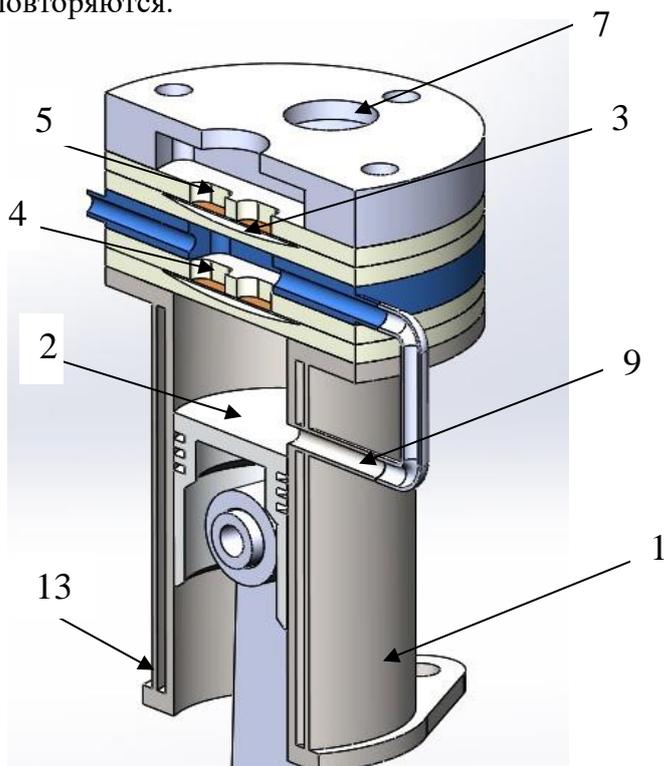


Рисунок 2 – 3D модель (в разрезе) модернизированной поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с двумя всасывающими клапанами и конечной длиной соединительного канала 1-цилиндр; 2- поршень; 3-полость всасывания; 4-второй всасывающий клапан; 5-первый всасывающий клапан; 7-полость нагнетания; 9-газовый канал; 13-рубашка охлаждения.

### Во второй главе

Проведен предварительный термодинамический анализ по минимизации затрат энергии на сжатие газа для двух рассматриваемых выше конструкций, а также определить рациональные значения диаметра газового канала 9 и его месторасположения ( $S_1$ ) по ходу поршня.

Величину энергии, затрачиваемую на сжатие газа, подаваемого из рабочей полости 10 в полость 3, можно определить как

$$E_{\Gamma} = \int_0^{M_k} i_{0i} dM_i \quad (1)$$

где  $i_{0i}$  – удельная отделяемая энтальпия сжимаемого газа в  $i$ -тый момент времени в рабочей полости 10;  $dM_i$  – элементарная масса газа, поступающая  $i$ -тый момент времени из рабочей полости 10 в полость 3;  $M_k$  – масса газа, поступающая из рабочей полости 10 в полость 3 для повышения в ней давления от  $p_{вс}$  до  $p_{зн}$  (на  $\Delta p_{зн} = p_{зн} - p_{вс}$ ).

Величина давления  $p_{зн}$  обеспечивает интенсивное движение охлаждающей жидкости. Для обеспечения равенства расходов охлаждающей жидкости при подъеме охлаждающей жидкости и при ее опускании. Используя уравнение Бернулли для изотермического течения газа в интегральном виде для двух сечений, уравнение расхода газа через отверстие в форме Сен-Венана-Ванцеля, а также уравнение политропы при

переменной массы газа, разработана методика оценки энергетической эффективности использования сжатого газа для организации одинаковой величины поверхностных сил при разном расположении, длине и диаметре газового канала.

На рисунке 3 представлены затраты энергии, обусловленные подачей сжатого газа из рабочей полости в полость всасывания функции от диаметра отверстия газового канала в поршневом компрессоре, имеющим следующие параметры: ход поршня – 0,038 м; диаметр поршня – 0,047 м; относительное мертвое пространство – 0,05; объем полости 3 –  $1,047 \cdot 10^{-6}$  м; температура всасывания – 293 К; давление нагнетания – 0,5 МПа; давление всасывания – 0,1 МПа; максимальное повышение давления в полости всасывания, по сравнению с номинальным – 0,05 МПа; показатель политропы в процессе сжатия в рабочей полости 10 – 1,3; показатель политропы в процессе сжатия в полости всасывания 3 – 1,3; коэффициент расхода – 0,7.

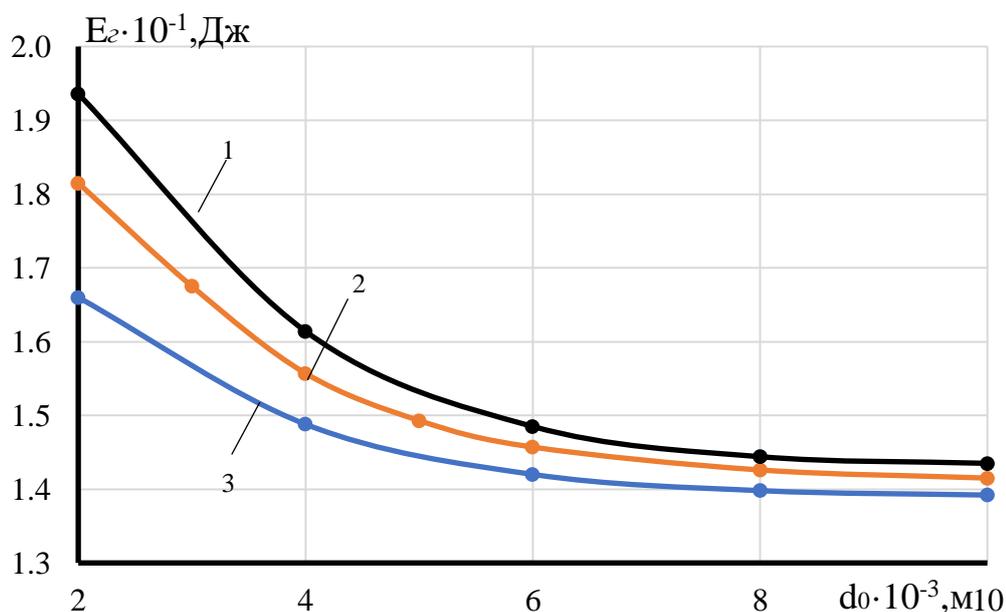


Рисунок 3 – Зависимость изменения затрат энергии на сжатие газа от диаметра соединительного канала при разных значениях показателя политропы процесса сжатия в рабочей полости (1 -  $n_c=1.38$ ; 2 -  $n_c=1.3$ ; 3-  $n_c=1.2$ )

С увеличением диаметра  $d_0$  происходит уменьшение затрат энергии  $E_r$  на сжатие газа в рабочей полости 10. Зависимость величины  $E_r$  от величины  $d_0$  носит гиперболический характер. Наибольшее изменение  $E_r$  наблюдается в диапазоне изменения  $d_0$  от  $2 \cdot 10^{-4}$  м до  $6 \cdot 10^{-4}$  м. В этом случае величина  $E_r$  уменьшается от  $1,815 \cdot 10^{-1}$  Дж до  $1,457 \cdot 10^{-1}$  Дж. В целом, при изменении величины  $d_0$  до  $10,0 \cdot 10^{-4}$  м происходит уменьшение величины  $E_r$  до  $1,415 \cdot 10^{-1}$  Дж. Необходимо отметить, что при значении  $d_0 \leq 2 \cdot 10^{-4}$  м подача газа из рабочей полости 10 в полость 3 происходит на протяжении всего процесса сжатия и практически всего процесса нагнетания. Представленные на рисунке 4 результаты подтверждают сделанный вывод. Так, при величине  $d_0 = 2 \cdot 10^{-4}$  м величина  $S_1$  ( $n_c=1,3$ ) составляет  $2,253 \cdot 10^{-3}$  м, что составляет 6 %, а величина относительного мертвого пространства – 5 %, т.е. отверстие канала необходимо размещать практически в конце хода поршня.

