

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО
ОБРАЗОВАНИЯ «ОМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»**

На правах рукописи



Екимов Геннадий Игоревич

**РАЗРАБОТКА, ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ
ИССЛЕДОВАНИЕ 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»**

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
заслуженный работник
высшей школы РФ,
Почетный работник науки и
высоких технологий РФ,
доктор технических наук,
профессор, В. Е. Щерба

Омск – 2026

ОГЛАВЛЕНИЕ

Оглавление.....	2
Введение.....	5
Глава 1 Анализ существующих путей совершенствования поршневых компрессоров и конструкций для их достижения.....	13
1.1 Анализ существующих путей совершенствования поршневых компрессорных установок	14
1.1.1 Технические решения по улучшению энергоэффективности поршневых компрессорных установок в системе сжатого воздуха.....	15
1.1.2 Технические решения по улучшению энергоэффективности поршневых компрессорных установок, связанные с рабочими процессами самого компрессора.....	22
1.2 Анализ основных путей улучшения охлаждения компримируемого газа в поршневых компрессорах.....	28
1.3 Анализ существующих конструкций поршневых гибридных энергетических машин объемного действия.....	34
1.3.1 Крейцкопфные ПГЭМОД.....	35
1.3.2 Безкрейцкопфные ПГЭМОД.....	43
1.3.3 ПГЭМОД с регенеративным теплообменом.....	49
1.3.4 ПГЭМОД, использующая разрежение газа на всасывании.....	54
1.4 Анализ методов расчета рабочих процессов ПГЭМОД.....	60
1.4.1 Компрессорная секция	60
1.4.2 Насосная секция.....	71
1.5 Выбор объекта исследования и его принципиальная схема.....	78
1.6 Основные цели и задачи исследования.....	81
Глава 2 Комплексное теоретическое исследование рабочих процессов новой высокоэффективной одноцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с организацией движения жидкости в рубашечном пространстве с помощью газового канала.....	84
2.1 Анализ термодинамической эффективности использования сжатого газа для организации движения жидкости в поршневой гибридной энергетической машине объемного действия с газовым каналом.....	84
2.2 Математическая модель рабочих процессов новой высокоэффективной одноцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с организацией движения жидкости в рубашечном пространстве с помощью газового канала.....	94
2.2.1 Система основных принимаемых допущений и ее обоснование.....	94
2.2.1.1 Система основных упрощающих допущений при разработке математической модели компрессорной секции	94
2.2.1.2 Система основных упрощающих допущений при разработке математической модели системы охлаждения	98
2.2.2 Математическая модель рабочих процессов в газовых полостях и каналах.....	99
2.2.2.1 Рабочие полости постоянного и переменного объема.....	99

2.2.2.2 Газовые трубопроводы и каналы.....	106
2.2.3 Математическая модель рабочих процессов в системе охлаждения.....	109
2.2.3.1 Математическая модель течения жидкости в каналах и трубопроводах.....	109
2.2.3.2 Математическая модель в полостях, частично заполненных газом.....	111
2.2.4 Особенности реализации математической модели.....	114
Глава 3 Экспериментальные исследования одноцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с организацией движения жидкости в рубашечном пространстве с помощью газового канала.....	116
3.1 Описание работы опытных образцов.....	116
3.1.1 Описание работы опытного образца при нулевой длине соединительного канала, основные геометрические размеры и 3D модель....	117
3.1.2 Описание работы опытного образца при конечной длине соединительного канала, основные геометрические размеры и 3D модель....	123
3.2 Описание стенда для исследования опытных образцов и его пневмогидравлическая схема.....	128
3.3 Методика измерения основных термодинамических и расходных параметров исследуемой машины.....	132
3.3.1 Измерение мгновенного и постоянного давлений.....	132
3.3.2 Измерение расхода жидкости.....	135
3.3.3 Визуализация движения жидкости в системе охлаждения.....	137
3.3.4 Измерение расхода газа.....	138
3.3.5 Измерение температуры газа, жидкости и поверхности стенок цилиндра.....	142
3.3.6 Измерение частоты вращения приводного вала поршневой гибридной энергетической машины.....	144
3.3.7 Измерение потребляемой мощности электродвигателя.....	145
3.4 Разработка плана экспериментальных исследований.....	145
3.5 Основные результаты экспериментальных исследований и их анализ.....	149
3.5.1 Температура деталей цилиндро-поршневой группы.....	149
3.5.2 Коэффициент подачи.....	160
3.5.3 Работа процессов цикла поршневого компрессора и индикаторный КПД.....	177
3.5.4 Расход охлаждающей жидкости.....	179
3.6 Подтверждение адекватности математической модели рабочих процессов поршневой гибридной энергетической машины.....	182
3.7 Сравнительный анализ экспериментальных исследований двух разработанных конструкций ПГЭМОД (с нулевой длиной газового канала и с конечной длиной газового канала).....	187

Глава 4 Численный эксперимент по влиянию основных конструктивных и эксплуатационных параметров на рабочие процессы и интегральные характеристики ПГЭМОД с газовым каналом.....	191
4.1 Определение независимых переменных и функции отклика.....	191
4.2 Описание исследуемого объекта и разработка плана численного эксперимента.....	195
4.3 Анализ влияния расположения канала для подачи сжатого газа из рабочей полости, его длины и диаметра.....	198
4.4 Анализ влияния давления нагнетания компримируемого газа.....	213
4.5 Анализ влияния частоты вращения коленчатого вала.....	218
4.6 Анализ влияния объема газовой полости всасывания	223
Основные выводы по работе.....	231
Список литературы.....	235
Приложение А.....	252
Приложение Б.....	253
Приложение В.....	255

Введение

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 цилиндро-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.

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.

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.

Теоретическая значимость

1. В процессе обобщение 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.

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.

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.

4. Экспериментально доказано, что использование газового канала конечной длины позволяет повысить расход охлаждающей жидкости в рубашке охлаждения, экономичность и эффективность работы поршневого компрессора.

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.

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.

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.

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.

Глава 1 Анализ существующих путей совершенствования поршневых компрессоров и конструкций для их достижения

Эффективность современных производственных процессов обеспечивается оптимальным использованием сырья и энергоресурсов, что выражается в расширении ассортимента преобразователей энергии, увеличении их мощности, усложнении эксплуатационных требований и строгих ограничениях по массе и габаритам оборудования [1].

Энергия сжатого воздуха занимает важное место среди прочих видов энергии практически во всех сферах жизнедеятельности человека. Широкое применение сжатого воздуха в повседневной жизни вызывает необходимость использования большого количества компрессорных установок. Эксплуатация компрессорного оборудования связана с большими затратами электроэнергии. Компрессорные установки потребляют около 10–15% от общего объема энергии, потребляемой промышленностью в мире [2]. Повышение энергоэффективности систем сжатого воздуха может привести к экономии энергии на 20–50% [3]. Существует большая номенклатура выпускаемых типов компрессорных установок, рассчитанных на разные давления и расходы, среди которых наибольшее распространение получили компрессорные установки с поршневыми компрессорами. Мероприятия по энергосбережению в поршневых компрессорных установках, выявленные в ходе энергоаудита на малых и средних промышленных предприятиях, показали, что можно достичь экономию электроэнергии в среднем около 15% с окупаемостью в течение двух лет, при этом потенциал энергосбережения в некоторых из них составляет от 30% до даже 60% [4]. Кроме того, использование энергоэффективных компрессорных установок приводит к уменьшению поломок производственного оборудования, предотвращению потерь сырья или других ресурсов, увеличению срока службы пневматических устройств и повышению надежности систем сжатого воздуха. Часто это более

выгодно для предприятия, чем экономия энергии. Таким образом, повышение энергоэффективности поршневых компрессоров является актуальной задачей. Проведем анализ основных путей совершенствования поршневых компрессорных установок.

1.1 Анализ существующих путей совершенствования поршневых компрессорных установок

Определение путей совершенствования энергоэффективности поршневых компрессоров является очень важным шагом в общей процедуре оптимизации [5]. Существует достаточно много путей повышения эффективности работы поршневых компрессоров [6,7,8], такие как ликвидация утечек и перетечек сжимаемого газа, ликвидация мертвого пространства [9,10], уменьшение работы сил трения [11], приближение процесса сжатия к изотермическому [12,13], что обеспечивается применением эффективной системы охлаждения и т.д. Рассмотрим более подробно существующие пути совершенствования поршневых компрессорных установок. Анализ научных источников показал, что все технические решения по улучшению энергоэффективности поршневых компрессорных установок можно условно разбить на два вида, это эксплуатационные, связанные с работой компрессорной установки в системе сжатого воздуха и энергетические, связанные с рабочими процессами самого компрессора [14].

К эксплуатационным относится:

- улучшение силового привода;
- разработка новых типов компрессоров на базе поршневых;
- применение сложных систем управления для производства сжатого воздуха;
- регенерация рассеянного тепла;
- улучшения в подготовке сжатого воздуха;

- снижение потерь давления в пневматических магистралях;
- устранение утечек воздуха в пневматических магистралях;
- снижение рабочего давления в пневматических магистралях.

К энергетическим относятся:

- совершенствование проточной части компрессора, уменьшение работы сил трения и коммуникационных систем;
- совершенствование систем подготовки сжатого воздуха;
- ликвидация утечек и перетечек сжимаемого газа, ликвидация мертвого пространства;
- приближение процесса сжатия к изотермическому.

Рассмотрим более подробно применяемые технические решения по улучшению энергоэффективности поршневых компрессорных установок при работе последней в системе сжатого воздуха предприятия.

1.1.1 Технические решения по улучшению энергоэффективности поршневых компрессорных установок в системе сжатого воздуха

Улучшение силового привода.

Данная мера подразумевает использование высокоэффективных приводов и интеграцию приводов с регулируемой скоростью. Интеграция приводов с регулируемой скоростью в компрессоры может привести к повышению энергоэффективности с учетом расходных характеристик потребления сети. Применение высокоэффективных приводов обеспечивает наибольшую экономию для новых систем, поскольку установка высокоэффективных приводов в существующие компрессорные системы без замены самого компрессора очень проблематична. Внедрение регуляторов скорости (преобразователей частоты), так же является очень эффективной мерой в условиях переменного спроса на сжатый воздух, и, по оценкам

авторов [14], в последнее время такие решения используются в 25% случаях при модернизации существующих компрессорных установок.

Разработка новых типов компрессоров на базе поршневых.

В настоящее время наметились тенденции, направленные на совершенствование существующих линеек поршневых компрессоров, а также на разработку новых типов, которые обычно адаптированы к различным сегментам промышленности, например, поршневые энергетические гибридные машины объемного действия [15,16,17]. Другое направление исследований касается совершенствования методов производства, таких как применение более меньших допусков для уменьшения утечек внутри компрессора, применение современных материалов и уплотнений и т.д. Однако, в работе [14], авторы отмечают, что законы термодинамики ограничивают дальнейшие улучшения поршневых компрессоров только за счет изменения конструкции и в области энергоэффективности могут быть сделаны лишь незначительные улучшения, в то время как наибольший потенциал заключается в адекватном проектировании всей пневматической системы, методах ее регулирования и обслуживания.

Применение сложных систем управления для производства сжатого воздуха.

Для регулировки расхода на выходе поршневого компрессора в соответствии с требованиями потребителей применяются сложные системы управления. Они экономят энергию за счет оптимизации перехода между рабочим состоянием без нагрузки, рабочим состоянием с нагрузкой и нерабочим состоянием компрессора. Например, секвенсоры (программируемый контроллер) оптимизируют работу системы с несколькими компрессорами и могут сочетаться с приводами с регулируемой скоростью [18]. В этих контролерах для прогнозирования будущего поведения потребителей используется прогнозирующий контроль с нечеткой логикой и другие алгоритмы, учитывающие историю поведения системы. Поскольку стоимость технологий управления снижается, а промышленное внедрение

увеличивается, что приводит к расширению сферы их использования, а это привело к росту применения таких систем в компрессорах. Современные системы управления можно приобрести вместе с новыми машинами, а также можно применить к существующим системам.

Регенерация рассеянного тепла.

Поршневые компрессоры в процессе сжатия газа генерируют тепло, которое можно использовать для других функций [19]. Рекомендации по его использованию зависят от наличия тех потребителей тепловой энергии, характеристики которых соответствуют объемам вырабатываемого тепла и наличию соответствующего оборудования (теплообменники, трубопроводы, регуляторы и т.п.). Цена подобного оборудования должна быть конкурентной по сравнению с прочими методами повышения энергоэффективности компрессоров. Система регенерации тепла обязана эффективно снижать рабочую температуру компрессора. Часто выделяемое тепло обладает низкой температурой либо недостаточным качеством, что затрудняет его применение в промышленных технологических процессах или нагревательных системах. На использование метода также влияет климат региона и сезонные колебания температуры окружающей среды.

Рассмотрим потенциальные направления утилизации вторичного тепла компрессорных установок:

- обогрев помещений и подогрев воды в зданиях;
- подготовка сжатого воздуха (осушение встроенными осушителями, регенерация стандартных осушителей);
- процессы сушки и нагрева материалов;
- предварительный подогрев теплоносителей котельных систем (горячая питьевая вода, водонагреватели).

Экономическая и финансовая целесообразность технологии регенерации определяется доступностью альтернативных энергоносителей. Применение электричества для производства тепла существенно повышает выгодность процесса регенерации тепла. Напротив, наличие дешевого

природного газа или избыточного технологического тепла снижает экономический эффект от повторного использования тепла компрессора.

Улучшения в подготовке сжатого воздуха.

Технические решения, применяемые для совершенствования системы подготовки сжатого газа, направлены на достижение следующих целей:

- Защита производственного оборудования. Наличие примесей в сжатом воздухе способно вызвать сбои и поломки оборудования, работающего на энергии давления сжатого воздуха. Улучшение качества подаваемого воздуха способствует увеличению надежности и долговечности промышленного оборудования.

- Обеспечение высокого качества выпускаемой продукции. Во многих отраслях, особенно в пищевой, фармацевтической и электронной промышленности, сжатый воздух непосредственно взаимодействует с продуктом или участвует в производственном процессе. Некачественный воздух негативно сказывается на характеристиках готового изделия, приводя к браку и финансовым потерям.

- Оптимизация потребления энергии. Оборудование для очистки и осушения воздуха создает дополнительное сопротивление потоку, вызывая снижение давления в сети, кроме того, некоторые типы осушительных установок требуют значительных затрат электроэнергии или используют энергию, получаемую от охлаждения компрессора. Поэтому грамотное проектирование и настройка систем подготовки воздуха позволяют минимизировать потери энергии и повысить общую энергоэффективность компрессорной установки.

Основным способом улучшения качества подготовленного сжатого воздуха является правильный выбор фильтрующих элементов. Правильный подбор фильтров является предпосылкой энергоэффективного функционирования пневматических систем [20,21]. Неправильно подобранный размер фильтра способен либо сделать систему неэффективной, неспособной обеспечить требуемый уровень очистки, либо приведет к

чрезмерному росту эксплуатационных расходов. Выбор оптимального размера каждого фильтра должен учитывать конкретные условия эксплуатации и требования к конечному качеству фильтрации. В работе [22], авторы показали, что увеличение количества параллельно работающих фильтров снижает скорость воздуха и, таким образом, снижает потери давления, а это приводит к увеличению энергоэффективности компрессорной установки.

Снижение потерь давления в пневматических магистралях.

Потери давления в сетях распределения сжатого воздуха обусловлены рядом ключевых факторов: конфигурацией системы (кольцевая, линейная и др.), геометрическими характеристиками (диаметром трубопроводов, степенью искривления), материалом изготовления элементов сети и другими параметрами. Грамотное инженерное решение при проектировании и строительстве позволяет существенно снизить гидравлические сопротивления и минимизировать затраты энергии на транспортировку сжатого воздуха [23].

Большинство действующих в России систем сжатого воздуха оснащены распределительными сетями, не соответствующими современным требованиям эффективности и надежности. Это обусловлено несколькими ключевыми факторами:

- Низкая квалификация исполнителей. Проектирование и монтаж сетей зачастую поручаются компаниям, выполняющим широкий спектр строительных работ, включая водопроводные коммуникации. Такие организации редко обладают достаточными компетенциями для качественной реализации именно воздушных магистралей.

- Несоответствие размеров трубопроводам. Распространенной проблемой являются неправильно рассчитанные диаметры трубопроводов. Даже грамотно разработанная ранее система становится источником повышенных потерь энергии, если объем потребления сжатого воздуха многократно возрастает сверх первоначальных расчетных значений.

- Недостаточная гибкость управления системой. Многие сети лишены специальных отсечных клапанов, позволяющих отключать неиспользуемые участки магистрали или оборудование, находящееся вне рабочей смены, что ведет к непредвиденным утечкам сжатого газа и как следствие, излишним расходам энергии.

Модернизация устаревших распределительных сетей требует значительных финансовых вложений и усилий, поэтому особое внимание следует уделять правильному проектированию новых объектов, учитывающих перспективы дальнейшего развития и увеличения нагрузки на пневмосистему. Это позволит создать надежную и энергосберегающую инфраструктуру сжатого воздуха.

Уменьшение утечек воздуха в пневматических магистралях.

Минимизация утечек сжатого газа представляет собой одну из основных мер повышения энергоэффективности систем сжатого воздуха [24]. Незначительная потеря герметичности способна привести к существенному перерасходу ресурса: компрессору потребуется увеличить производительность, повысится нагрузка на устройство, увеличится общее время его работы, что неизбежно влечет дополнительные расходы энергии и финансовые издержки. Если давление внутри системы падает ниже минимального уровня, устройства, использующие сжатый воздух, могут стать менее эффективными, срок службы оборудования может сократиться, а в некоторых случаях может произойти поломка производственных линий. На установках, которые обычно хорошо обслуживаются, утечки составляют от 2 до 10% от общей мощности, но могут достигать 40% на станциях, которые не обслуживаются должным образом [14]. Допустимым уровнем утечек считается значение, не превышающее 10% от общего объема произведённого сжатого воздуха. Регулярный мониторинг состояния системы, своевременное выявление мест утечек и проведение необходимых профилактических мероприятий позволяют поддерживать показатели в пределах нормы. Основные причины возникновения утечек включают небрежность персонала,

недостатки конструкции и низкое качество технического обслуживания оборудования.

Правильное проектирование и монтаж сети позволяют в значительной степени устранить места протечек, например, за счет применения современных устройств для удаления конденсата без потерь воздуха или за счет назначения качественных быстроразлагающихся соединений [14]. Устранение источников утечек заключается в выявлении конкретных точек нарушения герметичности, ликвидации самих повреждений и предотвращении повторных утечек путем устранения первопричин дефектов. Качественное техническое обслуживание является ключевым фактором борьбы с утечками, а эффективные методики их выявления помогают избежать аварийных ситуаций, сокращают продолжительность простоев и минимизируют экономические потери. Во многих случаях утечки легко обнаружить, при помощи слуха. Не большие утечки обнаружить труднее, поскольку они практически не слышны. В таких случаях можно использовать ультразвуковое или инфракрасное обнаружение утечек [25].

Снижение рабочего давления в пневматических магистралях.

Повышенное рабочее давление приводит к интенсификации утечек, увеличивая общие эксплуатационные расходы. Зачастую увеличение давления применяется для восполнения дефицита мощности, однако итоговый эффект оказывается обратным ожидаемому. Высокое давление провоцирует рост объемов утечек, непостоянные потребители начинают требовать больший объем воздуха, соответственно, повышается потребление электрической энергии. Каждые дополнительные 1 бара давления приводят к дополнительному увеличению расхода электроэнергии на процесс сжатия воздуха примерно на 5–8%. [26]. Более высокие расходы воздуха и более высокое давление влекут за собой более высокие затраты.

1.1.2 Технические решения по улучшению энергоэффективности поршневых компрессорных установок, связанные с рабочими процессами самого компрессора

Как известно, в хорошо спроектированном компрессоре доля потерь энергии на сжатие газа в проточной части компрессора достигает до 30%, за счет трения в коммуникациях до 6%, потери в механизмах привода – 10%, а при охлаждении компримируемого газа – 54% [27,28]. Окружающая среда оказывает значительное воздействие на рабочие характеристики воздушных компрессоров [29]:

- колебания атмосферного давления вызывают изменение давления на входе компрессора, влияя на величину гидравлических сопротивлений в впускном канале;

- повышение температуры наружного воздуха летом существенно ухудшает производительность компрессора, поскольку плотность сжимаемого воздуха снижается, что вынуждает увеличивать затраты энергии на сжатие;

- количество, присутствующих в атмосфере водяных паров, зависит от температуры: с ростом температуры влажность растет, а при снижении падает. Из-за этого производительность компрессорного агрегата снижается, так как влага, присутствующая в сжатом воздухе, впоследствии конденсируется при охлаждении. В результате возрастают удельные энергозатраты, ведь часть энергии, потраченной на сжатие влаги, теряется при её конденсации.

Рассмотрим более подробно применяемые технические решения по улучшению энергоэффективности поршневых компрессорных установок связанные с рабочими процессами самого компрессора.

Совершенствование проточной части компрессора, уменьшение работы сил трения и коммуникационных систем.

Основными задачами при совершенствовании проточной части являются снижение утечек и перетечек сжимаемого газа, уменьшение потерь в газораспределительных механизмах, уменьшение потерь на трение в

элементах компрессорных машин. При модернизации коммуникаций важнейшей целью выступает сокращение потерь, вызванных трением потока газа в подводящих и отводящих трубопроводах, а также устранение негативных эффектов колебаний потоков. Решение указанных проблем позволяет в ряде случаев добиться роста производительности компрессорных агрегатов вплоть до 30%, притом, что прирост мощности установки остаётся минимальным [30].

Необходимо отметить, что многие варианты улучшений проточной части известных конструкций компрессорных машин, а также новые машины были получены при помощи современных комплексов вычислительной гидродинамики CFD с использованием различных методов оптимизации [31]. В настоящее время это один из основных способов изучения рабочих процессов компрессорных машин, который значительно облегчает и ускоряет проектирование и разработку высокоэффективных компрессоров, чтобы идти в ногу с постоянно меняющимися потребностями [32]. В работе [31] авторы применили метод прямого поиска для нахождения шести геометрических размеров машины при семи конструктивных ограничениях, которые позволяли минимизировать механические потери компрессора с катящимся ротором. По результатам исследований, было установлено, что при оптимальном сочетании конструктивных размеров механические потери уменьшились на 50% и увеличился коэффициент полезного действия на 14%.

Для уменьшения работы сил трения проводят мероприятия по совершенствованию механизмов привода компрессорных установок. В этой области можно выделить три направления:

- Уменьшение потерь в парах трения. В этом случае используют современные подшипники, уплотнения, смазывающие материалы, электродвигатели с высоким КПД и т.д.

- Улучшение методов регулирования производительности компрессорных установок. Для эффективной работы компрессорной установки необходимо чтобы его загрузки достигала 100%, а периоды работы

с регулированием производительности были минимальны [33]. Авторы работы [34] показали, что оптимизация режима работы компрессорной установки позволяет снизить затраты энергии на 15–50% в течении года. На промышленных предприятиях, как основных потребителей сжатого воздуха, это практически невозможно, поскольку работа пневматического оборудования периодична, а компрессорная установка подбирается с запасом по давлению и производительности. Один из эффективных способов регулирования производительности компрессора – это изменение частоты вращения вала [33]. В случае использования электропривода в компрессорной установке, данный метод позволяет экономить до 38% потребляемой приводом электроэнергии [35]. Еще одним эффективным способом повышения энергоэффективности компрессорных установок является управление давлением нагнетания сжимаемого газа. Чтобы экономить энергоресурсы, рекомендуется устанавливать минимально необходимое давление нагнетания, удовлетворяющая нуждам основного потребителя. Так, снижение давления всего лишь на 0,01 МПа обеспечивает экономию около 2% потребляемой энергии [33].

– Разработка механизмов привода с оптимальной траекторией движения поршня. Результаты, представленные в работах [36,37], показывают, что оптимизация траектории движения поршня может внести значительный вклад в улучшение термодинамических характеристик поршневых компрессоров. В работе [36], для поршневого компрессора, с оптимальной траекторией движения поршня, который двигался с постоянной скоростью и обеспечивал более короткое время для процессов расширения, всасывания и нагнетания, но более длительное время для процесса сжатия по сравнению с обычным компрессором с кривошипно-шатунным механизмом, было установлено, что термодинамический КПД увеличился с 88,3% до 92,1% и объемный КПД с 70,9% до 72,0%.

Совершенствование систем подготовки сжатого воздуха.

Водяной пар, содержащийся в атмосферном воздухе, попадает в компрессор в процессе всасывания, что приводит к снижению его производительности. После процесса сжатия и последующего охлаждения значительная доля влаги конденсируется и удаляется посредством влагоотделителей. Этот процесс сопровождается увеличением удельного расхода электроэнергии на привод компрессора, поскольку часть энергии, затрачиваемая на сжатие влажного воздуха, утрачивается при конденсации пара.

Сжатый газ после компрессора требует отделения от воздуха частиц пара и масла, чтобы они не конденсировались в сети. Наличие жидкости в нагнетательных магистралях может приводить к коррозии трубопроводов и пневмоинструмента, а при замерзании в зимнее время приводить к полной блокировке нагнетательных трубопроводов. Масла попадающее в нагнетательные трубопроводы оседает на стенках, что приводит к уменьшению проходного сечения и как следствие к увеличению гидравлических потерь.

Основной комплекс мероприятий по повышению эффективности систем подготовки воздуха связан с использованием различных способов осушка сжатого воздуха.

Наиболее распространены следующие энергосберегающие мероприятия при осушке сжатого воздуха [38]:

- Оптимальная укладка нагнетательных магистралей, в сочетании с правильной установкой фильтров влагоотделителей. Для максимально возможного осушения воздуха, перед потребителями дополнительно устанавливаются фильтры влагоотделители.
- Подогрев сжатого воздуха перед потребителями с предварительным охлаждением и удалением всей выделившейся влаги.
- Использование современных систем по осушке и подготовке сжатого газа, например адсорбционных осушителей. Однако следует заметить,

что при выборе технологии осушения сжатого воздуха нужно учитывать затраты энергии на саму технологию. Например, осушитель рефрижераторного типа (минимальная точка росы 3 °С) требует только 2% общей энергии для производства сжатого воздуха, адсорбционные осушители (минимальная точка росы -80 °С) используют 30%.

В целом мероприятия, направленные на совершенствование систем подготовки воздуха, могут повысить эффективность компрессорных установок до 2 процентов. Однако правильно спроектированная система подготовки воздуха значительно повышает срок службы и надежность компрессорной установки и всей пневмосистемы.

Ликвидация утечек и перетечек сжимаемого газа, ликвидация мертвого пространства.

Ликвидация утечек и перетечек сжимаемого газа, а также мертвого пространства позволяет улучшить энергетические показатели компрессора. Один из основных способов уменьшить отрицательное влияние утечек и перетечек сжимаемого газа – это использовать эффективные уплотнительные элементы, состоящие из современных материалов с малым коэффициентом трения и хорошей уплотнительной способностью. Использование таких уплотнений может незначительно увеличить конечную стоимость компрессорной установки, но выигрыш от экономии энергии будет значительным.

Еще один из способов уменьшения утечек и перетечек сжимаемого газа, а также мертвого пространства – это использования впрыска охлаждающей жидкости в рабочую полость компрессора [15,39]. Однако, для организации впрыска жидкости нужно использовать специальный насос, на работу которого может уходит до 15 процентов всей затраченной энергии, причем чем меньше дисперсность распыляемой жидкости, тем больше затрачивается работа и это один из недостатков данного способа охлаждения газа.

Впрыск жидкости позволяет ликвидировать мертвое пространство и значительно уменьшить утечки и перетечки газа, но при этом возникают

существенные трудности в практической реализации: проблемы эффективного распыления охлаждающей жидкости в рабочей полости сжатия, предотвращение солеотложения, накипи и коррозии, опасность гидроудара, загрязнение сжимаемого газа жидкостью и т.д. Все эти обстоятельства не позволяют впрыску жидкости получить широкое распространение в компрессоростроении.

Повышение эффективности работы систем охлаждения компрессора

Процесс сжатия газа в компрессоре сопровождается резким повышением его температуры, достигающей высоких значений порядка 140—220 °С и чем больше степень сжатия, тем больше конечная температура компримируемого газа [7]. Такая высокая температура вызывает сильный перегрев и концентрацию напряжений в элементах конструкции компрессора. В компрессорах с принудительным смазыванием возникает риск закоксовывания масла вследствие его перегрева, что создаёт угрозу взрывов из-за возможного возгорания масляных паров. Нормальная эксплуатация компрессорной техники возможна только при условии эффективного охлаждения сжимаемого газа. Следовательно, надёжность и энергоэффективность компрессорных машин напрямую зависят от интенсивности отвода теплоты от сжимаемого газа. Кроме того, охлаждение сжимаемого газа позволяет приблизить процесс сжатия к изотермическому, что приводит к уменьшению подводимой технической работы и увеличению энергоэффективности. Так, разница в технической работе сжатия между адиабатическим и изотермическим процессами при степенях давления $\varepsilon = 3$ и $\varepsilon = 5$ составляет 17 и 27% соответственно [7, 39].

Проблемы повышения эффективности систем охлаждения компрессоров привлекает внимание большого числа ученых ввиду значительного воздействия на эксплуатационные характеристики и компактность конструкций компрессорных установок. Рост тепловыделений, ограничения по площади теплообменных поверхностей выдвигают перед исследователями необходимость разработки инновационных инженерных

решений, обеспечивающих интенсификацию передачи тепла от охлаждаемых объектов.

Поскольку улучшение охлаждения компримируемого газа и рабочей камеры компрессора, позволяет значительно улучшить энергоэффективность компрессорной машины в сравнении с другими способами, проведем более подробно анализ основных путей улучшения охлаждения компримируемого газа в поршневых компрессорах.

1.2 Анализ основных путей улучшения охлаждения компримируемого газа в поршневых компрессорах

Рост тепловых нагрузок и ограниченность габаритов теплообменных поверхностей ставят перед инженерами задачу поиска эффективных решений, направленных на усиление теплового оттока от рабочих поверхностей поршневых компрессоров. Повышение эффективности систем охлаждения поршневых компрессоров находится в центре внимания ученых и инженеров благодаря своему непосредственному воздействию на основные эксплуатационные параметры и компоновочные габариты компрессорных установок. Важнейшими остаются задачи, ориентированные на создание высокоэффективных систем охлаждения, которые обеспечивали бы оптимальный температурный режим работы механизмов, одновременно минимизируя затраты материальных и энергетических ресурсов.

Процесс сжатия газов сопровождается увеличением температуры и образованием значительного количества тепла. Если данное тепло не отводится и переносится вместе с газовым потоком, то осуществляется адиабатическое сжатие, характеризующееся высокими рабочими температурами и повышенным износом деталей компрессора [40,41]. На рисунке 1.2.1 представлена диаграмма работы поршневого компрессора при различных процессах сжатия, которые для любых типов компрессоров можно описать уравнением политропы $pV^n = const$. Кривая 3-4'' соответствует

изотермическому процессу ($n=1$), 3-4' – адиабатическому ($n=k$), а кривая 3-4 – политропическому ($1 < n < k$), где для воздуха $k=1,4$.

Индикаторная диаграмма позволяет сделать вывод: интенсивный отвод тепла при сжатии, приближая процесс к изотермическому, резко сокращает требуемую работу сжатия и обеспечивает заметное снижение энергопотребления. Хотя теоретически постоянная температура поддерживается за счет теплоотвода, на практике создание истинно изотермического процесса невозможно из-за непрактичной сложности системы охлаждения. Поэтому в промышленных компрессорах охлаждение обеспечивает лишь политропический процесс ($1 < n < k$, $k_{\text{возд}}=1,4$). Чем производительнее система охлаждения, тем ближе показатель политропы n к единице, а сам процесс – к изотермическому.

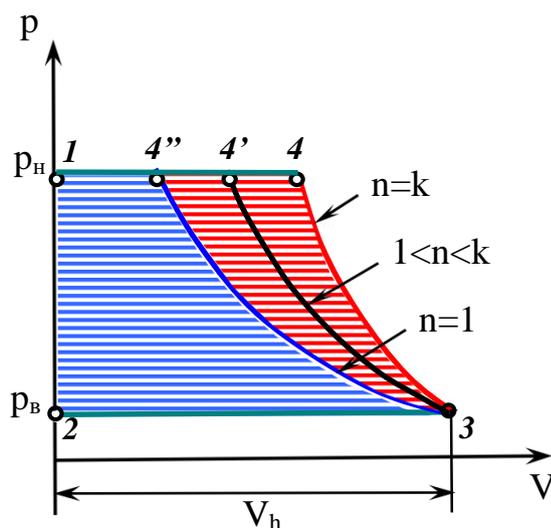


Рисунок 1.2.1 – Индикаторная диаграмма идеального компрессора: p_n и p_v – давление нагнетания и всасывания, V_h – объем, описанный поршнем

Для повышения энергетической эффективности компрессора широко применяют принудительное охлаждение. Охлаждение газа в цилиндре поршневого компрессора реализуется по двум основным схемам: внутренней и наружной [42]. Наружное охлаждение, основанное на принципе рекуперативного теплообмена, производится через отвод тепла стенками цилиндра. Типичным для него решением служит водяная рубашка, а

воздушное охлаждение является менее распространенной альтернативой. Внутреннее охлаждение достигается за счёт впрыска жидкости прямо в цилиндр с газом, относясь таким образом к смешительному типу теплообмена [43]. Для корректного сопоставления эффективности рассматриваемых подходов, каждый из которых имеет свои сильные и слабые стороны, требуется определить, как средняя величина теплового потока связана с характеристиками системы охлаждения, и выполнить сравнительный анализ выявленных закономерностей.

Согласно исследованию [44], переход на внешнее жидкостное охлаждение повышает эффективность сжатия газа на 10%, а внутреннее охлаждение с впрыском жидкости увеличивает КПД компрессора на 70% по сравнению с воздушным и на 64,7% по сравнению с внешним жидкостным охлаждением.

Анализ воздушных систем охлаждения [7] показывает, что оптимальная скорость движения охлаждающего воздуха составляет около 10 м/с. Расход воздуха рассчитывается, основываясь на его нагреве или конструктивных особенностях компрессора. Воздушное охлаждение отличается простотой конструкции, где функцию вентилятора часто выполняет маховик, а тепло рассеивается непосредственно в атмосферу.

Для поршневых компрессоров с водяным охлаждением повышение расхода теплоносителя усиливает эффективность теплоотвода, увеличивая как коэффициент теплоотдачи, так и объем отведенной теплоты. С другой стороны, это вызывает рост гидравлического сопротивления и потребляемой мощности. Оптимизация циркуляции устанавливает существование рационального значения расхода, при этом современные данные указывают на оптимальную скорость течения в контуре порядка 1 м/с.

В случаях сжатия газа в ступенях, характеризующихся значительной степенью сжатия, высоким адиабатическим показателем и малой вязкостью, рациональным решением является впрыск жидкости во всасывающий тракт или прямо в рабочую полость [39]. Эта мера обеспечивает прямое охлаждение

газа, уменьшает утечки и межступенчатые перетоки, повышает долговечность клапанов и сокращает объем мертвого пространства.

Все это положительно отражается на повышении КПД, улучшении показателей подачи и продолжительности срока службы компрессорной установки. Для формирования мелкодисперсных капель применяются разнообразные форсунки, отличающиеся принципом функционирования и конструктивными особенностями. Несмотря на перспективность, метод пока не нашел широкого применения в поршневых компрессорах ввиду сопутствующих эксплуатационных сложностей и необходимости затрачивать дополнительную энергию на сепарацию впрыскиваемой жидкости.

В качестве решения в научных трудах [45–48] описывается концепция поршневой гибридной энергетической машины (ПГЭМ), оснащенной газовым рабочим объемом со стороны всасывания. Эта разработка позволяет заметно уменьшить массу и габариты оборудования, упростить его конструкцию и повысить надёжность за счёт совмещения функций компрессора и насоса в одном агрегате. Образующееся при всасывании разрежение задействуется для перекачки жидкости в рубашке охлаждения. Подобная схема открывает возможности применения водяного охлаждения в поршневых компрессорах небольшой и средней производительности бытового и общепромышленного назначения, что обеспечит улучшение теплообмена и повысит индикаторный КПД. Основным недостатком указанной конструкции является недостаточно активное движение охлаждающей жидкости в обратной фазе её перемещения, происходящее преимущественно под воздействием гравитации и других объемных сил [49]. Для преодоления данного недостатка предлагается концепция двухцилиндрового одноступенчатого варианта ПГЭМ, реализующая перемещение жидкости за счёт возникающего на этапе всасывания вакуума [50].

Таким образом, в одноступенчатых компрессорах осуществляется охлаждение корпусов цилиндров, тогда как в многоступенчатых агрегатах дополнительно предусмотрено охлаждение газа в промежуточных

холодильниках [51-53]. Через поверхность цилиндра удаляется сравнительно малое количество теплоты, главным образом, это тепло, образующееся при трении поршневых колец и уплотнений. Основная задача охлаждения здесь состоит в поддержании оптимальной температуры стенок цилиндра, для осуществления эффективной смазки. Основной же объем теплоты отводится у газа в промежуточных холодильниках. Нередко после компрессора размещают ещё и финальный холодильник [54,55], который, хотя и не оказывает прямого влияния на процесс сжатия, необходим с точки зрения соблюдения норм промышленной безопасности и удовлетворения технологических требований — для снижения температуры газа и удаления содержащейся в нём влаги и масел.

Охлаждающая жидкость может циркулировать по открытой схеме, если имеется достаточное её количество, либо по замкнутой, когда нагретую воду требуется предварительно остудить. Метод охлаждения воды путём распыления сопряжен с большими потерями воды и требует значительной площади размещения оборудования. Альтернативой служит установка градирен — сооружений башенного типа с сетчатым покрытием, где вода подается сверху и движется вниз, дробясь на мелкие капли, встречаясь с противотоком холодного воздуха. Открытая система охлаждения воды ведет к существенным потерям жидкости за счет испарения, накоплению солевых отложений и образованию осадка на поверхностях трубопроводов. Замкнутые контуры водоснабжения лишены данного недостатка. Среди применяемых типов промежуточных охладителей выделяют многотрубные, ребристые, змеевиковые, типа «труба в трубе», оросительные и другие. Подбор нужной площади поверхности холодильника представляет собой непростую задачу, учитывая множество значимых факторов: влажность газа, его скорость, теплопроводность в зависимости от температуры и давления, плотность газа, особенности теплообмена в прямых и изогнутых трубах, присутствие оребрения и многое другое. Ориентировочно необходимая площадь охлаждения вычисляется исходя из предельно допустимых скоростей

прохождения газа и количества установленных труб, после чего производится расчёт длины трубного пакета с учётом требуемого объёма снимаемой теплоты.