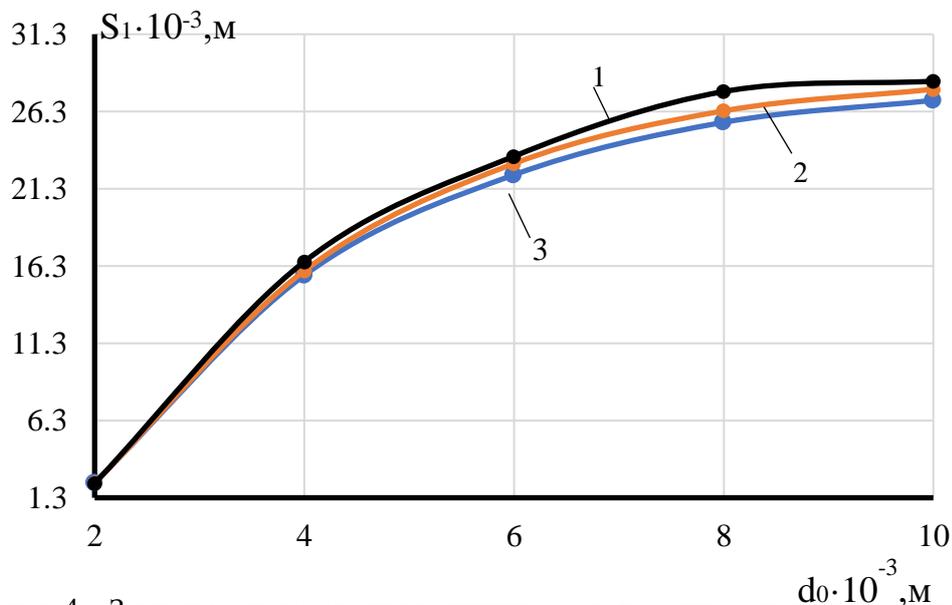


Рисунок 4 – Зависимость изменения величины расположения канала по ходу поршня ( $S_1$ ), соединяющего рабочую полость и полость всасывания от его диаметра при разных значениях показателя политропы процесса сжатия в рабочей полости (1 –  $n_c=1.38$ ; 2 –  $n_c=1.3$ ; 3 –  $n_c=1.2$ )

С увеличением величины  $d_0$  происходит увеличение величины  $S_1$ , т.е. начало отверстия необходимо смещать к нижней мертвой точке (НМТ). Зависимость  $S_1$  от  $d_0$  носит параболический характер, при этом максимальное изменение величины  $S_1$  наблюдается в диапазоне изменения  $2 \cdot 10^{-4} \text{ м} \leq d_0 \leq 6 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ . При  $d_0 = 6 \cdot 10^{-4} \text{ м}$  величина  $S_1 / (S_M + S_H)$  составляет 57,4 %, т.е. на первой половине хода поршня от НМТ до ВМТ. С увеличением  $d_0$  до  $10 \cdot 10^{-4} \text{ м}$  величина  $S_1$  увеличивается до  $27,74 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , что составляет от величины  $(S_H + S_M)$  уже 69,52 %.

Необходимо отметить, что с увеличением  $n_c$  (ухудшением охлаждения сжимаемого газа) величина  $E_r$  увеличивается, а с уменьшением  $n_c$  – уменьшается. Зависимость величины  $E_r$  от  $n_c$  является малозначимой и при изменении  $n_c$  от 1,3 до 1,20; величина  $E_r$  при  $d_0 = 6 \cdot 10^{-4} \text{ м}$  уменьшается с  $1,457 \cdot 10^{-1} \text{ Дж}$  до  $1,42 \cdot 10^{-1} \text{ Дж}$ . Величина  $S_1$  с увеличением  $n_c$  увеличивается, т.к. давление в рабочей камере 10 с увеличением  $n_c$  будет выше. Изменение величины  $S_1$  с увеличением показателя политропы  $n_p$  также незначительно. С увеличением величины  $V_p$  величина  $E_r$ , при фиксированном значении  $\Delta p_3$ , будет увеличиваться, а величина  $S_1$  уменьшаться.

В результате проведенного термодинамического анализа установлено:

1. С увеличением диаметра соединительного канала 9 ( $d_0$ ) происходит уменьшение технической работы, затрачиваемой на сжатие газа, который затем подается в полость всасывания для организации поверхностных сил с целью движения жидкости к источнику. Это приводит к уменьшению технической работы, затрачиваемой на сжатие газа. Более рационально подавать сжатый газ низкого давления в большом количестве в начале процесса сжатия.

2. Проведенный численный эксперимент позволил установить, что рассматриваемой конструкции диаметр подводящего канала газа должен находиться в диапазоне от  $6 \cdot 10^{-4} \text{ м}$  до  $10 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ , при этом канал должен начинаться на расстоянии (60-70) % полного хода поршня от ВМТ.

3. С увеличением объема всасывания и увеличения перепада давления для организации движения охлаждающей жидкости при движении охлаждающей жидкости вниз, затраты энергии на сжатие газа будут увеличиваться, а расстояние начала канала для подвода газа от ВМТ будет уменьшаться.

Для более точной оценки протекающих рабочих процессов в полостях и каналах исследуемой машины была принята система стандартных допущений для математических моделей с сосредоточенными параметрами, которая включала: отсутствие потерь в рабочих

процессах за счет обратимости; равновесности исследуемых процессов; непрерывность газовой среды и подчинение ее закону Клайперона-Менделеева; пренебрежение изменения потенциальной (энергии положения) и кинетической энергии газа; неравномерность движения коленчатого вала незначительна и ей можно пренебречь; при моделировании течения газа в соединительных каналах используется допущение об его изотермическом квазистационарном течении; расчет динамики движения запорного органа рассматривается в одномассовой постановке, при этом используется допущение, что жесткость пружины меняется линейно; динамика взаимодействия запорного органа самодействующего клапана компрессора с ограничителем подъема и седлом основана на использовании допущения о неупругом ударе, который характеризуется величиной восстановления скорости, определенной экспериментальным путем.

Система дифференциальных уравнений, описывающая изменение термодинамических параметров в рабочей полости компрессорной секции, запишется в виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} dU = dQ - dL + \sum_{i=1}^{N_1} i_{ni} dM_{ni} - \sum_{i=1}^{N_2} i_{oi} dM_{oi} \quad (2) \\ dM = \sum_{i=1}^{N_1} dM_{ni} - \sum_{i=1}^{N_2} dM_{oi} = \\ (dM_5 + dM_3 - dM_4 - dM_6 - dM_7 + dM_8 - dM_9 + dM_{10}) \quad (3) \\ V = V_m + \frac{V_h}{2} \left[ (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_r}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \quad (4) \\ m_{np} \frac{d^2 h}{d\tau^2} = F_r + F_{np} + F_{тр} \pm G \quad (5) \\ P = (k - 1) \frac{U}{V} \quad (6) \\ T = \frac{PV}{MR} \quad (7) \end{array} \right.$$

В записанной системе уравнений приняты следующие обозначения:  $U$  – полная внутренняя энергия;  $Q$  – количество теплоты, которая подводится, либо отводится от рабочего тела;  $\lambda_r$  – отношение полного хода поршня к удвоенной длине шатуна;  $P$ ,  $V$ ,  $T$  и  $M$  – текущее значение давления, объема, температуры и массы в рабочей полости;  $k$ ,  $R$  – показатель адиабаты и газовая постоянная компримируемого газа;  $V_m$  – величина мертвого объема;  $V_h$  – полный рабочий объем камеры сжатия;  $\varphi$  – текущий угол поворота коленчатого вала;  $m_{np}$  – приведенная масса запорного органа самодействующего клапана;  $h$  – текущая высота подъема запорного органа;  $\tau$  – время;  $F_r$  – сила давления газа на запорный орган;  $F_{np}$  – сила упругости пружины;  $F_{тр}$  – сила трения при движении запорного органа, включающая газовую силу трения и механическую силу трения;  $G$  – сила веса запорного органа.

Элементарная деформационная работа при сжатии газа определится как

$$dL = pdV_{кин} \quad (8)$$

Количество теплоты  $Q$ , которым обменивается компримированный газ и поверхность рабочей камеры, определяется на основании зависимости для конвективного движения. Массовые потоки через самодействующие клапаны и отверстия определялись с учетом сжимаемости газа. Моделирование течения газа в газовом канале 9 и моделирование течения жидкости в каналах и трубопроводах проводилось на двух уровнях. На первом уровне рассматривалось квазистационарное течение с использованием уравнения Бернулли. На втором уровне рассматривалось нестационарное одномерное течение. Для газовой среды система уравнений запишется в виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \operatorname{div}(\rho u_x) = 0 \quad (9) \\ \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial \tau} + \operatorname{div}(\rho u_x \cdot u_x) + \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\lambda_{\text{тр}} \rho u_x |u_x|}{d_{\text{тр}} 2} = 0 \quad (10) \\ \frac{\partial(\rho E)}{\partial \tau} + \operatorname{div}(\rho u_x E) + \operatorname{div}(\rho u_x) = \frac{4\alpha_{\text{тр}}}{d_{\text{тр}}} (\bar{T}_{\text{ц}} - T) - \rho \frac{\lambda_{\text{тр}}}{d_{\text{тр}}} \cdot \frac{u_x^3}{2} \quad (11) \\ \rho = \frac{p}{RT} \quad (12) \end{array} \right.$$

где  $\rho$  – плотность газа;  $u_x$  – проекция скорости газа на ось канала;  $\lambda_{\text{тр}}$  – коэффициент трения по длине канала (необходимо отметить, что величина  $\lambda_{\text{тр}}$  в общем случае является функцией числа Рейнольдса и относительной шероховатости, и определяется на основании существующих рекомендаций);  $d_{\text{тр}}$  – диаметр канала;  $\alpha_{\text{тр}}$  – коэффициент теплоотдачи от газа к стенке канала;  $E = U + \frac{u_x^2}{2}$  – полная внутренняя энергия.

Для жидкостной среды:

$$\rho_w \frac{\partial Q_w}{\partial \tau} + f \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\lambda_{\text{тр}} \rho_w}{2 d_{\text{тр}} f} Q_w |Q_w| = 0 \quad (13)$$

$$\frac{\rho_w a^2}{f} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial \tau} = 0 \quad (14)$$

где  $Q_w$  – расход охлаждающей жидкости;  $a$  – скорость звука;  $f$  – площадь поперечного сечения в трубопроводе.

Для решения этих систем уравнений проводилась постановка начальных и граничных условий, и определение наиболее эффективных численных методов, которые могут быть использованы для их решения: для газовой среды – «метод крупных частиц», для жидкостной – «метод характеристик».

Проведено рассмотрение особенностей реализации разработанной математической модели, которые заключаются в использовании итерационного метода при моделировании рабочих процессов. Сходимость считалась достигнутой, если расхождение в определении давления в начале и в конце цикла составляла 300 Па, а расхождение в температуре – 0,02 К. Кроме того, необходимым условием сходимости было достижение наперед заданной величина в расхождениях потоков жидкости  $M_{w1}$  и  $M_{w2}$  ( $\delta M_w = \frac{M_{w1} - M_{w2}}{M_{w\text{ср}}}$ , где  $M_{w\text{ср}} = \frac{M_{w1} + M_{w2}}{2}$ ), где  $M_{w1} = \oint dM_{w1}$  – количество жидкости, поднимающейся в полость 8, и опускающейся из полости 8 -  $M_{w2} = \oint dM_{w2}$ .

**Третья глава** посвящена разработке и исследованию опытных образцов новой высокоэффективной одноцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с организацией движения жидкости в рубашечном пространстве с помощью газового канала с конечной и нулевой длиной газового канала.

При конечной длине газового канала отверстие, соединяющее рабочую полость с полостью всасывания, выполнено во всасывающем клапане (рисунок 5).

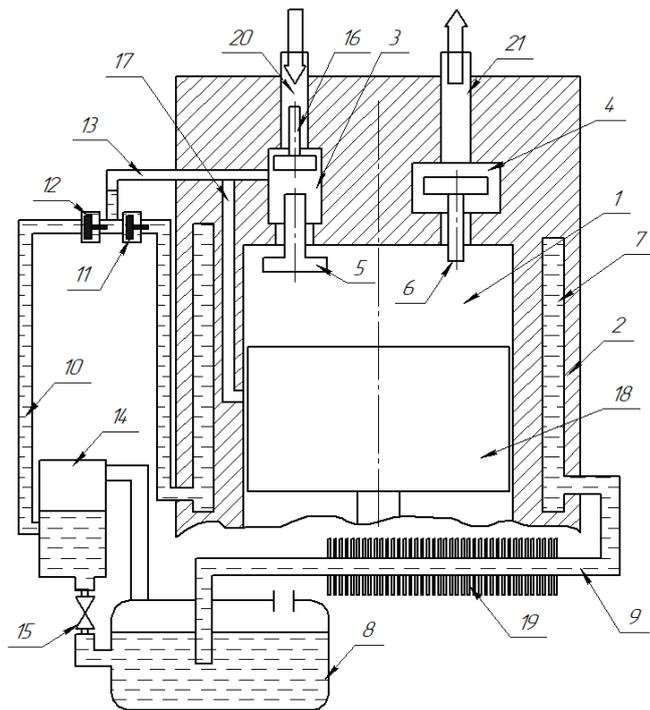


Рисунок 5 – Принципиальная схема поршневой гибридной энергетической машины при конечной длине газового канала (1 – рабочая полость; 2 – цилиндр; 3 – газовая полость между всасывающими клапанами; 4 – полость нагнетания; 5 – второй всасывающий клапан; 6 – нагнетательный клапан; 7 – рубашка охлаждения; 8 – бак с охлаждающей жидкостью; 9 – подающий трубопровод в систему охлаждения; 10 – сливной трубопровод в систему охлаждения; 11 – обратный клапан, установленный на подачу жидкости в систему охлаждения; 12 – обратный клапан, установленный на сливе жидкости из системы охлаждения; 13 – соединительный канал, частично заполненный жидкостью; 14 – Мерная емкость; 15 – сливной кран; 16 – первый всасывающий клапан; 17 – соединительный канал между рабочей полостью 1 и трубопроводом 13; 18 – поршень; 19 – теплообменник; 20 – всасывающий канал; 21 – нагнетательный трубопровод)

Для экспериментального исследования разработанных опытных образцов был создан экспериментальный стенд, пневмогидравлическая схема которого представлена на рисунке 6.

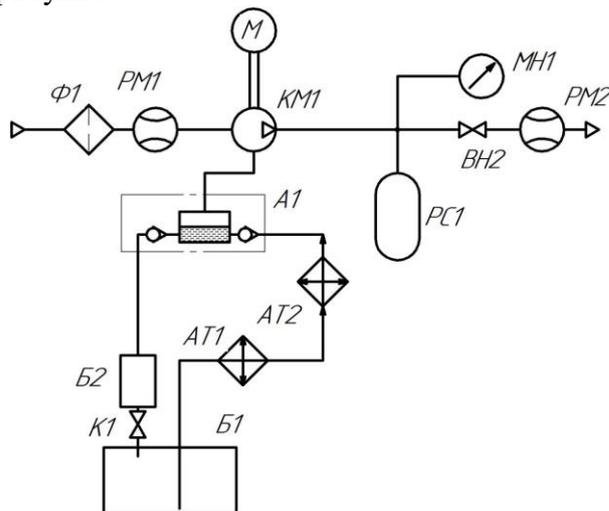


Рисунок 6 – Пневмогидравлическая схема экспериментального стенда для исследования двух экспериментальных образцов поршневой гибридной энергетической машины с газовым каналом нулевой и конечной длины (Ф1 – фильтр всасываемого газа; PM1 – расходомер всасываемого газа; М – мотор; KM1 – поршневая гибридная энергетическая машина; PC1 – ресивер сжатого газа; МН1 – манометр для измерения давления нагнетания сжатого газа; BH2 – регулирующий вентиль; PM2 – расходомер нагнетаемого газа; А1 – клапанный блок с обратными клапанами 12 и 11; Б2 – мерная емкость; К1 – сливной кран; Б1 – бак с охлаждающей жидкостью; АТ1 – теплообменник для охлаждения жидкости; АТ2 – рубашка охлаждения поршневого компрессора.

Всасываемый воздух через фильтр 1 (Ф1) и расходомер (PM1) поступает на всасывание исследуемой машины в канал 20 (см. рисунок 6). Привод исследуемой машины осуществляется с помощью электродвигателя (М). Далее сжатый газ по трубопроводу 21 (см. рисунок 6) через дроссельный вентиль (BH2) и расходомер (PM2) поступает к потребителю. Вентиль BH2 используется для регулирования давления в ресивере PC1. Охлаждающая жидкость из бака Б1 и теплообменник АТ1 поступает в рубашку охлаждения АТ2. При увеличении давления в полости 3 (см. рисунок 6) открывается обратный клапан 12 и жидкость по соединительному трубопроводу 10 поступает в мерную емкость 14, а оттуда к источнику охлаждающей жидкости 8.