Таким образом, в результате проведённого анализа можно сделать следующие выводы:

1) Повышение эффективности теплообменных систем: улучшение охлаждения компримированного газа может быть достигнуто путем увеличения эффективности теплообмена. Это может быть реализовано за счет использования более эффективных теплообменников, увеличения площади теплообмена, а также применения более эффективных хладагентов и масел.

2) Оптимизация системы смазки: система смазки играет ключевую роль в охлаждении поршневого компрессора. Улучшение системы смазки может привести к лучшему охлаждению компрессионных поршней и более эффективному теплообмену.

3) Улучшение конструкции поршня: конструирование поршня с более высокой тепловой инерцией и с улучшенными характеристиками теплопередачи может помочь снизить тепловую нагрузку на компримированный газ.

4) Увеличение площади теплопередачи: увеличение площади теплопередающей поверхности может способствовать более эффективному охлаждению компримированного газа.

5) Использование покрытий с высокой теплопроводностью: покрытия с высокой теплопроводностью могут быть использованы для улучшения теплопередачи между поршнем и цилиндром, что ведет к более эффективному отводу тепла от компримированного газа.

6) Применение более эффективного хладагента: использование хладагента с более высоким коэффициентом теплопередачи может существенно улучшить эффективность охлаждения.

1.3 Анализ существующих конструкций поршневых гибридных энергетических машин объемного действия

В основу создания поршневых гибридных энергетических машин была положена тенденция современного машиностроения, которая включает в себя расширение функциональных возможностей различных гидравлических и пневматических агрегатов, повышение их энергетической эффективности работы с одновременным снижением их массогабаритных показателей.

В основу конструкции гибридных энергетических машин положена концепция осуществления одновременного или попеременного сжатия и подачи рабочего тела потребителю, за счёт периодического изменения рабочего объёма. Отличительной особенностью такой машины, является тот факт, что её рабочие органы должны быть однотипными, а с целью снижения массогабаритных показателей, один и тот же рабочий орган, осуществляет подачу газа, и жидкости потребителю, одновременно или попеременно [15].

Согласно классификации гибридных энергетических машин (рисунок 1.3.1), их первичное разделение основывается на типе конструкции, исходя из чего, существуют машины – роторного и поршневого типа. [56;57]. Сравнительный анализ поршневых и роторных гибридных машин, позволяет сделать вывод о том, что машины с рабочим органом в виде поршня, имеют ряд существенных преимуществ. Например, поршневые машины обеспечивают подачу жидкости и газа с большей производительностью, и при больших давлениях нагнетания, что, способствует увеличению диапазона изменения эксплуатационных параметров работы гибридной машины, позволяя значительно расширить область их возможного применения [58]. Роторные машины, имеют ряд значительных недостатков, в частности они менее уравновешены с точки зрения динамического баланса сил, имеют более высокие массогабаритные показатели и имеют меньший объёмный и полный КПД. Однако в некоторых существующих конструкциях роторных машин, описанные недостатки в значительной степени устранены

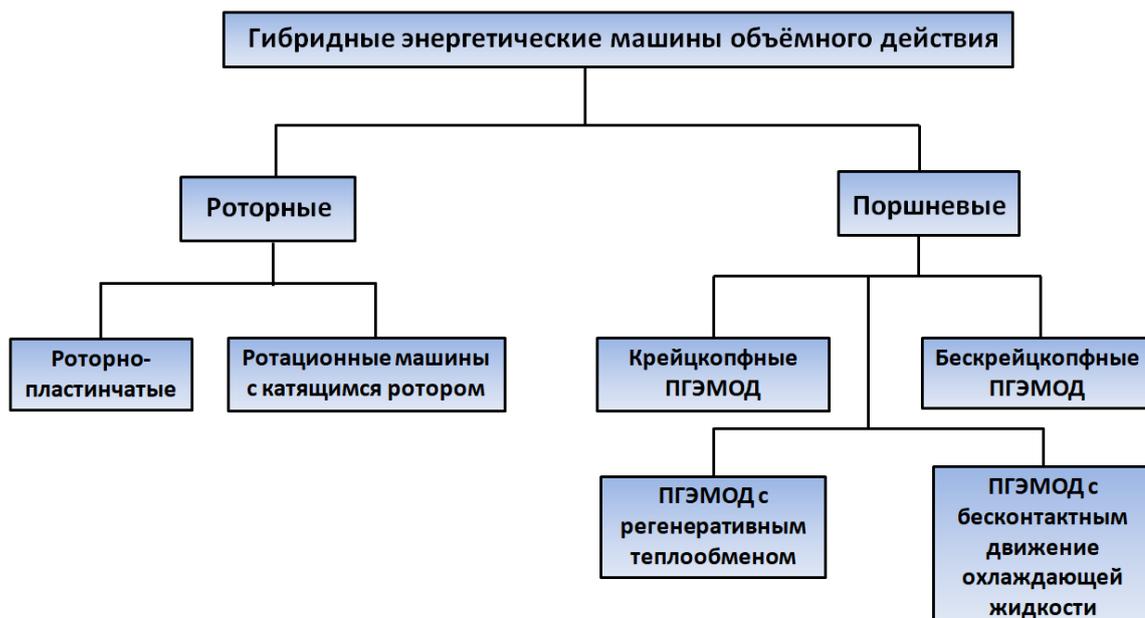


Рисунок 1.3.1 – Общая классификация гибридных энергетических машин

В научно-технической литературе существует достаточно большое разнообразие теоретически описанных и защищённых патентами на изобретение конструкций поршневых гибридных энергетических машин [45,46,47,50]. Все существующие в настоящее время поршневые гибридные энергетические машины можно разбить на четыре группы: с крейцкопфным механизмом привода, с бескрейцкопфным механизмом привода, гибридные машины с регенеративным теплообменом и гибридные машины с бесконтактным движением охлаждающей жидкости [56;57].

1.3.1 Крейцкопфные ПГЭМОД

В литературе крейцкопфом называется такая деталь кривошипно-шатунного механизма, которая преобразует вращательное движение кривошипа в возвратно-поступательное движение поршня. Одновременно обеспечивая снижение боковой нагрузки с поршня и цилиндра, за счёт её перераспределения на неподвижные направляющие. Крейцкопфный механизм привода позволяет применять поршни дифференциального типа, которые обеспечивают возможность создания двух рабочих полостей [15]. Одна

полость располагается стандартно в надпоршневом пространстве, другая полость располагается в подпоршневом пространстве.

На рисунке 1.3.2. представлена конструктивная схема поршневой гибридной машины с крейцкопфным механизмом привода.

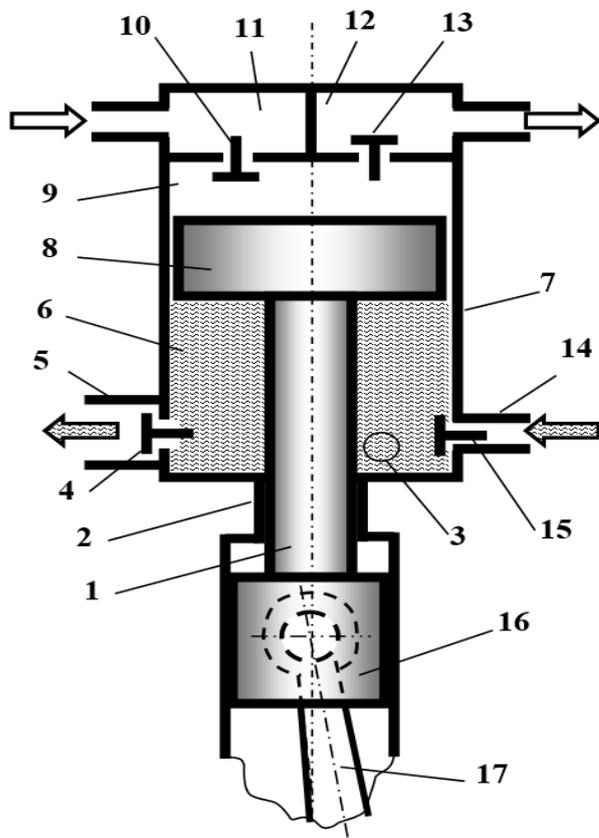


Рисунок 1.3.2 –
Конструктивная схема
крейцкопфной ПГЭМОД:
1– шток; 2 –
уплотнительный узел;
3– рабочая жидкость;
4,15 – нагнетательный и
всасывающий жидкостные
клапаны;
5,14– нагнетательный и
всасывающий патрубки;
6– насосная полость;
7 – цилиндр; 8 – поршень;
9 – компрессорная полость;
10,13 – всасывающий и
нагнетательный газовые
клапаны; 11,12– полости
всасывания и нагнетания
газа; 16– крейцкопфный
механизм; 17 – шатун

Схема, представленная на рисунке выше, основана на разделении цилиндра, на две рабочие полости. Компрессорная полость располагается над поршнем, насосная полость располагается под поршнем. Каждая рабочая полость имеет самодействующие клапаны, которые в виду различных физических свойств газа и жидкости, имеют различное конструктивное исполнение и имеют различные площади проходного сечения.

Преимуществом такой конструкции является жесткое центрирование поршня с помощью механизма крейцкопфа, что способствует уменьшению боковых сил, действующих в паре трения поршень-цилиндр, что способствует увеличению механического КПД приводного механизма.

Наличие крещкопфного механизма, позволяет применять в конструкции гибридных машины, различные типы бесконтактных уплотнений, которые могут быть выполнены в виде гладкой концентричной щели или профилированной щели, примечательно, что последние в свою очередь могут иметь различную форму профиля [59,60].

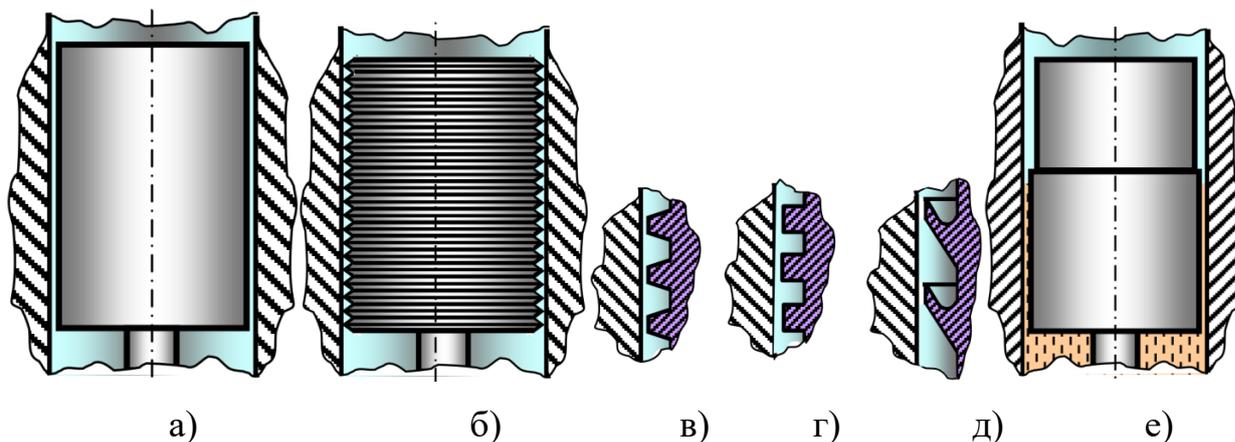


Рисунок 1.3.3 – Виды щелевых уплотнений, применяемых в зазоре между поршнем и цилиндром: а – гладкое концентричное; б – лабиринтное; в – лабиринтное уплотнение трапецеидального профиля; г – лабиринтное уплотнение прямоугольного профиля; д – лабиринтное уплотнение наклонного профиля; е – ступенчатое щелевое уплотнение.

Использование бесконтактного уплотнения создает условия для циркуляции рабочей жидкости в зазоре между цилиндром и поршнем. Данное решение обладает комплексом преимуществ. Во-первых, интенсифицируется теплоотвод от стенок цилиндра и торцевой поверхности поршня, благодаря чему снижаются энергозатраты на сжатие газа, и возрастает индикаторный КПД компрессорной полости. Во-вторых, присутствие жидкости в указанном зазоре снижает силу трения, возникающую при возвратно-поступательном движении поршня, что положительно сказывается на механическом КПД всей гибридной машины. В-третьих, регулярное нахождение рабочей жидкости, в зазоре между поршнем и цилиндром обеспечивает высокую степень герметизации компрессорной полости. Вследствие чего, в процессе сжатия газа, будут сводиться нулю его утечки, тем самым повышая коэффициент подачи компрессорной полости. Так же в качестве положительного эффекта

стоит отметить, что за счёт натекания жидкости из щелевого зазора в насосную полость, будет происходить численное увеличение кавитационного запаса насоса при осуществлении всасывания жидкости [61]. Вышеуказанные факты, позволяют значительно повысить эффективность работы, как компрессорной полости, так и всей гибридной машины, и расширить диапазон её эксплуатационных параметров.

Рассмотрим принцип работы гибридной машины, общая схема которой представлена на рисунке 1.3.2. При движении поршня вниз, в компрессорной полости, осуществляется процесс всасывания газа, в насосной полости процесс нагнетания жидкости. В виду образовавшегося значительного перепада давлений между компрессорной и насосной полостью, в этот момент происходит движение жидкости из насосной полости в щелевой зазор между поршнем и цилиндром и далее жидкость поступает в компрессорную полость.

При экспериментальном испытании реального образца ПГЭМОД рабочие процессы такой гибридной машины сопровождались акустическими эффектами, проявлявшимися в виде периодических «стуков». Данный факт свидетельствовал о том, что в компрессорной полости, в виду наличия некоторой части жидкости, в процессе сжатия газа возникали гидроудары, которые нарушали нормальный режим работы гибридной машины. Для нормализации работы гибридной машины и снижения вероятности возникновения гидроудара, предложена конструкция гибридной машины с буферной канавкой в теле поршня. В описании к полезной модели [61], представлена конструкция крейцкопфной ПГЭМОД с буферной канавкой (см. рисунок 1.3.4). Предложенная конструкция имеет буферную канавку, расположенную в теле поршня. Канавка представляет собой некий объём, который периодически заполняется жидкостью. Например, в момент осуществления процесса всасывания в компрессорной полости, в насосной полости процесс нагнетания, и как отмечалось ранее, жидкость из насосной полости, через пространство щелевого зазора начинает нтекать в компрессорную полость. Однако за счёт наличия буферной канавки, часть

жидкости поступает в канавку и там остаётся до момента завершения процесса всасывания в компрессорной полости. Далее, при осуществлении процесса нагнетания в компрессорной полости, в виду перепада давлений между компрессорной и насосной полостью, открывается обратный клапан, и жидкость из буферной канавки поступает обратно в насосную полость.

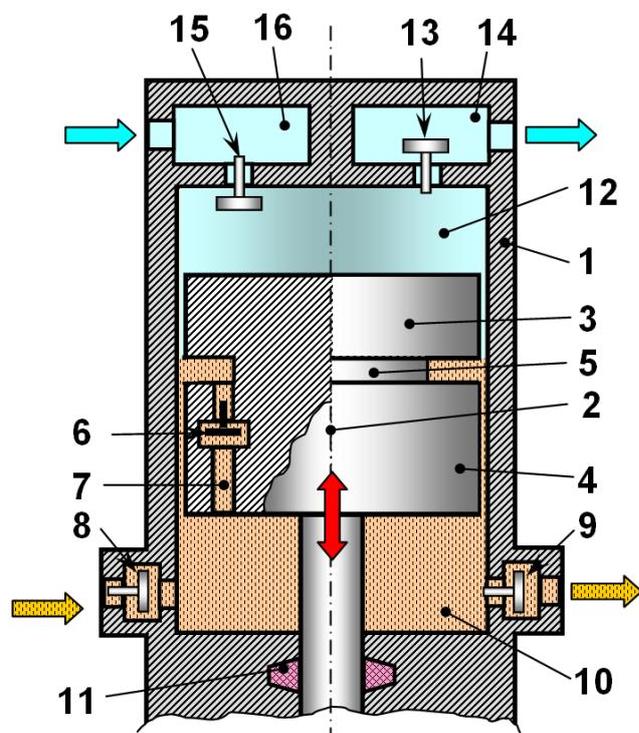


Рисунок 1.3.4 – Крейцкопфная ПГЭМОД с буферной канавкой:

- 1 – цилиндр; 2 – дифференциальный поршень; 3,4 – компрессорная и жидкостная уплотняющая часть;
- 5 – буферная канавка; 6 – обратный клапан; 7 – канал сброса; 8 – всасывающий жидкостный клапан;
- 9 – нагнетательный жидкостный клапан; 10 – насосная полость;
- 11 – уплотнительный узел;
- 12 – компрессорная полость;
- 13 – нагнетательный газовый клапан;
- 14 – полость нагнетания газа;
- 15 – всасывающий газовый клапан;
- 16 – полость всасывания газа

Практическая реализация описанной конструкции требует предварительной оценки геометрических параметров всех клапанов, объём буферной канавки и щелевого уплотнения.

Иным направлением совершенствования поршневых гибридных машин с крейцкопфным механизмом привода, является конструкция, представленная на рисунке 1.3.5, в которой жидкостная полость поршневой гибридной машины, соединена с рубашкой охлаждения цилиндра [62]. Основная суть конструкции заключается в прокачке рабочей жидкости через рубашку охлаждения цилиндра. При движении поршня из ВМТ в НМТ, поршень выталкивает жидкость из насосной полости (14), в рубашку охлаждения (18) цилиндра гибридной машины, а после чего жидкость поступает к потребителю. Преимуществом представленной схемы является отсутствие

внешнего насоса, обеспечивающего циркуляцию рабочей (охлаждающей) жидкости в рубашке охлаждения. Интенсификация отвода теплоты от стенок цилиндра, позволяет увеличить индикаторный КПД и коэффициент подачи компрессорной полости и в целом повысить эффективность осуществления процесса сжатия газа.

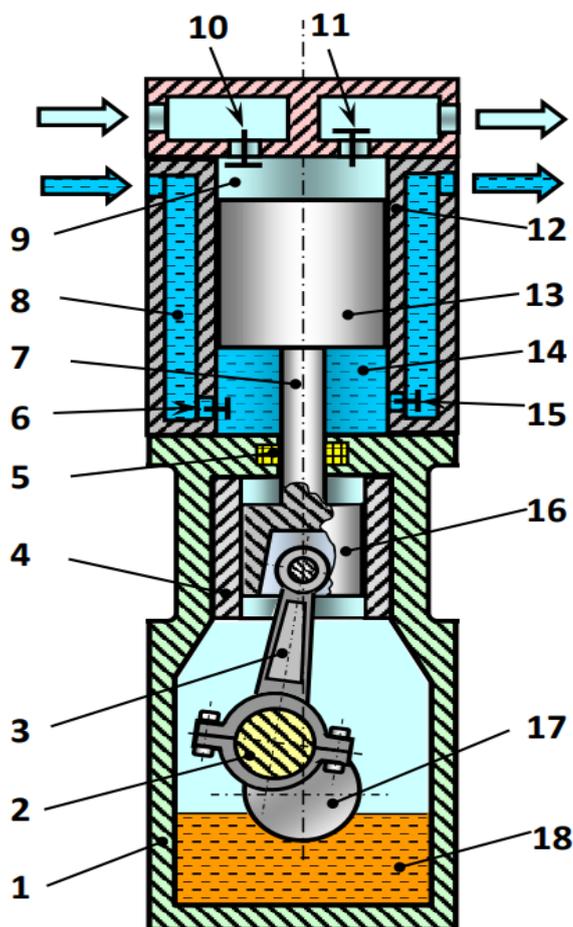


Рисунок 1.3.5 – Крейцкопфная ПГЭМОД с рубашкой охлаждения, соединённой с насосной полостью:

1 – картер; 2 – кривошип; 3 – шатун; 4 – направляющая крейцкопфа; 5 – уплотнение штока; 6 – всасывающий жидкостный клапан; 7 – шток; 8 – рубашка охлаждения; 9 – компрессорная полость; 10 – всасывающий газовый клапан; 11 – нагнетательный газовый клапан; 12 – гильза цилиндра; 13 – дифференциальный поршень; 14 – насосная полость; 15 – нагнетательный жидкостный клапан; 16 – крейцкопф; 17 – приводной вал; 18 – масло

Описанная выше схема гибридной энергетической машины с крейцкопфным механизмом может иметь иное конструктивное исполнение поршня. На рисунке 1.3.6 представлена схема ПГЭМОД, с П-образным поршнем и газовым демпфером [63]. Поршень имеет внутреннюю полость, которая заполнена частично газом и жидкостью. Подобная конструкция позволяет уменьшать время осуществления процессов всасывания и нагнетания жидкости, что с одной стороны снижает производительность насосной полости, с другой стороны обеспечивает возможность реализации

такой скорости перемещения поршня, которая является оптимальной для работы компрессорной полости ПГЭМОД.

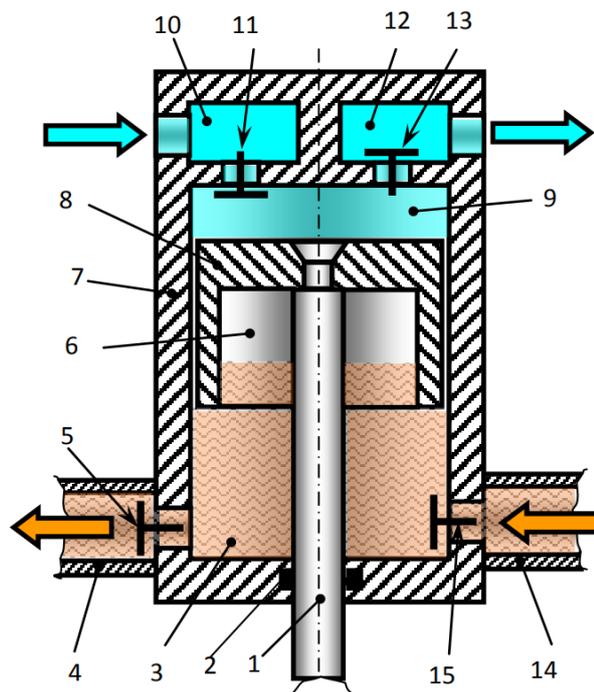


Рисунок 1.3.6 – Крейцкопфная ПГЭМОД с П-образным поршнем и газовым демпфером в поршне:

1 – шток; 2 – уплотнение штока; 3 – жидкостная полость;
 4 – жидкостный нагнетательный патрубок; 5 – нагнетательный жидкостный клапан; 6 – газовая полость поршня; 7 – цилиндр; 8 – поршень;
 9 – газовая полость; 10 – полость всасывания газа; 11 – всасывающий газовый клапан; 12 – полость нагнетания газа; 13 – нагнетательный газовый клапан; 14 – жидкостный всасывающий патрубок; 15 – всасывающий жидкостный клапан

Однако описанные выше конструкции крейцкопфной ПГЭМОД имеют один существенный недостаток, это большие массогабаритные показатели, особенно в поперечном направлении. Наличие деталей в виде направляющей, штока и крейцкопфа, увеличивает инерционные силы деталей цилиндропоршневой группы, совершающих возвратно-поступательное движение. С практической точки зрения, большие геометрические габариты в поперечном сечении приводят к возникновению дополнительных вибраций при работе машины, которые в резонансе оказывают негативное влияние на надёжность работы всей гибридной машины. Стоит отметить, что подаче жидкости потребителю от насосной полости с давлением нагнетания более 10

МПа, утечки жидкости через уплотнительный узел штока оказывают существенное влияние на объёмный КПД и как следствие уменьшается производительность насосной полости ПГЭМОД.

С целью устранения недостатков, перечисленных выше, была разработана иная конструкция поршневой гибридной энергетической машины (рисунок 1.3.7), в которой механизм кресткопфа, располагается внутри поршня, а непосредственно поршень имеет П-образную форму [64].

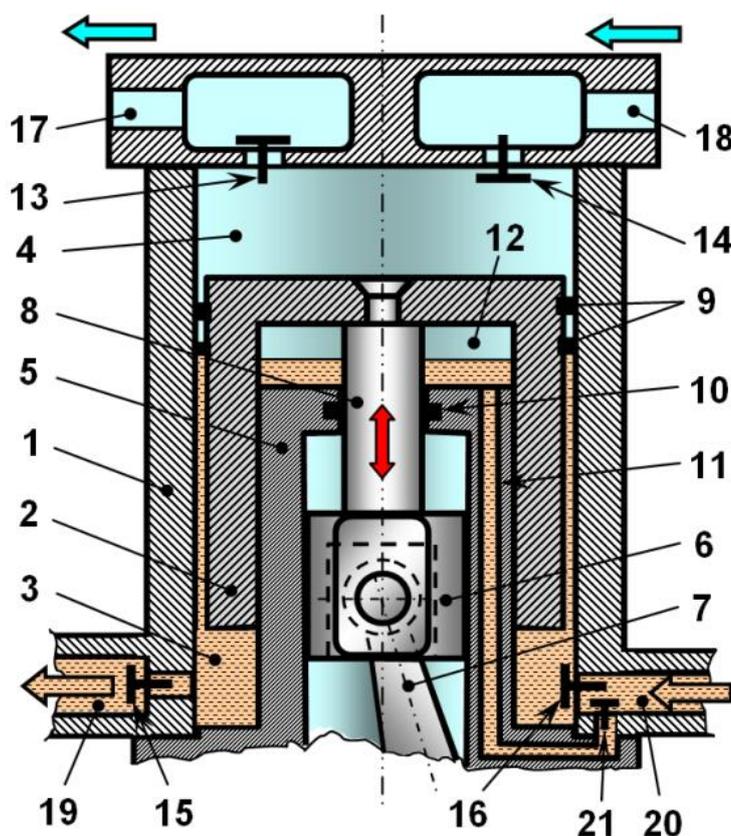


Рисунок 1.3.7 – ПГЭМОД со скрытым кресткопфным механизмом:
 1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – насосная полость; 4 – газовая полость;
 5 – направляющая кресткопфа; 6 – кресткопф; 7 – шатун; 8 – шток;
 9 – щелевое уплотнение; 10 – уплотнение штока; 11 – канал возврата утечек;
 12 – внутренняя полость поршня; 13 – всасывающий газовый клапан; 14 – нагнетательный газовый клапан; 15 – нагнетательный жидкостный клапан;
 16 – всасывающий жидкостный клапан; 17 – всасывающая газовая магистраль; 18 – нагнетательная газовая магистраль; 19 – нагнетательная жидкостная магистраль; 20 – всасывающая жидкостная магистраль;
 21 – обратный клапан

Благодаря применению такого конструктивного решения удалось не только добиться высокой компактности машины, снизить массогабаритные

параметры гибридной машины, но и увеличить эффективную длину поршня, которая способствует повышению герметизации щелевого уплотнения, что и позволяет минимизировать утечки жидкости из насосной полости до нулевого значения. Увеличение эффективной длины поршня, позволяет увеличить интенсивность отвода теплоты от стенок цилиндра, что повышает эффективность работы компрессорной полости [2,5,6]. Представленная схема обладает преимуществом, которое заключается в минимизации натекания рабочей жидкости в картер машины. Обеспечивается это за счёт того, что из внутренней полости поршня, рабочая жидкость отводится через канал (11), обратный клапан (21), в линию всасывания насосной полости.

Стоит отметить, что совершенствованию компоновок крейцкопфных ПГЭМОД посвящен целый ряд исследований [65-71]. Анализ этих работ показывает, что большинство разработанных конструкций были направлены на оптимизацию второстепенных эксплуатационных параметров машины. К примеру, в исследованиях [65,66] рассматривается возможность формирования и поддержания жидкостного слоя над поршнем на этапах сжатия и нагнетания газа. Этот подход позволяет минимизировать газовые утечки и интенсифицировать охлаждение стенок цилиндра. В работе [67] описана конструкция ПГЭМОД с автоматической регулировкой производительности жидкостной полости. В работе [68] описана конструкция ПГЭМОД с вращающимся лабиринтным уплотнением. В работе [69], с целью уменьшения перетечек между газовой и насосной полостями, применяется щелевое уплотнение конусной формы. В работах [70;71] описаны конструкции ПГЭМОД с защитой от гидроудара и соответственно с устройством для безударного пуска.

1.3.2 Бескрейцкопфные ПГЭМОД

Согласно названию типа гибридной машины «бескрейцкопфные», следует, что в рассматриваемых конструкциях, отсутствует механизм

крейцкопфа. Одним из особенностей бескрейцкопфного механизма привода является применение тронковых поршней, движение которому передаётся непосредственно от шатуна. На рисунке 1.3.8 представлена конструктивная схема бескрейцкопфной гибридной машины [15].

Конструкции бескрейцкопфной гибридной машины, обладает существенным преимуществом по сравнению с рассмотренными ранее конструкциями крейцкопфных гибридных машин, которое заключается в значительном уменьшении габаритных показателей по вертикальной оси.

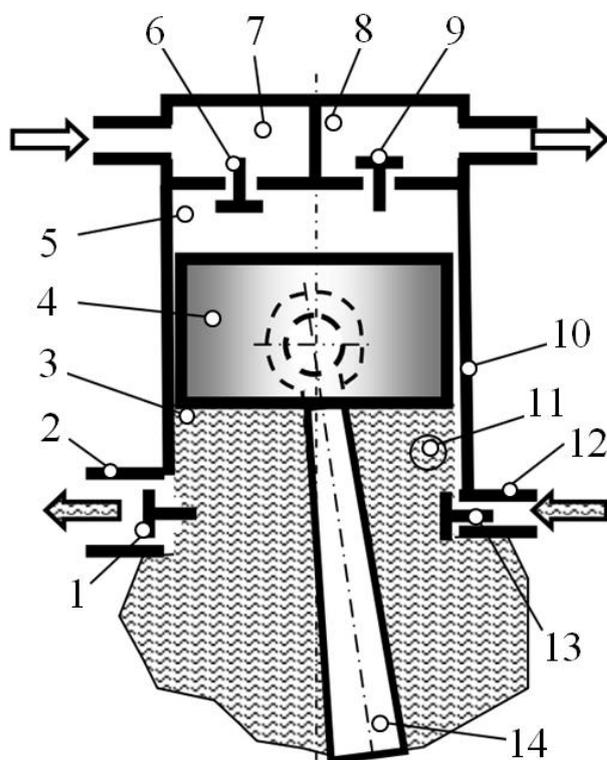


Рисунок 1.3.8 – Конструктивная схема бескрейцкопфной ПГЭМОД:

1 – жидкостный нагнетательный и клапан; 2, 12 – патрубки; 3 – насосная полость; 4 – поршень; 5 – газовая полость; 6 – газовый всасывающий клапан; 7, 8 – всасывающая и нагнетательная газовые полости; 9 – газовый нагнетательный клапан; 10 – цилиндр; 11 – жидкость; 13 – жидкостный всасывающий клапан; 14 – шатун

На рисунке 1.3.9 представлена конструктивная схема бескрейцкопфной гибридной машины с тронковым поршнем, которая описана в источнике [72]. Одним из преимуществ, представленной конструкции, является хорошее охлаждение деталей цилиндропоршневой группы, путём отвода теплоты в окружающую среду через поверхности картера.

Однако представленная конструкция не лишена недостатков. Во-первых, к жидкости, которая перекачивается насосной полостью, предъявляются особые требования. Например, жидкость должна обладать хорошими смазочными свойствами, для обеспечения качественной смазки

деталей кривошипно-шатунного механизма и опорных подшипников. Во-вторых, постоянное наличие жидкости в полости картера, приводит к увеличению работы затрачиваемой на перекачивание жидкости, что связано в первую очередь с возрастанием потерь энергии на перемешивание рабочей жидкости в полости картера. В-третьих, данная конструкция имеет ограничения по диапазону изменения эксплуатационных параметров. Например, по давлению нагнетания, которое имеет ограничения в виду возможного возникновения утечек рабочей жидкости через уплотнения разъёма картера, крышек и коленчатого вала.

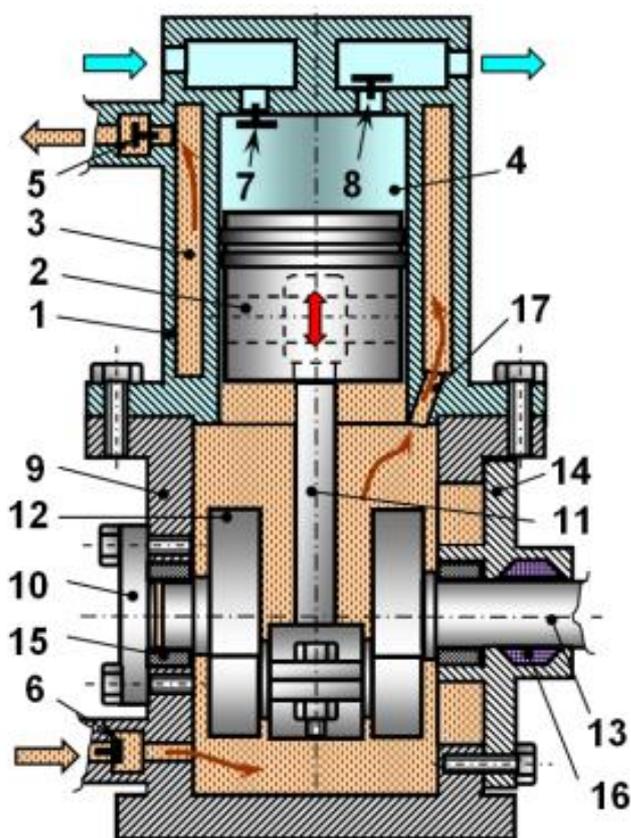


Рисунок 1.3.9 –
Бескрейцкопфная ПГЭМОД с
тронковым поршнем:
1 – цилиндр; 2 – поршень;
– рубашка охлаждения;
4 – компрессорная полость;
5,6 – нагнетательный и
всасывающий жидкостные
клапаны; 7,8 – всасывающий
и нагнетательный газовые
клапаны; 9 – картер,
заполненный рабочей
жидкостью; 10 – задняя
крышка; 11 – шатун;
12 – противовес; 13 –
коленчатый вал; 14 – передняя
крышка; 15 – подшипники
скольжения; 16 – сальник;
17 – отверстие

С целью устранения недостатков предыдущей конструкции, была предложена новая, с изменённой формой поршня [73,74].

На рисунке 1.3.10а показана конструктивная схема бескрейцкопфной ПГЭМОД, в которой роль крейцкопфа выполняет сам поршень, в связи с чем его выполняют в ступенчатом виде, с удлинённой цилиндрической поверхностью. Боковые усилия на себя воспринимает поверхность цилиндра

и боковая поверхность поршня. На рисунке 1.3.10б представлена конструкция гибридной машины, в которой поршень имеет нестандартную форму. Форма поршня похожа на букву «П» в перевернутом виде. Компрессорная полость располагается над поршнем, а насосная полость вынесена за пределы цилиндра и располагается в рубашке охлаждения. Подобное конструктивное решение позволяет существенно увеличить отвод теплоты от стенок цилиндра, а значит увеличить эффективность работы компрессорной полости. Стоит отметить, что подобная конструкция так же обладает компактностью и низкими габаритными размерами в радиальном направлении. Поршень является весьма компактным, а совмещение насосной полости с рубашкой охлаждения обеспечивает значимое сокращение металлоёмкости, затрачиваемой на производство гибридной машины.

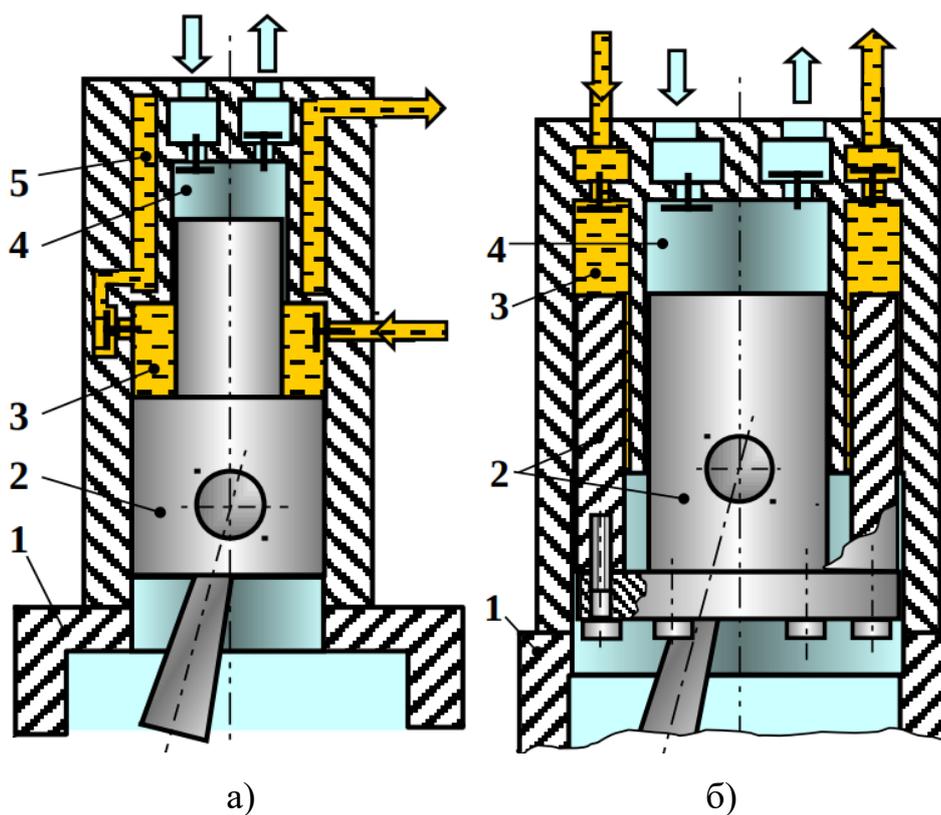


Рисунок 1.3.10 – Схемы цилиндропоршневых групп бескрейцкопфных ПГЭМОД с различными типами тронковых поршней:
а – ступенчатый поршень; б – П-образный «перевернутый» поршень:
1– картер; 2– поршень; 3– насосная полость; 4– компрессорная полость; 5– рубашка охлаждения

Основываясь на изображении схем ПГЭМОД представленных на рисунке 1.3.10, можно сделать следующий вывод. При движении поршня из НМТ к ВМТ, одновременно в газовой рабочей полости (4) и в насосной рабочей полости (3) происходит сжатие рабочих тел. Таким образом, перепад давлений между полостями значительно меньше, чем в конструкциях ПГЭМОД с дифференциальным поршнем. Следовательно, массообменные процессы, утечки и перетечки рабочих тел будут значительно меньше, что способствует увеличению коэффициента подачи компрессорной полости и объёмного КПД насосной полости. Подобное конструктивное решение так же позволяет увеличить диапазон изменения эксплуатационных параметров работы гибридной машины.

Однако, несмотря на неоспоримые преимущества конструктивных компоновок ПГЭМОД представленных на рисунке 1.3.10 данные схемы обладают рядом существенных недостатков. Например, ограничения в эксплуатационных параметрах машин с точки зрения максимальной угловой скорости вращения приводного вала, которая обусловлена невысокой угловой скоростью работы поршневого насоса. С производственной точки зрения, изготовление реального образца гибридной машины с конструкциями, представленными на рисунке 1.3.10 весьма непросто. Требуется высокоточное изготовление рабочего органа и иных деталей и их точная сборка, что значительно увеличивает стоимость изготовления машины и требует квалифицированного персонала на линии сборки агрегата.

На рисунке 1.3.11 представлена конструкция, бескрейцкопфной гибридной машины, с Н-образным поршнем [75].

Предложенная конструкция в поперечном сечении имеет в 1,5 раза меньшие геометрические размеры, по сравнению с машинами, имеющими крейцкопфный механизм движения поршня. Таким образом, масса подвижных частей деталей цилиндропоршневой группы, совершающих возвратно-поступательное движение, уменьшилась в 3 раза [76].

В результате серии проведённых экспериментальных исследований [76], установлено, что данная конструкция обладает высокой интенсивностью охлаждения компрессорной полости, что доказывается численными показателями, так, например, по сравнению с предыдущими конструкциями ПГЭМОД, удалось снизить температуры клапанной плиты на $10\div 15\text{K}$, что позволило увеличить коэффициент подачи компрессорной секции на 5%.

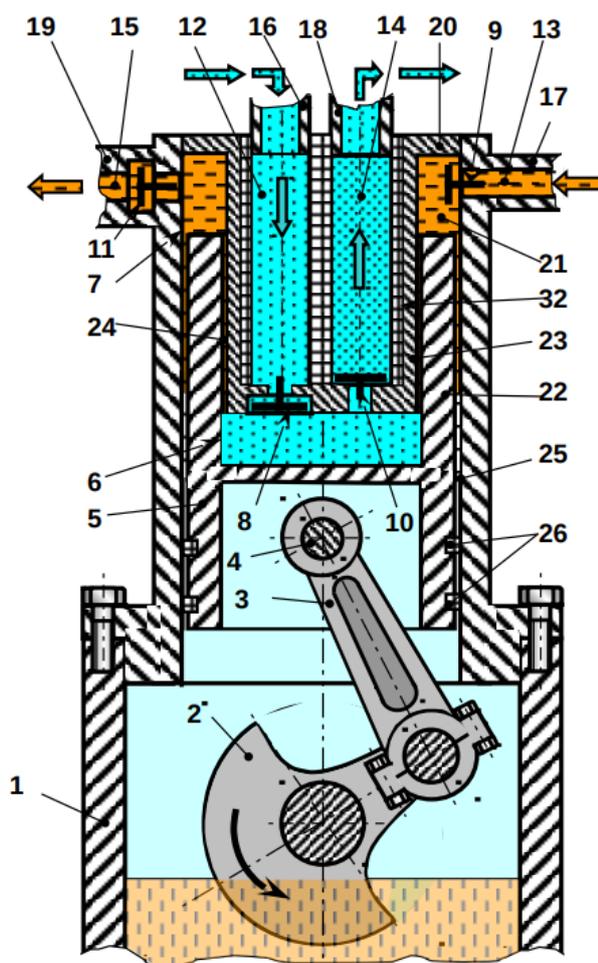


Рисунок 1.3.11 – Бескрейцкопфная ПГЭМОД с H-образным поршнем:
 1 – полость картера; 2 – противовес; 3 – шатун; 4 – поршневой палец;
 5 – поршень; 6; 7 – газовый и жидкостный цилиндр; 8 – всасывающий газовый клапан; 9 – всасывающий жидкостный клапан; 10 – нагнетательный газовый клапан; 11 – нагнетательный жидкостный клапан; 12 – газовая всасывающая полость; 13 – жидкостная всасывающая полость; 14 – газовая нагнетательная полость; 15 – жидкостная нагнетательная полость; 16 – линии всасывания газа; 17 – линии всасывания жидкости; 18 – линии нагнетания газа; 19 – линии нагнетания жидкости; 20 – клапанная коробка; 21 – рубашка охлаждения; 22 – кольцевой выступ поршня; 23 – выступ клапанной коробки; 24 – щелевой зазор; 25 – уплотнение; 26 – уплотнительные кольца

Разработке новых конструктивных компоновок бескрейцкопфных ПГЭМОД посвящено много научно-исследовательских работ [77-81]. Так, например, в работе [77] представлена конструкция ПГЭМОД с комбинированным механизмом привода, в которой теоретически обеспечивается полное уравнивание сил инерции и боковых усилий в поршневой группе, за счёт противовесов. В работе [78] схема ПГЭМОД с тронковым поршнем и противовесом золотником. В работе [79] описано изобретение обеспечивающее возможность перекачки насосной полостью различных жидких сред, имеющих различный химический состав, без загрязнения последующей перекачиваемой жидкой среды. В работе [80] показана схема одноступенчатой двухцилиндровой ПГЭМОД с тронковыми поршнями, а в работе [81] представлена схема ПГЭМОД с тронковым дифференциальным поршнем, обеспечивающая двухступенчатое сжатие газа.

1.3.3 ПГЭМОД с регенеративным теплообменом

Значимым направлением повышения эффективности работы поршневых компрессоров является интенсификация отвода теплоты, при сжатии газа, с целью приближения процесса сжатия к изотермическому [82]. Данное концептуальное положение являлось основой для создания нового класса гибридных машин с регенеративным теплообменом, который обладает высокой интенсивностью охлаждения газа и улучшенными массогабаритными показателями [83]. Основная конструктивная компоновка такого класса гибридных машин заключается в том, что одна рабочая полость, расположенная над поршнем, в которой попеременно сжимается газ на протяжении некоторого промежутка времени, а затем жидкость.

На рисунке 1.3.12 представлена схема ПГЭМОД с регенеративным теплообменом [83]. Рассмотрим принцип работы гибридной энергетической машины с регенеративным теплообменом. Предположим, что в начальный момент времени, машина работает в режиме компрессора и в рабочей полости

протекают стандартные рабочие процессы характерные для работы поршневого компрессора. Работа ПГЭМОД в режиме компрессора, продолжается в течение некоторого момента времени, пока стенки цилиндра не достигнут некоторого значения температуры. После чего, в автоматическом или механическом режиме осуществляется поворот трехходовых кранов (7) и (8). Далее, в таком случае, по линии всасывания начинает поступать жидкость, которая далее в рабочей полости увеличивает своё давление и после чего, по линии нагнетания, поступает к потребителю. Работа гибридной машины с регенеративным теплообменом в режиме насоса, обеспечивает интенсивный отвод теплоты от стенок рабочей цилиндра, верхней поршня и от поверхности клапанной плиты, температура которых поддерживается на уровне температуры хладагента или иного заданного параметра. Благодаря этому одна машина выполняет функции как компрессора для газа, так и насоса для жидкости.

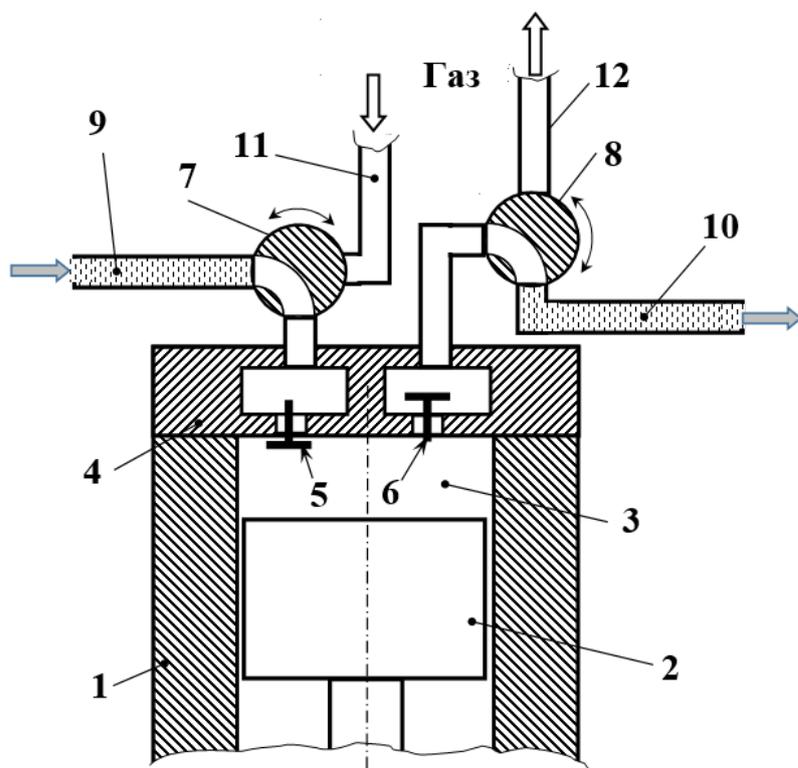


Рисунок 1.3.12 –
Принципиальная схема
ПГЭМОД с
регенеративным
теплообменом (в
режиме насоса):
1 – цилиндр; 2 –
поршень; 3 – рабочая
полость цилиндра; 4 –
клапанная головка; 5 –
всасывающий клапан; 6 –
нагнетательный
клапан; 7;8 –
трехходовые краны; 9 –
линия всасывания
жидкости; 10 – линия
нагнетания жидкости;
11 – линия всасывания
газа; 12 – линия
нагнетания газа

На рисунке 1.3.13 представлена подробная схема гибридной машины с регенеративным теплообменом, которая защищена патентом на полезную модель [84], и которая объясняет принцип её работы.

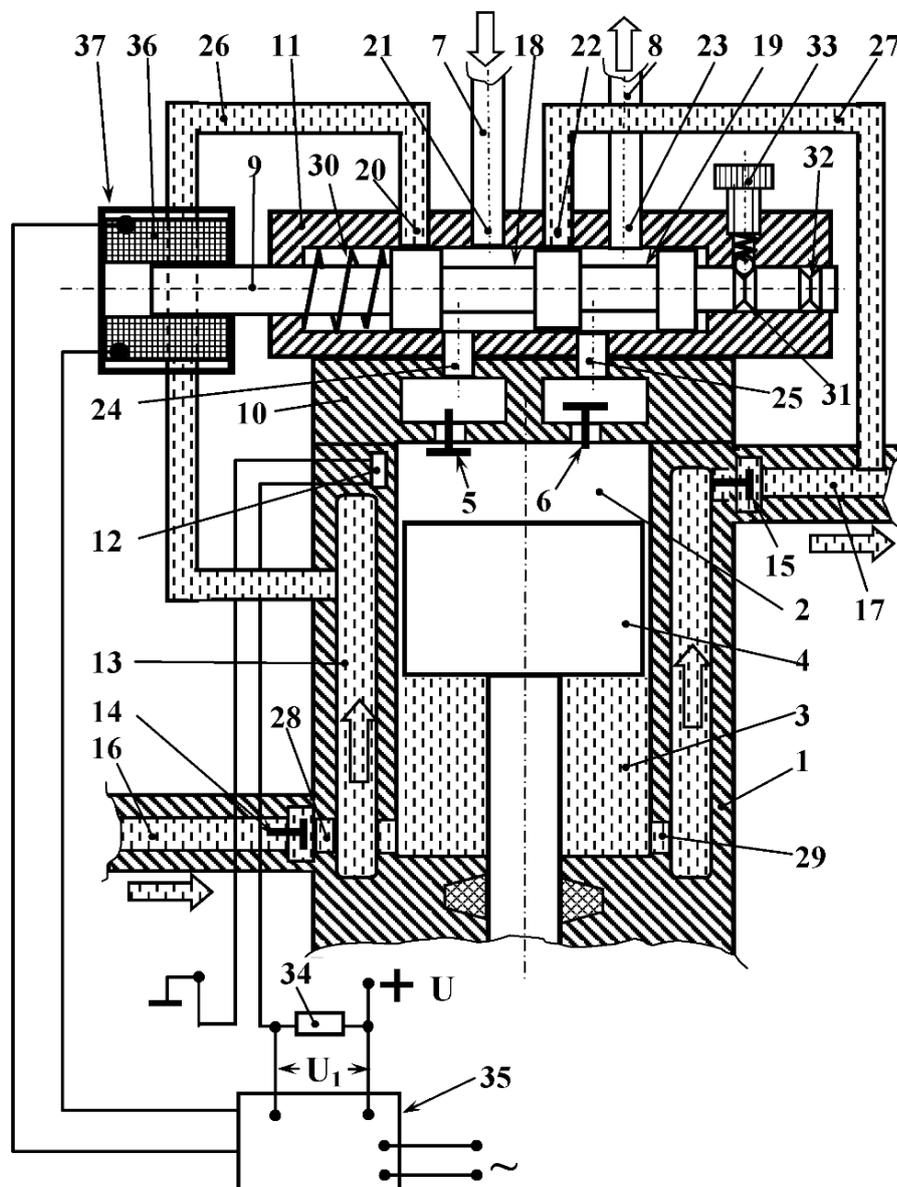


Рисунок 1.3.13 – Принципиальная схема ПГЭМОД с регенеративным теплообменом (в режиме компрессора)

Принцип работы данной схемы заключается в следующем. При температуре стенок цилиндра, находящейся в допустимом диапазоне, обмотка (36) электромагнита (37) обесточена, машина работает в режиме компрессора. Газ всасывается через канал (7), выточку (18) золотника (9), отверстие (24) и клапан (5) в полость (2) цилиндра (1). Подача газа к потребителю

осуществляется через клапан (6) и отверстие (25) в выточку (19) золотника, а затем по каналу (8). В течение определённого времени работы, температуры стенок увеличивается, и при достижении значения выше заданной величины система управления электромагнитом подаёт питание на обмотку электромагнита, что приведет к перемещению золотника из крайнего правого положения в крайнее левое положение. Временная фиксация положения золотника обеспечивается за счёт наличия фиксатора (33). Находясь в крайнем левом положении, золотник перекрывает каналы (7) и (8) и открывает отверстия (20) и (22), что обеспечивает путь прохода жидкости из рубашки (3) через канал (26), выточку (18), отверстие (24) и канал (27) – в линию нагнетания (17). Находясь в крайнем левом положении, золотник предотвращает возможность попадания газа в полость (2). В результате чего, полость (2) при работе машины начинает работать как рабочая полость насоса – заполняться и опустошаться жидкостью, что приводит к интенсивному снижению температуры стенок цилиндра (1), доньшка поршня (4), поверхности клапанной плиты (10) и крышки клапанной плиты (11). Отметим, что, численные значения плотности и теплоёмкости жидкости, значительно выше, чем газа, что обеспечивает интенсивное охлаждение указанных деталей.

В связи с гораздо большей по сравнению с газом плотностью, и как следствие – теплоемкостью. При этом жидкость имеет температуру близкую к температуре окружающей среды. В рассмотренной схеме охлаждение стенок цилиндра происходит только за счёт теплопроводности материала этих стенок и машина вынуждена прокачивать жидкость в течение некоторого времени, что может приводить к увеличению затрачиваемой работы на охлаждение.

Для увеличения эффективности охлаждения цилиндра при прокачке жидкости была предложена конструктивная доработка стенок цилиндра [85]. На рисунке 1.3.14 представлена схема ПГЭМОД с регенеративным теплообменом работающей с попеременной подачей перекачиваемого газа и охлаждающей жидкости в рабочую камеру, в которой часть жидкости при ходе сжатия и нагнетания размещается в материале стенок окружающих рабочую

полость. В цилиндр (1) установлена гильза (11), изготовленная из пористого материала, в качестве которого можно использовать пористый дюралюминий, пористую бронзу, гранулы с размером частиц от 0,3 до 1,5 мм активированного оксида алюминия. При осуществлении процессов сжатия и нагнетания, давление в жидкости необходимо поднять до величины, при которой жидкость, находящаяся в рабочей полости, начнет интенсивно заполнять полости пористой гильзы (11) и охлаждать её и как следствие стенки цилиндра (1). Вследствие большей теплоемкости охлаждающей жидкости по сравнению с теплоемкостью материалов гильзы (11) будет происходить достаточно быстрое охлаждение стенок рабочей полости (5).

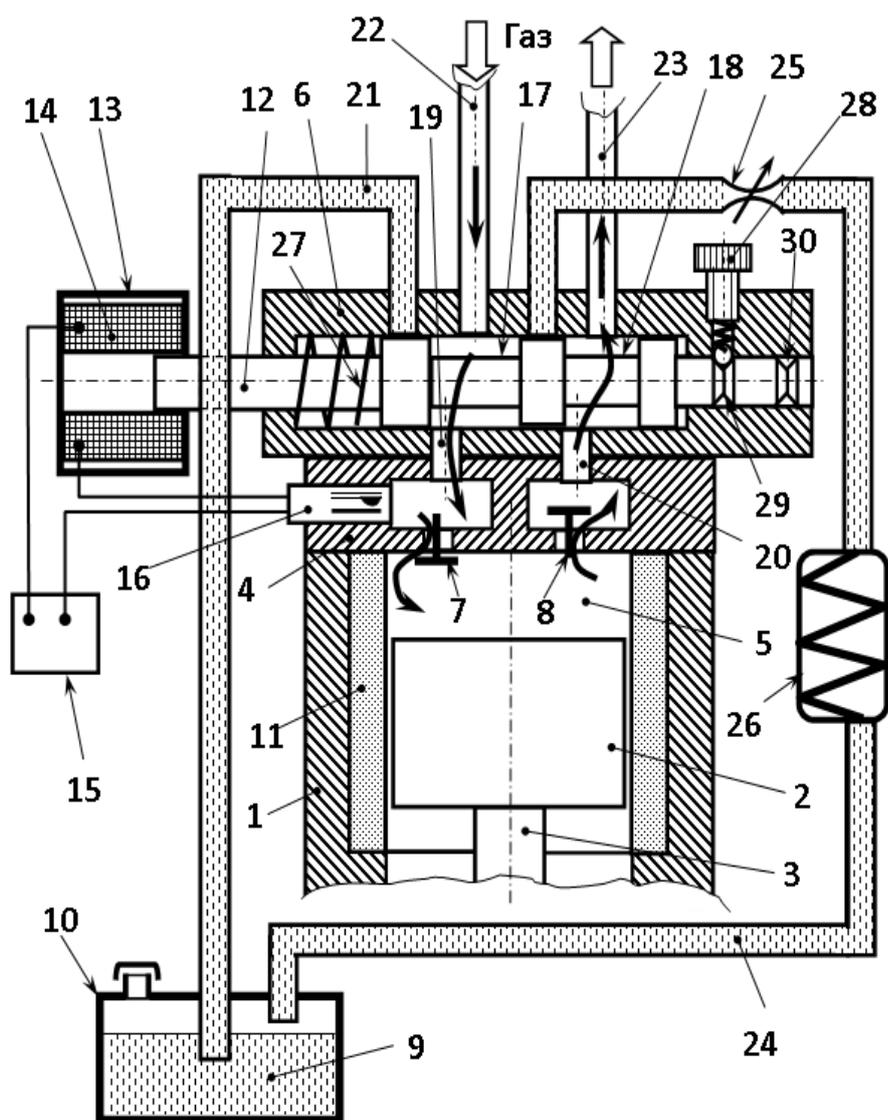


Рисунок 1.3.14 – Принципиальная схема ПГЭМОД с регенеративным теплообменом и гильзой цилиндра из пористого материала (в режиме компрессора): 1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – шток; 4 – клапанная головка; 5 –

рабочая полость; 6 – крышка; 7 – всасывающий клапан; 8 – нагнетательный клапан; 9 – охлаждающая жидкость; 10 – бак; 11 – гильза; 12 – шток золотника; 13 – электромагнит; 14 – обмотка; 15 – источник питания; 16 – биметаллические контакты; 17;18 – выточки золотника; 19;20 – отверстия; 21-24 – каналы; 25 – регулируемый дроссель; 26 – теплообменник

Таким образом, реализация регенеративного теплообмена позволяет уменьшить термическое сопротивление при передаче теплоты, что приводит к увеличению интенсивности отвода теплоты от стенок цилиндра, к повышению индикаторного КПД компрессора и коэффициента подачи, повышению расходных и энергетических характеристик компрессора. Использование регенеративного теплообмена позволит увеличить кавитационный запас на всасывании, повысить эффективность сжатия и нагнетания жидкости. Использование одной рабочей камеры позволит практически в два раза уменьшить массу и габариты машины.

1.3.4. ПГЭМОД, использующая разрежение газа на всасывании

Научные изыскания, в области повышения эффективности работы системы охлаждения поршневых компрессоров, способствовали созданию отдельного класса поршневых гибридных энергетических машин, с бесконтактным движением охлаждающей жидкости [86].

Одним из основных преимуществ данного класса машин, является возможность реализации замкнутого контура жидкостной системы охлаждения. Отличительной особенностью такой системы, является отсутствие потребности в насосе, который обеспечивает циркуляцию жидкости в системе охлаждения. Очевидными преимуществами являются снижение массогабаритных показателей, отсутствие внешнего насоса, снижает энергопотребление и конечную стоимость готового изделия, а постоянная циркуляция охлаждающей жидкости в рубашке охлаждения,

снижает температуру деталей цилиндропоршневой группы, что способствует увеличению КПД компрессора.

На рисунке 1.3.15 представлена одна из первых конструктивных схем ПГЭМОД, использующая разрежение в линии всасывания газа, которая была исследована как теоретически, так и экспериментально [87].

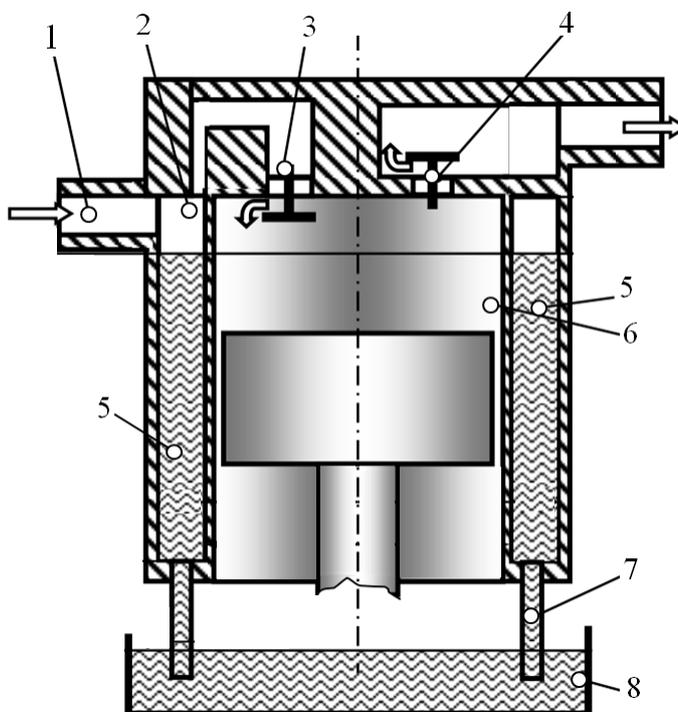


Рисунок 1.3.15 – Принципиальная схема ПГЭМОД использующая разрежение газа на всасывании:

1 – линия всасывания газа; 2 – газовая полость; 3;4 – всасывающий и нагнетательный газовые клапаны; 5 – рубашка охлаждения; 6 – рабочая полость; 7 – трубопровод рубашки охлаждения; 8 – ёмкость с жидкостью

Рассмотрим принцип работы гибридной машины, использующей зарядку в линии всасывания. В процессе всасывания, в газовой полости образуется разрежение, за счёт которого возникают силы, действующие на жидкость, находящуюся в рубашечном пространстве цилиндра, и далее жидкость начинает подниматься вверх по рубашечному пространству осуществляя отвод теплоты от стенок цилиндра и от сжимаемого газа. Обратное движение жидкости, осуществляется за счёт естественных сил тяжести. Максимальная высота подъема жидкости в рубашечном пространстве ограничена моментом выравнивания давления в газовой полости

(4) с атмосферным давлением, что происходит благодаря подосу газа через трубопровод (5) и инерционному движению жидкости. После закрытия всасывающего клапана циркуляция прекращается. При совершении обратного хода поршня, в момент сжатие и нагнетание газа, охлаждающая жидкость, находящаяся в рубашечном пространстве, под действием естественной силы тяжести двигается вниз и поступает в ёмкость (3).

Реализация описанной схемы работы ПГЭМОД, обеспечивающей движение жидкости в рубашечном пространстве за счёт разрежения в линии всасывания, обладает высокой степенью интенсивности отвода теплоты. Согласно теоретическим и экспериментальным исследованиям [88], коэффициент подачи и индикаторный КПД компрессорной полости увеличивается в среднем от 5 до 10%. Однако выигрыш в индикаторном КПД, может быть нивелирован возросшими потерями давления, которые составляют в среднем от 30 до 40% от общих потерь давления в линии всасывания газа [46]. Причиной таких потерь давления, является необходимость затратить энергию на преодоление сил тяжести объёма жидкости, находящегося в рубашечном пространстве.

На рисунке 1.3.16 представлена иная конструкция гибридной машины, которая устраняет недостатки предыдущей конструкции, причём новая конструкция, защищена патентом [89].

Представленная конструкция базируется на основе двухцилиндрового одноступенчатого поршневого компрессора. При повороте приводного вала в пределах от 0° до 180° , в момент осуществления процесса всасывания в рабочей полости (7), образуется разрежение в полости всасывания (9) и верхней части ёмкости (15). Регулировка положения вентиля (24) позволяет увеличивать или уменьшать величину уменьшения давления (разрежения). Далее за счёт перепада давлений, из ёмкости (15) охлаждающая жидкость, пройдя через рубашку охлаждения цилиндра, поступает в ёмкость (16). При повороте приводного вала в пределах от 180° до 360° , в момент осуществления процесса всасывания в рабочей полости (8), образуется разрежение в полости

всасывания (6) и верхней части ёмкости (16). Регулировка положения вентиля (25) позволяет увеличивать или уменьшать величину уменьшения давления (разрежения). Далее за счёт перепада давлений, из ёмкости (16) охлаждающая жидкость, пройдя через рубашку охлаждения цилиндра, поступает в ёмкость (15). Пройдя теплообменник (26) жидкость отдаёт тепло окружающей среде и имея более низкую температуру поступает в ёмкость (16). Описанный выше принцип работы гибридной машины, позволяет обеспечивать замкнутый контур системы охлаждения, который обеспечивает прокачку охлаждающей жидкости через рубашку охлаждения цилиндров.

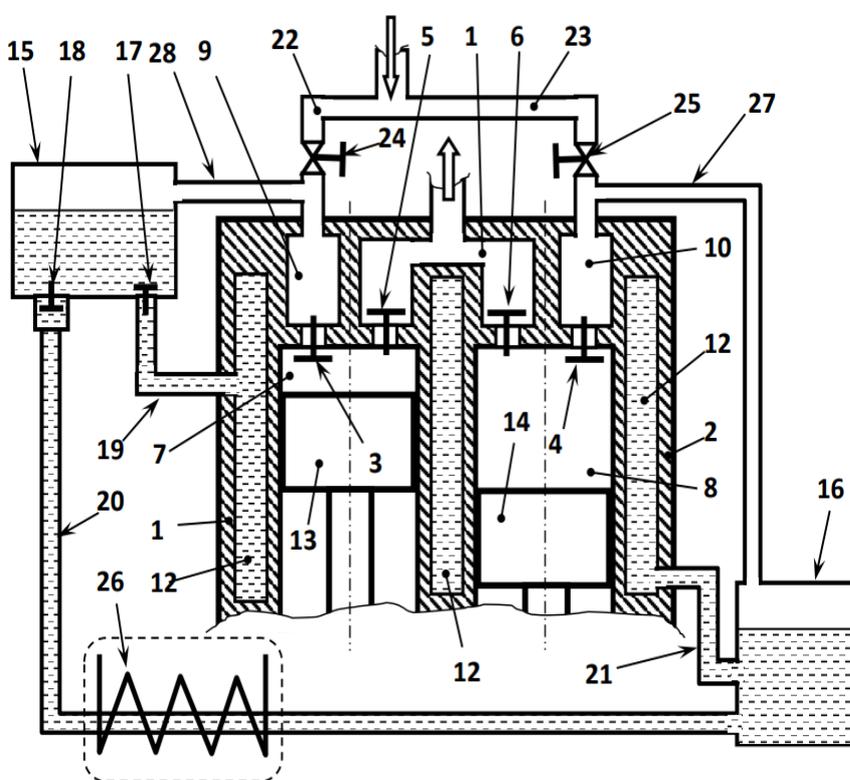


Рисунок 1.3.16 – Принципиальная схема двухцилиндровой одноступенчатой ПГЭМОД использующей разрежение газа на всасывании в каждом цилиндре

Основным преимуществом представленной конструкции машины, является значительное увеличение расхода охлаждающей жидкости, протекающей в полости рубашки охлаждения до 900 мл/мин [90]. Однако потери на всасывании имеют весьма большие значения и составляют около 40% [46]. Дополнительным недостатком предложенной конструкции является

значительное увеличение массогабаритных показателей за счёт наличия второго цилиндра.

На рисунке 1.3.17 представлена следующая конструкция гибридной машины с бесконтактным движением охлаждающей жидкости.

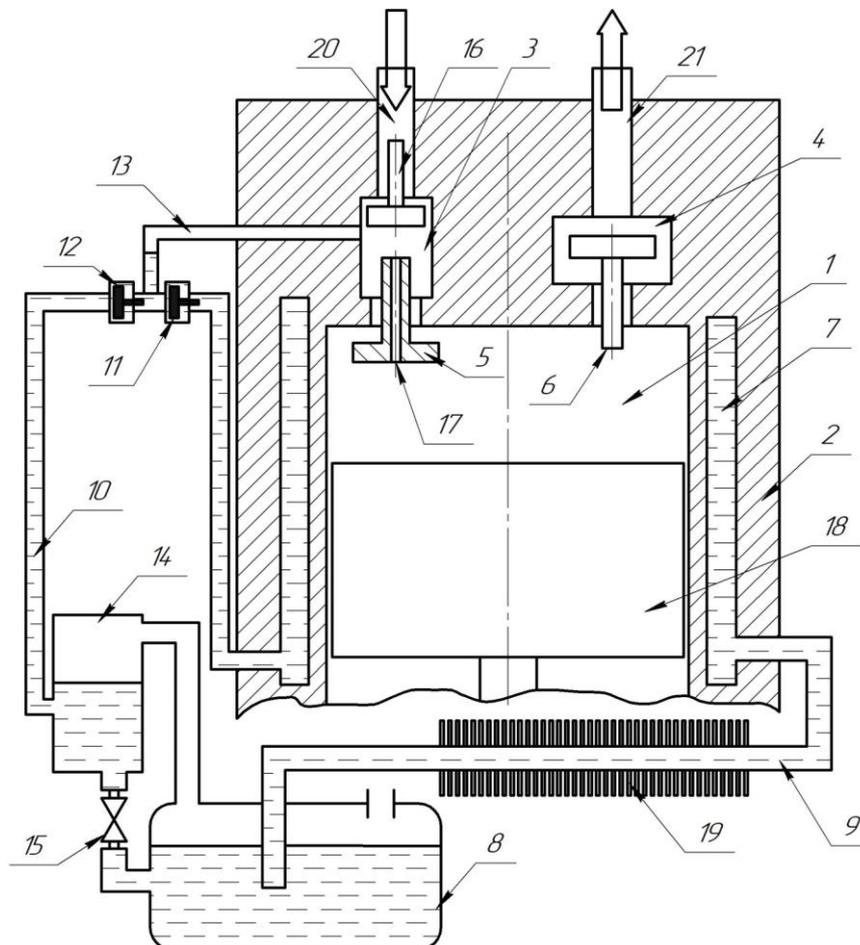


Рисунок 1.3.17 – Принципиальная схема ПГЭМОД с газовым колпаком и двумя всасывающими клапанами

Принцип работы данной конструкции заключается в следующем. Всасывающие клапаны (5) и (16) закрыты. Жидкость в соединительном канале (13) имеет наибольший уровень. При движении поршня вниз из ВМТ к НМТ, в рабочей полости (1) цилиндра (2) возникает понижение давления. За счёт перепада давлений открывается второй всасывающий клапан (5) и далее газ из полости (3) начинает поступать в рабочую полость (1) цилиндра (2). В этот же момент времени, за счёт того же перепада давлений, открывается первый всасывающий клапан (16) и газ, от источника или из окружающей среды, поступает в рабочую полость (1) цилиндра (2). В процессе всасывания

давление в рабочей полости (1) опускается ниже атмосферного примерно на $(0,2-0,3) \cdot 10^5$ Па. Соответственно, примерно такой же уровень падения давления будет наблюдаться в полости (3). Под действием перепада давлений между давлением в полости (8) и в полости (3), жидкость по подающему трубопроводу (9) будет поступать в рубашку охлаждения (7) и затем через обратный клапан (11) в канал (13), увеличивая там уровень жидкости. При движении жидкости по трубопроводу (9) жидкость охлаждается с помощью теплообменника (19). Описанные процессы происходят до тех пор, пока поршень не достигнет НМТ.

При возвратном движении поршня, в рабочей полости (1) осуществляется сжатие газа, с постепенным повышением его давления. При увеличении давления до номинального давления нагнетания, открывается нагнетательный клапан (6) и газ попадает в линию нагнетания и далее к потребителю. Естественно, что в момент осуществления сжатия и нагнетания газа, всасывающие клапаны (5) и (16) закрыты. В теле всасывающего клапана (5) имеется сквозное отверстие (17). В процессе нагнетания газа, при выталкивании газа под давлением из рабочей полости (1), некоторая, небольшая часть газа под давлением, поступает через отверстие (17), в полость (3), затем в соединительный канал (13), при этом обратный клапан (12) открывается и жидкость по каналу (10) поступает в мерную ёмкость (14). По мере наполнения мерной емкости (14) сливной кран (15) открывается, и жидкость поступает в ресивер (8). Увеличение давления в ёмкости (8), увеличивает поверхностные силы, действующие на охлаждающую жидкость, что приводит к увеличению расхода охлаждающей жидкости.

Описанные выше физические процессы, обеспечивают подъём охлаждающей жидкости в рубашке охлаждения за счёт действия поверхностных сил, а движение охлаждающей жидкости вниз, за счёт действия и поверхностных и объёмных сил.

Представленная конструкция поршневой гибридной энергетической машины с бесконтактным движением охлаждающей жидкости является

наиболее эффективной среди рассмотренных выше гибридных машин. Критериями оценки эффективности представленной машины, в сравнении с рассмотренными ранее заключаются, во-первых, по эффективности охлаждения, во-вторых, по величине потерь давления [94]. Недостатком предложенной конструкции является снижение коэффициента подачи компрессора, которое обусловлено снижением производительности за счёт утечек газа из рабочей полости (1) цилиндра, в полость рубашечного пространства, через неплотность (17) клапана (5).

1.4. Анализ методов расчета рабочих процессов ПГЭМОД

Описанные выше конструкции поршневых гибридных машин, по сути, включают в себя работу насосной и компрессорной полости одновременно или попеременно. Следовательно, для расчёта рабочих процессов гибридной машины, требуется осуществить расчёт рабочих процессов насосной и компрессорной полостей.

1.4.1. Компрессорная секция

Метод эквивалентных политроп

Метод заключается в том, что процессы сжатия газа и обратного расширения из мёртвого пространства описываются эквивалентными (условными) политропами сжатия и обратного расширения [7]. Для обеспечения точности получаемых результатов расчёта рабочих процессов следует обеспечивать сохранение площади центральной части индикаторной диаграммы. Показатель политропы можно принять равным показателю адиабаты, $k = 1,41$ или определить на основе выражения: $(0,92 \div 0,98) \cdot k$ – для политропы сжатия и $(0,94 \div 0,98) \cdot k$, – для политропы обратного расширения (см. рисунок 1.4.1).

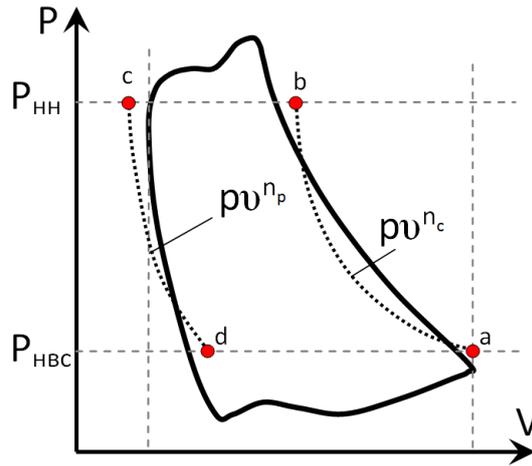


Рисунок 1.4.1 – Условная индикаторная диаграмма поршневого компрессора с изображением эквивалентных политроп сжатия a-b и обратного расширения c-d

Эквивалентные политропы, могут иметь различные начальные и конечные координаты. Например, на рисунке 1.4.2а представлен вариант, где эквивалентная политропа сжатия начинается из точки соответствующей линии номинального давления всасывания, заканчивается в точке соответствующей линии номинального давления нагнетания газа. На рисунке 1.4.2б политропа сжатия, начинается из точки соответствующей линии фактического давления всасывания газа, а заканчивается в точке соответствующей линии фактического давления нагнетания газа.

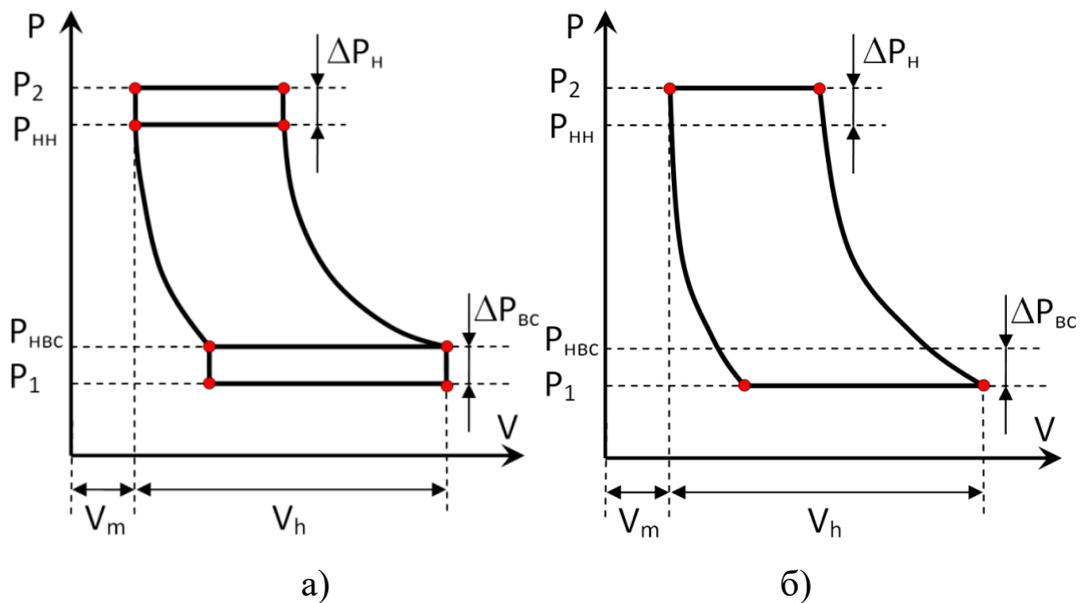


Рисунок 1.4.2 – Способы схематизации индикаторной диаграммы поршневого компрессора

На индикаторной диаграмме (рис. 1.4.2а), потери давления изображают в виде условного прямоугольника и определяются на основе относительных потерь давления или на основе экспериментальных исследований [7].