Общий вид экспериментального стенда для исследования опытного образца с нулевой длиной газового канала представлен на рисунке 7.

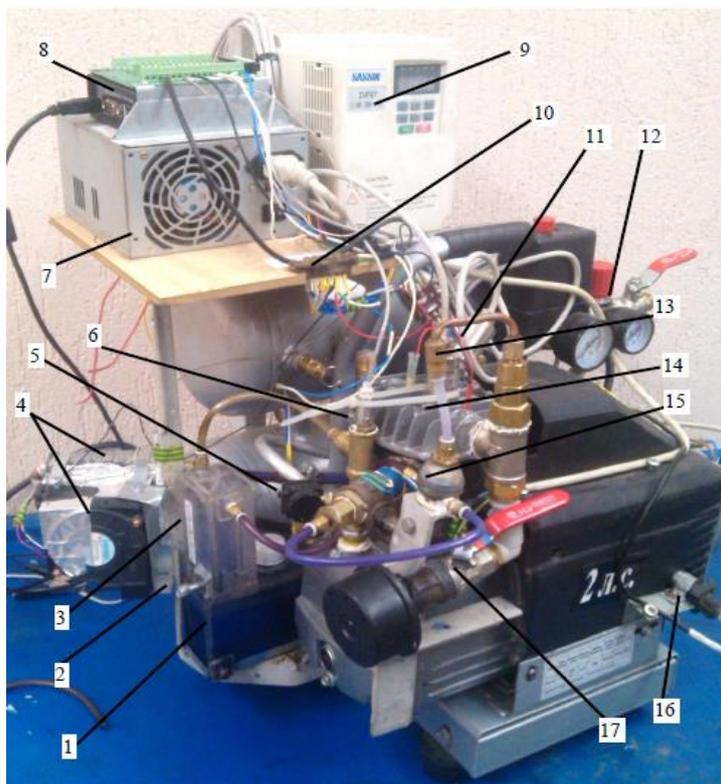


Рисунок 7 – Внешний вид экспериментального стенда для исследования ПГЭМОД с газовым каналом нулевой длины

1 – гидробак, 2 – винт крана между баками, 3 – мерный бак, 4 – радиатор с вентилятором, 5 – предохранительный клапан газовой полости картера, 6 – датчик давления в полости картера, 7 – блок питания, 8 – АЦП, 9 – частотный преобразователь, 10 – измерительная колодка датчиков температуры, 11 – датчик давления в рабочей полости компрессора, 12 – кран на линии нагнетания компрессора, 13 – датчик давления в полости всасывания, 14 – индикаторная трубка, 15 – клапанный блок, 16 – датчик положения коленчатого вала компрессора, 17 – кран на линии всасывания компрессора.

Стенд оснащен современной измерительной аппаратурой, характеристики которой представлены ниже.

При проведении экспериментальных исследований проводилось измерение мгновенного давления в полости всасывания и в рабочей полости машины с помощью тензодатчиков модели PSE530-M5-1, регистрация сигналов с которых подавалась на АЦП ZET 230. Для измерения статического давления использовался радиальный манометр Fimets максимальной погрешностью 1,5%. Измерение расхода жидкости осуществлялось мерным способом, погрешность в определении расхода не превышала 1. Расход газа на всасывании осуществлялся с помощью диафрагменного газового счетчика «Вектор G4» с погрешностью не более 3 %. Расход газа на нагнетании измерялся счетчиком СГВ-15 "Бетар" с погрешностью измерения не более 1,5 %. Измерение температур поверхности деталей цилиндрично-поршневой группы осуществлялось терморезисторами с погрешностью в пределах 1 %. Число оборотов коленчатого вала измерялось с помощью индукционного датчика, а потребляемая мощность – с помощью токовых клещей EM402.

Используя известные подходы к определению независимых переменных и функций отклика из анализа существующей литературы по исследованию и разработке поршневых компрессоров, был разработан план экспериментальных исследований. После проведения экспериментальных исследований была проведена обработка полученных результатов. В результате проведенного комплексного исследования было установлено:

1. Средняя температура деталей цилиндрично-поршневой группы увеличивается как с увеличением давления, так и с увеличением числа оборотов коленчатого вала. Неравномерность распределения температур вдоль образующей цилиндра составляет  $(12 \div 13)$  К (см. рисунок 8).

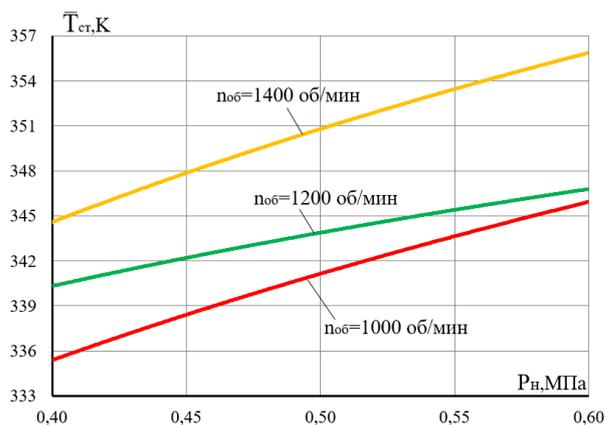


Рисунок 8 – Зависимость средней температуры поверхности рабочей камеры от давления нагнетания при разных числах оборотов коленчатого вала

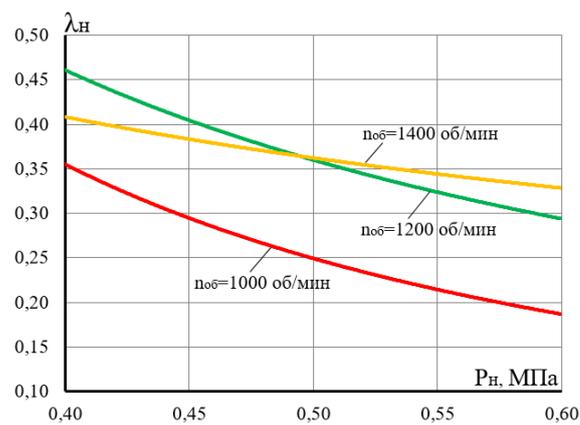


Рисунок 9 – Зависимость коэффициента подачи на нагнетании от давления нагнетания при разных числах оборотов коленчатого вала

Среднеинтегральная температура деталей цилиндрико-поршневой группы на (2÷3) К ниже соответствующей температуре цилиндра и примерно на 6 К ниже температуры клапанной плиты при использовании различных типов охлаждающей жидкости (вода, антифриз и масло).

2. С увеличением давления нагнетания в исследуемом диапазоне (от 0,4 МПа до 0,6 МПа) наблюдается уменьшение коэффициента подачи (см. рисунок 9) вследствие уменьшения всех его составляющих.

Необходимо отметить, что низкое значение коэффициента утечек обусловлено также неплотностью 17 всасывающего клапана 5 и утечками во всасывающем клапане 16, т.е. в коэффициент утечек входят также затраты газа, необходимые для организации движения охлаждающей жидкости в рубашечном пространстве. С увеличением числа оборотов коэффициент утечек увеличивается и его падение с увеличением давления нагнетания становится меньше. Так при изменении давления нагнетания от 0,4 МПа до 0,6 МПа при 1400 об/мин его падение уже составляет 0,12.

3. Проведен анализ влияния числа оборотов на все составляющие коэффициента подачи и на сам коэффициент подачи. В результате проведенного анализа установлено (см. рисунок 10):

3.1. При давлении нагнетания  $p_n=0,4$  МПа наблюдается максимум коэффициента подачи в диапазоне (1100÷1300) об/мин.

3.2. Для давлений нагнетания  $p_n=0,5$  МПа и  $p_n=0,6$  МПа мы наблюдаем значения  $\lambda_{пл}$  с увеличением  $n_{об}$  с локальным экстремумом в диапазоне (1100÷1200) об/мин.