Метод эквивалентных политроп является простым в реализации из существующих методов расчёта рабочих процессов, протекающих в компрессорной полости. Однако данный метод имеет ограниченность применения, например, если расчёта рабочих процессов заключается в оценке динамики работы клапанов, то данный метод вполне целесообразен для применения. Если речь идёт про расчёт рабочих процессов вновь проектируемых компрессоров или для оценки энергетической эффективности работы существующих компрессоров, то описанный метод не рекомендуется к применению к виду низкой точности результатов.

Метод расчёта рабочих процессов при переменной массе тела и отсутствия внешнего теплообмена

Расчёт процессов сжатия и обратного расширения, протекающих в рабочей полости компрессора, базируется на четырёх уравнениях: 1.4.1 – закон изменения объёма рабочей полости; уравнение 1.4.2 – изменение массы газа в рабочей полости компрессора; уравнение 1.4.3 – текущая температура газа; уравнение 1.4.4 – уравнение состояния газа.

Расчёт рабочих процессов, на основе системы уравнений (1.4.1-1.4.4) сводится к решению дифференциального уравнения первого порядка (1.4.2) и решается аналитическим или численным методами [39].

$$\left\{ \begin{array}{l} V = \frac{V_h}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \end{array} \right. \quad (1.4.1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} dM = f(P, T, \varphi) d\varphi / \omega \end{array} \right. \quad (1.4.2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T = T_0 \left(\frac{V_0}{V} \frac{M}{M_0} \right)^{k-1} \end{array} \right. \quad (1.4.3)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P = MRT / V \end{array} \right. \quad (1.4.4)$$

где dM – элементарная масса отделяемого рабочего тела; T_0 , V_0 , M_0 – соответственно температура, объём и масса рабочего тела в начале процесса;

p, T, V, M – текущие давление, температура, объём и масса газа в рабочей полости цилиндра; V_h – полный объём рабочей полости цилиндра; λ – отношение хода поршня к удвоенной длине шатуна; φ – текущий угол поворота приводного вала; ω – угловая скорость приводного вала; k – показатель адиабаты; R – газовая постоянная.

Метод расчёта рабочих процессов при постоянной массе тела и с учётом внешнего теплообмена

Расчёт процессов сжатия и обратного расширения, основывается на уравнении первого закона термодинамики [39]:

$$\frac{dU}{d\varphi} + \left[\frac{(k-1)dV(\varphi)}{V(\varphi)d\varphi} + \frac{\alpha(\varphi)F(\varphi)(k-1)}{MR\omega} \right] U = \frac{\alpha(\varphi)F(\varphi)T_{ct}}{\omega} \quad (1.4.5)$$

где U – внутренняя энергия рабочего тела; α, F – коэффициент и площадь поверхности теплообмена; T_{cm} – температура стенки цилиндра; $V(\varphi)$ – текущий объём рабочей полости цилиндра.

Представленное уравнение (1.4.5), с другой стороны, представляет собой линейное дифференциальное уравнение первого порядка, решение которых осуществляется численными методами:

$$U = \left(U_0 + \int_{\varphi_0}^{\varphi} g(\varphi)e^F d\varphi \right) e^{-F} \quad (1.4.6)$$

$$F = \int_{j_0}^j f(j) dj \quad (1.4.7)$$

где φ_0 – угол поворота коленчатого вала; U_0 – внутренняя энергия в начале процесса сжатия (расширения).

Расчет процесса нагнетания осуществляется по дифференциальному уравнению, которое решается численными методами [39].

$$\left(\frac{dM}{d\varphi} \right)^2 - 2\alpha_n^2 \rho_n F_n^2 P_n \left(\frac{V_n}{V(\varphi)M_n} \right)^k M^k - \alpha_n^2 F_n^2 = 0 \quad (1.4.8)$$

где α_n, F_n – коэффициент расхода и проходная площадь нагнетательного клапана; ρ_n, P_n – плотность и давление газа в полости нагнетания.

Расчет процесса всасывания газа осуществляется по уравнению:

$$P = P_{ec} \left[\exp \left[4 \left[k \ln \left(\frac{V}{V_0} \right) - Vg(x) \int_{\tau_0}^{\tau} \frac{d\tau}{V} \right] \right] \times \right. \\ \left. \left[1 + 4Vg(x) \int_{\tau_0}^{\tau} \left[\exp \left[-4 \left(k \ln \left(\frac{V}{V_0} \right) - Vg(x) \int_{\tau_0}^{\tau} \frac{d\tau}{V} \right) \right] \right] \frac{1}{V} d\tau \right]^{-1/4} \right] \quad (1.4.9)$$

где τ_0, V_0 – время и объём газа, соответствующие началу процесса всасывания.

Текущее значение массы газа, находящейся в рабочей полости цилиндра в процессе всасывания, определяется по уравнению:

$$M = M_0 + \alpha_{ec} f_{ec} \int_{\tau_0}^{\tau} \varepsilon_p(p) \sqrt{2\rho_{ec}(p_{ec} - p)} d\tau \quad (1.4.10)$$

где M_0 – масса газа в начале процесса всасывания; α_{ec} – коэффициент расхода всасывающего клапана; f_{ec} – площадь определяющего сечения всасывающего клапана; ε_p – коэффициент расширения потока всасывающего клапана; ρ_{ec} – плотность всасываемого газа.

Вычисление интегральных слагаемых входящих в уравнения (1.4.9 – 1.4.10) осуществляется приближёнными методами [39].

Температура газа, находящегося в рабочей полости цилиндра в конце процесса всасывания будет определяться выражением:

$$T = T_{ec} + \frac{(k-1)\Delta A_{ec} T_{ec}}{P_{ec} k (V_h + V_m - V_0)} \quad (1.4.11)$$

где T_{ec} – температура всасываемого газа; P_{ec} – давление всасываемого газа.

Потери работы в процессе всасывания определяются:

$$\Delta A_{ec} = \int_{V_0}^{V_h + V_m} (P_{ec} - P) dV \quad (1.4.12)$$

Описанный метод расчёта рабочих процессов обладает более высокой точностью по сравнению с методом эквивалентных политроп. Однако его применение, все же имеет ограниченность, обусловленную расхождениями между фактическими и расчётными значениями давления в процессе всасывания газа, которое составляет порядка 10%, что требует эмпирических корректировок для конкретных конструкций компрессоров [39].

Метод математического моделирования

В настоящее время метод математического моделирования является одним из наиболее распространенных методов расчёта рабочих процессов. Метод характеризуется многоуровневой структурой, в которой сложность каждого уровня определяется требуемой степенью точности описываемых процессов [7,39]. Иерархический принцип построения математических моделей позволяет подобрать баланс между оптимальным соотношением точности получаемых результатов расчётов и временем, затрачиваемым на создание и реализацию математической модели. Если целью моделирования является предварительная оценка эффективности работы компрессора или оценка динамики работы клапанов, используют упрощенные математические модели. Если целью моделирования, является глубокий и детальный анализ влияния различных параметров на характер протекания рабочих процессов, то применяются сложные, комплексные математические модели, учитывающие пространственное распределение параметров рабочего тела и не стационарность термодинамических процессов.

Нулевой уровень моделирования

Оценка приближённого значения коэффициента подачи компрессора производится на основе уравнения (1.4.13), которое представляет собой последовательное перемножение различных коэффициентов, в той или иной степени, влияющих на подачу компрессора.

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \lambda_{op} \cdot \lambda_T \cdot \lambda_{pl} \cdot \lambda_M \quad (1.4.13)$$

где λ_0 – объемный коэффициент, учитывающий влияние мертвого объема; λ_{dp} – коэффициент дросселирования, учитывающий падение давления при протекании газа через всасывающий клапан; λ_T – коэффициент подогрева, учитывающий подогрев газа на всасывании; λ_{pl} – коэффициент плотности, учитывающий влияние неплотностей рабочей полости цилиндра; λ_{vl} – коэффициент влажности, учитывающий уменьшение производительности из-за наличия водяных паров во всасываемом газе.

В общем случае, метод математического моделирования рабочих процессов, имеет ограниченность в применении. Его целесообразно применять для оценки численного значения показателя политропы, перепада давлений на всасывающем и нагнетательном клапанах и других параметров.

Первый уровень моделирования

Первый уровень математического моделирования основан на применении схематизированных индикаторных диаграмм. Существует несколько способов схематизации индикаторной диаграммы компрессора [7]. Потери давления определяются приближённо, на основе относительных потерь давления или на основе экспериментальных исследований [7]. Численные значения показателя политропы определяются на основе выражений: для процесса сжатия газа $(0,92 \div 0,98) \cdot k$, для процесса обратного расширения $(0,94 \div 0,98) \cdot k$, где k – показатель адиабаты.

Второй уровень моделирования

Второй уровень моделирования является более сложным. Его основная суть заключается в разделении всего исследуемого объекта на контрольные объёмы. Причём может быть выделен как один контрольный объём, так и несколько. При составлении математической модели в рамках выделенного контрольного объёма используется два типа моделей: с сосредоточенными параметрами и модель с распределенными параметрами [7].

Модель с сосредоточенными параметрами справедлива при предположении, что в каждый момент времени все термодинамические параметры газа являются одинаковыми во всех точках выделенного

контрольного объёма. Например, температура газа вблизи поверхности поршня, и температура газа вблизи поверхности клапанной плиты, одинаковы между собой в любой выделенный момент времени. Реализация математической модели осуществляется на основе системы уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} dU = dQ - pdV + \sum_1^{n_1} i_{pi} \cdot dM_{pi} - \sum_1^{n_2} i_{oi} \cdot dM_{oi} \end{array} \right. \quad (1.4.14)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} dM = \sum_1^{n_1} dM_{pi} - \sum_1^{n_2} idM_{oi} \end{array} \right. \quad (1.4.15)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{прив} \frac{d^2h}{d\tau^2} = \sum F_i \end{array} \right. \quad (1.4.16)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p\nu = RT \end{array} \right. \quad (1.4.17)$$

где p – давление; ν – удельный объём; T – температура; M – масса газа; i_{pi} – удельная энтальпия газа поступающего в контрольный объём; i_{oi} – удельная энтальпия газа выходящего из контрольного объёма; dM_{pi} – масса газа поступающего в контрольный объём; dM_{oi} – масса газа выходящего из контрольного объёма; n_1 – количество источников, через которые осуществляется поступление массы газа в контрольный объём; n_2 – количество источников, через которые осуществляется выход массы газа из контрольного объёма; U – внутренняя энергия; R – газовая постоянная; Q – количество теплоты; $m_{прив}$ – приведенная масса запорного органа клапана; h – высота подъёма запорного органа клапана $\sum F_i$ – сумма сил, действующих на запорный орган.

Представленная система уравнений включает в себя: уравнение 1.4.14 – сохранения энергии; уравнение 1.4.15 – уравнение сохранения массы; уравнение 1.4.16 – динамики движения запорного органа клапана; уравнение 1.4.17 – состояния идеального газа.

Описанная модель с сосредоточенными параметрами позволяет исследователю с минимальными трудозатратами построить и использовать относительно небольшое время машинного расчёта, чтобы реализовать

математическую модель. Точность получаемых результатов носит вполне приемлемый характер.

Однако, безусловно, описанная модель имеет ограниченность применения. Например, расчёт рабочих процессов поршневых воздушных компрессоров, с давлением нагнетания газа до 10 атм, на основе математической модели с сосредоточенными параметрами, обеспечивает погрешность в определении термодинамических параметров газа до 5%, что является вполне приемлемым значением [7]. Однако для газовых компрессоров или для воздушных компрессоров с давлением нагнетания более 10 МПа, погрешность достигает больших значений.

Модель с распределёнными параметрами справедлива при предположении, что в каждый момент времени все термодинамические параметры газа являются разными во всех точках выделенного контрольного объёма [7]. Например, температура газа вблизи поверхности поршня, отличается от температуры газа вблизи поверхности клапанной плиты. Реализация математической модели осуществляется на основе системы:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\lambda_{mp}}{d} \frac{V|V|}{2} = 0 \end{array} \right. \quad (1.4.18)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial t} + V \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial V}{\partial x} + \rho V \frac{d(\ln F_{mp})}{dx} = 0 \end{array} \right. \quad (1.4.19)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial S}{\partial t} + V \frac{\partial S}{\partial x} = \frac{1}{T} \left[\alpha_Q F_{ox} (T_{CT} - T) + \frac{\lambda_{mp}}{d} \frac{|c|^3}{2g} \right] = 0 \end{array} \right. \quad (1.4.20)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho = p / RT \end{array} \right. \quad (1.4.21)$$

где λ_{mp} – коэффициент гидравлического трения; α_Q – коэффициент теплоотдачи; F_{ox} – площадь поверхности теплообмена; c – скорость потока газа.

Описанная модель с распределёнными параметрами позволяет исследователю с высокой точностью рассчитать рабочие процессы, протекающие в контрольном объёме компрессора. Однако реализация данной модели, требует больших вычислительных мощностей и определенного

уровня квалификации от исследователя. Поэтому описанная модель имеет менее широкое применение.

Метод расчёта рабочих процессов с учётом теплообмена между сжимаемым газом и стенками цилиндра

Важным аспектом при расчёте рабочих процессов является учёт многих факторов. Так, например, на характер протекания рабочих процессов влияет тепловое взаимодействие газа находящегося в рабочей полости цилиндра с деталями цилиндропоршневой группы. Поверхность поршня, стенка цилиндра и поверхность клапанной плиты, имеют температуру отличную от температуры газа, вследствие температурного градиента, по законам теплообмена, часть тепла от деталей воспринимается рабочим телом. Возникает сопряжённая задача определения термодинамических параметров газа с учётом теплообмена [83;96].

В общем случае течение газа описывается системой уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \text{div}(\rho V) = 0 \end{array} \right. \quad (1.4.22)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho \frac{\partial(V)}{\partial \tau} + \rho(\nabla V) \cdot V = -\text{grad}(p) + \text{Div}(\tau) \end{array} \right. \quad (1.4.23)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial(\rho H)}{\partial \tau} + \nabla(\rho V H) + \nabla \left(\frac{\lambda}{c_p} \nabla(h) \right) = \frac{\partial \rho}{\partial \tau} \end{array} \right. \quad (1.4.24)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p = (\rho, T) \end{array} \right. \quad (1.4.25)$$

Процессы нестационарного нагрева деталей цилиндропоршневой группы описываются уравнением теплопроводности (уравнение Фурье) при отсутствии внутренних источников теплоты [83,96]:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = -\text{div} \vec{q} + q_v \quad (1.4.26)$$

где \vec{q} – вектор плотности теплового потока; q_v – мощность внутренних источников теплоты.

Вводя определённый ряд допущений, система уравнений (1.4.22 – 1.4.25) может быть записана в виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T_K}{\partial \tau} = \alpha_k \frac{\partial^2 T_K}{\partial x_K^2} \\ \frac{\partial T_n}{\partial \tau} = \alpha_n \frac{\partial^2 T_n}{\partial x_n^2} \\ \frac{\partial T_c}{\partial \tau} = \alpha_n \left(\frac{\partial^2 T_c}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_c}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_c}{\partial z_c^2} \right) \end{array} \right. \quad (1.4.27)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} dU = dQ - pdV + \sum_{j=1}^{j=n_1} i_{pi} \cdot dM_{pi} - \sum_{j=1}^{j=n_2} i_{oi} \cdot dM_{oi} \\ dM = \sum_{j=1}^{j=n_1} dM_{pi} - \sum_{j=1}^{j=n_2} idM_{oi} \\ V = \frac{V_h}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] + V_m \\ m_{npus} \frac{d^2 h}{d\tau^2} = \sum F_i \\ P = (k - 1) \cdot U / V \\ T = PV / RT \end{array} \right. \quad (1.4.28)$$

Описание всех слагаемых входящих в систему уравнений (1.4.27; 1.4.28) подробно представлено в [83,96]. Определение массы газа, утекающей из рабочей полости компрессора через не плотности зазоров и не плотности клапанов, определяется на основе уравнения Сен-Венана-Ванцеля. Численное значение коэффициента теплоотдачи определяется на основе уравнения Прилуцкого-Фотина. Уравнение нестационарной теплопроводности, решается численными методами [83,96]. Интегрирование дифференциальных уравнений системы (1.4.27 и 1.4.28) осуществляется методом Эйлера.

Метод моделирования с учётом реальных свойств газов

Современные исследования в области моделирования рабочих процессов компрессоров объёмного действия все чаще учитывают свойства реальных газов. В работе [95] представлены аналитические выражения для описания волюметрических, термодинамических и теплофизических характеристик реальных газов. Учет волюметрических свойств существенно повышает точность расчетов рабочих параметров поршневого компрессора. Однако, как показывает анализ, это приводит к значительному усложнению математической модели, что в большинстве практических случаев не представляется целесообразным. Дальнейшее включение в модель термодинамических и теплофизических свойств реального газа, помимо волюметрических характеристик, дополнительно усложняет вычислительный алгоритм и приводит к существенному увеличению требуемых вычислительных ресурсов. Такое усложнение модели часто оказывается неоправданным с практической точки зрения, особенно при инженерных расчетах, где приоритетное значение, имеет компромисс между точностью и вычислительной эффективностью.

1.4.2. Насосная полость

В общем случае расчёт рабочих процессов протекающих в рабочей полости поршневых насосов заключается в построении индикаторной диаграммы. По аналогии с поршневыми компрессорами, существует несколько способов схематизации рабочих процессов. На рисунке 1.4.3а представлена индикаторная диаграмма идеального поршневого насоса. Рабочие процессы сжатия и обратного расширения из мертвого пространства описываются изохорно, т.е. считается, что они протекают мгновенно. На рисунке 1.4.3б представлена индикаторная диаграмма поршневого насоса с,

где процессы сжатия и обратного расширения осуществляются не изохорно, а текущее давление может быть определено на основе закона Гука.

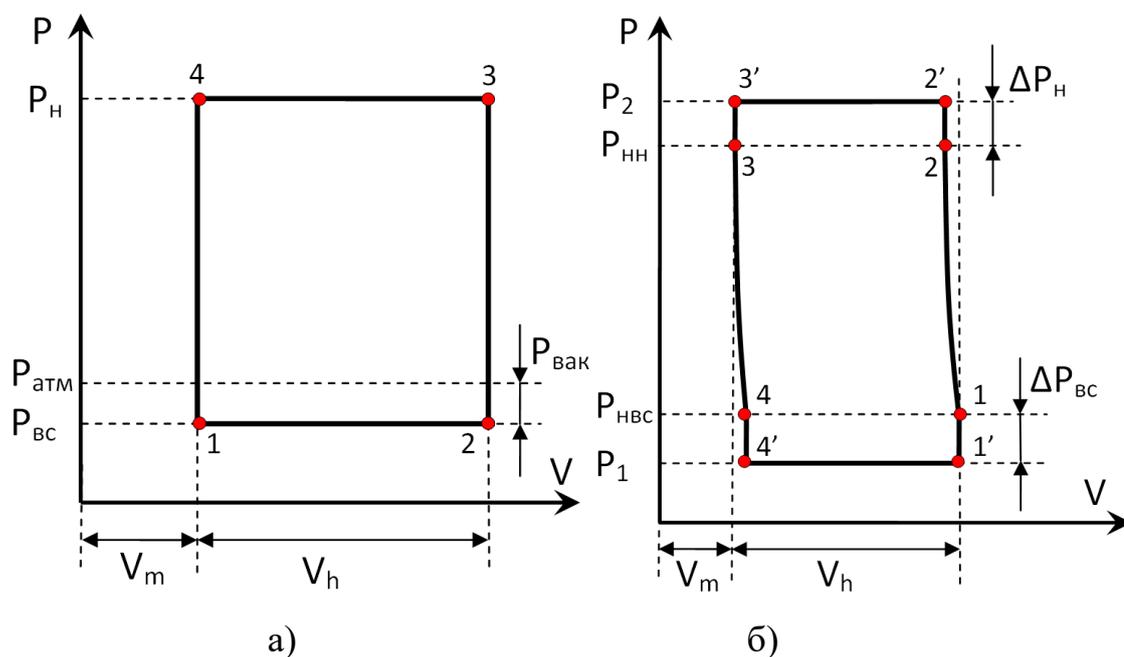


Рисунок 1.4.3 – Способы схематизации индикаторной диаграммы поршневого насоса

Текущее значение объёма рабочей полости насоса определяется на основе законов кинематики приводного механизма. Утечки и перетечки рабочего тела из рабочей полости насоса определяются по зависимостям, справедливым для расчета неплотностей в виде гладких щелей.

Метод на основе системы линеаризованных дифференциальных уравнений

В данном методе, расчёту подлежит гидравлическая система, состоящая из рабочей полости цилиндра насоса, окон распределительного устройства и каналов нагнетательного или всасывающего трубопровода. Тогда система уравнений, описывающая неустановившееся одномерное течение жидкости, записывается в виде линеаризованных уравнений, в частных производных, [97]:

$$\begin{cases} \frac{dP}{dx} = -\frac{\rho}{S} \frac{dq}{d\tau} \\ \frac{dP}{d\tau} = -\frac{K_{ad}}{S} \frac{dq}{dx} \end{cases} \quad (1.4.29)$$

где P – давление рабочего тела; q – мгновенный расход; ρ_w – плотность рабочего тела; x – текущая координата; S – площадь сечения канала; τ – время; K_{ad} – адиабатический модуль упругости, который определяется как:

$$K_{ad} = a^2 \cdot \rho \quad (1.4.30)$$

где a – скорость звука для жидкости; Z – показатель адиабаты для жидкости; P_k – давление сжатия конденсированного вещества.

Метод на основе системы линеаризованных дифференциальных уравнений не получил широкого применения в инженерных расчётах [97], поскольку расхождение в определении параметров, составляет порядка 20%.

Метод на основе закона Гука

Применение данного метода подразумевает принятие допущения о постоянстве текущего давления в процессах всасывания и нагнетания, т.е. всасывание и нагнетания осуществляется по изобарному процессу.

Текущее давление в процессе сжатия и обратного расширения определяется по закону Гука:

$$P = P_0 + E \ln \frac{V_0}{V} \quad (1.4.31)$$

где E – модуль упругости жидкости.

Изменение объема рабочей полости:

$$\Delta V = \Delta V_{кин} - \sum_{i=1}^{n_1} \Delta V_{ymi} + \sum_{i=1}^{n_2} \Delta V_{npi} \quad (1.4.32)$$

где $\Delta V_{кин}$ – изменение объёма жидкости за счёт кинематики привода; ΔV_{ymi} – изменение объёма жидкости за счёт утечек рабочего тела; ΔV_{npi} – изменение объёма жидкости за счёт притечек рабочего тела.

Представленный метод обладает приемлемой точностью расчёта и весьма прост в реализации, за счёт чего и получил широкое применение в инженерных расчётах рабочих процессов поршневых насосов [97].

Метод разделения на рабочие процессы

Описанный метод предполагает более детальный расчёт каждого рабочего процесса. Расчёт процессов сжатия жидкости и обратного расширения из мертвого пространства рабочей полости насоса осуществляется, на основе описанного выше закона Гука или на основе системы уравнений (1.4.33):

$$\left\{ \begin{array}{l} p = p_0 + \frac{E\Delta V}{V_0} \\ \Delta V = \Delta V_{кин} - \sum_{i=1}^{n_1} \Delta V_{ym} + \sum_{i=1}^{n_2} \Delta V_{np} \\ \sum_{i=1}^{n_1} \Delta V_{ym} = \sum_{i=1}^{n_1} \Delta M_{ym} / \rho \\ \sum_{i=1}^{n_2} \Delta V_{np} = \sum_{i=1}^{n_2} \Delta N_{np} / \rho \end{array} \right. \quad (1.4.33)$$

Процессы всасывания и нагнетания протекают при переменных давлениях. Текущее давление в процессах всасывания и нагнетания определяется на основе уравнения Бернулли для двух сечений.

Ниже приведено выражение для расчёта процесса нагнетания:

$$P_1 = P_2 + (z_1 - z_2)\rho_w g + \rho_w \left(\frac{\alpha_2 v_2^2}{2} - \frac{\alpha_1 v_1^2}{2} \right) + \rho_w g (\Delta h_{mp} + \Delta h_{\xi} + \Delta h_{ин}) \quad (1.4.34)$$

где P_1 – давление в рабочей полости насоса; P_2 – давление в линии нагнетания; $z_1, z_2, v_1, v_2, \alpha_1, \alpha_2$ – геометрические высоты центров тяжести, скорости течения жидкости и коэффициенты Кориолиса в первом и втором сечениях; $\Delta h_{mp}, \Delta h_{\xi}, \Delta h_{ин}$ – потери напора по длине, местные и инерционные потери.

Расчёт динамики самодействующих клапанов насосов объемного действия принципиально не отличается от расчета динамики клапанов для

компрессоров объёмного действия. Расчётные уравнения расчёта динамики клапанов представлены в литературе [7].

Метод на основе уравнений, связывающих давление и расход

Представленный метод позволяет осуществлять расчёт различных гидравлических систем и частности подходит для расчёта рабочих процессов насосов объёмного действия. Система уравнений (1.4.35) основана на уравнении движения и уравнении неразрывности, которые между собой связаны дополнительными характеристическими уравнениями [98].

Система уравнений (1.4.35) для каждого конкретного случая представляется в виде системы алгебраических конечно-разностных уравнений, которые представляют собой нелинейные квадратичные уравнения, которые решаются методом последовательных приближений [98].

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial x}{\partial t} = a \\ \frac{F}{a} \frac{dP}{dt} + \rho \frac{dq}{dt} + \frac{\lambda \rho}{2dF} q|q| = 0 \\ \frac{\partial x}{\partial t} = -a \\ -\frac{F}{a} \frac{dP}{dt} + \rho \frac{dq}{dt} + \frac{\lambda \rho}{2dF} q|q| = 0 \end{array} \right. \quad (1.4.35)$$

где P – давление жидкости; q – мгновенный расход; ρ – плотность жидкости; F – площадь сечения канала; λ – коэффициент трения; t – время; a – скорость звука для жидкости; x – координата вдоль оси канала.

Описанный метод является весьма сложным в реализации, поскольку предполагает расчёт рабочих процессов насоса, находящегося в составе различных гидросистем.

Методика на основе обобщённой математической модели с учётом теплового, деформационного и массообменного взаимодействий

В названии метода указано «на основе обобщённой математической модели» – что означает, что представленный метод позволяет осуществлять

расчёт рабочих процессов, как компрессоров, так и насосов объёмного действия [99,100].

$$\left\{ \begin{array}{l} V = f(\varphi) \end{array} \right. \quad (1.4.36)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} dM = \sum_{i=1}^{n_1} dM_{\Pi i} - \sum_{i=1}^{n_2} dM_{O i} \end{array} \right. \quad (1.4.37)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \nu = V / M \end{array} \right. \quad (1.4.38)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} d\nu = \left(\frac{\partial \nu}{\partial V} \right)_M dV + \left(\frac{\partial \nu}{\partial M} \right)_V ; dM = \frac{dV}{M} - \frac{V}{M^2} dM \end{array} \right. \quad (1.4.39)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} dT = \frac{1}{(c_p + T\nu\beta_w\beta_T)} \left[dq + T\beta_w d\nu + \sum_{i=1}^{n_1} (i_{\Pi i} - i) dm_{ni} \right] \end{array} \right. \quad (1.4.40)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} dp = -\frac{1}{\beta_p} \frac{d\nu}{\nu} + \frac{\beta_T}{\beta_p} dT \end{array} \right. \quad (1.4.41)$$

где V – объём рабочего тела в контрольном объёме; c_p – удельная изобарная теплоемкость рабочего тела; $m_{np3.O.}$ – приведённая масса запорного органа клапана; $h_{3.O.}$ – текущая высота подъёма запорного органа клапана; F_z, F_{np}, F_c, G – газовая сила, сила упругости пружины, сила сопротивления и все запорного органа клапана; β_p – коэффициент объёмного сжатия; β_T – коэффициент температурного расширения; β_w – отношение коэффициента температурного расширения к коэффициенту объёмного сжатия.

Для капельной жидкости вышеуказанные коэффициенты меняются незначительно, с достаточной для инженерных расчётов степенью точности можно принять их значения постоянными [99].

Расчет процессов сжатия и обратного расширения осуществляется на основе системы уравнений (1.4.36-1.4.41).

Уравнение 1.4.41 может быть преобразовано:

$$\frac{dp}{p} + \frac{d\nu}{\nu} + \frac{dT}{T} = 0 \quad (1.4.42)$$

Подставив выражения для определения коэффициентов в уравнение (1.4.40), получим первый закон термодинамики тела переменной массы:

$$dq = (c_p - R)dT + pdv - \sum_{i=1}^{n_1} (i_{ni} - i)dm_{ni} = du + pdv - \sum_{i=1}^{n_1} (i_{ni} - i)dm_{ni} \quad (1.4.43)$$

Пренебрегая изменением температуры жидкости, уравнение (1.4.41) преобразуется в уравнение закона Гука для капельной жидкости и система уравнений (1.4.36 – 1.4.41) сводится к известной системе уравнений для капельной жидкости, применяемой при расчёте процессов сжатия и расширения в насосах объёмного действия.

На основе уравнения Бернулли определяется значение давления жидкости в рабочей полости насоса за счёт преобразования потенциальной энергии давления в кинетическую энергию потока с учётом потерь напора:

$$p_{i+1} = p_n + (S_{м.л.} - S)\rho g \cdot \cos(\gamma) + \rho \left(\frac{v_2^2}{2} - \frac{v_1^2}{2} \right) + \rho g (\Delta h_{мп} + \Delta h_{\xi}) \quad (1.4.44)$$

Далее определяется изменение температуры и давления рабочего тела от деформационных, тепловых и массообменных процессов. Основные уравнения сводятся в систему уравнений (1.4.45–1.4.50)

$$V = f(\varphi) \quad (1.4.45)$$

$$dM = \sum_{i=1}^{n_1} dM_{\Pi i} - \sum_{i=1}^{n_2} dM_{O i} \quad (1.4.46)$$

$$dv = \left(\frac{\partial v}{\partial V} \right)_M dV + \left(\frac{\partial v}{\partial M} \right)_V dM = \frac{dV}{M} - \frac{V}{M^2} dM \quad (1.4.47)$$

$$dT = \frac{1}{(c_p + T\nu\beta_w\beta_T)} \left[dq + T\beta_w dv + \sum_{i=1}^{n_1} (i_{\Pi i} - i)dm_{\Pi i} \right] \quad (1.4.48)$$

$$dp = -\frac{1}{\beta_p} \frac{dv}{v} + \frac{\beta_T}{\beta_p} dT \quad (1.4.49)$$

$$m_{np3.0.} \frac{d^2 h_{3.0.}}{dt^2} = \sum_{i=1}^n F_i = F_z + F_{np} + F_c + G \cos \gamma \quad (1.4.50)$$

Система уравнений (1.4.46–1.4.50) решается численными методами, на основе решения которой получают значения Δp_{i+1} и ΔT_{i+1} . Конечные значение давления и температуры рабочего тела в момент времени τ_{i+1} определяются:

$$p_{i+1} = p_{i+1} + \Delta p_{i+1}$$

$$T_{i+1} = T_{i+1} + \Delta T_{i+1}$$

В случае если жидкость несжимаема, отсутствует внешний теплообмен и притечки газа, то расчёт рабочих процессов можно осуществить по уравнению (1.4.44). В случае если рабочее тело сжимаемо, внешний теплообмен и утечки (притечки) весьма значительны, а плотность рабочего тела мала, то расчёт рабочих процессов целесообразно осуществлять по уравнениям (1.4.46–1.4.50). Расчёт рабочих процессов насосов и компрессоров объёмного действия по методике обобщенного термодинамического подхода обеспечивает хорошую сходимость с экспериментом, а решение системы уравнений (1.4.46–1.4.50) численным методом не требует больших вычислительных ресурсов. Поэтому вышеуказанная методика считается пригодной для исследования рабочих процессов гибридных энергетических машин [99,100].

1.5 Выбор объекта исследования и его принципиальная схема

В конструкции ПГЭМОД [87,92], которая является прототипом исследуемой конструкции, движение охлаждающей жидкости осуществляется за счет поверхностных сил, возникающих перепадов давления, действующих на свободную поверхность охлаждающей жидкости.

К недостаткам данной конструкции следует отнести избыточные затраты энергии на сжатие и перемещение газа, который подается в газовую полость рубашки охлаждения. Избыточные затраты энергии обусловлены тем, что в процессе сжатия газа в известной конструкции затрачивается работа на сжатие газа от давления всасывания до давления нагнетания, а также сжатый газ до давления нагнетания подается в газовую полость рубашки охлаждения в течение всего процесса нагнетания и на части процесса обратного расширения. Для организации давления поверхностных сил на охлаждающую жидкость при движении ее вниз необходимо гораздо меньшее избыточное

давление. Высокое избыточное давление, помимо дополнительных затрат энергии на сжатие и перемещение газа, сжатого до давления нагнетания, приводит также к тому, что расход охлаждающей жидкости при движении ее вниз становится больше расхода охлаждающей жидкости при движении ее вверх, что уменьшает уровень жидкости в рубашке охлаждения, уменьшает в целом расход охлаждающей жидкости, увеличивает среднюю температуру стенок деталей цилиндра-поршневой группы, а это, в свою очередь, приводит к уменьшению коэффициента подачи и индикаторного изотермического к. п. д. В работе [101] рассмотрены недостатки данной конструкции и пути их преодоления. Предлагается для повышения эффективности работы одноцилиндровой ПГЭМОД с двумя всасывающими клапанами организовать подачу газа, сжатого до более низкого давления, чем давление нагнетания, и подачу этого газа организовать только на части процесса сжатия [102].

Концептуальная модель работы исследуемого объекта

На рисунке 1.5.1 представлена принципиальная схема ПГЭМОД, которая реализует данное предложение. 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.

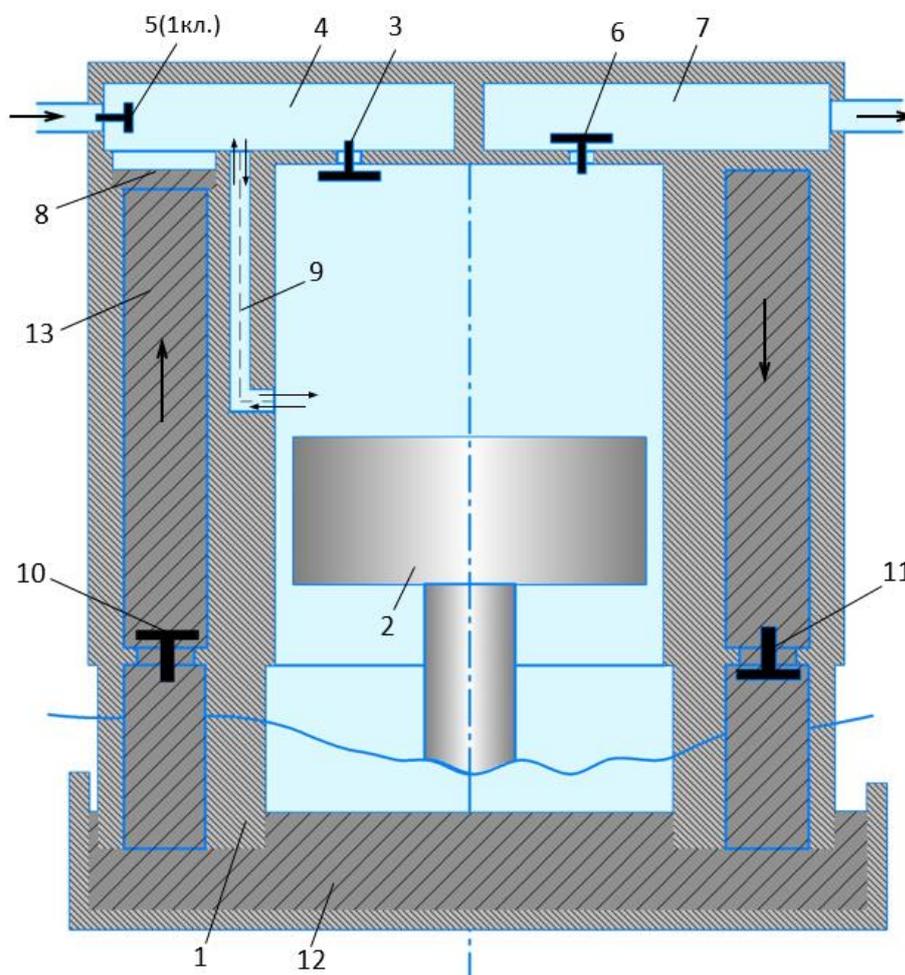


Рисунок 1.5.1 – Принципиальная схема поршневой гибридной одноцилиндровой энергетической машины с безнасосной системой охлаждения повышенной эффективности (1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – полость всасывания; 4 – второй всасывающий клапан; 5 – первый всасывающий клапан; 6 – нагнетательный клапан; 7 – полость нагнетания; 8 – полость, частично заполненная жидкостью; 9 – газовый канал; 10, 11 – обратные жидкостные клапаны; 12 – источник жидкости; 13 – рубашка охлаждения).

1.6 Основные цели и задачи исследования

Среди многообразия путей повышения эффективности таких, как ликвидация утечек в цилиндро-поршневой группе, уменьшение давления и, соответственно, работы в процессах всасывания и нагнетания, уменьшения

мертвого пространства, вплоть до его полной ликвидации, улучшение охлаждения компримируемого газа и приближение процесса сжатия к изотермическому является одним из самых лучших путей. Целью настоящей работы является создание и исследование новой высокоэффективной безнасосной системой охлаждения в поршневом одноступенчатом одноцилиндровом компрессоре.

Для этого необходимо поставить и решить следующие задачи:

1. Провести комплексные теоретические исследования, включающие: принятие и обоснование системы упрощающих допущений, разработку математической модели рабочих процессов исследуемого объекта и ее реализацию.

2. На основе использования термодинамического анализа применимо к поршневому компрессору разработать методику эффективности использования сжатого газа для организации движения жидкости в одноцилиндровой поршневой гибридной энергетической машине с двумя всасывающими клапанами.

3. Для получения новых экспериментальных знаний об объектах необходимо спроектировать и изготовить экспериментальные образцы исследуемого объекта, провести планирование эксперимента и его обработку.

4. После изготовления опытного образца и анализа существующих измерительных приборов для регистрации основных термодинамических параметров, разработать стенд для проведения экспериментальных исследований опытных образцов.

5. Используя результаты экспериментальных исследований, провести верификацию разработанной математической модели с целью подтверждения ее адекватности как качественно, так и количественно.

6. На основе анализа рабочих процессов исследуемой машины, а также используя основные знания из теории компрессоростроения, выбрать систему независимых параметров и определить функции отклика, выбрать план проведения численного эксперимента.

7. 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.

8. Выдать рекомендации по использованию полученных результатов для разработки новой безнасосной системы охлаждения поршневого одноступенчатого одноцилиндрового компрессора.

Глава 2 Комплексное теоретическое исследование рабочих процессов новой высокоэффективной одноцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с организацией движения жидкости в рубашечном пространстве с помощью газового канала

2.1 Анализ термодинамической эффективности использования сжатого газа для организации движения жидкости в поршневой гибридной энергетической машине объемного действия с газовым каналом

Представляется целесообразным определить затраты энергии на сжатие газа, подаваемого в полость 3 для организации в ней избыточного давления и сравнить затраты 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.

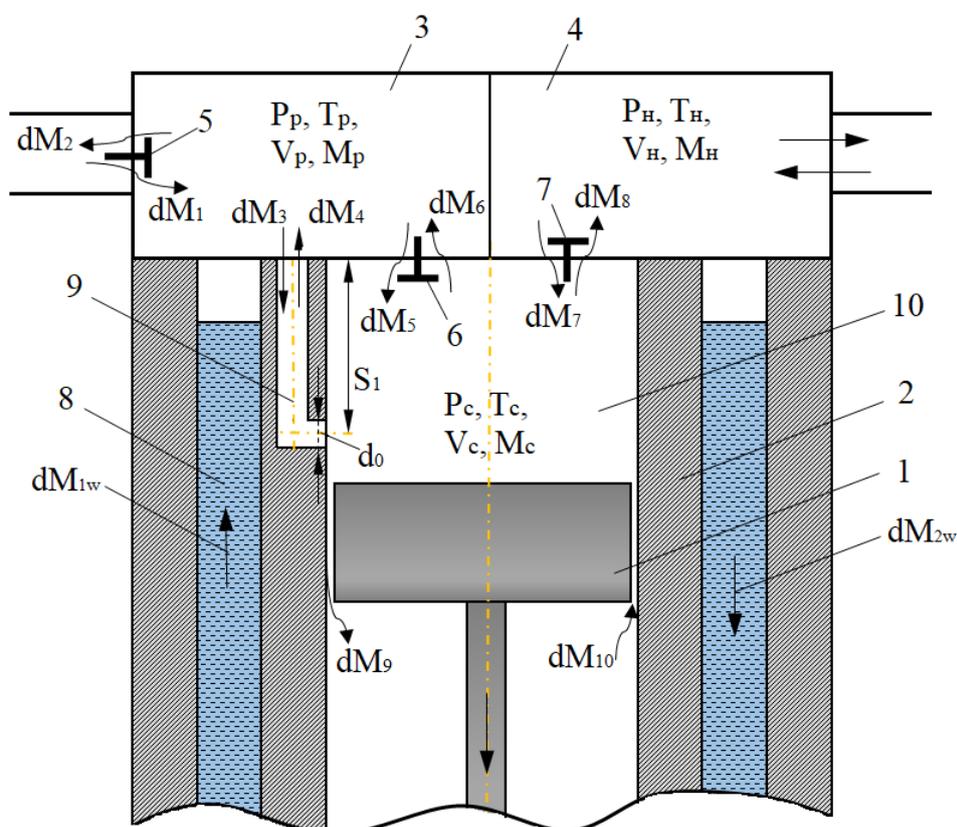


Рисунок 2.1.1 – Принципиальная схема ПГЭМОД с двумя всасывающими клапанами и с каналом, соединяющим рабочую полость с полостью всасывания для расчета затрат энергии на сжатие газа, подаваемый из рабочей полости в полость всасывания

Величину энергии, затрачиваемую на сжатие газа, подаваемого из рабочей полости 10 в полость 3, можно определить в соответствии с работами [7,82], как

$$E_{\Gamma} = \int_0^{M_k} i_{0i} dM_i \quad (2.1.1)$$

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, пренебрегая величиной Δz [7], необходимо обеспечить равенство $\Delta p_{звс} = \Delta p_{зн}$, где $\Delta p_{звс}$ – потери давления в процессе всасывания в полости 3.

Величину i_{0i} принимая, что сжимаемый газ подчиняется законам идеального газа, можно определить, как

$$i_{0i} = c_p T_{ci} \quad (2.1.2)$$

где c_p – удельная изобарная теплоемкость сжимаемого газа; T_{ci} – температура сжимаемого газа в рабочей полости 10 в i -тый момент времени.

Для определения величины элементарной массы dM_i существует несколько подходов. Первый подход заключается в расчете нестационарного одномерного течения газа в трубопроводе постоянного сечения. Система уравнений, описывающая это движение, представлена в работе [39]. При постановке граничных условий необходимо использовать значения давлений в рабочей полости 10 (p_c) и в полости 3 (p_p). Данный подход достаточно точно

позволяет определять dM_i , однако достаточно сложен в реализации. Более простым является рассмотрение квазистационарного течения газа в трубопроводе постоянного сечения [103]. Для изотермического течения газа уравнение сохранения энергии в форме уравнения Бернулли для двух сечений запишется в виде

$$z_1 + \frac{RT}{g} \ln p_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{RT}{g} \ln p_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \left(\lambda \frac{l_{10}}{d_{10}} + \sum \zeta_i \right) \frac{v_2^2}{2g} \quad (2.1.3)$$

Пренебрегая величиной $(z_1 - z_2)$ вследствие ее малости, а также учитывая, что: $v_1 = 0$, $T = T_{ci}$, $p_1 = p_{ci}$, $p_2 = p_{pi}$, получаем выражение для скорости газа в канале 10:

$$v_i = \sqrt{\frac{2RT_{ci} \ln(p_{ci}/p_{pi})}{\left(1 + \lambda \frac{l_{10}}{d_{10}} + \sum \zeta_i\right)}} \quad (2.1.4)$$

где R – газовая постоянная; g – ускорение свободного падения; l_{10} , d_{10} – длина канала 10 и его диаметр; $\sum \zeta_i$ – сумма местных коэффициентов.

Для определения коэффициент трения по длине используются известные зависимости, представленные в работе [103], при этом величина λ будет являться функцией числа Рейнольдса и относительной шероховатости. Определение скорости по формуле (2.1.4) будем проводить методом последовательных приближений. После определения скорости v_i , величина элементарной массы может быть определена, как

$$dM_i = v_i \rho_{ci} F_0 d\tau$$

где $\rho_{ci} = \frac{p_{ci}}{RT_{ci}}$ – плотность газа в рабочей полости 10; $F_0 = \frac{\pi d_0^2}{4}$ – площадь поперечного сечения канала.

В том случае, если длина канала 9 незначительна (это справедливо, т.к. величина хода поршня для малых компрессоров не превышает 0,1 м), можно канал 9 заменить отверстием и рассчитывать расход газа через отверстие по уравнению Сан–Венана–Венцеля, которое для критического режима течения ($p_{ci}/p_{pi} > 0,528$) запишется в виде

$$dM_i = \mu F_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_{ci} \rho_{ci} \left[\left(\frac{p_{ci}}{p_{pi}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{ci}}{p_{pi}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} d\tau \quad (2.1.5),$$

а при критическом отношении давлений ($p_{ci}/p_{pi} < 0,528$):

$$dM_i = \mu F_0 \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_{ci} \rho_{ci}} d\tau \quad (2.1.6)$$

где μ – коэффициент расхода; k – показатель адиабаты сжимаемого газа.

Необходимо отметить, что сопротивление канала ($\lambda \frac{l_{10}}{d_{10}} + \sum \zeta_i$) в этом случае переносится на величину коэффициента расхода μ .

Значения термодинамических параметров p_{ci} , T_{ci} и p_{pi} будем проводить, используя разработанную математическую модель рабочих процессов в полостях 10 и 3.

Для разработки математической модели воспользуемся системой основных уравнений сохранения (энергии, массы, движения) в нульмерной постановке (математическая модель с сосредоточенными параметрами).

Математические модели с сосредоточенными параметрами описываются системой обыкновенных дифференциальных уравнений, решение которых производится одним из численных методов, что значительно проще решения системы дифференциальных уравнений в частных производных, используемых в математических моделях с распределенными параметрами. Это обстоятельство и обусловило их широкое распространение.

Принимая во внимание, что в данной работе преимущественно рассматриваются только процессы сжатия газа рабочей полости 10 и в рабочей полости 3, то представляется целесообразным рассмотреть политропное приближение, которое получило наибольшее практическое применение. При проведении расчетов примем следующие допущения:

1. В начале процесса сжатия давление в рабочей камере 10 и в полости 3 равно номинальному давлению всасывания, а температура – температуре всасывания.

2. Объем полости 3 остается постоянным, т.к. изменение его объема за счет изменения уровня жидкости пренебрежимо мал.

3. В газовом канале 9 охлаждающая жидкость отсутствует.

Изменение объема в рабочей полости 10 при деформационном и массообменном взаимодействии определится, исходя из уравнения политропы $p v^{n_c} = const$, как

$$p_{ci} = p_{c1} \left(\frac{V_{c1} M_{ci}}{V_{ci} M_{c1}} \right)^{n_c} \quad (2.1.7)$$

где p_{c1} – давление газа в рабочей полости 3 в начале процесса сжатия ($p_{ci} = p$); V_{c1}, M_{c1} – объем рабочей полости 10 и масса газа в ней в начале процесса сжатия; n_c – показатель политропы процесса сжатия; $v = \frac{V}{M}$ удельный объем.

Текущее значение объема рабочей камеры 10 определится, как [7]

$$V_{ci} = V_m + \frac{V_h}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_r}{4} (1 - \cos 2 \varphi) \right] \quad (2.1.8)$$

V_m – величина мертвого объема; V_h – величина рабочего объема; λ_r – безразмерный параметр; φ – текущий угол поворота коленчатого вала.

Текущее значение массы газа можно определить, как

$$M_{ci} = M_{c1} - \int_{\pi}^{\varphi_i} dM_i \quad (2.1.9)$$

Температура газа в рабочей полости определяется на основании уравнения состояния для идеального газа

$$T_{ci} = \frac{p_{ci} V_{ci}}{R M_{ci}} \quad (2.1.10)$$

Мгновенное давления определяем на основании уравнения политропы для процессов с переменной массой газа

$$p_{pi} = p_{p1} \left(\frac{M_{pi}}{M_{p1}} \right)^{n_p} \quad (2.1.11)$$

где p_{p1} – мгновенное давление в начале процесса сжатия в полости 3; M_{p1} – масса газа в полости 3 в начале процесса сжатия; n_p – показатель политропы сжатия газа в полости 3.

Текущее значение массы в полости 3 можно определить как

$$M_{pi} = M_{p1} + \int_{\pi}^{\varphi_i} dM_i \quad (2.1.12)$$

Значение температуры газа определим как

$$T_{pi} = \frac{p_{pi} V_3}{R M_{pi}} \quad (2.1.13)$$

где V_3 – объем полости 3.

Проведем численный эксперимент по определению затрат энергии на сжатие газа, подаваемого из рабочей полости 10 в полость 3 для повышения в ней давления на заранее заданную величину $\Delta p_{3н}$. Изменяя диаметр канала d_0 мы изменяем величину угла поворота коленчатого вала и, соответственно, величину S_1 – расстояние, на котором необходимо размещать начало канала 9.

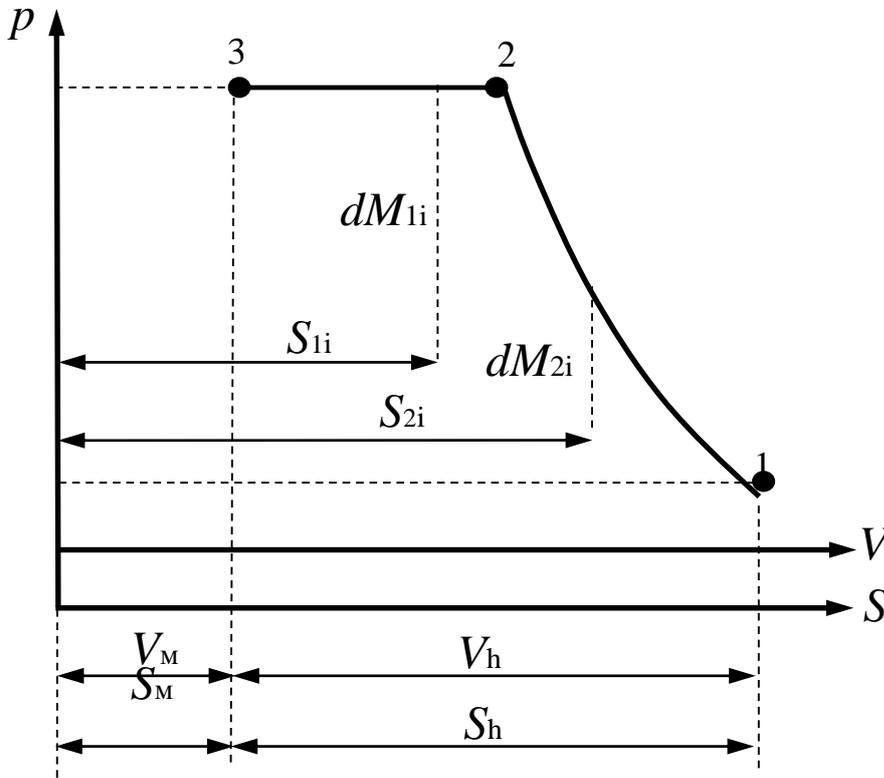


Рисунок 2.1.2 – Схематизированная индикаторная диаграмма для определения затрат энергии на сжатие газа в ПГЭМОД с двумя всасывающими клапанами и каналом, соединяющим рабочую полость с полостью всасывания

По мере уменьшения величины d_0 и увеличения величины $\Delta p_{3н}$, величина S_1 будет уменьшаться и изменяться величина E_r . При достижении давления в рабочей полости 10 давления, равного давлению нагнетания p_n ,

принимая, что давление $p_{ci} = p_n$ на всем протяжении движения поршня до верхней мертвой точки (ВМТ) (см. рисунок 2.1.2). Необходимо также отметить, что при малом значении d_0 подача газа из рабочей полости 10 в полость 3 может осуществляться в течение всего процесса сжатия и нагнетания и мы фактически приходим к старой схеме подачи газа в полость 3. Кроме того, возможен также вариант, когда подаваемой массы газа в полость 3 будет недостаточно для подъема в ней давления до требуемой величины.

Проведем расчет изменения S_1 и E_r при изменении величины d_0 для ПГЭМОД, имеющую следующие основные геометрические и эксплуатационные характеристики: ход поршня – 0,038 м; диаметр поршня – 0,047 м; относительное мертвое пространство – 0,05; объем полости 3 – $1,047 \cdot 10^{-6}$ м³; 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.

Расчет массовых потоков сжатого газа через канал 9 проводился на основании использования уравнения Сен-Венана-Ванцеля для отверстия в тонкой стенке диаметром d_0 .

На рисунке 2.1.3 представлены зависимости изменения величины E_r от диаметра отверстия d_0 .

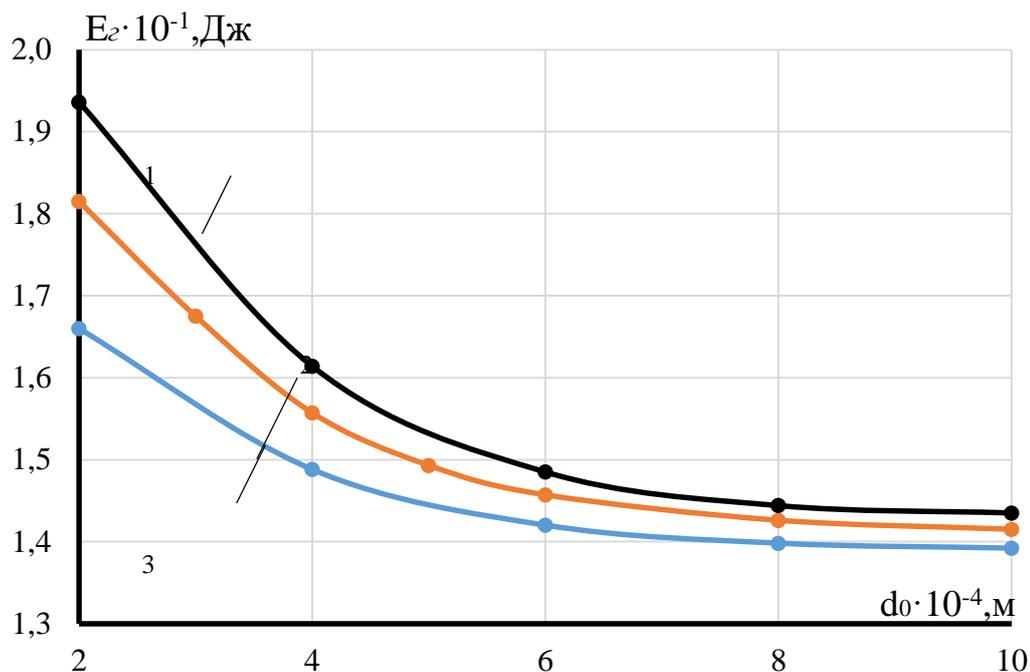


Рисунок 2.1.3 – Зависимость изменения затрат энергии на сжатие газа от диаметра соединительного канала при разных значениях показателя политропы процесса сжатия в рабочей полости (1 - $n_c=1.38$; 2 - $n_c=1.3$; 3 - $n_c=1.2$)

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 2.1.4 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.

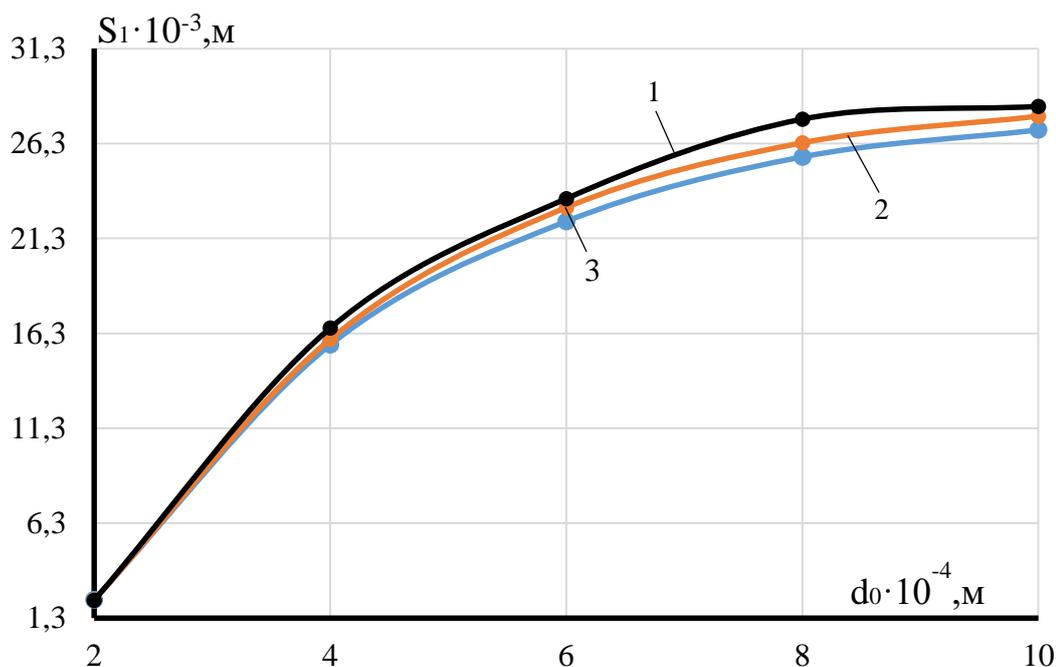


Рисунок 2.1.4 – Зависимость изменения величины расположения канала по ходу поршня (S_1), соединяющего рабочую полость и полость всасывания от его диаметра при разных значениях показателя политропы процесса сжатия в рабочей полости (1 – $n_c=1.38$; 2 – $n_c=1.3$; 3 – $n_c=1.2$)

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.

При увеличении значения n_p величина перепада давления Δp_3 достигается быстрее, что приводит к уменьшению величины E_r и увеличению значения S_1 . Так, при увеличении n_p с 1,3 до 1,35 величина E_r уменьшается с $1,457 \cdot 10^{-1}$ Дж до $1,39 \cdot 10^{-1}$ Дж, а величина S_1 увеличивается с $22,93 \cdot 10^{-3}$ м до $23,29 \cdot 10^{-3}$ м.

С увеличением величины V_p величина E_r , при фиксированном значении Δp_3 , будет увеличиваться, а величина S_1 уменьшаться.

Выводы

1. С увеличением диаметра соединительного канала 9 (d_0) происходит уменьшение энергии, затрачиваемой на сжатие газа, который используется для организации интенсификации движения охлаждающей жидкости при ее опускании. Это приводит к увеличению эффективности работы предлагаемой конструкции, в которой сжатый газ низкого давления подается сразу в большом количестве в процессе сжатия.

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

3. С улучшением охлаждения сжимаемого газа в рабочей полости ПГЭМОД (уменьшением величины показателя политропы процесса сжатия) величина затрачиваемой энергии на сжатие газа будет уменьшаться, а также будет уменьшаться расстояние расположения начала газового канала от ВМТ.

4. С улучшением охлаждения газа в полости всасывания величина затрачиваемой энергии на сжатие газа, подаваемого в полость всасывания для достижения требуемого перепада давления будет увеличиваться, а расстояние начала канала для подвода газа от ВМТ будет уменьшаться.

5. 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.

2.2 Математическая модель рабочих процессов новой высокоэффективной одноцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с организацией движения жидкости в рубашечном пространстве с помощью газового канала

Математическая модель рабочих процессов исследуемого объекта включает математическую модель рабочих полостей компрессора и математическую модель движения жидкости в системе охлаждения. В соответствии с этим делением примем и обоснуем систему упрощающих допущений.

2.2.1 Система основных принимаемых допущений и ее обоснование

2.2.1.1 Система основных упрощающих допущений при разработке математической модели компрессорной секции

В настоящее время при математическом моделировании поршневых компрессоров используются математические модели, основанные на использовании системы дифференциальных уравнений в частных производных, описывающих нестационарное течение газа в рабочей камере с учетом течения его в клапанах в трехмерной нестационарной постановке (3D-модели) с использованием различных моделей турбулентности течения сжимаемого газа. Эти модели получили название математические модели с распределенными параметрами. Для их реализации необходимо использовать подвижные сетки, т. е. перестраивать расчетную область течения вследствие того, что она непрерывно меняется. Эти модели имеют особо важное значение для выяснения физики протекающих процессов, однако, чтобы понять динамику изменения термодинамических параметров по углу поворота коленчатого вала в рабочей полости машины, необходимо проводить осреднение полученных параметров, что фактически приводит к тому, что данная модель приближается к модели с сосредоточенными параметрами.

Модели с сосредоточенными параметрами или нульмерные математические модели основаны на фундаментальных законах сохранения энергии, массы, движения, а также уравнения состояния. Данные модели получили широкое практическое применение при моделировании различных компрессоров объемного действия вследствие того, что они обеспечивают достаточно высокую точность получаемых результатов и достаточно просты в реализации [7,39]. В общем случае, при моделировании компрессорной секции необходимо моделировать изменение термодинамических параметров в газовых полостях (переменного и постоянного объема), а также в трубопроводах (каналах постоянного сечения). При разработке модели с сосредоточенными параметрами принимается, как правило, стандартный набор допущений, которые широко обоснованы в литературе и проверены на практике. К ним можно отнести следующие:

1. Моделируемые процессы равновесны и обратимы.

В большинстве разработанных математических моделях рабочих процессов компрессоров неравномерность и необратимость не учитывается. Как показано советским ученым М. Д. Хаскиндом необратимость от теплопроводности и сил внутреннего трения оказывают ничтожно малое влияние на изменение давления и температуры в рабочей полости компрессора. Отклонения от равновесных значений температуры и давления необходимо учитывать при скоростях поршня более 5 м/с [7].

2. Сжимаемый газ рассматривается как непрерывная среда и представляет собой сухой воздух без механических примесей, подчиняющийся законам идеального газа.

В работе [7] показано, что число Кнудсена (Kn) для поршневых компрессоров общего назначения существенно меньше 1, т. к. длина пробега молекул при температуре от 273 К до 600 К и давлении от 0,1 МПа до 2 МПа составляет величину существенно меньше, чем 10^{-7} м, а характерный размер рабочей камеры в нашей машине составляет величину меньше 0,04 м. Вследствие этого рассматриваемая среда, а именно воздух, является

континуумом. В общем случае компримируемый воздух в цилиндре машины содержит водяной пар, пары и капли масла, а также механические примеси. Необходимо отметить, что пары воды и масла, а также капли масла и механические примеси находятся в ничтожно малом состоянии, то в абсолютном большинстве разрабатываемых моделей принимают, что сжимаемый газ представляет собой сухой воздух [7].

Вследствие того, что температура компримируемого сухого воздуха не превышает 500 К, а давление не превышает 10 МПа, то в соответствии с рекомендациями абсолютного большинства исследований можно с высокой точностью принять, что компримируемый газ подчиняется законам идеального газа, и, соответственно, к нему применимо уравнение Клайперона-Менделеева.

3. Давление и температура газа одинаковы по всему объему исследуемых полостей, т.к. линейные размеры исследуемого компрессора незначительны.

Необходимо отметить, что частичное обоснование данного принимаемого допущения было сделано выше. Кроме того, необходимо добавить, что вследствие того, что скачки давления в рабочей полости распространяются со скоростью звука, а линейные размеры их незначительны, меньше 0,05 м, то можно видеть, что время распространения скачка давления по характерному размеру рабочей камеры составляет $15,1 \cdot 10^{-5}$ с. Принимая во внимание, что исследуемая машина в среднем имеет 1000 об/мин, то время цикла составляет 0,06 с, что намного превышает время распространения скачка давления. Скорость распространения тепловой волны в рабочей камере компрессора существенно меньше, чем скорость звука, что приводит к тому, что в рабочей полости поршневого компрессора с производительностью 50 м³/мин неравномерность распределения температуры достигает (20-25) К. Принимая во внимание, что в компрессорах малой производительности вследствие малых линейных размеров и высокого отношения поверхности теплообмена к объему рабочей камеры данная величина будет существенно

меньше, неравномерностью распределения температур по объему рабочей камеры пренебрежем.

4. Изменение потенциальной и кинетической энергии газа пренебрежимо мало.

Принимая во внимание, что плотность сжимаемого газа незначительна и во много раз меньше плотности капельной жидкости, а также малые значения хода поршня, то изменением потенциальной энергии во всех полостях исследуемой машины за счет разности высот центра масс исследуемых полостей с достаточной степенью точности можно пренебречь, что и делается при разработке существующих математических моделей. Необходимо также отметить, что значение абсолютных скоростей в компрессорах объемного действия, а также их изменение в исследуемых полостях компрессора незначительны, то принятие данного допущения также вполне оправдано.

5. Неравномерность движения коленчатого вала незначительна и ей можно пренебречь.

6. Передача теплоты от компримируемого газа к поверхностям деталей цилиндра-поршневой группы осуществляется только за счет конвективного теплообмена, который описывается гипотезой Ньютона-Рихмана.

В общем случае в рабочей камере компрессора передача теплоты от сжимаемого газа к поверхностям деталей цилиндра-поршневой группы осуществляется с помощью теплопроводности, конвекции и излучения. В работе [7] показывается, что величина теплообмена за счет теплопроводности и излучения в поршневом компрессоре пренебрежимо мала и теплообмен осуществляется в основном за счет конвективной компоненты.

7. Определение массовых потоков через клапаны и неплотности цилиндра-поршневой группы основано на допущении о одномерном и изотропном течении газа, с учетом коэффициентов расхода, полученных при стационарных продувках.

8. Расчет течения сжатого газа через каналы сложной геометрии осуществляется по модели течения через круглое отверстие без учета трения.

9. При моделировании течения газа в соединительных каналах используется допущение об его изотермическом квазистационарном течении.

10. Расчет динамики движения запорного органа рассматривается в одностепенной постановке, при этом используется допущение, что жесткость пружины меняется линейно.

11. 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.

2.2.1.2 Система основных упрощающих допущений при разработке математической модели системы охлаждения

Основные допущения при расчете полостей постоянного объема с жидкостью:

1. Свободная поверхность жидкости представляет собой поверхность уровня.

2. Течение охлаждающей жидкости считается несжимаемым и подчиняющимся закону Ньютона.

3. Процессы фазового перехода на границе раздела пренебрегаются или считаются малозначительными.

Основные допущения при расчетах жидкостных трубопроводов:

1. Подвод теплоты к охлаждающей жидкости осуществляется только через рубашку компрессора.

2. Отвод теплоты от жидкости происходит исключительно в теплообменнике.

3. Значения местных коэффициентов сопротивления и коэффициентов трения по длине трубопровода выбираются на основе рекомендаций, полученных для стационарных течений.

4. Изменение теплофизических свойств жидкости при изменении температуры пренебрежимо мало.

5. Самодействующие клапана открываются и закрываются мгновенно и полностью (идеальный клапан).

2.2.2 Математическая модель рабочих процессов в газовых полостях и каналах

2.2.2.1 Рабочие полости постоянного и переменного объема

К полостям постоянного и переменного объема в компрессорной секции можно отнести полость всасывания 3, полость нагнетания 7 и рабочую полость. К трубопроводам постоянного сечения (канала) можно отнести канал 14 (см. рисунок 2.1). Для получения достоверных данных целесообразно основу математической модели рабочих процессов составить из следующих фундаментальных законов:

1. Уравнение сохранения энергии, записанное в виде первого закона термодинамики для тела переменной массы.

2. Уравнение сохранения массы.

3. Уравнение изменения объема рабочей полости.

4. Уравнение состояния.

5. Уравнение динамики движения запорного органа самодействующего клапана.

Эта система из пяти уравнений позволяет определять изменение основных термодинамических параметров рабочего тела, а именно: давление, температуру, объем, массу, а также высоту подъема запорного органа клапана.

Определение высоты подъема запорного органа позволяет рассчитывать площади проходных сечений в клапанах и, как следствие, — массовые потоки в каждый момент времени между моделируемыми полостями.

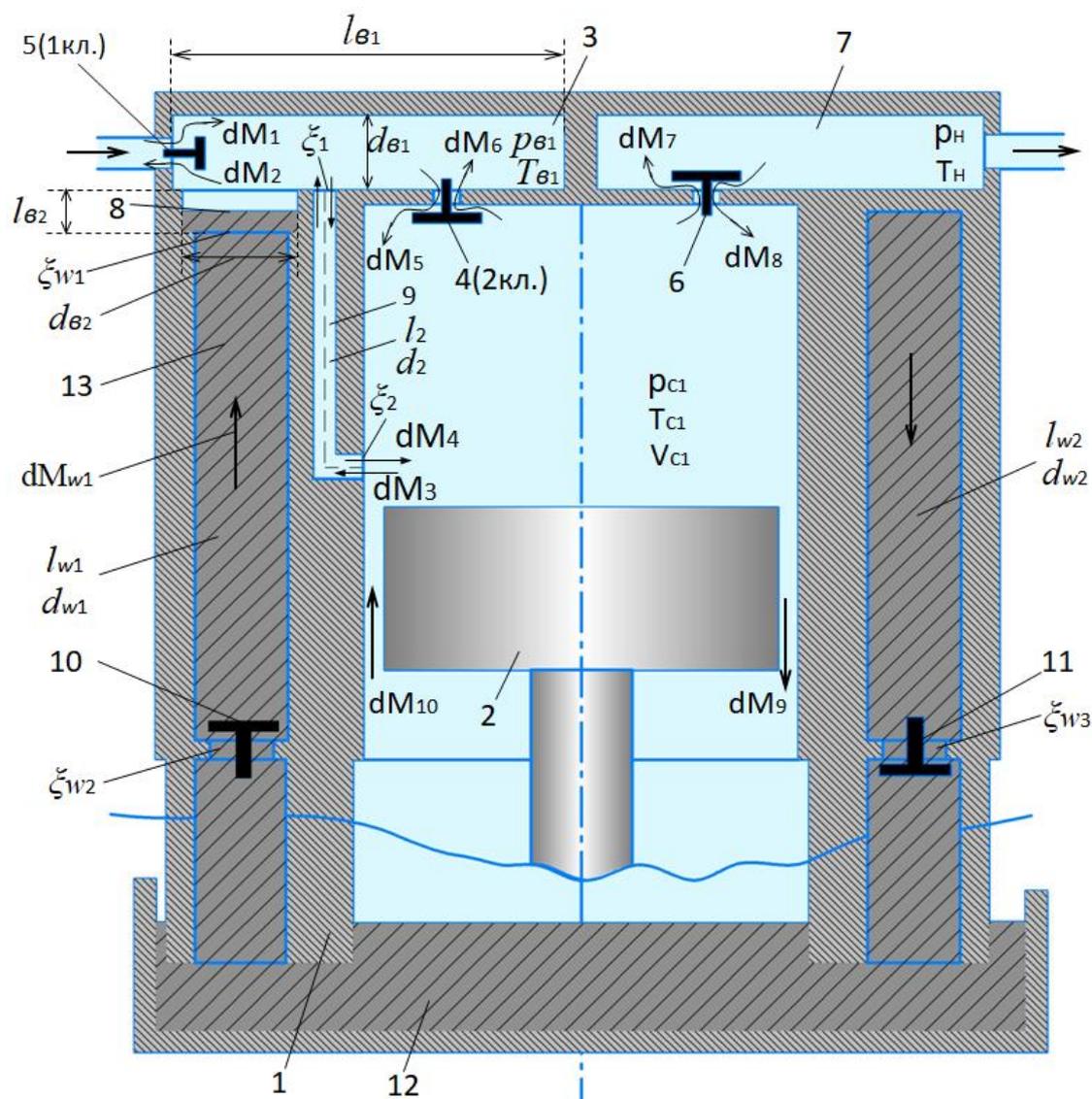


Рисунок 2.2.1 – Принципиальная схема поршневой гибридной одноцилиндровой энергетической машины с безнасосной системой охлаждения повышенной эффективности (1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – полость всасывания; 4 – второй всасывающий клапан; 5 – первый всасывающий клапан; 6 – нагнетательный клапан; 7 – полость нагнетания; 8 – полость, частично заполненная жидкостью; 9 – газовый канал; 10, 11 – обратные жидкостные клапаны; 12 – источник жидкости; 13 – рубашка охлаждения).

Система дифференциальных уравнений в полных производных, описывающая изменение термодинамических параметров в рабочей камере компрессорной секции, запишется в виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} dU = dQ - dL + \sum_{i=1}^{N_1} i_{ni} dM_{ni} - \sum_{i=1}^{N_2} i_{oi} dM_{oi} \quad (2.2.1) \\ dM = \sum_{i=1}^{N_1} dM_{ni} - \sum_{i=1}^{N_2} dM_{oi} = \\ (dM_5 + dM_3 - dM_4 - dM_6 - dM_7 + dM_8 - dM_9 + dM_{10}) \quad (2.2.2) \\ V = V_M + \frac{V_h}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_r}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \quad (2.2.3) \\ m_{np} \frac{d^2 h}{d\tau^2} = F_r + F_{np} + F_{тр} \pm G \quad (2.2.4) \\ P = (k - 1) \frac{U}{V} \quad (2.2.5) \\ T = \frac{PV}{MR} \quad (2.2.6) \end{array} \right.$$

В системе уравнений (2.2.1–2.2.6) приняты следующие обозначения:
 $dU = d(C_v MT)$ - элементарное изменение полной внутренней энергии компримируемого идеального газа; dQ - элементарное количество теплоты, которым обменивается идеальный газ со стенками рабочей камеры, за время $d\tau$; $dV_{кин} = V_p F_p d\tau$ - элементарное изменение объема рабочей полости за счет перемещения поршня (определяется кинематикой механизма привода);
 $V_p = \frac{Sh}{2} \omega \left(\sin \phi + \frac{\lambda_r}{2} \sin 2\phi \right)$ - мгновенная скорость поршня, обусловленная кинематикой кривошипно-шатунного механизма; ω - угловая скорость вращения коленчатого вала; $F_p = \frac{\pi d_1^2}{4}$ - площадь поршня; $i_{ni} = C_{pi} T_{ni}$ - удельная энтальпия присоединяемой массы газа, определенная с учетом его идеальности; T_{ni} - температура присоединяемого газа; C_{pi} - удельная изобарная теплоемкость присоединяемого газа; dM_{ni} - элементарная масса присоединяемого газа; N_1, N_2 - количество неплотностей, через которые

присоединяются и отделяются массы рабочего тела; $i_0 = C_p T$ - удельная энтальпия отделяемого сжатого газа; dM_{oi} , C_p - элементарная отделяемая масса рабочего тела и ее изобарная удельная теплоемкость; dM_5 , dM_6 - элементарные массы, проходящие через второй всасывающий клапан; dM_7 , dM_8 - элементарные массы, проходящие через нагнетательный клапан; dM_9 , dM_{10} - утечки и притечки газа через поршневое уплотнение; P , V , T и M - текущие значения 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; φ - текущий угол поворота коленчатого вала; $m_{пр}$ - приведенная масса запорного органа самодействующего клапана; h - текущая высота подъема запорного органа; τ - 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

$$dL = p dV_{кин} \quad (2.2.7)$$

Элементарное количество теплоты, обменивающееся между компримируемым газом и поверхностью рабочей камеры, определим, используя гипотезу Ньютона-Рихмана, как

$$dQ = \alpha F (\bar{T}_{ст} - T) d\tau \quad (2.2.8)$$

где α - коэффициент теплоотдачи; F - поверхность теплообмена; $\bar{T}_{ст}$ - осредненная по поверхности температура цилиндрической поршневой группы.

Величина коэффициента теплоотдачи α в общем случае переменна в каждой точке поверхности теплообмена в каждый момент времени. В настоящее время надежных теоретических путей для его определения нет. Вследствие этого широкое распространение получили зависимости числа Нуссельта от безразмерных чисел подобия (Рейнольдса, Прандта, Пекле), а также от безразмерных геометрических характеристик. Необходимо отметить,

что в последнее время экспериментальному исследованию рабочих процессов уделяется весьма мало внимания, и результаты, полученные экспериментальным путем, относятся к 80-м годам прошлого века [7,82].