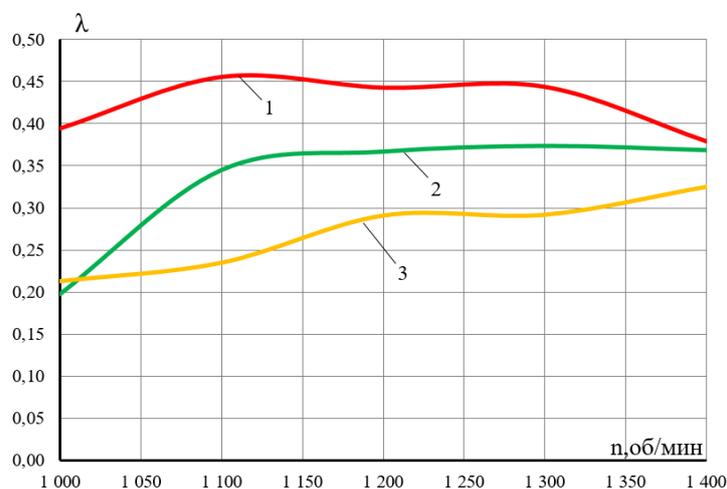


Рисунок 10 – Зависимости коэффициента подачи от числа оборотов коленчатого вала при разных давлениях нагнетания  
 (1 –  $p_n=0,4$  МПа;  
 2 –  $p_n=0,5$  МПа;  
 3 –  $p_n=0,6$  МПа)

4. Проведенный анализ использования различных типов охлаждающих жидкостей показал, что использование воды в качестве охлаждающей жидкости обеспечивает максимальный отвод теплоты компримируемого газа. Максимальное расхождение между коэффициентами подачи воды и минерального масла наблюдается в диапазоне от 1000 об/мин до 1200 об/мин и составляет (3÷4) %. В диапазоне изменения числа оборотов от 1200 об/мин до 1400 об/мин коэффициент подачи практически не меняется при использовании различных типов охлаждающих жидкостей.

5. В соответствии с общей теорией компрессоростроения индикаторный изотермический КПД имеет оптимум при изменении давления нагнетания. Из представленных на рисунке 11 результатов мы видим, что этот максимум находится в диапазоне  $p_n=0,35$  МПа. Необходимо отметить, что в индикаторную работу исследуемой машины входят также затраты энергии на прокачку охлаждающей жидкости и, соответственно, значение индикаторного КПД меньше, чем в обычном компрессоре и его максимум либо смещен в сторону малых отношений давлений, либо вообще может не наблюдаться.

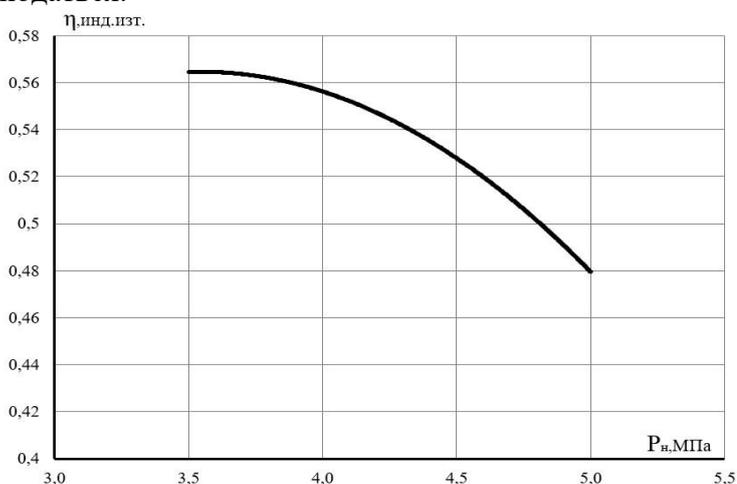


Рисунок 11 – Зависимость индикаторного изотермического КПД от степени повышения давления при числе оборотов коленчатого вала 1200 об/мин

6. В диапазоне давления нагнетания от 0,45 МПа до 0,5 МПа наблюдается максимальный расход охлаждающей жидкости. Это обусловлено тем, что с увеличением давления нагнетания увеличивается поверхностная сила, действующая на жидкость в рубашке охлаждения при ее опускании. Увеличение давления нагнетания уменьшает процесс всасывания за счет уменьшения процесса обратного расширения, а это в свою очередь сокращает расход жидкости при ее подъеме. За счет этих двух разнонаправленных процессов появляется оптимум в расходе охлаждающей жидкости (см. рисунок 12).

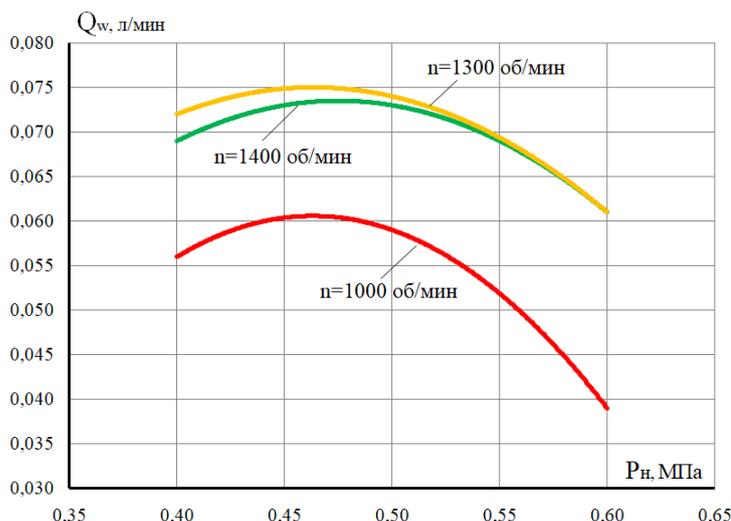


Рисунок 12 – Зависимость расхода охлаждающей жидкости от давления нагнетания при разных числах оборотов коленчатого вала

В работе проведена верификация разработанной математической модели. Установлено, что математическая модель правильно качественно и количественно описывает рабочие процессы исследуемого устройства и его интегральные характеристики. На рисунке 13 представлены индикаторные диаграммы рабочей полости компрессора, полученные экспериментальным и теоретическим путем.

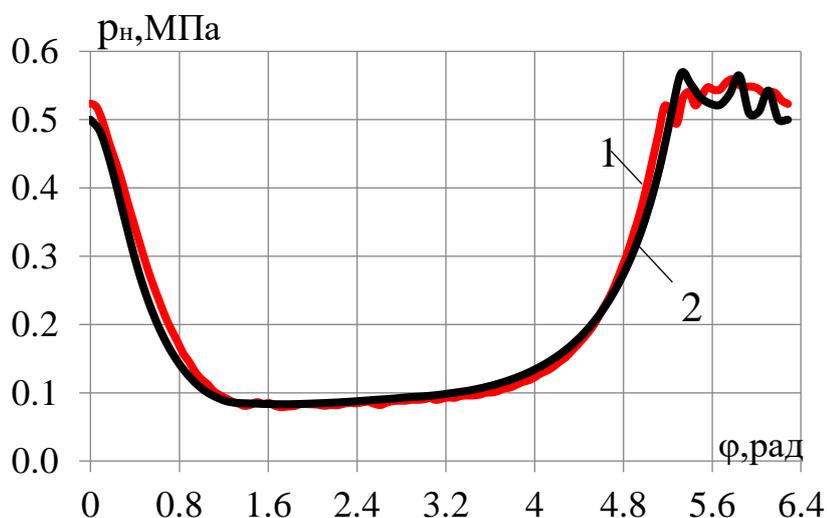


Рисунок 13 –  
Индикаторная  
диаграмма при  
 $n=1300$  об/мин,  
давление  
нагнетания 0,5  
МПа  
(1– эксперимент;  
2– модель)

Проведенный анализ на адекватность математической модели позволил установить, что расхождение в определении интегральных характеристик между математической моделью и экспериментом в среднем находится в пределах от 2 % до 5 %, а расхождение в определении мгновенных характеристик – (5–10) %. Качественно модель точно описывает изменение интегральных характеристик машины при изменении давления нагнетания и частоты вращения коленчатого вала. Следовательно, можно признать, что модель адекватна экспериментальному образцу.