Наибольшее распространение для определения коэффициента теплоотдачи α в цилиндре поршневого одноцилиндрового компрессора простого действия получила формула Прилуцкого-Фотина

$$Nu = ARe^x + B \quad (2.2.9)$$

где A , x , B – экспериментально определенные коэффициенты, имеющие следующие значения ($A=0,2\dots0,235$; $x=0,8\dots0,86$; $B=500\dots800$).

Осредненная температура деталей цилиндра-поршневой группы может быть определена либо теоретическим, либо экспериментальным путями. Для определения ее значения теоретическим путем необходимо решать сопряженную задачу, включающую нестационарную трехмерную задачу теплопроводности для деталей цилиндра-поршневой группы и задачу расчета нестационарного трехмерного течения рабочего тела в газовом тракте компрессора. Упрощенное решение этой задачи выполнено в работах [104,105]. Необходимо отметить, что экспериментальный путь определения осредненной температуры поверхности деталей цилиндра-поршневой группы является более надежным, точным и широко распространенным. Для замыкания математической модели и получения необходимых зависимостей, используемых при разработке математической модели, проводятся экспериментальные исследования. По результатам экспериментальных исследований величину $\bar{T}_{ст}$ можно определить как

$$\bar{T}_{ст} = \frac{\bar{T}_п F_п + \bar{T}_ц F_ц + \bar{T}_{кл} F_{кл}}{F_п + F_ц + F_{кл}} \quad (2.2.10)$$

где $\bar{T}_п$, $F_п$ – средняя температура поверхности днища поршня и величина поверхности днища поршня; $\bar{T}_ц$, $F_ц$ – средняя температура поверхности цилиндра и величина поверхности цилиндра; $\bar{T}_{кл}$, $F_{кл}$ – средняя температура поверхности клапанной плиты и ее величина.

При моделировании массовых потоков через клапаны в компрессорах объемного действия используется два основных подхода. В первом подходе используется уравнения Бернулли для несжимаемой вязкой жидкости, а втором подходе – уравнение расхода Сен-Венана-Ванцеля при адиабатном течения газа, которое запишется в виде:

$$dM = \mu f_{щ} \sqrt{\frac{2k}{k-1} P_o \rho_o \left[\left(\frac{P}{P_o} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P}{P_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} d\tau \quad (2.2.11)$$

где $f_{щ}$ - площадь прохода в щели клапана; μ – коэффициент расхода; k – показатель адиабаты; P_o , ρ_o – давление и плотность газа в полости, откуда происходит истечение; P – давление в полости, куда происходит истечение.

Уравнение (2.2.11) справедливо для докритического течения газа (до звукового: $P/P_o \leq 0,528$ для воздуха). Этот режим течения справедлив для абсолютного большинства случаев в компрессоре (как для процесса нагнетания, так и для процесса всасывания).

Значение коэффициента расхода μ является очень важной величиной, которую сложно определить теоретически, и оно определяется на основании экспериментальных исследований [7,82]. Коэффициенты расхода в уравнении Бернулли и в уравнении Сен-Венана-Ванцеля отличаются между собой. Величина коэффициента расхода μ является функцией отношения текущей высоты подъема запорного органа к ширине прохода в седле.

В настоящее время в выпускаемых поршневых компрессорах используются различные типы самодействующих клапанов, а именно тарельчатые, кольцевые, дисковые, пластинчатые и т. д. Конструкция клапана и математические возможности исследователя во многом определяют подходы к определению проходного сечения самодействующего клапана. В литературе описано несколько подходов к расчету динамики движения самодействующего клапана: запорный орган представляется в виде материальной точки, в которой сосредоточена вся его масса; запорный орган представляется в виде совокупности материальных точек (система с

сосредоточенными параметрами); запорный орган представляется в виде системы с распределенными параметрами. Учитывая конструкцию клапанов в исследуемом объекте, представляется целесообразным использовать одномассовый подход (материальная точка).

Уравнение динамики движения материальной точки определяется вторым законом Ньютона и запишется в виде

$$m_{\text{пр}} \frac{d^2 h}{d\tau^2} = F_{\Gamma} + F_{\text{пр}} + F_{\text{тр}} \pm G \quad (2.2.12)$$

Приведенная масса $m_{\text{пр}}$ включает собственно массу запорного органа и 1/3 массы пружины.

Силы давления и силы упругости пружины определяются как

$$F_{\Gamma} = \rho_p \Delta P_{\text{кл}} \cdot f_c \quad (2.2.13)$$

$$F_{\text{пр}} = c_{\text{пр}} (h + h_0) \quad (2.2.14)$$

Коэффициент давления потока ρ_p определяется на основании работ [7,82], значение $\Delta P_{\text{кл}}$ (перепад давления на клапане) и площадь прохода в седле (f_c) могут быть также определены на основании результатов исследований, изложенных в работах [7,82]. В уравнении (2.2.14) принимается, что жесткость пружины постоянна ($c_{\text{пр}}$) и существует величина предварительного натяга пружины (h_0).

Было уже отмечено выше, сила трения состоит из силы трения, обусловленной движением запорного органа в компримируемом газе и силой трения механической направляющей, которая весьма мала и ей в первом приближении пренебрегают.

Сила трения запорного органа при его движении в компримируемом газе определится как

$$F_{\text{тр}} = k_g \frac{dh}{d\tau} \quad (2.2.15)$$

Коэффициент демпфирования (k_g) зависит от плотности сжимаемого газа, величина веса G пропорциональна массе ($G = m_{\text{з.о.}} \cdot g$, где g – ускорение свободного падения).

При взаимодействии запорного органа с седлом и ограничителем подъема наблюдается неупругий центральный удар, и величина скорости при отскоке его после удара может быть определена как

$$v_{i+1} = -\theta v_i \quad (2.2.16)$$

где v_{i+1} – скорость запорного органа до взаимодействия; v_i – скорость запорного органа после взаимодействия; θ – коэффициент восстановления скорости (по результатам проведенных экспериментальных исследований [7,82], его значение находится в пределах $0,2 \div 0,3$).

2.2.2.2 Газовые трубопроводы и каналы

Движение газа в трубопроводах и каналах рассчитывается в нестационарной одномерной постановке с учетом сил трения газовой стенки, а также теплообменом между движущимся газом и поверхностью стенок. Система дифференциальных уравнений в этом случае, состоящая из уравнения неразрывности, уравнения движения, уравнения сохранения энергии и уравнения состояния, запишется в виде [39]

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \operatorname{div}(\rho u_x) = 0 \end{array} \right. \quad (2.2.17)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial \tau} + \operatorname{div}(\rho u_x \cdot u_x) + \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\lambda_{\text{тр}}}{d_{\text{тр}}} \frac{\rho u_x |u_x|}{2} = 0 \end{array} \right. \quad (2.2.18)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial(\rho E)}{\partial \tau} + \operatorname{div}(\rho u_x E) + \operatorname{div}(\rho u_x) = \frac{4\alpha_{\text{тр}}}{d_{\text{тр}}} (\bar{T}_{\text{ц}} - T) - \rho \frac{\lambda_{\text{тр}}}{d_{\text{тр}}} \cdot \frac{u_x^3}{2} \end{array} \right. \quad (2.2.19)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho = \frac{p}{RT} \end{array} \right. \quad (2.2.20)$$

где ρ – 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.

Принимая во внимание отсутствие аналитических решений данной системы уравнений, решение ее будем проводить численным методом – методом «крупных частиц» [106], который является одним из наиболее эффективных методов решения систем газодинамических уравнений.

Постановка граничных условий для трубопровода, соединяющего две полости, является сложной физической задачей, решению которой посвящена работа [107] и др.

В соответствии с результатами работы [107]

для левой границы

$x=0$

$$p(0, \tau) = p_{\text{тр}1} = p_1^{n+1} \quad (2.2.21)$$

$$u_{x1}^{n+1} = u_{x1}^n - (u_{x1}^n - a_1^n)(u_{x2}^n - u_{x1}^n) \frac{\Delta\tau}{\Delta x} + \frac{p_1^{n+1} - p_1^n}{p_1^n a_1^n} + (u_{x1}^n - a_1^n) \frac{p_2^n - p_1^n}{p_1^n a_1^n} \frac{\Delta\tau}{\Delta x} \quad (2.2.22)$$

Если $u_{x1}^{n+1} > 0$

$$\rho(0, \tau) = \rho_{\text{тр}1} = \rho_1^{n+1} \quad (2.2.23)$$

Если $u_{x1}^{n+1} < 0$

$$\rho_1^{n+1} = \rho_1^n + u_{x1}^n \left[\frac{p_1^{n+1} - p_1^n}{(a_1^n)^2} - \rho_2^n + \rho_1^n \right] \frac{\Delta\tau}{\Delta x} + \frac{p_1^{n+1} - p_1^n}{(a_1^n)^2} \quad (2.2.24)$$

для правой границы

$x=l_{\text{тр}}$

$$p(l, \tau) = p_{\text{тр}2} = p_m^{n+1} \quad (2.2.25)$$

$$u_{xm}^{n+1} = u_{xm}^n - (u_{xm}^n - a_m^n)(u_{xm}^n - u_{xm-1}^n) \cdot \frac{\Delta\tau}{\Delta x} + \frac{p_m^{n+1} - p_m^n}{p_m^n a_m^n} \cdot \frac{\Delta\tau}{\Delta x} \quad (2.2.26)$$

Если $u_{xm}^{n+1} > 0$

$$p(l, \tau) = \rho_{\text{тр}2} = \rho_m^{n+1} \quad (2.2.27)$$

Если $u_{xm}^{n+1} < 0$

$$\rho_m^{n+1} = \rho_m^n + \left[\frac{p_m^n - p_{m-1}^n}{(a_m^n)^2} - \rho_m^n + \rho_{m-1}^n \right] \cdot \frac{\Delta \tau}{\Delta x} + \frac{p_m^{n+1} - p_m^n}{(a_m^n)^2} \quad (2.2.28)$$

где величина скорости звука определяется как

$$a_i^j = \sqrt{k \frac{p_i^j}{\rho_i^j}} \quad (2.2.29)$$

и m – число узлов разбивки по длине трубопровода, n – текущий шаг по времени; $l_{\text{тр}}$ – длина канала.

С целью ускорения проведения расчетов представляется целесообразным упростить проведения расчетов путем принятия допущений: течение газа изотермическое и квазистационарное; силы инерции пренебрежимо малы.

После интегрирования уравнения Бернулли для газа, записанного для сечения 1-1 и 2-2 в начале канала и в конце, а также решая полученное уравнение относительно скорости газа, выходящего из канала, получаем следующее уравнение

$$v_2 = \sqrt{\frac{2RT(\ln P_1 - \ln P_2)}{\left\{ \alpha_2 - \alpha_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^2 + \lambda_{\text{тр}} \frac{l_{\text{тр}}}{4d_{\text{тр}}} \left(1 + \frac{P_2}{P_1} \right)^2 + \left[\xi_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^2 + \xi_2 \right] \right\}}}} \quad (2.2.30)$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты Кориолиса в соответствующих сечениях; ξ_1 и ξ_2 – значения местных коэффициентов сопротивления при входе и выходе из канала.

Необходимо отметить, что коэффициент трения по длине $\lambda_{\text{тр}}$ является функцией числа Рейнольдса и, следовательно, скорости v_2 . Значение $\lambda_{\text{тр}}$ определяется по рекомендациям работы [103]. Таким образом, уравнение (2.2.30) необходимо решать методом последовательных приближений.

Определив величину v_2 можно легко определить величину элементарной массы, как

$$dM_{3,4} = v_2 \rho_2 f_{\text{тр}} d\tau \quad (2.2.31)$$

где $f_{\text{тр}}$ – площадь поперечного сечения трубопровода.

При разработке математической модели принималось допущение о том, что величина dM_3 и dM_4 принималась равной нулю, когда днище поршня достигало отверстия газового канала 14, т. е. поршень работал как золотник, и канал открывался тогда, когда он опускался ниже уровня сечения отверстия канала.

2.2.3 Математическая модель рабочих процессов в системе охлаждения

Система охлаждения состоит из ряда трубопроводов и каналов простой и сложной формы, соединяющие полости постоянного объема с переменным количеством жидкости в них. Проведем последовательное рассмотрение моделирования изменения термодинамических параметров в них.

2.2.3.1 Математическая модель течения жидкости в каналах и трубопроводах

Расчет течения жидкости в этих трубопроводах и каналах сводятся к расчету течения жидкости в трубопроводе постоянного сечения, приведенное гидравлическое сопротивление которого будет равно сумме гидравлических сопротивлений трубопроводов и каналов, образующих систему охлаждения.

Система дифференциальных уравнений для описания нестационарного одномерного течения вязкой несжимаемой жидкости запишется в виде системы уравнений движения и неразрывности [98]

$$\rho_w \frac{\partial Q_w}{\partial \tau} + f \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\lambda_{\text{тр}} \rho_w}{2d_{\text{тр}} f} Q_w |Q_w| = 0 \quad (2.2.32)$$

$$\frac{\rho_w a^2}{f} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial \tau} = 0 \quad (2.2.33)$$

где Q_w – расход охлаждающей жидкости; a – скорость звука; $\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент трения по длине; f – площадь поперечного сечения в трубопроводе; $d_{\text{тр}}$ – эквивалентный диаметр трубопровода; τ – текущее время.

Одним из наиболее эффективных методов решения записанной системы уравнений является метод «характеристик».

Система дифференциальных уравнений (2.2.32) и (2.2.33), используя конечно-разностное приближение запишется в виде

$$Q_{wi, \tau_0 + \Delta\tau} = \frac{1}{2Z_B} \left[(p_{i-1, \tau_0} - p_{i+1, \tau_0}) \right] + (1/2) \left[(Q_{wi-1, \tau_0} + Q_{wi+1, \tau_0}) \right] - \frac{K_\lambda}{Z_B} Q_{wi, \tau_0 + \Delta\tau} |Q_{wi, \tau_0 + \Delta\tau}| \quad (2.2.34)$$

$$p_{i, \tau_0 + \Delta\tau} = p_{i+1, \tau_0} + Z_B (Q_{wi, \tau_0 + \Delta\tau} - Q_{wi+1, \tau_0}) + K_\lambda Q_{wi, \tau_0 + \Delta\tau} |Q_{wi, \tau_0 + \Delta\tau}| \quad (2.2.35)$$

где $Z_B = \frac{\rho_w a}{f}$ – волновое сопротивление трубопровода; $K_\lambda = \frac{\lambda_{\text{тр}} \rho_w \ell_{\text{тр}}}{2d_{\text{тр}} \cdot f^2 N}$ –

коэффициент, учитывающий гидравлические потери на отрезке трубопровода Δx ; $\ell_{\text{тр}}$ – общая длина трубопровода; N – число узлов разбивки по координате x ; p_{i, τ_0} и $p_{i, \tau_0 + \Delta\tau}$ – давление жидкости в трубопроводе в i -том узле в момент времени τ_0 и $\tau_0 + \Delta\tau$ соответственно; $Q_{wi, \tau_0 + \Delta\tau}$, Q_{wi, τ_0} – расход жидкости в i -том узле трубопровода в момент времени $\tau_0 + \Delta\tau$ и τ_0 соответственно.

Полученная система алгебраических уравнений нелинейная (квадратичная) относительно $Q_{wi, \tau_0 + \Delta\tau}$ и $p_{i, \tau_0 + \Delta\tau}$. Вследствие этого, ее рекомендуют решать на каждом шаге по времени и в каждом узле методом последовательных приближений. Расчет повторяется до тех пор, пока относительная абсолютная разница двух приближений не станет допустимой погрешности

Постановка граничных условий на левой и правой границе трубопровода осуществлялась исходя из того, что известны значения давлений на левой и правой границе в каждый момент времени.

Тогда,

$$\underline{x = 0}$$

$$p_{1,\tau_0+\Delta\tau} = p_{p1}(\tau)$$

$$Q_{wi,\tau_0+\Delta\tau} = Q_{wi,\tau_0} + (1/Z_B) \cdot (p_{i,\tau_0+\Delta\tau} - p_{1,\tau_0}) - (K_\lambda/Z_B) Q_{wi,\tau_0+\Delta\tau} |Q_{wi,\tau_0+\Delta\tau}| \quad (2.2.36)$$

$$\underline{x = \ell_{Tp}}$$

$$p_{N,\tau_0+\Delta\tau} = p_{p2}(\tau)$$

$$Q_{N,\tau_0+\Delta\tau} = Q_{N-1,\tau_0} - \left(\frac{1}{Z_B}\right) \cdot (p_{N,\tau_0+\Delta\tau} - p_{N-1,\tau_0}) - \left(\frac{K_\lambda}{Z_B}\right) Q_{N,\tau_0+\Delta\tau} |Q_{N,\tau_0+\Delta\tau}|$$

(2.2.37)

где $p_{p1}(\tau)$, $p_{p2}(\tau)$ – давление в полостях, которые соединяют данный трубопровод.

В том случае, если силами инерции движения жидкости можно пренебречь, система уравнений (2.2.36 – 2.2.37) сводится к уравнению сохранения энергии в форме уравнения Бернулли, решение которого относительно скорости движения жидкости в трубопроводе позволяет получить следующую формулу:

$$v_{Tp} = \sqrt{\frac{2g \left[\left(z_{1p} + \frac{p_{p1}}{\rho_w g} \right) - \left(z_{2p} + \frac{p_{p2}}{\rho_w g} \right) \right]}{\left(\lambda_{Tp} \frac{l_{Tp}}{d_{Tp}} + \sum_{i=1}^{N_{1Tp}} \xi_{iTp} \right)}} \quad (2.2.38)$$

где l_{Tp} – длина трубопровода; ξ_{iTp} – i -тое местное сопротивление по длине трубопровода; N_{1Tp} – количество местных сопротивлений по длине трубопровода;

Коэффициент трения по длине λ_{Tp} является функцией числа Рейнольдса и относительной шероховатости [103]. Учитывая, что число Рейнольдса является функцией скорости движения жидкости, уравнение (2.2.38) является нелинейным и должно решаться методом последовательных приближений.

2.2.3.2 Математическая модель в полостях, частично заполненных газом

В исследуемой конструкции полость 3 заполнена газом и соединена с полостью 8, частично заполненной жидкостью. Таким образом, при моделировании рабочих процессов в общем случае возможны два подхода. Первый подход заключается в том, что моделируются отдельно рабочие процессы в полости 3 и отдельно рабочие процессы в полости 8. При этом полости 8 и 3 обмениваются массой газа через отверстие, их соединяющее. Второй подход заключается в том, что если это отверстие достаточно большое, то можно рассматривать полости 3 и 8, как единую полость сложной формы, частично заполненную охлаждающей жидкостью. С целью сокращения вычислительных процедур, представляется целесообразным рассмотреть полости 3 и 8, как единую полость. В этом случае данная полость является полостью переменного объема с жидкостным поршнем. Вследствие низкого давления жидкости в ней, жидкость будем считать несжимаемой. Рассмотрим отдельно моделирование рабочих процессов для газовой части полости и для жидкостной.

Математическая модель рабочих процессов в газовой части

Для проведения расчетов по изменению термодинамических параметров в газовой части полости воспользуемся системой основных фундаментальных законов сохранений энергии, массы и уравнением состояния.

В этом случае система дифференциальных уравнений, описывающая изменение термодинамических параметров газа, запишется в виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} dU_{\Gamma} = dQ_{\Gamma} - p_{\Gamma} dV_{\Gamma} + \sum_{i=1}^{N_{21}} i_{\Gamma ni} dM_{\Gamma ni} - \sum_{i=1}^{N_{22}} i_{\Gamma oi} dM_{\Gamma oi} \quad (2.2.39) \\ dV_{\Gamma} = \frac{dM_{1w} - dM_{2w}}{\rho_w} \quad (2.2.40) \\ dM_{\Gamma} = \sum_{i=1}^{N_{21}} dM_{\Gamma ni} - \sum_{i=1}^{N_{22}} dM_{\Gamma oi} = dM_1 - dM_2 + dM_6 - dM_5 + dM_4 - dM_3 \quad (2.2.41) \\ p_{\Gamma} = (k - 1) \frac{U_{\Gamma}}{V_{\Gamma}} \quad (2.2.42) \\ T_{\Gamma} = \frac{p_{\Gamma} V_{\Gamma}}{M_{\Gamma} R} \quad (2.2.43) \end{array} \right.$$

где $U_{\Gamma} = C_{\Gamma} M_{\Gamma} T_{\Gamma}$ – полная внутренняя энергия газа; M_{Γ}, T_{Γ} – масса и температура газа; p_{Γ} – давление газа; V_{Γ} – объем газа; $i_{\Gamma ni}$ – удельная энтальпия поступающей i -той массы газа; $i_{\Gamma 0}$ – удельная энтальпия отделяемой массы газа.

Элементарный внешний теплообмен определяется в соответствии с гипотезой Ньютона-Рихмана, как

$$dQ = \alpha_{\Gamma} F_{\text{ст}} (\bar{T}_{\text{ст}} - T_{\Gamma}) d\tau + \alpha_{\Gamma} F_w (T_w - T_{\Gamma}) d\tau \quad (2.2.44)$$

где $F_w = \frac{\pi d_{\text{в2}}^2}{4}$ – поверхность теплообмена со стороны охлаждающей жидкости; $F_{\text{ст}}$ – поверхность теплообмена со стороны деталей цилиндра-поршневой группы.

Для определения коэффициента воспользуемся критериальным уравнением, полученным экспериментальным путем для поршневых компрессоров простого действия (см. уравнение (2.2.9)).

Величину определяющей скорости при вычислении числа Рейнольдса определим как

$$v_{nw} = \frac{dM_{w1} - dM_{w2}}{\rho_w F_w d\tau} \quad (2.2.45)$$

Математическая модель рабочих процессов в жидкостной части

При разработке математической модели изменения термодинамических параметров воспользуемся следующей системой дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} dp_w = dp_{\Gamma} & (2.2.46) \\ dT_w = \frac{dQ_w + C_w dM_{w1} (T_{wn} - T_w)}{C_w M_w} & (2.2.47) \\ dM_w = dM_{w1} - dM_{w2} & (2.2.48) \end{cases}$$

где dQ_w – элементарное количество теплоты, подводимое к охлаждающей жидкости; T_{wn} – температура жидкости, поступающей в полость 8.

Уравнение (2.2.46) представляет равенство давлений в газе и жидкости. Применение его справедливо, т.к. отсутствует кривизна поверхности раздела

газа и жидкости пренебрежимо мала. Уравнение (2.2.47) представляет собой уравнение сохранения энергии, вытекающее из уравнения термодинамики тела переменной массы, а уравнение (2.2.48) – уравнение сохранения массы. Необходимо отметить, что величина dQ_w определялась только из условия конвективного теплообмена, а коэффициент теплоотдачи между твердой стенкой и жидкостью определялся на основании рекомендации работы [108] для ламинарного течения жидкости в трубах без учета начального участка и естественной конвекции. При моделировании рабочих процессов в жидкости проводился расчет координаты поверхности уровня жидкости z_{2p} в каждый момент времени.

2.2.4 Особенности реализации математической модели

При разработке программы расчета вследствие наличия многих однотипных элементов применялся блочно-модульный принцип.

Необходимо также отметить, что при реализации разработанной модели использовался итерационный метод, который заключается в следующем. Расчет начинался с угла поворота в левом цилиндре $\varphi_{л}=\pi$, а для правого цилиндра начало расчета совпадало с верхней мертвой точкой (ВМТ) и, соответственно, $\varphi_{пр}=2\pi=0$. В начале расчета задавались значения термодинамических параметров по полостям, а также начальное значение уровня жидкости в полости 8. После моделирования полного цикла работы гибридной машины происходит сравнение начальных значений P и T и конечных значений в рабочей полости машины (p_{c1} , T_{c1}). Кроме того, проводился расчет количества жидкости, поднимающейся в полость 8 - $M_{w1} = \oint dM_{w1}$, и опускающейся из полости 8 - $M_{w2} = \oint dM_{w2}$. 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} ($\delta M_w = \frac{M_{w1} - M_{w2}}{M_{wcp}}$, где $M_{wcp} = \frac{M_{w1} + M_{w2}}{2}$).

Необходимо отметить, что количество поднимающейся жидкости за цикл и количество опускающейся жидкости за цикл не совпадают, и для их выравнивания необходимо изменять величины сопротивлений ξ_{w2} и ξ_{w3} .

Реализация модели с учетом расчета нестационарных течений газа и жидкости в соединительных трубопроводах требует значительного времени и не оказывает существенного влияния на интегральные характеристики компрессора, вследствие этого, приоритетным являлся расчет течения газа и жидкости в соединительных коммуникациях в квазистационарной постановке по формулам 2.2.30 и 2.2.38.

Количество итераций при моделировании цикла работы ограничивалось: не более 50. Итерирование дифференциальных уравнений проводилось с шагом $0,005^0$ (число узлов разбивки 72000). Увеличенное число узлов разбивки обусловлено вычислительной неустойчивостью при расчете полостей постоянного и переменного объемов, т. к. их геометрические значения весьма малы.

Глава 3 Экспериментальные исследования одноцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с организацией движения жидкости в рубашечном пространстве с помощью газового канала

В настоящее время существует два основных метода исследования поршневых компрессоров: теоретический и экспериментальный. Каждый из существующих методов исследования безусловно взаимодополняют друг друга. Следует отметить, что некоторые коэффициенты, использованные в математической модели, такие как коэффициент теплоотдачи, коэффициент расхода клапанов и средняя температура стенки рабочей камеры, взяты из экспериментальных данных. Помимо этого, создание и исследование опытного образца имеют самостоятельное значение, заключающееся в проверке работоспособности разработанной концептуальной модели и проведении верификации математической модели, которая учитывает результаты экспериментальных исследований, как было указано выше.

3.1 Описание работы опытных образцов

В работе рассматривается два опытных образца одноцилиндровой поршневой гибридной энергетической машины с безнасосной системой охлаждения: с нулевой длиной соединительного канала (подача компримируемого газа осуществляется на протяжении процессов сжатия и нагнетания) и с конечной длиной соединительного канала (подача газ осуществляется на части процесса сжатия).

3.1.1 Описание работы опытного образца при нулевой длине соединительного канала, основные геометрические размеры и 3D модель

Принципиальная схема поршневой гибридной энергетической машины с двумя всасывающими клапанами и нулевой длиной соединительного канала представлена на рисунке 3.1.1 [92,109].

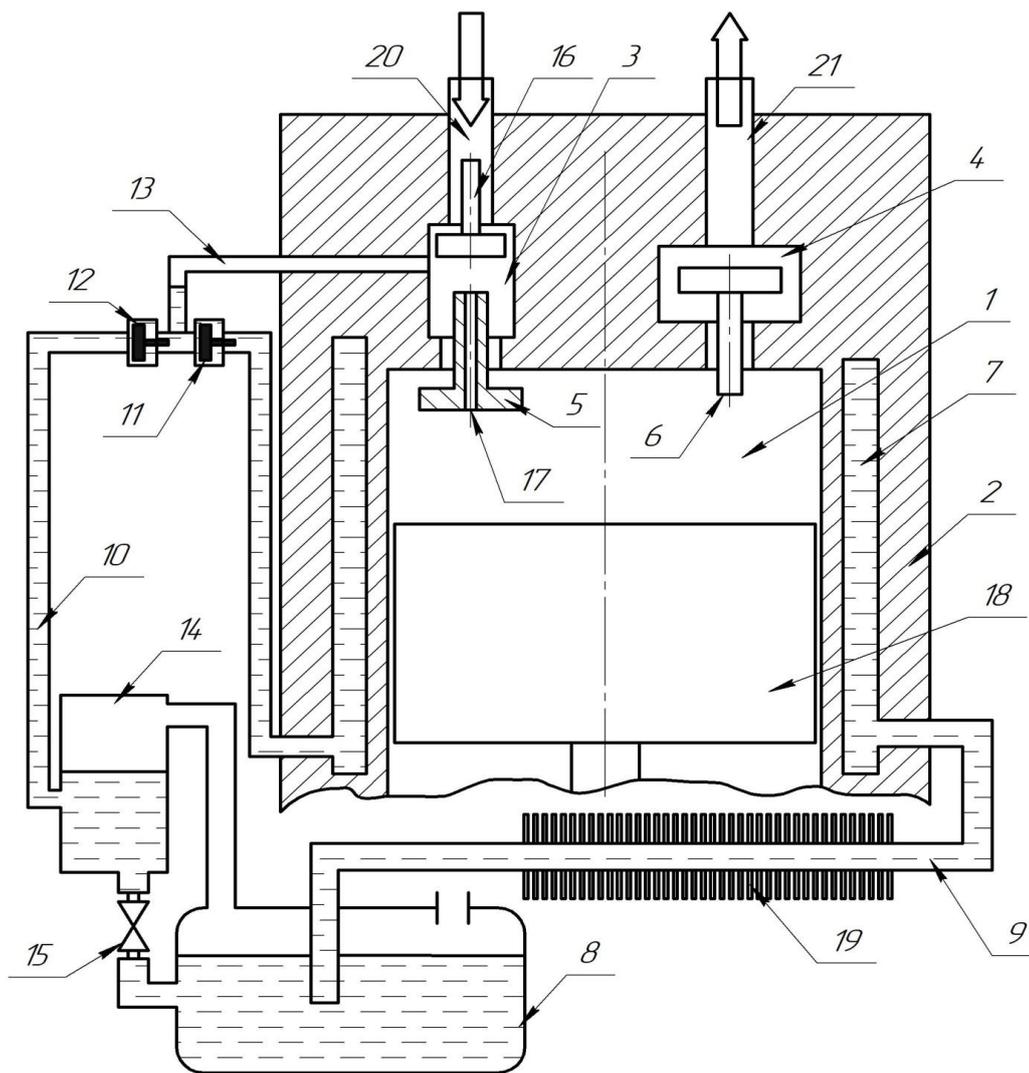


Рисунок 3.1.1 – Принципиальная схема поршневой гибридной энергетической машины с двумя всасывающими клапанами

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 – неплотность во втором всасывающем клапане; 18 – поршень; 19 – теплообменник; 20 – всасывающий канал; 21 – нагнетательный трубопровод.

Исследуемая машина работает следующим образом. Предположим, поршень 18 находится в нижней мертвой точке. Всасывающие клапаны 5 и 16 закрыты. Жидкость в соединительном канале 13 имеет наибольший уровень. При ходе поршня вверх происходит уменьшение объема рабочей полости 1 и повышение в ней давления. Сжатый газ через неплотность 17, (находящийся во всасывающем клапане и, соответственно, соединительный канал имеет нулевую длину, т.е. выполнен так, что постоянно соединяет рабочую полость компрессора 1 с газовой полостью 3) подается в полость 3, а затем в соединительный канал 13, при этом обратный клапан 12 открывается и жидкость по каналу 10 поступает в мерную емкость 14. По мере наполнения мерной емкости 14 сливной кран 15 открывается и жидкость поступает в ресивер 8. Увеличение давления увеличивает поверхностные силы, действующие на охлаждающую жидкость. Поршень продолжает движение вверх, давление в рабочей полости 1 достигает давления нагнетания в полости 4, нагнетательный клапан 6 открывается и газ из рабочей полости поступает в полость 4, а потом по нагнетательному трубопроводу 21 к потребителю. В течение всего движения поршня от нижней мертвой точки к верхней мертвой точке, в процессах сжатия и нагнетания, сжатый газ через неплотность 17 поступает в полость 3 и, соответственно, давление в полости 3 постоянно увеличивается, что приводит к увеличению мгновенного расхода охлаждающей жидкости.

При движении поршня из верхней мертвой точки к нижней объем рабочей полости 1 увеличивается, давление в нем уменьшается. Вторым всасывающим клапаном 5 открывается, давление в полости 3 и в соединительном канале 13 уменьшается. В момент достижения давления в полости 3 ниже давления всасывания, первый клапан 16 открывается и газ начинает поступать

по всасывающему каналу 20 в полость 3 и через клапан 5, который также открывается, в рабочую полость 1.

В процессе всасывания давление в рабочей полости 1 опускается ниже атмосферного примерно на $(0,2-0,3) \cdot 10^5$ Па [7,82]. Соответственно, примерно такой же уровень падения давления будет наблюдаться в полости 3. Под действием перепада давления между давлением в полости 8 и в полости 3 жидкость по подающему трубопроводу 9 будет поступать в рубашку охлаждения 7 и затем через обратный клапан 11 в канал 13, увеличивая там уровень жидкости. При движении жидкости по трубопроводу 9 жидкость охлаждается с помощью теплообменника 19. Необходимо отметить, что вследствие инерционности движения жидкости, описанная выше картина движения жидкости будет смещена по углу поворота коленчатого вала вправо, т. е. в сторону больших значений угла поворота коленчатого вала.



Рисунок 3.1.2 – Внешний вид компрессора QE AERO-16

Опытный образец поршневой гибридной энергетической машины с двумя всасывающими клапанами был создан на основе серийно выпускаемой компрессорной установки QE AERO-16 (см. рисунок 3.1.2). Данный компрессор является одноступенчатым одноцилиндровым поршневым компрессором малой производительности предназначенный для сжатия газа до низких и средних давлений. Необходимо отметить, что данные типы

компрессоров нашли широкое применение как в малых станциях технического обслуживания, а также в различного типа малых сервисных предприятиях и в быту. Несмотря на малую потребляемую мощность каждого из этих компрессоров, повышение эффективности их работы на (3–5) % позволит существенно уменьшить энергопотребление в масштабах страны, т.к. их абсолютное количество велико и измеряется миллионами штук. Исследуемый опытный образец имеет следующие основные геометрические параметры: диаметр поршня – 0,047 м; ход поршня – 0,038 м; относительный мертвый объем – 10,52 %; диаметр внешней поверхности цилиндра – 0,070 м; диаметр внутренней поверхности рубашечного пространства – 0,080 м; длина подводящего трубопровода жидкости – 0,2 м; полная высота рубашки охлаждения – 0,06 м; начальная высота жидкости в рубашечном пространстве – 0,04 м; начальная высота газового объема в рубашечном пространстве – 0,02 м; диаметр подводящего жидкостного трубопровода – 0,008 м; ширина прохода в седле всасывающего и нагнетательного клапанов – 0,0128 м; максимальная высота подъема запорного органа нагнетательного и всасывающего клапанов – 0,0008 м; жесткость пружины нагнетательного и всасывающего клапанов – 4233 Н/м; число клапанов на всасывании и нагнетании – 1,1; масса запорного органа всасывающего и нагнетательного клапанов – $1,5 \cdot 10^{-3}$ кг; поршневое уплотнение – гладкая концентричная щель; длина поршневого уплотнения – 0,06 м; радиальный зазор в щели – 10 мкм; базовое значение давления нагнетания – 0,5 МПа; базовое значение угловой скорости вращения коленчатого вала – 800 об/мин.

На основе разработанной принципиальной схемы и цилиндро-поршневой группы компрессора QE AERO-16 была проведена конструктивная разработка новой цилиндро-поршневой группы ПГЭМОД с двумя всасывающими клапанами и нулевой длиной соединительного канала, 3-D модель которой представлена на рисунке 3.1.3.

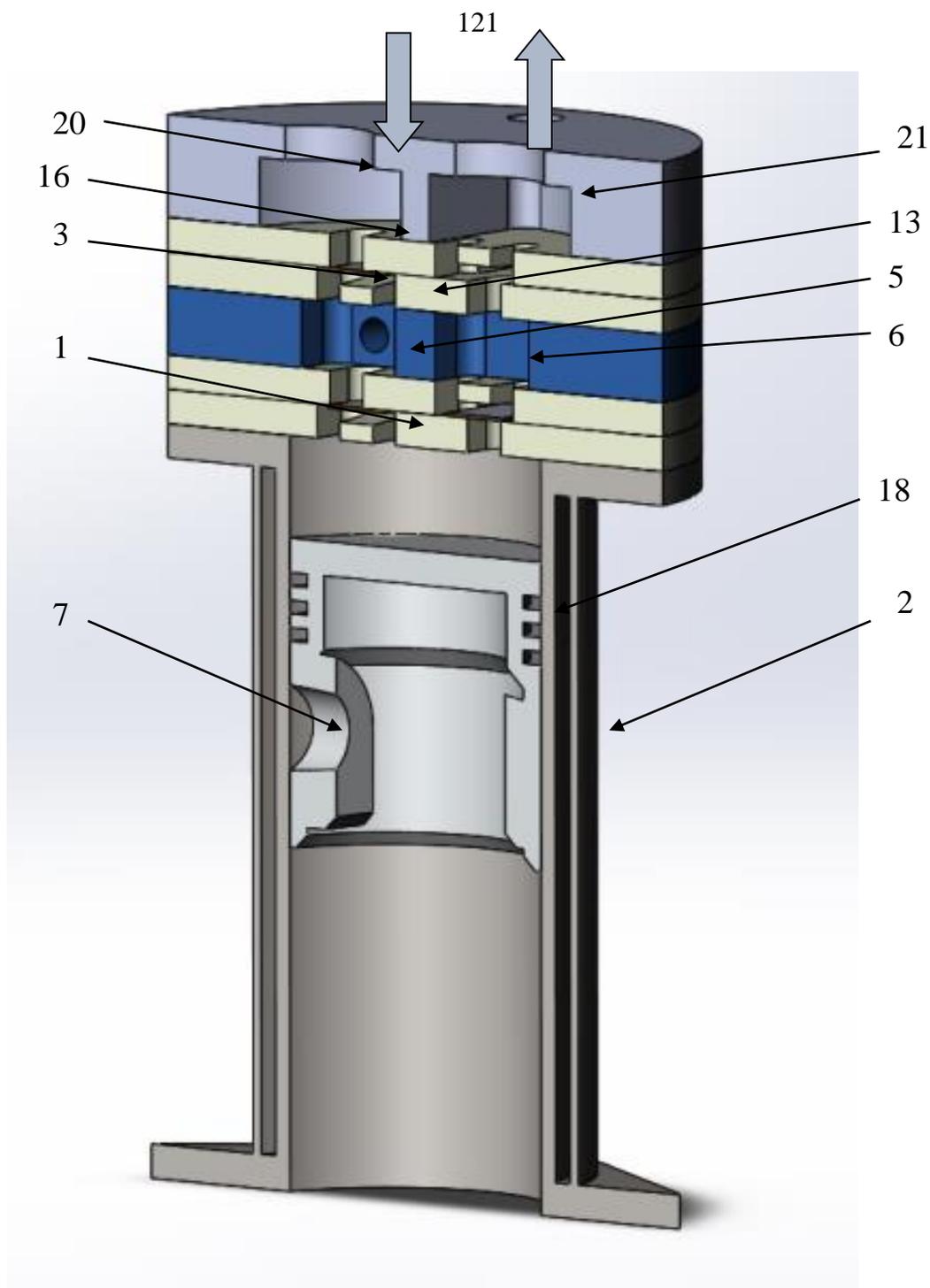


Рисунок 3.1.3 – Разрез принципиальной модели поршневой гибридной энергетической машины с двумя всасывающими клапанами.

(1 – рабочая полость; 2 – цилиндр; 3 – газовая полость между всасывающими клапанами; 5 – второй всасывающий клапан; 6 – нагнетательный клапан; 7 – рубашка охлаждения; 13 – соединительный канал; 16 – первый всасывающий клапан; 18 – поршень; 20 – всасывающий канал; 21 – нагнетательный трубопровод.

Данная конструктивная разработка заключалась в том, что использовались две одинаковых клапанных плиты (1 и 3) и цилиндрическая проставка (2) между ними (см. рисунок 3.1.4).

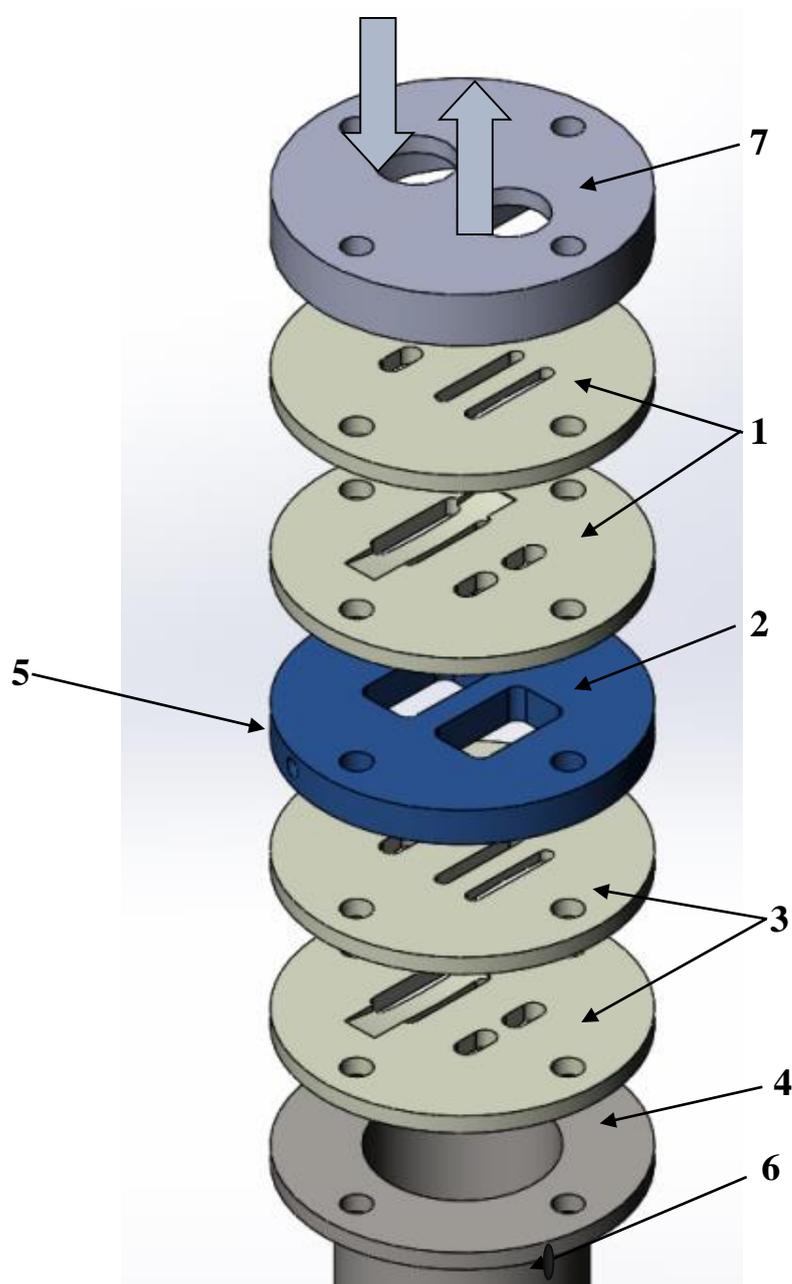


Рисунок 3.1.4 – Клапанная группа поршневой гибридной энергетической машины с двумя всасывающими клапанами
1 – клапанная плита 1; 2 – проставка; 3 – клапанная плита 2; 4 – цилиндр; 5 – отверстие в проставке; 6 – отверстие в рубашке охлаждения.

Из клапанной плиты 1 (позиция 1) извлечен нагнетательный клапан, в клапанной плите 2 (позиция 3) искусственно создана неплотность в седле всасывающего клапана, путем создания небольшого пропила на поверхности

прилегания клапана, между клапанными плитами (позиция 1) и (позиция 3) расположена проставка (2) для создания газового объема (позиция 3 рисунок 3.1.1) между двумя всасывающими клапанами. Данный газовый объем с помощью отверстия в проставке (позиция 5 рисунок 3.1.4) соединен трубопроводом с рубашкой охлаждения цилиндра (рисунок 3.1.4 позиция 4) через блок клапанов (позиции 11 и 12 рисунок 3.1.1), подсоединенный к отверстию (позиция 6 рисунок 3.1.4). На рисунке 3.1.5 изображена часть клапанной плиты 3 с выполненной неплотностью в виде треугольной щели. Такие щели выполняют в распределителе аксиально-поршневых насосов для выравнивания давлений в рабочей полости насоса с давлением в линии нагнетания. Их также называют «усиками».

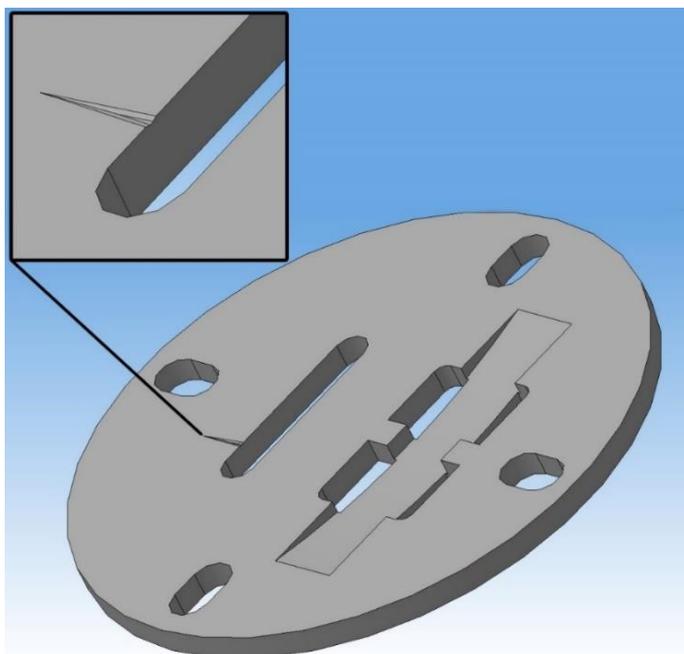


Рисунок 3.1.5 – Клапанная плита с искусственно созданной неплотностью в седле клапана

3.1.2 Описание работы опытного образца при конечной длине соединительного канала, основные геометрические размеры и 3D модель

Проведенный сравнительный анализ недостатков рассмотренной выше конструкции в работе [101] позволил установить:

1. Необходимо организовать подачу газа в трубопровод 13 в тот момент, когда подъем жидкости уже закончен, т.е. нужно правильно организовать фазу подачи импульса вынуждающей поверхностной силы.

2. Известно, что амплитуда колебаний и, соответственно, расход жидкости будет увеличиваться в том случае, если частота собственных колебаний жидкости в системе охлаждения будет совпадать с частотой вынуждающей силы.

3. Необходимо уменьшать гидравлические сопротивления как местные, так и по длине, что обеспечит увеличение расхода при фиксированном перепаде давления.

4. Необходимо уменьшать работу на сжатие газа, который подается в полость 3 через неплотности 17 всасывающего клапана 5.

Таким образом, анализируя записанное выше направление совершенствования, необходимо создавать такую конструкцию машины, в которой газ из рабочей полости в процессе сжатия будет подаваться в необходимом количестве в газовую полость 3 и трубопровод 13 для увеличения расхода охлаждающей жидкости в системе охлаждения. Решение этого вопроса позволит существенным образом повысить интенсивность охлаждения, что приведет к уменьшению температуры стенок деталей цилиндро-поршневой группы и улучшению охлаждения компримируемого газа с одной стороны, а с другой стороны уменьшит затраты энергии на сжатие газа, который будет подаваться в полость 3 и увеличит производительность компрессора.

В настоящее время подача газ в полость 3 осуществляется в течение процесса сжатия и нагнетания, а также частично в процессе расширения. Избыточное количество газа приводит к увеличению расхода жидкости в трубопроводе 10 и уменьшению расхода жидкости в линии подачи жидкости в рубашку охлаждения. Расход жидкости в системе охлаждения будет определяться минимальным расходом жидкости в системе подачи и слива. В общем случае для организации оптимальной подачи газа в оптимальное время

при движении поршня из нижней мертвой точки к верхней мертвой точке, необходимо установить управляющий электромагнитный клапан, который будет синхронизирован с частотой колебания жидкости в системе охлаждения. Это представляет собой довольно сложную задачу, требующую дополнительных материальных ресурсов. Представляется целесообразным организовать подачу газа на части хода сжатия и отключив подачу в процессе нагнетания и обратного расширения. Это возможно выполнить достаточно просто следующим конструктивным путем, представленным на рисунке 3.1.6. При ходе поршня вверх газ сжимается на части хода сжатия и подается по каналу в цилиндре в газовую полость между всасывающими клапанами и соединенную с рубашкой охлаждения. Подав достаточное количество сжатого газа, данный канал перекрывается поршнем, и подача прекращается. Таким образом, повышается производительность компрессора и уменьшается работа на сжатие газа, который используется для прокачки жидкости.

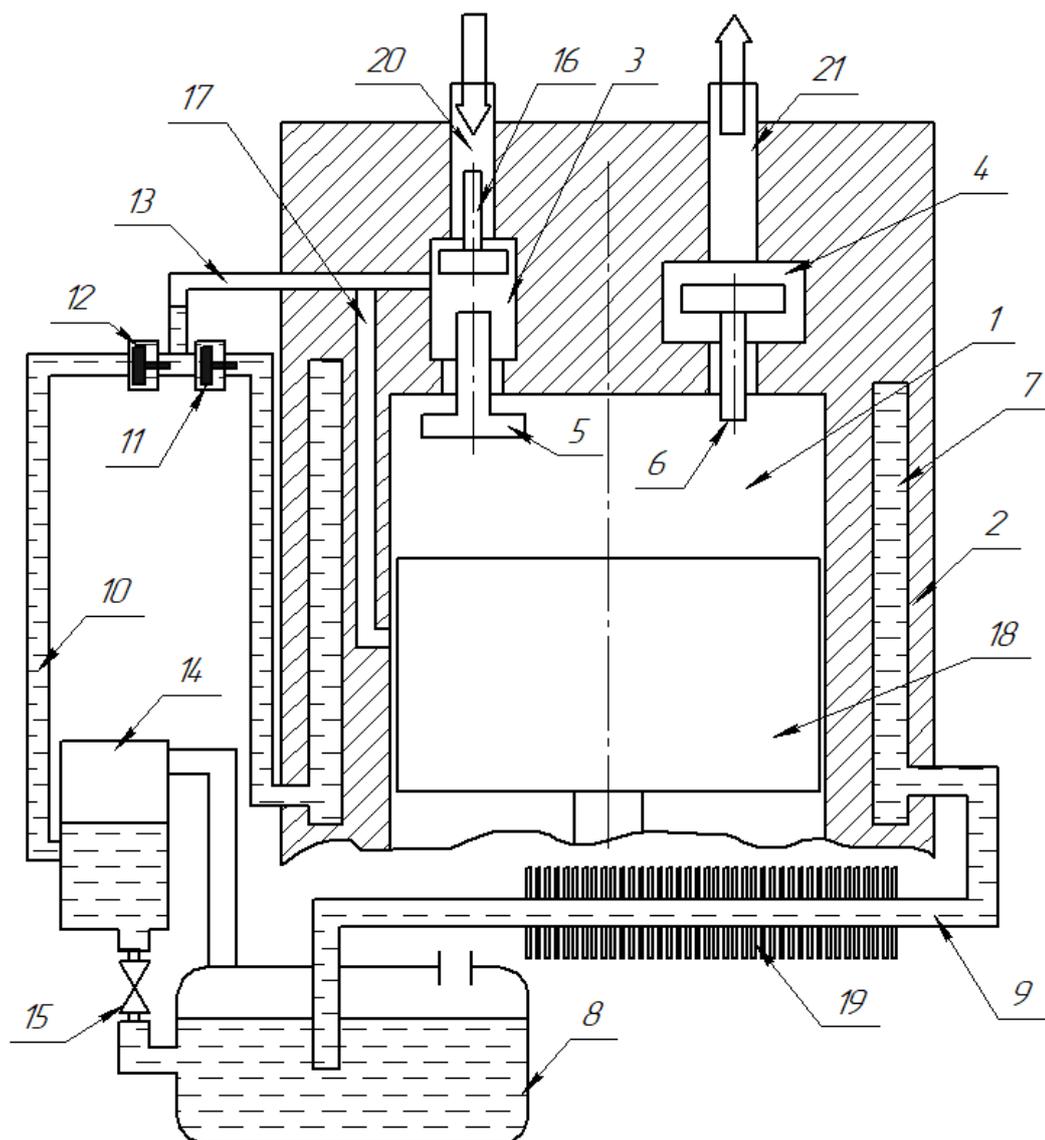


Рисунок 3.1.6 – Принципиальная схема поршневой гибридной энергетической машины с двумя всасывающими клапанами (1 – рабочая полость; 2 – цилиндр; 3 – газовая полость между всасывающими клапанами; 4 – полость нагнетания; 5 – второй всасывающий клапан; 6 – нагнетательный клапан; 7 – рубашка охлаждения; 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.

При разработке модернизированной ПГЭМОД канал 17 был заменен на трубопровод, который выходит из рабочей полости и поступает в полость всасывания 3 (см. рисунок 3D модель модернизированной ПГЭМОД с двумя всасывающими клапанами и конечной длиной на рисунке 3.1.7). Диаметр трубопровода 9 равен 3 мм и вход в трубопровод расположен на расстоянии $\frac{2}{3}$ полного хода от верхней мертвой точки (0,02546 м). Остальные геометрические размеры экспериментального образца были одинаковы с вышеописанным объектом.

При разработке конструкции проводился расчет на прочность основных деталей и узлов ПГЭМОД в пакете прикладных программ SolidWorks. Полученные результаты позволили установить, что при давлении нагнетания, равном 0,1 МПа, все узлы и детали цилиндрической поршневой группы работают с достаточным запасом прочности.

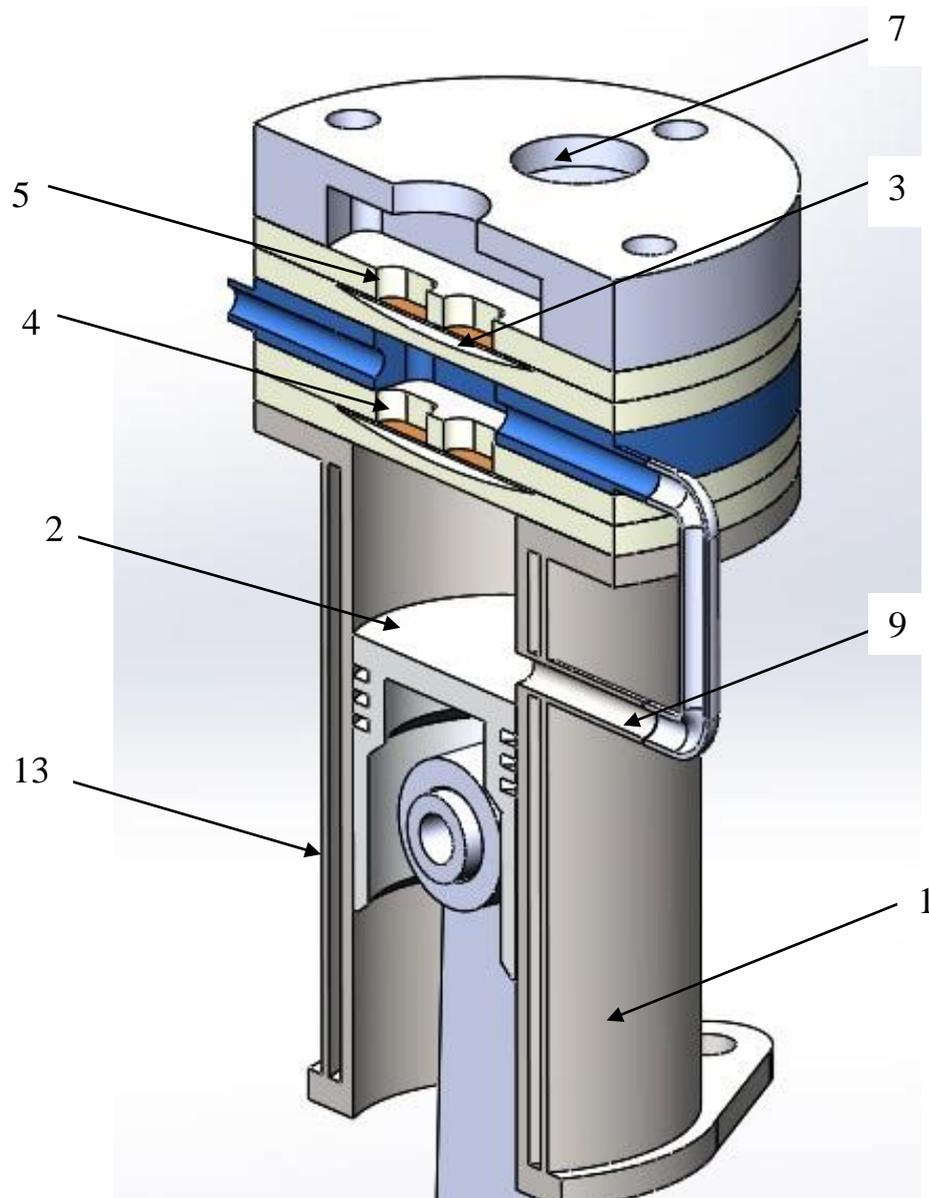


Рисунок 3.1.7 – 3D модель (в разрезе) модернизированной поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с двумя всасывающими клапанами и конечной длиной соединительного канала
 1-цилиндр; 2- поршень; 3-полость всасывания; 4-второй всасывающий клапан; 5-первый всасывающий клапан; 7-полость нагнетания; 9-газовый канал; 13-рубашка охлаждения.

3.2 Описание стенда для исследования опытных образцов и его пневмогидравлическая схема

Для экспериментального исследования двух описанных выше гибридных энергетических машин был создан экспериментальный стенд, пневмогидравлическая схема которого представлена на рисунке 3.2.1.

Всасываемый воздух через фильтр 1 ($\Phi 1$) и расходомер ($PM1$) поступает на всасывание исследуемой машины в канал 20 (см. рисунок 3.1.1). Привод исследуемой машины осуществляется с помощью электродвигателя (M). Далее сжатый газ по трубопроводу 21 (см. рисунок 3.1.1) через дроссельный вентиль ($BH2$) и расходомер ($PM2$) поступает к потребителю. Кроме того, сжатый газ также поступает в ресивер ($PC1$). С помощью вентилей $BH2$ осуществляется изменение давления нагнетания в ресивере $PC1$. Охлаждающая жидкость из бака $B1$ и теплообменник $AT1$ поступает в рубашку охлаждения $AT2$. При увеличении давления в полости 3 (см. рисунок 3.1.1) открывается обратный клапан 12 и жидкость по соединительному трубопроводу 10 поступает в мерную емкость 14, а оттуда к источнику охлаждающей жидкости 8.

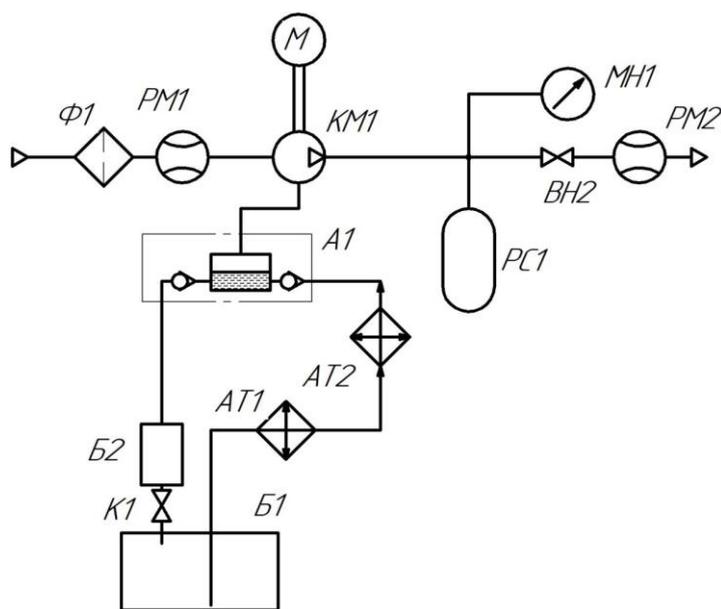


Рисунок 3.2.1 – Пневмогидравлическая схема экспериментального стенда для исследования двух экспериментальных образцов поршневой гибридной энергетической машины с двумя всасывающими клапанами
 $\Phi 1$ – фильтр всасываемого газа; $PM1$ – расходомер всасываемого газа;
 M – мотор; $KM1$ – поршневая гибридная энергетическая машина; $PC1$ – ресивер сжатого газа; $MН1$ – манометр для измерения давления нагнетания сжатого газа; $BH2$ – регулирующий вентиль; $PM2$ – расходомер нагнетаемого газа; $A1$ – клапанный блок с обратными клапанами 12 и 11 (см. рисунок 3.1.1); $B2$ – мерная емкость (см. рисунок 3.1.1 позиция 14); $K1$ – сливной кран (см. рисунок 3.1.1 позиция 15); $B1$ – бак с охлаждающей жидкостью;
 $AT1$ – теплообменник для охлаждения жидкости; $AT2$ – рубашка охлаждения поршневого компрессора (см. рисунок 3.1.1 позиция 7).

На основе пневмогидравлической схемы и разработанного опытного образца ПГЭМОД с двумя всасывающими клапанами был разработан экспериментальный стенд. Общий вид поршневой гибридной энергетической машины с безнасосной системой охлаждения и нулевой длиной соединительного канала, а также экспериментальный стенд представлен на рисунке 3.2.2

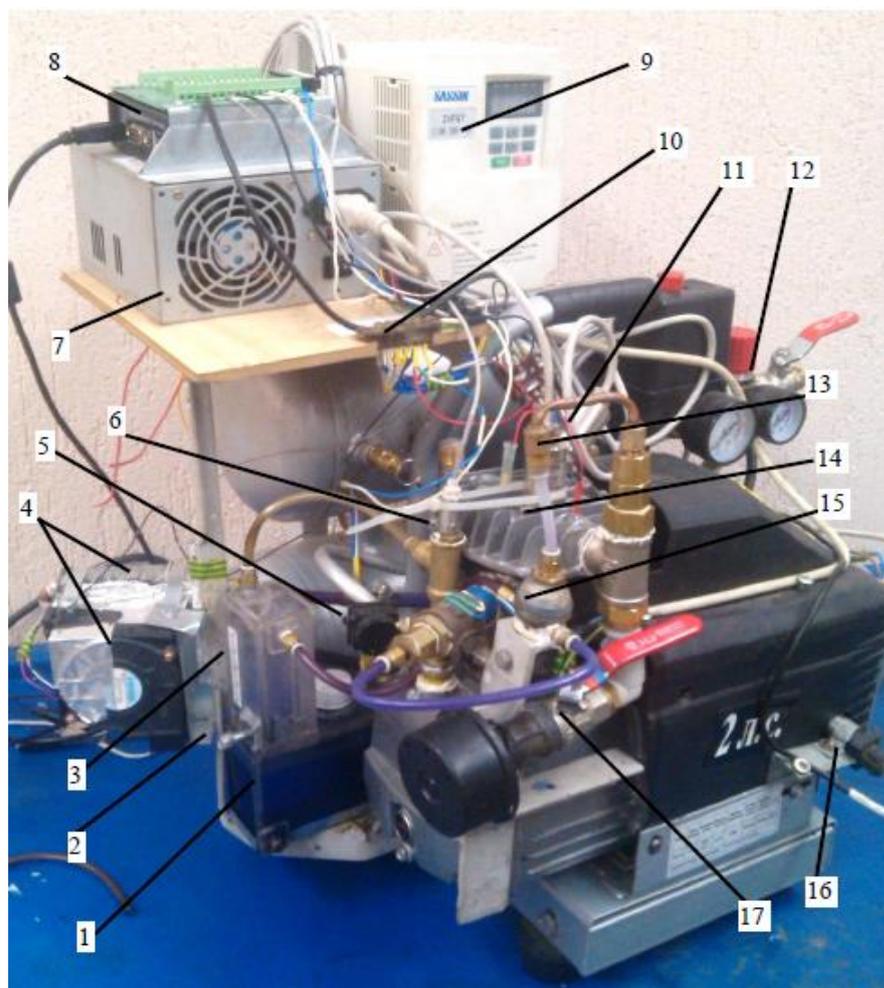


Рисунок 3.2.2 – Внешний вид экспериментального стенда для исследования ПГЭМОД с двумя всасывающими клапанами
 1 – гидробак, 2 – винт крана между баками, 3 – мерный бак, 4 – радиатор с вентилятором, 5 – предохранительный клапан газовой полости картера, 6 – датчик давления в полости картера, 7 – блок питания, 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.

Общий вид одноцилиндровой поршневой гибридной энергетической машины с безнасосной системой охлаждения и конечной длиной соединительного канала представлен на рисунке 3.2.3

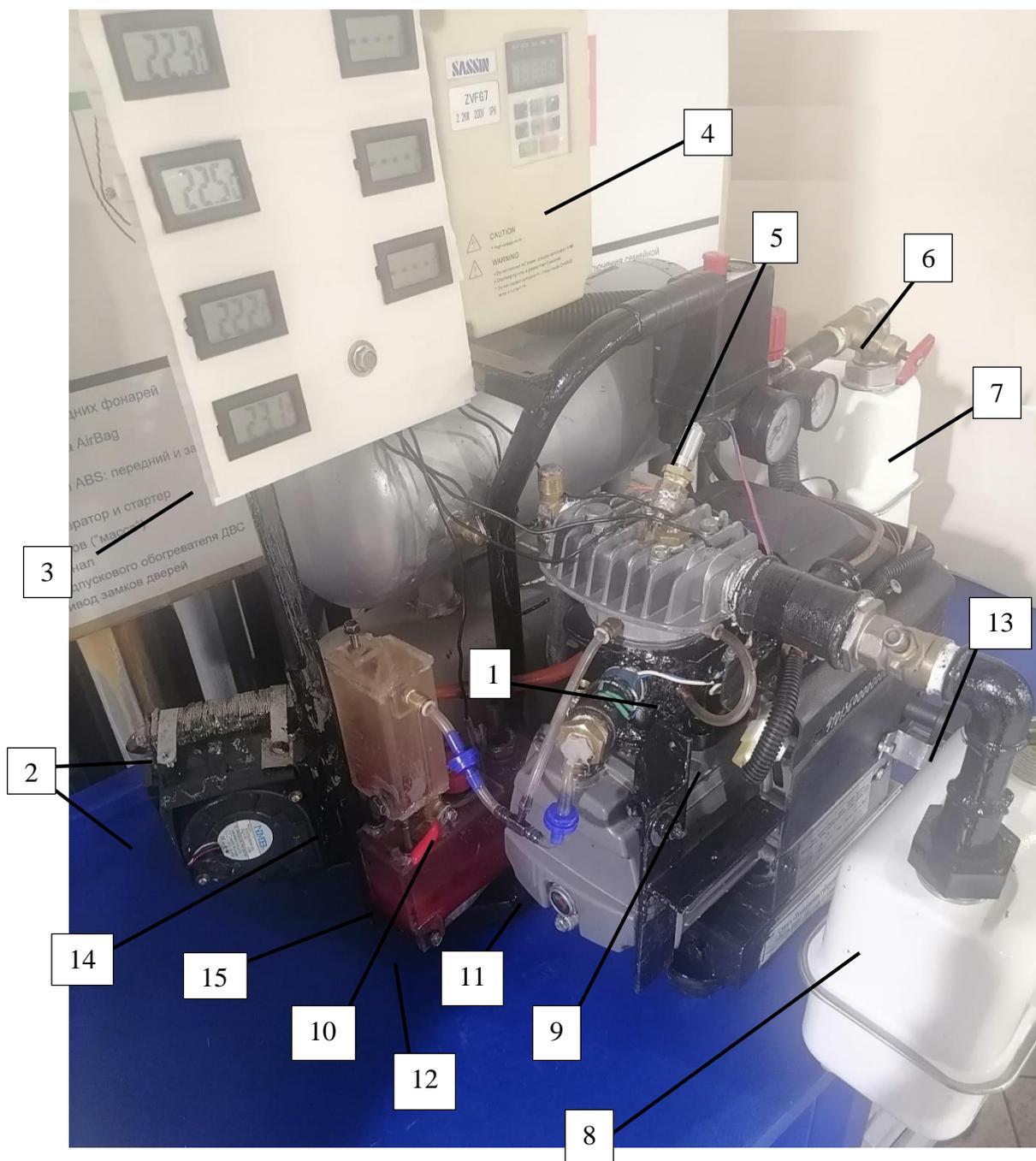


Рисунок 3.2.3 – Общий вид экспериментального стенда с контрольно-измерительной аппаратурой

1 - цилиндр, 2 - радиатор с вентилятором, 3 - табло с показателями температуры, 4- частотный преобразователь, 5 - датчик давления в рабочей полости компрессора, 6 - кран на линии нагнетания компрессора, 7-расходомер газа на линии нагнетания,8-расходомер газа на линии всасывания, 9- газовый канал, 10,11- обратные жидкостные клапаны, 12 –источник жидкости (гидробак), 13 - датчик положения коленчатого вала компрессора, 14- мерная емкость, 15 - сливной кран между баками

Экспериментальный стенд позволял проводить измерения следующих основных параметров:

- мгновенного давления в рабочей полости;
- статического давления в линии нагнетания;
- измерение температуры деталей цилиндро-поршневой группы;
- измерение температуры газа на линии всасывания;
- измерение температуры газа на линии нагнетания;
- измерение расхода жидкости в системе охлаждения;
- измерение расхода газа.

Количественное значение данных параметров важны для получения новых знаний об исследуемом объекте, экспериментальных данных, необходимых для разработки математической модели рабочих процессов исследуемого объекта и его интегральных характеристик, а также для верификации разработанной выше математической модели.

3.3 Методика измерения основных термодинамических и расходных параметров исследуемой машины

В созданных двух образцах ПГЭМОД с двумя всасывающими клапанами измерение основных термодинамических параметров проводилось одними и теми же приборами. Ниже будет дано описание измерения этих параметров.

3.3.1 Измерение мгновенного и постоянного давлений

Измерение мгновенного давления

В настоящее время существует большое количество датчиков [110,111,112,113] для измерения мгновенного давления, работа которых основана на разных физических принципах (изменение сопротивления при деформировании, измерение величины электрического заряда, возникающего

на гранях датчика при его упругой информации и т.д.). Наиболее простым, достаточно дешевым и надежным методом измерения мгновенного давления является метод, основанный на изменении сопротивления датчика при его упругой деформации.

Принцип действия датчика заключается в упругой деформации чувствительного элемента, на поверхности которого наклеены полупроводниковые тензорезисторы, соединенные в мостовую схему. Фиксируемое давление через штуцер подводится в рабочую полость датчика. Под действием давления происходит деформация чувствительного элемента. Изменение электрического сопротивления тензорезисторов приводит к разбалансировке мостовой схемы, что в свою очередь вызывает появление электрического сигнала, пропорционального давлению. Этот сигнал поступает на вход электронного блока датчика, где он преобразуется в нормированный постоянный ток или напряжение. Конструктивно датчики выполнены в виде единого корпуса, включающего чувствительный элемент и электронный блок. Мгновенные значения давления в линии всасывания и рабочие полости компрессора измеряются при помощи тензодатчиков модели PSE530-M5-1. Они представлены на рисунке 3.3.1

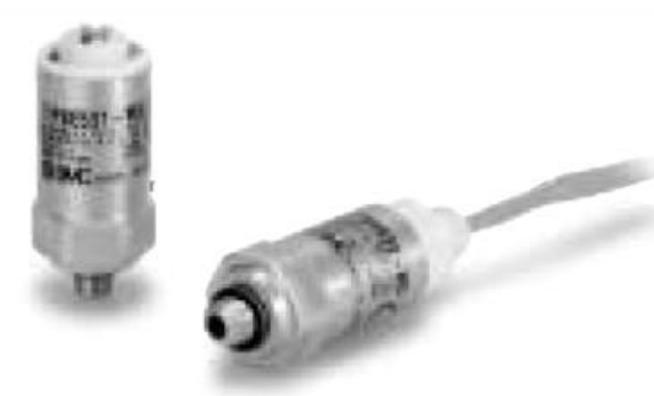


Рисунок 3.3.1 – Датчик давления SMC PNEUMATICS PSE530-M5-L

Основные технические характеристики PSE530-M5-L представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Характеристики датчика давления PSE530-M5-L

Техническая характеристика	диапазон рабочих температур - ($^{\circ}\text{C}$) $0 \sim 50$; материал корпус SUS303; внешние элементы PPS; уплотнение NBR.
Диапазон рабочих давлений	$-101 \sim 101$ кПа
Погрешность измерения	$\leq \pm 2\%$ (от полного диапазона при температуре $+25 \pm 3^{\circ}\text{C}$)
Линейность	$\leq \pm 1\%$ (от полного диапазона)
Воспроизводимость	$\leq \pm 1\%$ (от полного диапазона)
Влияние температуры	$\leq \pm 2\%$ от полного диапазона (для $0^{\circ}\sim 50^{\circ}\text{C}$)
Диапазон температур	$0-50^{\circ}\text{C}$
Степень защиты	IP40

Датчики имеют аналоговый выход, что позволит с должной точностью получить моментально индикаторную диаграмму рабочей полости цилиндра, а также диаграмму колебаний давления в линии всасывания.

Для регистрации сигналов используется АЦП ZET 230 с возможностью одновременной работы с 4 различными датчиками. Он показан на рисунке 3.3.2.

Для регистрации сигналов используется АЦП ZET 230 с возможностью одновременной работы с 4 различными датчиками.



Рисунок 3.3.2 – Общий вид АЦП ЦАП ZET 230

Измерение статического давления

Для измерения постоянного давления в линии нагнетания используется радиальный манометр Fimetc максимальной погрешностью 1,5%. Общий вид используемого манометра представлен на рисунке 3.3.3.

Основное преимущество используемых манометров статического давления является непосредственно визуализация измеряемого давления, низкая стоимость и малая погрешность измерения. В манометрах для измерения мгновенного давления используется рычажная система, присоединенная к свободному концу трубки Бурдона.

Основные технические характеристики используемого манометра:

- Тип манометра радиальный;
- Диаметр корпуса 63 мм;
- Резьбовое соединение 1/4";
- Максимальное давление 1,2 МПа.



Рисунок 3.3.3 – Манометр радиальный, Fimetс.

3.3.2 Измерение расхода жидкости

В настоящее время широко используются для измерения расхода жидкости следующие типы расходомеров: электромагнитные, ультразвуковые, тахометрические, вихревые, механические, оптические и тепловые [114]. Эти расходомеры имеют различную погрешность измерения, диапазон измеряемого расхода и, соответственно, стоимость. В исследуемой поршневой гибридной энергетической машине мы будем наблюдать нестационарный поток охлаждающей жидкости, что приводит к увеличению

погрешности использования стандартных расходомеров. Одним из наиболее эффективных методов определения, как стационарного, так и нестационарного расхода жидкости, является использование объемного метода. В разработанном стенде для определения объема использовалась мерная емкость 14 (см. рисунок 3.1.1 и рисунок 3.1.6) объемом 50 мл (или $50 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$), время измерялось с помощью электронного секундомера с погрешностью 0,01 сек. При использовании мерного способа гидробак экспериментальной установки поделен на две части и эти части между собой были соединены каналом, с установленным в нем краном. При открытом кране жидкость, подаваемая в верхнюю часть мерного бака, сразу стекает в гидробак. Для измерения расхода жидкости кран закрывается, после чего жидкость накапливается в мерном баке, на стенках которого нанесена мерная шкала. Чтобы избежать нарушения циркуляции жидкости при наполнении, в верхней части мерного бака расположено переливное отверстие, соединяющее его с гидробаком. Масштаб шкалы был откалиброван с помощью масляного шприца объемом 50 мл., заполняя мерный бак с помощью, определенным объемом жидкости и делая отметки перманентным маркером.

В общем случае величину объемного расхода можно определить, как

$$Q = \frac{V}{\tau} \quad (3.3.1)$$

где V – величина объема мерной емкости 14; τ – время ее наполнения.

Используя методику определения погрешности при косвенных измерениях, получаем [115,116,117]:

$$\Delta Q = \sqrt{\left(\frac{\Delta V}{\tau}\right)^2 + \left(\frac{V}{\tau^2} \Delta \tau\right)^2}. \quad (3.3.2)$$

Величина погрешности при определении расхода (косвенное измерение) будет зависеть от погрешности при прямых измерениях времени $\Delta \tau$ и определения объема охлаждающей жидкости ΔV .

Тогда, определив величину ΔQ по формуле (3.3.2) и отнеся ее к расходу, получаем, что относительная погрешность в определении расхода не превышает 1 %.

3.3.3 Визуализация движения жидкости в системе охлаждения

Для постоянного наблюдения за движением жидкости, фиксации особенностей и регулирования потока использовалась визуализация движения жидкости в соединительных коммуникациях системы охлаждения.