Проведено экспериментальное сравнение работы двух образцов ПГЭМОД с различной длиной газового канала и установлено, что использование газового канала конечной длины с ранее описанной геометрией позволяет: существенно увеличить расход охлаждающей жидкости (почти в два раза); уменьшить среднюю температуру деталей цилиндра-поршневой группы до (5–6) К; увеличить коэффициент подачи компрессора в среднем на (7–8) %.

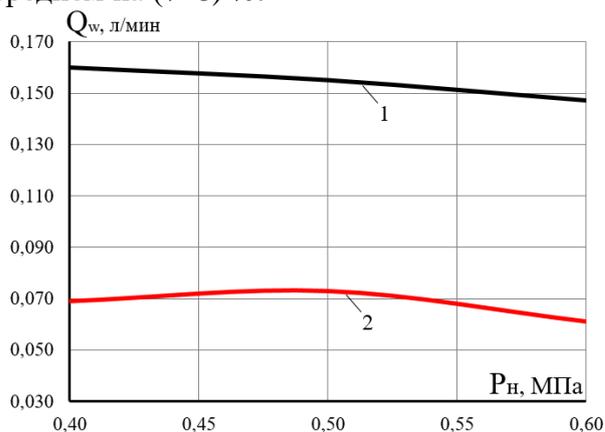


Рисунок 3.7.1 – Зависимость расхода охлаждающей жидкости от давления нагнетания газа: 1– конструкция с каналом нулевой длины; 2– конструкция с каналом конечной длины

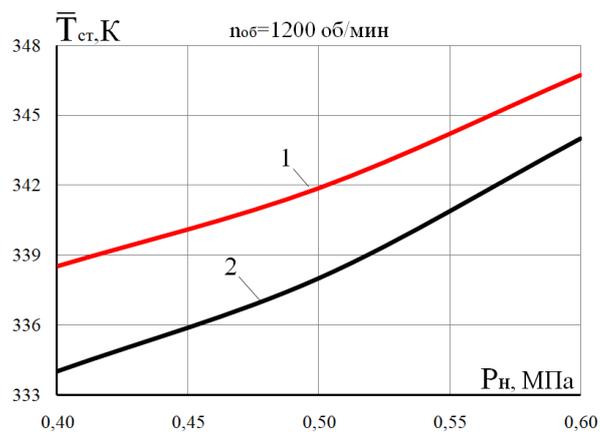


Рисунок 3.7.3 – Зависимость средней температуры поверхности рабочей полости цилиндра от давления нагнетания газа: 1– конструкция с каналом нулевой длины; 2– конструкция с каналом конечной длины

**Четвертая глава** посвящена проведению параметрического анализа влияния основных геометрических размеров газового канала (диаметр, длина и место расположения) и объема газовой полости на всасывании, а также основных эксплуатационных характеристик (давления нагнетания компримируемого газа и числа оборотов коленчатого вала) на мгновенные и интегральные характеристики исследуемого устройства. В результате проведенных исследований установлено:

#### Геометрические параметры газового канала

1. По мере приближения начала соединительного канала к верхней мертвой точке увеличивается расход газа, поступающего в полость всасывания, что приводит к увеличению расхода охлаждающей жидкости и повышению индикаторного изотермического КПД и коэффициента подачи с одной стороны, а с другой стороны увеличивает затраты энергии на компримирование газа, а это в свою очередь приводит к уменьшению коэффициента подачи и индикаторного изотермического КПД.

2. С увеличением диаметра отверстия расход подаваемого газа в полость всасывания  $\Sigma$  для организации поверхностных сил давления на жидкость, находящуюся в рубашке с целью перемещения ее по рубашке вниз к источнику также приводит к увеличению расхода подаваемого газа, что соответственно приводит к увеличению расхода охлаждающей жидкости. Необходимо отметить, что в том случае если начало канала расположено ближе к верхней мертвой точке, диаметр канала необходимо уменьшать и его величина должна находиться в пределах 0,8 мм – 1 мм. В случае расположения начала канала вблизи нижней мертвой точки диаметр может находиться в пределах от 2 мм до 2,5 мм.

3. Подтверждено, что с энергетической точки зрения более выгодно размещать канал вблизи нижней мертвой точки (в начале процесса сжатия) (см. рисунок 14).

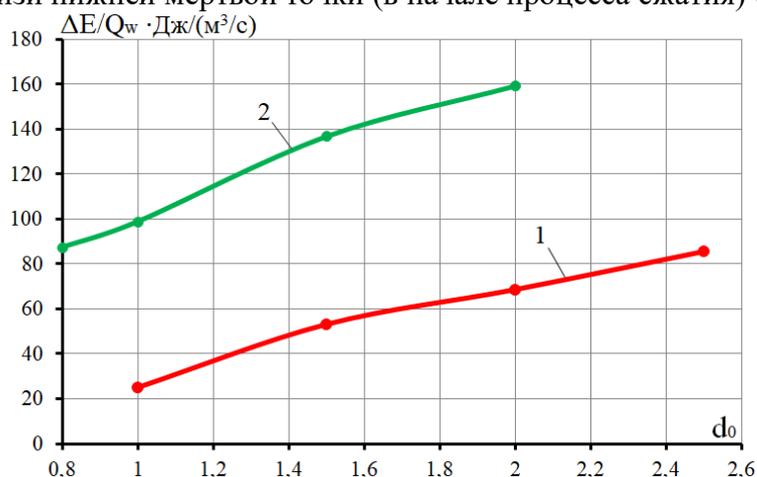


Рисунок 14 –  
Зависимость отношения потерь энергии с уходящим газом к объемному расходу от диаметра канала при разных значениях начала его расположения  
(1 –  $l_k = 0,9 \cdot S_h$ ;  
2 –  $l_k = 0,3 \cdot S_h$ )

#### Объем газовой полости

В результате проведенного численного эксперимента установлено:

1. Уменьшение объема полости всасывания при всасывании из атмосферы однозначно приводит к увеличению расхода охлаждающей жидкости и повышению основных интегральных характеристик: коэффициента подачи и индикаторного изотермического КПД (см. рисунок 15, рисунок 16).

2. В случае наличия всасывающего трубопровода, объем полости всасывания необходимо выбирать из условия гашения колебаний давления, возникающих в нем.

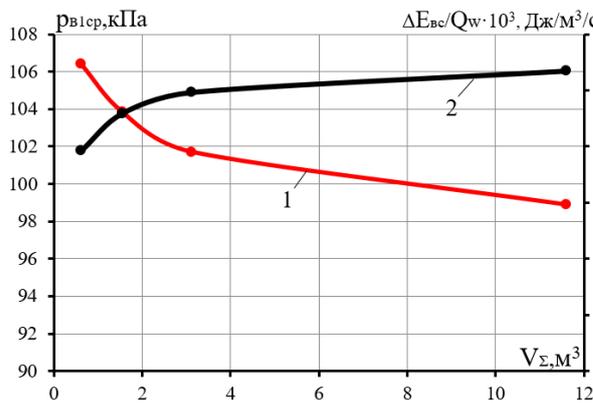


Рисунок 15– Зависимость величины среднего давления и относительной теряемой энергии на организацию поверхностных сил в полости всасывания от суммарного объема полости всасывания (1–  $p_{в1ср}$ ; 2– $\Delta E_{вс}/Q_w$ )

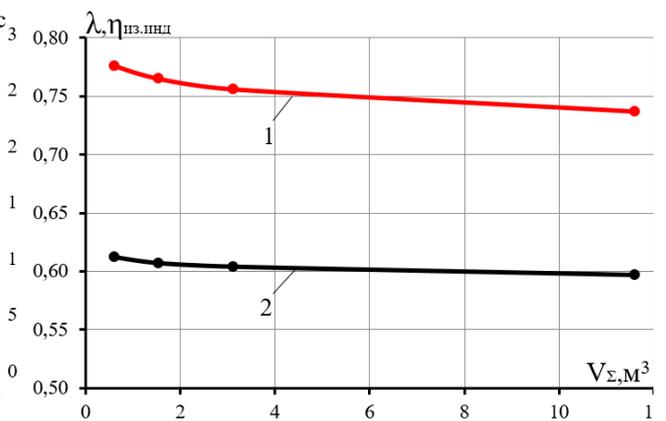


Рисунок 16 – Зависимость индикаторного изотермического КПД и коэффициента подачи от суммарного объема полости всасывания (1– $\lambda$ ; 2– $\eta_{из.инд}$ )

### Давление нагнетания компримируемого газа

При увеличении давления нагнетания происходит увеличение подводимой технической работы и увеличение расхождения с точки зрения подводимой технической работы в реальном процессе сжатия, по сравнению с изотермическим сжатием. С увеличением давления нагнетания уменьшается объем газа, поступающего из рабочей полости в линию нагнетания через клапан б. Это приводит к тому, что уменьшается скорость течения газа через клапан и, не смотря на увеличение плотности, уменьшается величина потерь давления и потерь работы в процессе нагнетания –  $\Delta A_n$ . Таким образом, с увеличением  $p_n$  происходит увеличение  $A_{инд}$  и уменьшение  $\Delta A_n$  и это обуславливает наличие оптимального значения индикаторного изотермического КПД (рисунок 17). Максимальное значение индикаторного изотермического КПД достигается в диапазоне давления нагнетания (0,3÷0,4) МПа. С увеличением давления нагнетания уменьшается объемный коэффициент ( $\lambda_0$ ) и уменьшается коэффициент плотности, что приводит к уменьшению коэффициента подачи машины.

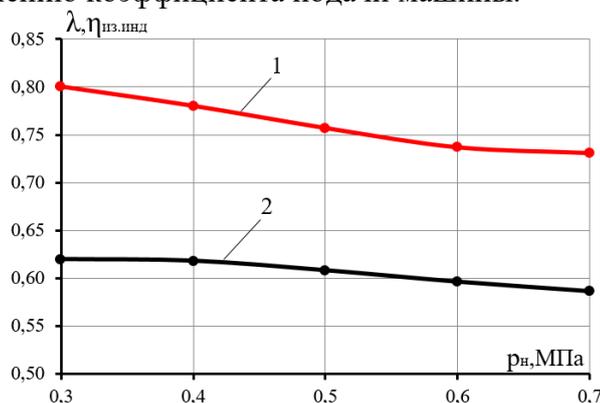


Рисунок 17 – Зависимости коэффициента подачи и индикаторного изотермического КПД от номинального давления нагнетания (1– $\lambda$ ; 2– $\eta_{из.инд}$ )

В результате численного эксперимента установлено, что для обеспечения максимальных значений коэффициента подачи и индикаторного КПД рациональное давление нагнетания должно находиться в пределах 0,4 МПа – 0,5 МПа.

### Угловая скорость коленчатого вала

В связи с сокращением времени движения поршня от нижней мертвой точки до начала канала 9, при увеличении числа оборотов, происходит уменьшение относительной массы газа, поступающей в полость всасывания 3 из рабочей полости через канал 9, а также относительных затрат энергии на сжатие этого газа (рисунок 18). Увеличение числа оборотов коленчатого вала приводит к сокращению утечек и перетечек рабочего тела через

неплотности (увеличивает значение коэффициента  $\lambda_{пл}$ ), однако уменьшает давление газа на всасывании, что уменьшает плотность всасываемого газа и уменьшает массовую производительность компрессора (уменьшает коэффициент дросселирования  $\lambda_{др}$ ). Вследствие этого, существует максимум коэффициент подачи в функции от числа оборотов коленчатого вала (см. рисунок 19), максимальный коэффициент подачи обеспечивается примерно в диапазоне 1100 об/мин. Уменьшение потерь энергии, связанных с уменьшением утечек компримируемого газа при увеличении числа оборотов, а с другой стороны увеличение потерь энергии на сжатие газа вследствие уменьшения количества отводимой теплоты, а также увеличение потерь энергии в процессах всасывания и нагнетания обуславливают наличие оптимума индикаторного изотермического КПД при изменении числа оборотов коленчатого вала. Представленные результаты на рисунке 19 позволяют сделать вывод, что максимальное значение индикаторного изотермического КПД 0,618 достигается при числе оборотов, равное 800 об/мин.

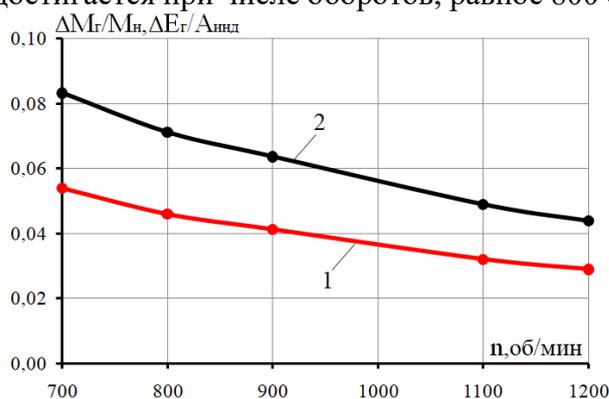


Рисунок 18 – Зависимости относительно расхода газа и относительной энергии на его сжатие, поступающего из рабочей полости в полость всасывания 3 от числа оборотов коленчатого вала (1- $\Delta M_g/M_n$ ; 2- $\Delta E_g/A_{инд}$ )

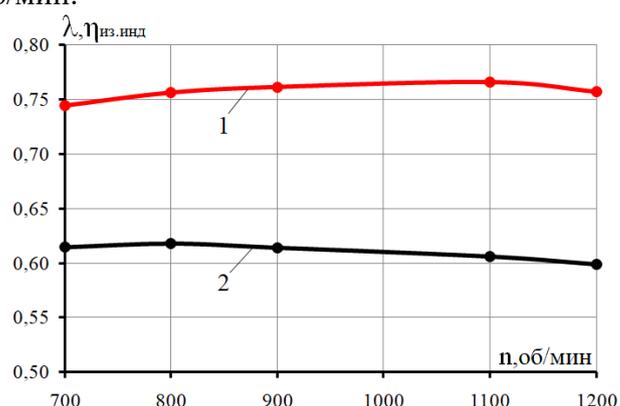


Рисунок 19 – Зависимости коэффициента подачи и индикаторного изотермического КПД от числа оборотов коленчатого вала (1- $\lambda$ ; 2- $\eta_{из.инд}$ )

В результате численного эксперимента установлено, что для обеспечения максимальных значений коэффициента подачи и индикаторного КПД число оборотов должно находиться в пределах от 800 об/мин до 1100 об/мин.

### Основные выводы по работе.

1. Проведенный анализ существующих путей совершенствования компрессоров и конструкций позволил установить:

- охлаждение компримируемого газа является одним из основных путей повышения индикаторного изотермического КПД и коэффициента подачи; приближение процесса сжатия к изотермическому позволяет получить выигрыш от 10 % до 15 % индикаторного изотермического КПД;

- улучшение охлаждения компримируемого газа в полной мере реализуется при использовании поршневых гибридных энергетических машин объемного действия, которые являются симбиозом поршневого компрессора и поршневого насоса;

- среди существующих классов поршневых гибридных энергетических машин объемного действия класс машин, реализующий безнасосную систему охлаждения поршневого компрессора является одним из наиболее перспективных.

2. На основе существующих недостатков поршневого одноцилиндрового компрессора с безнасосной системой охлаждения разработана новая перспективная конструкция, которая защищена патентом на изобретение РФ (№ **2825501** Российская Федерация, F04В 39/06 (2006.01), Способ автономного охлаждения поршневого компрессора и устройство для его осуществления : № 2023120816 : заявл. 09.08.2023 : опубл. 26.08.2024 / А.-Х.С. Тегжанов, В. Е. Щерба, А. П. Болштынский, И.Г. Екимов –

заявитель и патентообладатель ОмГТУ. – 24 с.), которая и являлась объектом теоретического и экспериментального исследования.

3. Проведенный анализ термодинамической эффективности использования сжатого газа для организации движения жидкости в поршневой гибридной энергетической машине объемного действия с двумя всасывающими клапанами позволил установить, что для организации движения охлаждающей жидкости из рубашки охлаждения наиболее эффективно использование сжатого газа под низким давлением, которое обеспечивается расположением соединительного канала вблизи нижней мертвой точки (в начале процесса сжатия).

4. После принятия и обоснования упрощающих допущений, используя основные законы сохранения энергии, массы, движения, записанных как для компримируемого газа, так и для охлаждающей жидкости в нульмерной (D0) и одномерной постановке (D1), была разработана математическая модель рабочих процессов исследуемого объекта, которая включала в себя расчет термодинамических параметров газа в полостях переменного и постоянного объема, расчет течения газа и капельной жидкости в соединительных трубопроводах, расчет динамики движения самодействующих клапанов.

5. На основе разработанной принципиальной схемы исследуемого объекта были разработаны опытные образцы с различным расположением соединительного канала:

- соединительный канал находился вблизи верхней мертвой точки, который был реализован в виде неплотности всасывающего клапана;

- соединительный канал находился на расстоянии  $1/3$  полного хода поршня от нижней мертвой точки. Был создан экспериментальный стенд, оснащенный современной измерительной аппаратурой, на котором был проведен широкий комплекс экспериментальных исследований, включающий измерение основных интегральных и мгновенных термодинамических параметров и расхода охлаждающей жидкости и газа. Был разработан план экспериментальных исследований, включающий изменение давления нагнетания компримируемого газа, изменение числа оборотов коленчатого вала и использование различных типов охлаждающей жидкости. Результаты экспериментальных исследований были обработаны и проведено их обоснование на основе раскрытия физических явлений, протекающих в исследуемом устройстве.

6. Проведенная верификация разработанной математической модели позволила установить, что разработанная математическая модель адекватно как качественно, так и количественно описывает основные мгновенные термодинамические параметры и интегральные характеристики исследуемого устройства. Расхождение в определении мгновенного давления в рабочей камере находится в пределах (5–10) %.

Расхождение в определении коэффициента подачи и индикаторного изотермического КПД не превышает 5 % в относительных величинах.

7. На основе разработанной математической модели рабочих процессов исследуемого устройства проведен численный параметрический анализ, который позволил установить:

- подтверждено, что с энергетической точки зрения более выгодно размещать канал вблизи нижней мертвой точки (в начале процесса сжатия);

- для обеспечения максимальных значений коэффициента подачи и индикаторного КПД рациональное давление нагнетания должно находиться в пределах 0,4 МПа – 0,5 МПа;

- максимальные значения коэффициента подачи индикаторного КПД достигаются при частоте вращения коленчатого вала от 800 об/мин до 1100 об/мин;

- уменьшение объема полости всасывания при всасывании из атмосферы однозначно приводит к увеличению расхода охлаждающей жидкости и повышению основных интегральных характеристик: коэффициента подачи и индикаторного изотермического КПД.

8. Экспериментально установлено, что использование газового канала конечной длины с ранее описанной геометрией позволяет: существенно увеличить расход

охлаждающей жидкости (почти в два раза); уменьшить среднюю температуру деталей цилиндрично-поршневой группы до (5–6) К; увеличить коэффициент подачи компрессора в среднем на (7–8) %.

9. Проведенное исследование выполнено в рамках гранта Президента «Разработка одноцилиндровой поршневой гибридной энергетической машины с принудительным движением охлаждающей жидкости» (№ МК-4256.2022.4); результаты исследования внедрены у индустриального партнера ОмГТУ ООО «Арматурное машиностроение» и использовались при подготовки бакалавров и магистров по направлению 13.03.03 и 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».

#### **Перспективы дальнейшей разработки темы**

Разработанная конструкция, основные концептуальные положения создания одноцилиндровых безнасосных компрессоров с жидкостным охлаждением, разработанная математическая модель, позволяющая определять изменения термодинамических параметров в полостях машины, а также расходные энергетические характеристики, могут быть использованы в конструкторских бюро при создании новых перспективных образцов поршневых компрессоров.

### **Перечень публикаций по теме диссертационной работы**

#### **Статьи в изданиях перечня ВАК РФ:**

1. Разработка опытного образца поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с двумя всасывающими клапанами и стенда для исследования образца машины / Щерба В.Е., Тегжанов А.Х.-С., Екимов Г.И. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2023. – № 2. – С. 29-33
2. Анализ результатов экспериментального исследования рабочих процессов поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с двумя всасывающими клапанами при изменении давления нагнетания компримируемого газа / Щерба В.Е., Тегжанов А.С., Дорофеев Е.А., Екимов Г.И. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2023. – № 5. – С. 21-26
3. Экспериментальное исследование влияния частоты вращения коленчатого вала на рабочие процессы поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с двумя всасывающими клапанами / Щерба В.Е., Тегжанов А.С., Залознов И.П., Дорофеев Е.А., Сокирко К.Н., Екимов Г.И. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2023. – № 5. – С. 26-31
4. Экспериментальное исследование характеристик поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с двумя всасывающими клапанами при использовании различных охлаждающих жидкостей / Щерба В.Е., Тегжанов А.С., Дорофеев Е.А., Залознов И.П., Сокирко К.Н., Екимов Г.И. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2023. – № 5. – С. 31-35
5. Разработка и исследование высокоэффективной поршневой гибридной энергетической машины с двумя всасывающими клапанами / В.Е. Щерба, А.С. Тегжанов, Г.И. Екимов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2024. – № 8 (773). – С. 74-82. – URL: [https://izvuzmash.bmstu.ru/catalog/mechanical/hud\\_mach/2257.html](https://izvuzmash.bmstu.ru/catalog/mechanical/hud_mach/2257.html).
6. Анализ влияния объема газовой полости всасывания на работу поршневого компрессора с безнасосной системой охлаждения / В.Е. Щерба, Г.И. Екимов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2025. – № 2 (779). – С. 101–110. – URL: <https://izvuzmash.bmstu.ru/articles/2327/2327.pdf>

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

1. Development of a prototype positive displacement piston hybrid power machine with two suction valves and a facility for its testing / V. E. Shcherba, A. Kh.-S. Tegzhanov, G. I. Ekimov. – DOI 10.1007/s10556-023-01220-6 // Chemical and Petroleum Engineering. – 2023. – Vol. 59, no. 1-2. – P.144–152. – URL: [https://trebuchet.public.springernature.app/get\\_content/c416a4c1-8d2c-4d91-b6b1-0202eae6020e](https://trebuchet.public.springernature.app/get_content/c416a4c1-8d2c-4d91-b6b1-0202eae6020e).
2. Analysis of results of experimental study of working processes of a positive-displacement piston hybrid power machine having two suction valves with change of compressed gas discharge pressure / V. E. Shcherba, A. S. Tegzhanov, E. A. Dorofeev, G. I. Ekimov. – DOI: 10.1007/s10556-024-01255-3 // Chemical and Petroleum Engineering. – 2023. – Vol. 59, no. 5–6. – P. 393-402.
3. Experimental study of the influence of the crankshaft rotational speed on the working processes of a piston-type positive displacement hybrid power machine with two suction valves / V. E. Shcherba, A. S. Tegzhanov, I. P. Zaloznov, E. A. Dorofeev, G. I. Ekimov, K. N. Sokirko. – DOI 10.1007/s10556-024-01256-2 // Chemical and Petroleum Engineering. – 2023. – Vol. 59, no. 5–6. – P. 403-411.
4. Experimental study of the characteristics of a piston-type machine with positive-displacement hybrid power and two suction valves using various coolants / A. S. Tegzhanov, V. E. Shcherba, E. A. Dorofeev, I. P. Zaloznov, G. I. Ekimov, K. N. Sokirko. – DOI 10.1007/s10556-024-01257-1 // Chemical and Petroleum Engineering. – 2023. – Vol. 59, no. 5–6. – P. 412-418.

### **Апробация результатов диссертационного исследования в международных конференциях:**

1. Екимов Г.И. Анализ основных недостатков поршневой гибридной энергетической машины с двумя всасывающими клапанами и пути их преодоления / Г.И. Екимов, Щерба В.Е., Тегжанов А.С. // Гидравлические и теплотехнические системы и агрегаты. XXVII Международная научно-техническая конференция (Москва, 06 декабря 2023 г.). Сборник материалов и докладов — М.: Мир науки, 2023. – С. 79-85
2. Екимов Г.И. Технические решения по улучшению энергоэффективности поршневых компрессорных установок / Г.И. Екимов // Динамика систем, механизмов и машин. – Омск : ОмГТУ, 2025. - Том 13 - № 1- С.15-20.

### **Патенты на изобретение:**

1. Патент № **2825501** Российская Федерация, F04B 39/06 (2006.01), Способ автономного охлаждения поршневого компрессора и устройство для его осуществления : № 2023120816 : заявл. 09.08.2023 : опубл. 26.08.2024 / А.-Х.С. Тегжанов, В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, Г.И. Екимов – заявитель и патентообладатель ОмГТУ. – 24 с.