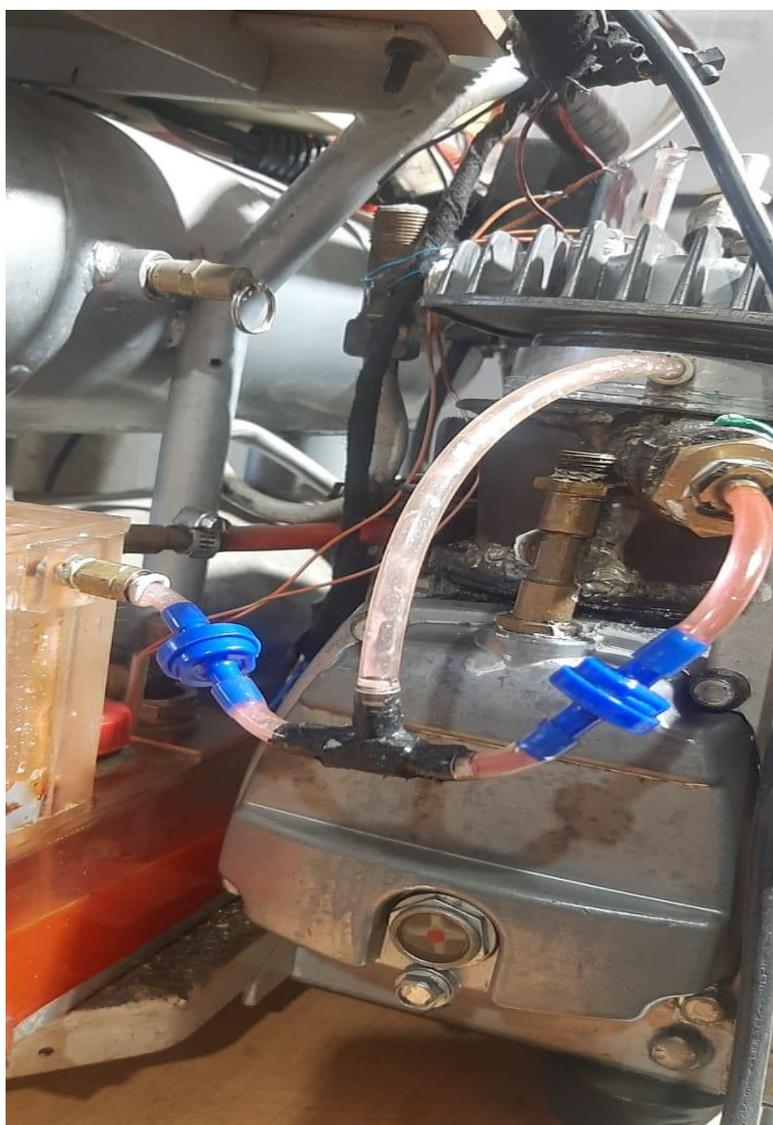


Рисунок 3.3.4 –
Общий вид
визуализации
течения жидкости в
соединительных
трубопроводах
ГТЭМОД с двумя
всасывающими
клапанами

Обоснование важности визуализации движения:
Обнаружена критическая роль визуализации в экспериментальных исследованиях. В данном случае, движение жидкости в машине обусловлено не избытком давления по сравнению с атмосферным, а его недостатком.

Последствия неправильного регулирования давления:
Излишнее снижение давления вызывает кавитационные явления — образование пузырьков внутри потока, что ведет к росту количества растворенных пузырьков и снижению расхода жидкости. Неправильное управление разрежением может привести к перегреву цилиндропоршневой группы, что негативно сказывается на её работе.

Выбор рабочей жидкости:

Для работы системы используют различные среды, однако, с точки зрения экспериментальной наглядности и фиксации внутреннего движения предпочтительнее применять антифриз. Несмотря на то, что ранее исследование показали более высокую эффективность дистиллированной воды, использование антифриза позволяет лучше наблюдать и фиксировать процессы внутри системы благодаря его визуальной заметной прозрачности и теплоотводящим свойствам [118].

3.3.4 Измерение расхода газа

В настоящее время существует большое количество способов измерения расхода газа. Эти способы реализованы в различных приборах, которые существенным образом отличаются друг от друга по точности измеряемых результатов и их стоимости.

Ниже (см. таблицу 3.2) проведено сравнение существующих методов определения расхода газа с последующим выбором наиболее оптимального датчика с учетом точности и себестоимости.

Таблица 3.2 – Приборы для определения расхода газа

Датчик	Принцип действия	Плюсы	Минусы
Переменного перепада давления	Основаны на зависимости перепада давления, создаваемого устройством, установленным в трубопроводе.	<ul style="list-style-type: none"> - универсальность; - измерение расхода любых однофазных и двухфазных сред; - измерения расходов различных значений в трубах практически любого диаметра и при любых давлениях и температурах; - отсутствие потребности в поверочных стендах; - простота комплектации - низкая стоимость 	<ul style="list-style-type: none"> - малый диапазон измерения; - высокая чувствительность к неравномерности эпюры скоростей потока на входе в СУ, обусловленной наличием гидравлических сопротивлений
Акустические ультразвуковые	Основаны на измерении того или иного эффекта, возникающего при прохождении колебаний через поток жидкости или газа	<ul style="list-style-type: none"> - высокая точность; - отсутствие вращающихся частей; - широкий диапазон рабочих температур; - низкие потери давления; - стабильность показаний; - высокая надежность; - низкое потребление энергии, возможно питание от гальванического элемента 	<ul style="list-style-type: none"> - высокие требования к однородности среды (чувствительность к наличию пузырьков воздуха в воде); - зависимость измерения от температуры; - подверженность электромагнитным помехам - наличие специальных навыков настройки расходомера для конкретной цели
Вихревые	Основаны на зависимости частоты колебаний давления, возникающих в потоке в процессе вихреобразования или колебания струи либо после препятствия определенной формы, либо специального закручивания потока	<ul style="list-style-type: none"> - отсутствие подвижных частей; - независимость показаний от давления и температуры; - большой диапазон измерений; - сравнительно небольшая стоимость и т. д. 	<ul style="list-style-type: none"> - значительные потери давления (до 30–50 кПа); - ограничения возможностей их применения - они не пригодны при малых скоростях потока среды, для измерения расхода загрязненных и агрессивных сред
Мембранные (диафрагменные, камерные)	Основаны на том, что с помощью подвижных преобразователей газ разделяют на доли объема, а затем производят суммирование.	<ul style="list-style-type: none"> - широкий диапазон расходов; - низкая стоимость; - отсутствие необходимости в равномерном потоке; - отсутствие необходимости в исключении сопротивлений трубопровода 	<ul style="list-style-type: none"> - относительно невысокая точность; - неустойчивость к повышенному давлению; - невозможности измерения больших расходов

Ротационные	Основаны на отсчете объемов, в качестве преобразовательного элемента применяются восьми лепестковые роторы	<ul style="list-style-type: none"> - прямое, а не косвенное измерение объема проходящего газа; - нечувствительность к любым искажениям эпюр скоростей потока на входе и выходе; - возможность обеспечения самых широких диапазонов измерения 	<ul style="list-style-type: none"> - неработоспособность на загрязненном газе; - возможность поломки при пневмоударах и перекрытие газопровода при поломке; - относительно большие габариты; - высокая стоимость
Турбинные	Основаны на воздействии потока газа на колесо турбины, при этом, частота вращения турбины прямо пропорционально протекающему объему газа	<ul style="list-style-type: none"> - малые габариты и вес; - низкая стоимость; - низкая чувствительность к пневмоударам; - значительный диапазон измерения расхода 	<ul style="list-style-type: none"> - чувствительность к искажениям потока на входе и выходе расходомера; - неработоспособность на малых расходах (менее 8...10 м³/ч), - повышенная погрешность при измерении пульсирующих потоков газа

В соответствии с техническим паспортом компрессора, а также предварительных расчетов было установлено, что производительность опытного образца при сжатии газа будет находится в пределах до 5,5 м³/ч (от 92 до 95 л/мин), так как при проведении экспериментальных исследований величина угловой скорости ПГЭМОД меньше номинального значения, указанного в паспорте компрессора. В соответствии с пневмогидравлической схемой (см. рисунок 3.2.1) проводилось определение объемной производительности на всасывании (PM1) и на нагнетании (PM2) (см. рисунок 3.3.6). При замере производительности всасываемого газа использовался диафрагменный газовый счетчик «Вектор G4» (см. рисунок 3.3.5). Погрешность измерений данного счетчика составляет не более 3%.



Рисунок 3.3.5 – Внешний счетчика «Вектор G4»
Газовый счетчик Вектор G4 имеет следующие характеристики:

- Максимальное рабочее давление – 50кПа
- Номинальный расход – 4 м³/ч
- Максимальный расход – 6 м³/ч
- Диапазон рабочих температур – 40...+55 °С
- Масса – 2,0 кг
- Габаритные размеры – 165x195x220 мм

Производительность сжатого газа в линии нагнетания замерялась с помощью счетчика СГВ-15 "Бетар" с погрешностью измерения не более 1,5%.



Рисунок 3.3.6 – Счётчик для газа Бетар СГВ-15

Основные технические характеристики: диаметр условного прохода 15 мм; номинальный расход воды 1,5 м³/ч; порог чувствительности, не более 0,015 м³/ч; длина счетчика со штуцерами 172 мм; рабочий диапазон температур от +5 до +90 °С; погрешность измерения составляет не более 1,5%.

3.3.5 Измерение температуры газа, жидкости и поверхности стенок цилиндра

В качестве датчиков температуры были использованы термисторы с отрицательным температурным коэффициентом фирмы «Epcos».

Измерение температур газа в линии всасывания и в линии нагнетания проводилось с помощью датчиков температур B57861-S 103-F40, а измерение температур деталей цилиндра-поршневой группы проводилось с помощью датчиков температур KPD/MF5A-682H-398H-G. Ниже представлены основные технические характеристики, используемых датчиков температур.

Таблица 3.3 – Характеристики датчиков температур B57861-S 103-F40

Тип	s861
Сопротивление при 25 ⁰ С, Ом	10000
Точность, %	1
Коэффициент температурной чувствительности	3988
Диаметр корпуса, мм	2,41
Длина корпуса, мм	5
Рабочая температура, ⁰ С	-55...155
Вес, г	0,1

Таблица 3.4 – Характеристики датчиков температур KPD/MF5A-682H-398H-G

Тип	NTC (с отрицательным ТКС)
Сопротивление при 25 ⁰ С, Ом	6800
Точность, %	1
Коэффициент температурной чувствительности	3988
Диаметр корпуса, мм	2,41
Длина корпуса, мм	5
Рабочая температура, ⁰ С	-55...155
Вес, г	0,1

При проведении экспериментальных исследований широко используется измерение температуры: газа, жидкости, деталей цилиндро-поршневой группы и т.д. Среди существующего многообразия датчиков для измерения температуры можно выделить следующие: термопары, терморезисторы и полупроводниковые датчики температуры [119].

Конструкция термопары достаточно проста и заключается в двух проволоках, изготовленных из разных сплавов.

Наибольшее распространение для измерения температур получили терморезисторы вследствие того, что они обладают наивысшей чувствительностью, не нуждаются в четырехпроводном включении, малоинерционны и компактны. Принцип действия терморезистора заключается в том, что с увеличением температуры увеличивается количество свободных зарядов, что уменьшает его сопротивление. При изменении температуры равновесие нарушается. Если температура повышается, то число носителей заряда также увеличивается, а при снижении температуры концентрация носителей уменьшается. На удельное сопротивление полупроводника оказывает влияние температура.

Терморезисторы имеют широкий интервал измеряемых температур и его наиболее эффективное использование наблюдается в диапазоне температур (-50 +100 градусов). Для изготовления используются чистые металлы: медь и платина.

Мы будем использовать в качестве датчиков температуры терморезисторы с отрицательным температурным коэффициентом фирмы «Epcos».

В зависимости от расположения использовались термисторы (представлены на рисунке 3.3.7):

- B57045-K 472-K, 4,7 кОм с погрешностью 10%
- B57861-S 103-F40, 10 кОм с погрешностью 1%
- B57869-S 302-F140, 3 кОм с погрешностью измерения 1%



Рисунок 3.3.7 – Внешний вид терморезисторов.

Основные характеристики данных терморезисторов представлены в таблице 3.5.

Таблица 3.5 – Основные характеристики используемых терморезисторов

	B57045-K 472-K	B57861-S 103-F40	B57869-S 302-F140
Тип	k45	s861	s869
Сопротивление при 25 ⁰ С, Ом	4700	10000	3000
Точность, %	10	1	1
Коэффициент температурной чувствительности	3950	3988	3988
Диаметр корпуса, мм	8	2.41	2.41
Длина корпуса, мм	21	5	5
Рабочая температура, ⁰ С	-55...125	-55...155	-55...155
Вес, г	1	0,1	0,08

3.3.6 Измерение частоты вращения приводного вала поршневой гибридной энергетической машины

Одним из основных параметров, оказывающих существенное влияние на работу поршневых машин, является число оборотов коленчатого вала или, соответственно, угловая скорость его. Для измерения числа оборотов

коленчатого вала в настоящее время используется широкий спектр различных механических, электромагнитных, оптических и стробоскопических методов и приборов. В нашем случае был выбран индукционный датчик, обеспечивающий фиксацию положения поршня в верхней мертвой точке и основанный на изменении параметров магнитного поля, создаваемого катушкой индуктивности. При прохождении магнита, расположенного на шкиве компрессора, внутри активной зоны датчика происходит изменение магнитного поля, сигнал которого фиксируется при помощи АЦП Zet-220.

В приложении Zetlab к АЦП Zet-220 для определения числа оборотов коленчатого вала использовали функцию тахометра.

3.3.7 Измерение потребляемой мощности электродвигателя

Для измерения текущей потребляемой мощности электрического двигателя существует достаточно большое количество датчиков. Наиболее простым и доступным способом является измерение вольтамперной характеристики. Эксперимент проводился с применением токовых клещей. В данном случае использовались токовые клещи EM402.

Погрешность прибора согласно паспорту (см. таблица 3.6).

Таблица 3.6 – Погрешность прибора EM402

Предел измерения, А	Погрешность
2,0	$\pm (6\%+20) \leq 0,4\text{А}$ $\pm (5\%+10)$
20	$\pm (1,2\%+5) \leq 4\text{А}$ $\pm (3\%+8)$
200	$\pm (2,5\%+5)$
600	$\pm (2,5\%+5)$

3.4 Разработка плана экспериментальных исследований

Основная задача при планировании эксперимента — провести его максимально эффективно, достигая высокой точности результатов при

минимальном числе опытов, не теряя при этом статистической достоверности полученных данных.

Согласно ранее проведённым исследованиям [120,121], основные этапы подготовки эксперимента включают следующие шаги:

1. Определение цели эксперимента.
2. Уточнение условий его проведения.
3. Выявление и выбор входных и выходных параметров.
4. Определение требуемого уровня точности измерений.
5. Разработка плана эксперимента и его выполнение.
6. Анализ полученных результатов.

В общем случае основной целью проведения эксперимента могут быть:

1. Раскрытие физической сущности протекающих рабочих процессов.
2. Установление функциональной зависимости между функцией отклика и независимыми переменными.

Необходимо отметить, что выбор цели эксперимента во многом определяет его план. По второму пункту необходимо отметить, что мы проводим численный эксперимент и выше было дано обоснование. В общем случае проводилось экспериментальное исследование двух ПГЭМОД с двумя всасывающими клапанами: ПГЭМОД с нулевой длиной соединительного канала и ПГЭМОД с конечной длиной соединительного канала, которая была расположена на расстоянии $2/3$ полного хода от верхней мертвой точки (0,02546 м). Необходимо отметить, что наиболее полные экспериментальные исследования были проведены для ПГЭМОД с нулевой длиной соединительного канала. Ниже будут представлены результаты экспериментальных исследований для данной ПГЭМОД. Экспериментальное исследование ПГЭМОД с конечной длиной соединительного канала подтвердило работоспособность данного образца и основные концепции, которые были заложены в его основу.

При проведении натурных экспериментальных исследований в качестве независимых переменных были выбраны две основные величины: p_n –

давление нагнетания компримируемого газа; $n_{об}$ – число оборотов коленчатого вала. В качестве функций отклика были выбраны следующие величины: Q_w – расход охлаждающей жидкости; $Q_{вс}$ – расход газа на всасывании в компрессор; Q_n – расход газа на нагнетании из компрессора; $T_{вс}$ – температура всасываемого газа; T_n – температура нагнетаемого газа; $T_{кл}$ – температура крышки клапанной плиты; $T_{ц,1}$ – температура верхней части цилиндра; $T_{ц,2}$ – температура средней части цилиндра; $T_{ц,3}$ – температура нижней части цилиндра; мгновенное давление в рабочей полости цилиндра; полная индикаторная работа; коэффициент подачи; индикаторный изотермический КПД.

В процессе проведения вычислительного эксперимента необходимо выявить как качественную, так и количественную зависимость между функциями отклика и независимыми переменными. После разработки метода факторного планирования и создания простой и эффективной вычислительной системы для его реализации, В. Д. Фини в 1945 году ввел концепцию дробных реплик в рамках факторных опытов. Это решение позволило значительно сократить число экспериментальных опытов и открыло новые возможности для технических применений методов планирования экспериментов.

Вследствие малого числа независимых переменных, представляется целесообразным провести полный факторный эксперимент для понимания физики протекающих процессов и подтверждения адекватности, разработанной выше математической модели. Диапазон изменения независимых переменных:

$$\underline{1000 \text{ об/мин} \leq n_{об} \leq 1400 \text{ об/мин}}$$

$$(n_{об1}=1000 \text{ об/мин}; n_{об2}=1100 \text{ об/мин}; n_{об3}=1200 \text{ об/мин}; n_{об4}=1300 \text{ об/мин}; n_{об5}=1400 \text{ об/мин});$$

$$\underline{0,4 \text{ МПа} \leq p_{ц} \leq 0,6 \text{ МПа}}$$

$$(p_{н1}=0,4 \text{ МПа}; p_{н2}=0,45 \text{ МПа}; p_{н3}=0,5 \text{ МПа}; p_{н4}=0,55 \text{ МПа}; p_{н5}=0,6 \text{ МПа}).$$

Таким образом, для проведения полнофакторного эксперимента требуется постановка 25 опытов, что и было сделано.

В качестве базовой точки примем следующие геометрические и эксплуатационные и характерные параметры ПГЭМОД с двумя всасывающими клапанами при нулевой длине соединительного канала (см. рисунок 3.1):

- ход поршня – 0,038 м;
- диаметр цилиндра – 0,047 м;
- мертвый объем в цилиндре – 0,0000052 м³;
- мертвый объем в клапанной плите – 0.000001269 м³;
- максимальная высота подъема запорного органа, нагнетательного и всасывающего клапанов – 0,0008 м;
- условный зазор в нагнетательном клапане в полностью закрытом положении составляет – 0,000015 м;
- объем рубашки охлаждения цилиндра – 0,00006 м³;
- площадь эффективного сечения клапана (позиция 6,16) – 0,0001207 м²;
- площадь эффективного сечения клапана с щелью (позиция 5) – 0,0001308 м²;
- площадь щели (позиция 17) – 0.0000001476 м²;
- масса клапана (позиция 6,16) – 0,0011 кг;
- масса клапан с щелью (позиция 5) – 0,0007 кг;
- жесткость пружины нагнетательного и всасывающего клапанов (позиция 6,16) – 4233 Н/м;
- жесткость пружины клапана с щелью (позиция 5) – 687 Н/м;
- длина подводящего трубопровода жидкости (позиция 9) с учетом теплообменника (позиция 19) – 0,89 м;
- диаметр подводящего жидкостного трубопровода (позиция 9) – 0,008 м;
- длина отводящего жидкостного трубопровода (позиция 22) – 0,025 м;
- длина отводящего жидкостного трубопровода (позиция 10) – 0,06 м;
- диаметр отводящего жидкостного трубопровода (позиция 22,10) – 0,004 м;

- диаметр трубопровода (позиция 13) – 0,185 м;
- длина трубопровода между клапанами (позиция 11 и позиция 12) – 0,095 м;
- материал трубопровода (позиции 9, 22, 10, 13) – поливинилхлорид;
- линейный мертвый объем – 0,00373 м;
- относительный мертвый объем – 9,8%;
- диаметр штуцера жидкостного клапана (позиции 11 и 12) – 0,003 м;
- высота рубашки цилиндра – 0,068 м;
- средний внешний диаметр рубашки цилиндра – 0,075 м;
- средний внутренний диаметр рубашки цилиндра – 0,067 м;
- перепад высот уровня жидкости – 0,155 м.

3.5 Основные результаты экспериментальных исследований и их анализ

3.5.1 Температура деталей цилиндро-поршневой группы

Температура деталей цилиндро-поршневой группы во многом определяет количество отводимой теплоты в рабочих процессах компрессора и, соответственно, приближение процесса сжатия к изотермическому, наиболее выгодному с экономической точки зрения. Значения температуры деталей цилиндро-поршневой группы также необходимы для замыкания математической модели рабочих процессов исследуемой машины. В большинстве практических случаев для оценки температуры деталей цилиндро-поршневой группы используется следующая зависимость:

$$\bar{T}_{\text{ст}} = \frac{F_{\text{ц}} \cdot \bar{T}_{\text{ц}} + T_{\text{п}} F_{\text{п}} + T_{\text{кл}} F_{\text{кл}}}{F_{\text{ц}} + F_{\text{п}} + F_{\text{кл}}}, \quad (3.5.1)$$

где $F_{\text{ц}}, F_{\text{п}}, F_{\text{кл}}$ – поверхность теплообмена цилиндра, днища поршня и клапанной плиты; $\bar{T}_{\text{ц}}$ – средняя температура цилиндра; $T_{\text{п}}$ – температура днища поршня; $T_{\text{кл}}$ – температура клапанной плиты.

Температура поршня и клапанной плиты в общем случае имеют неравномерность распределения по поверхности и средние их значения отличаются друг от друга [7,82]. Однако учитывая высокий коэффициент теплопроводности металла и сложность определения температуры днища поршня, примем, что температура днища поршня равна температуре клапанной плиты и ее значение можно определить в одной точке, в которой установлен датчик температуры.

Давление нагнетания компримируемого газа

Средняя температура клапанной плиты представлена на рисунке 3.5.1 в зависимости от давления нагнетаемого газа при разных числах оборотов коленчатого вала [122]. Из представленных результатов видно, что зависимость температуры клапанной плиты от давления нагнетания компримируемого газа увеличивается по параболической зависимости. Наибольшее значение достигается при числе оборотов 1400 об/мин и давлении нагнетания 0,6 МПа, это значение составляет 359,4 К.

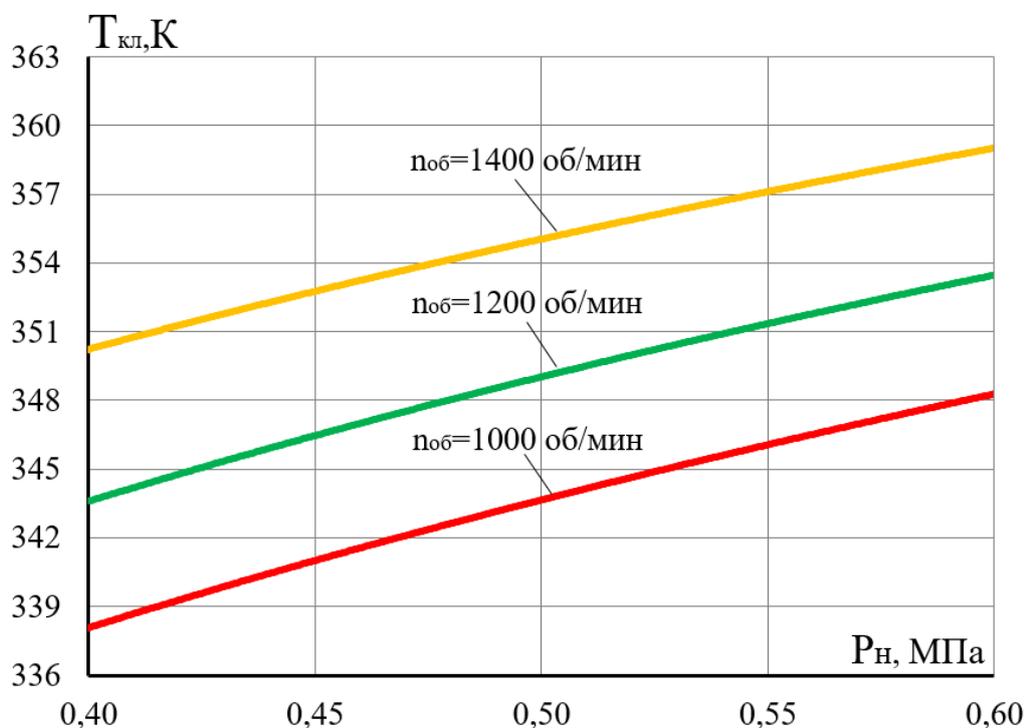


Рисунок 3.5.1 – Зависимость температур клапанной плиты от давления нагнетания при разных числах оборотов коленчатого вала

В таблице 3.7 представлена неравномерность распределения температур по образующей цилиндра при разных значениях давления нагнетания и числа оборотов коленчатого вала.

Таблица 3.7 – Неравномерность распределения температур по образующей цилиндра при разных значениях давления нагнетания и числа оборотов коленчатого вала

№	Функция отклика	Ед. изм.	Обозначения	$P_H=0,4$	$P_H=0,5$	$P_H=0,6$	$P_H=0,4$	$P_H=0,5$	$P_H=0,6$
				МПа	МПа	МПа	МПа	МПа	МПа
				$n_{об}=1000$ об/мин			$n_{об}=1400$ об/мин		
1	$T_{ц,1}$	К	Температура верхней части цилиндра	340,53	346,85	351,78	349	364,3	369,7
2	$T_{ц,2}$	К	Температура средней части цилиндра	333,33	339,96	345	340,5	344,8	349,4
3	$T_{ц,3}$	К	Температура нижней части цилиндра	328,95	334,14	338,02	336,5	340,7	343,5

Из представленных в таблице 3.7 результатов можно сделать следующие выводы:

1. Существует значительная неравномерность распределения температуры вдоль образующей цилиндра. Для исследуемого образца она составляет порядка 12 К – 26 К.

2. С увеличением давления нагнетания в общем случае эта неравномерность увеличивается. Так, например, при нагнетании 0,4 МПа и числе оборотов – 1400 об/мин неравномерность распределения температуры вдоль образующей цилиндра составляет около 13 К, а при давлении нагнетания 0,6 МПа эта неравномерность составляет уже 26 К.

3. Абсолютная температура цилиндра с увеличением давления нагнетания во всех измеряемых точках увеличивается, ее значение также увеличивается с увеличением числа оборотов коленчатого вала.

На рисунке 3.5.2 представлено изменение средней температуры цилиндра в зависимости от давления нагнетания при разных значениях оборотов коленчатого вала. Представленные зависимости имеют линейный характер и значение средней температуры цилиндра увеличивается как при увеличении давления нагнетания, так и при увеличении числа оборотов коленчатого вала. Аналогичный характер имеют зависимости средней температуры деталей цилиндра-поршневой группы от давления нагнетания и числа оборотов коленчатого вала представленные на рисунке 3.5.3.

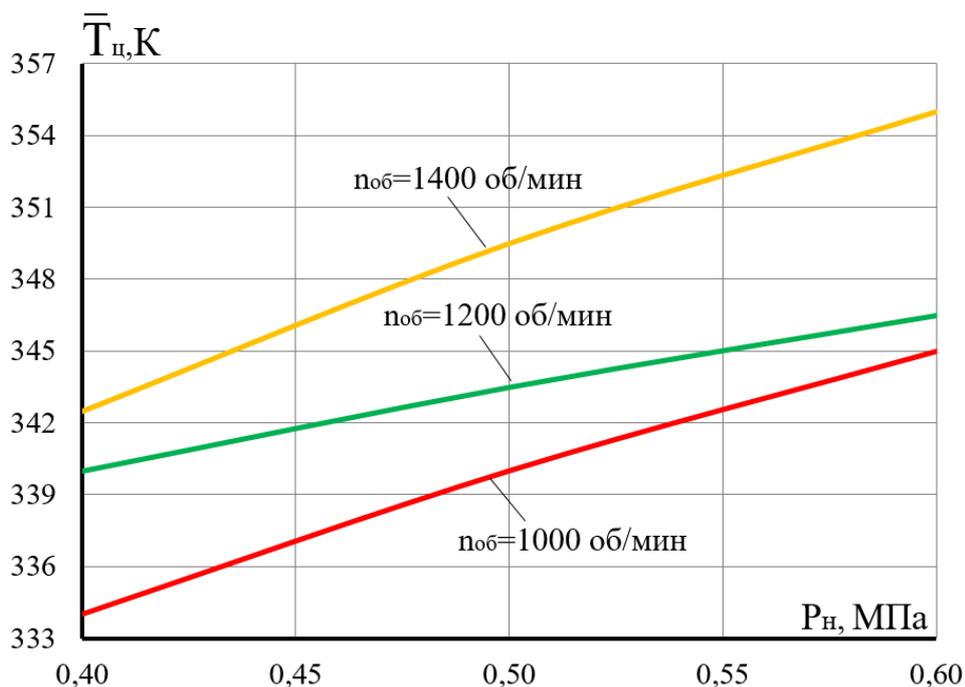


Рисунок 3.5.2 – Зависимость средней температуры цилиндра от давления нагнетания при разных числах оборотов коленчатого вала

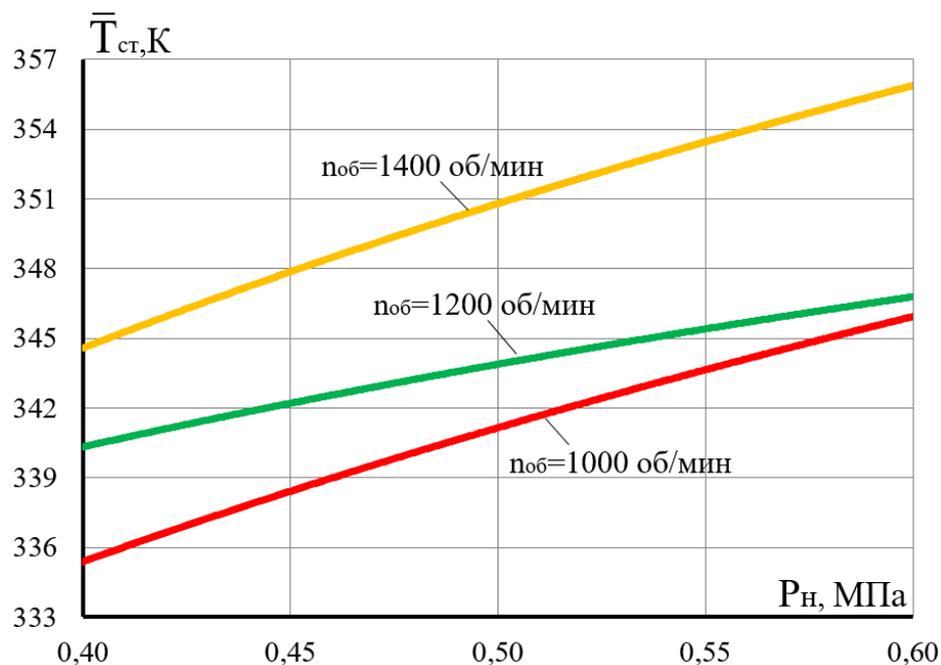


Рисунок 3.5.3 – Зависимость средней температуры поверхности рабочей камеры от давления нагнетания при разных числах оборотов коленчатого вала

Угловая скорость коленчатого вала

С увеличением угловой скорости коленчатого вала увеличивается мгновенная и средняя скорость поршня. Увеличение скорости поршня приводит к увеличению числа Рейнольдса, а это в свою очередь, в соответствии с результатами экспериментальных исследований, увеличивает величину коэффициента теплоотдачи в рабочей камере компрессора. Несмотря на увеличение коэффициента теплоотдачи, количество отводимой теплоты в цикле поршневого компрессора уменьшается за счет уменьшения времени цикла, что приводит для всех конструкций поршневых компрессоров к увеличению температуры деталей цилиндра-поршневой группы. Кроме того, необходимо отметить, что с увеличением числа оборотов увеличивается количество теплоты трения, подводимой к цилиндра-поршневой группе в единицу времени, что также приводит к увеличению температуры.

На рисунке 3.5.4 (а) [123] представлено изменение температуры клапанной плиты от числа оборотов коленчатого вала при разном давлении

нагнетания. Представленные результаты позволяют сделать следующие выводы:

1. Зависимость температуры клапанной плиты от числа оборотов коленчатого вала имеет нелинейный характер.

2. Зависимость изменения температуры клапанной плиты от числа оборотов коленчатого вала значима и при увеличении $n_{об}$ от 1100 об/мин до 1400 об/мин, температура клапанной плиты увеличивается примерно на 10 К.

В общем случае за счет наличия всасывающих и нагнетательных клапанов и переменного объема рабочей камеры существует неравномерность распределения температуры по всей поверхности рабочей камеры.

Представленные в таблице 3.8 результаты позволяют сделать вывод, что неравномерность распределения температур вдоль образующей цилиндра составляет (12÷13) К.

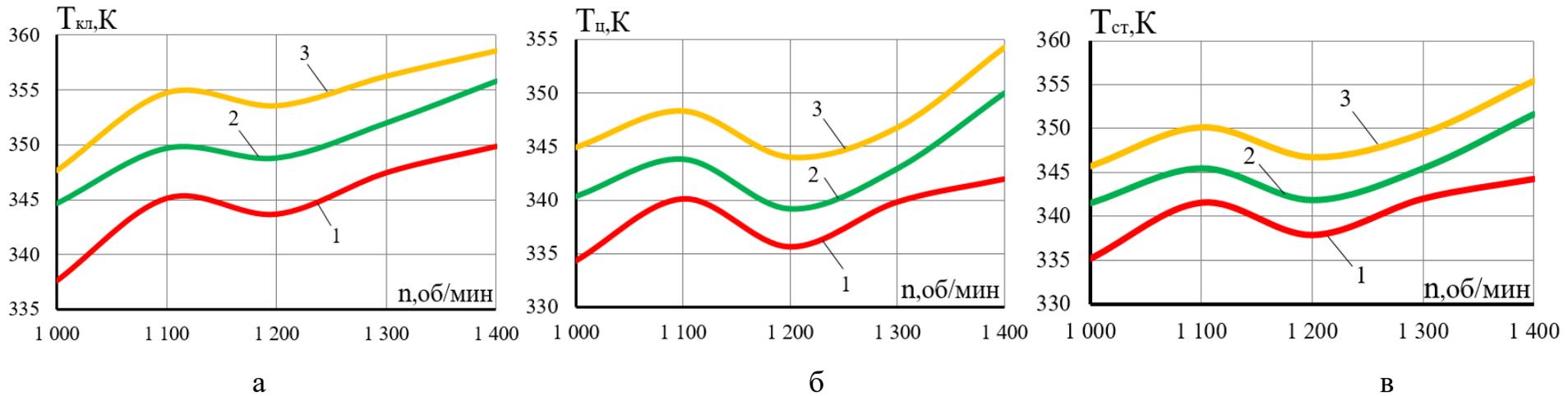


Рисунок 3.5.4 – Зависимости изменения температур деталей цилиндро-поршневой группы от числа оборотов коленчатого вала при разном давлении нагнетания (а – температура клапанной плиты; б – средняя температура цилиндра; в – средняя температура деталей цилиндро-поршневой группы; 1 – $p_n=0,4$ МПа; 2 – $p_n=0,5$ МПа; 3 – $p_n=0,6$ МПа)

Таблица 3.8 – Неравномерность распределения температур по образующей цилиндра

№	Функция отклика	Ед. изм.	Обозначения	$p_n=0,4$ МПа					$p_n=0,6$ МПа				
				$n_{об}=1000$ об/мин	$n_{об}=1100$ об/мин	$n_{об}=1200$ об/мин	$n_{об}=1300$ об/мин	$n_{об}=1400$ об/мин	$n_{об}=1000$ об/мин	$n_{об}=1100$ об/мин	$n_{об}=1200$ об/мин	$n_{об}=1300$ об/мин	$n_{об}=1400$ об/мин
1	$T_{ц1}$	К	Температура верхней части цилиндра	340,53	346,33	342,5	346,7	349,0	351,78	354,99	351,6	354,6	369,7
2	$T_{ц2}$	К	Температура средней части цилиндра	333,33	338,98	334,0	341,4	344,8	345	347,37	342,9	345,5	349,4
3	$T_{ц3}$	К	Температура нижней части цилиндра	328,95	335,09	330,3	334,4	336,5	338,02	342,62	331,6	340,2	343,5

С увеличением давления нагнетания и числа оборотов возрастает неравномерность распределения температур по объёму цилиндра. Так, при давлении нагнетания $p_n = 0,6$ МПа и числе оборотов $n_{об} = 1400$ об/мин разница температур между верхней и нижней частями цилиндра достигает 26 К. Также из представленных данных видно, что при $n_{об} = 1200$ об/мин наблюдается локальное снижение температуры во всех сечениях цилиндра. Аналогичная картина изображена на рисунке 3.5.4 (а). В частности, при этом числе оборотов происходит падение температуры на клапанной плите, что связано с улучшением охлаждения цилиндра благодаря увеличенному расходу охлаждающей жидкости в данной области, о что подробно показано ниже.

На рисунке 3.5.4 (б) представлено изменение среднеинтегральной температуры цилиндра в зависимости от числа оборотов коленчатого вала при различных значениях давления нагнетания. Характер изменения средней температуры поверхности цилиндра с изменением числа оборотов аналогичен характеру изменения температуры клапанной плиты (см. рисунок 3.5.4 (а)). Значение $\bar{T}_ц$ и $T_{кл}$ при $n_{об}$ примерно одинаковы, но с увеличением $n_{об}$ значение $T_{кл}$ начинает превышать $\bar{T}_ц$ и при $n_{об} = 1400$ об/мин достигает 8 К.

На рисунке 3.5.4 (в) представлена осредненная по поверхности температура стенок рабочей камеры $\bar{T}_{ст}$. Принимая во внимание, что поверхность цилиндра $Sh/d \approx 1$ почти вдвое превышает торцевую поверхность днища поршня и клапанной плиты, то среднеинтегральная температура поверхности рабочей камеры приближается к средней температуре поверхности цилиндра. Зависимость средней температуры деталей цилиндра-поршневой группы $\bar{T}_{ст}$ от числа оборотов коленчатого вала аналогична зависимостям $\bar{T}_ц$ и $T_{кл}$ и разница в температурных значениях достигает $(8 \div 10)$ К при изменении оборотов от 1100 об/мин до 1400 об/мин.

Различные типы охлаждающей жидкости

В исследуемой машине проводилось экспериментальное исследование температуры клапанной плиты и цилиндра в трех точках вдоль его образующей при использовании различных типов охлаждающей жидкости.

На рисунке 3.5.5 (а, б, в) представлены температура деталей цилиндропоршневой группы ПГЭМОД с двумя всасывающими клапанами при использовании различных охлаждающих жидкостей [124]. Использование в качестве охлаждающей жидкости воды позволяет уменьшить температуру клапанной плиты на $5\div 7$ градусов по сравнению с использованием в качестве охлаждающей среды масла АТФ и на $4\div 5$ градусов, по сравнению с антифризом. Температура клапанной плиты при использовании антифриза всего на $1\div 2$ градуса отличается от использования масла АТФ. С увеличением числа оборотов коленчатого вала температура клапанной плиты увеличивается при использовании любой охлаждающей жидкости, и разница между этими температурами от 1100 об/мин до 1400 об/мин остается примерно одинаковой и равной указанным выше значениям. При 1000 об/мин коленчатого вала расхождение температуры при использовании различных охлаждающих жидкостей незначительна и составляет всего около одного градуса между антифризом и водой, а между антифризом и маслом – десятая доля градуса.

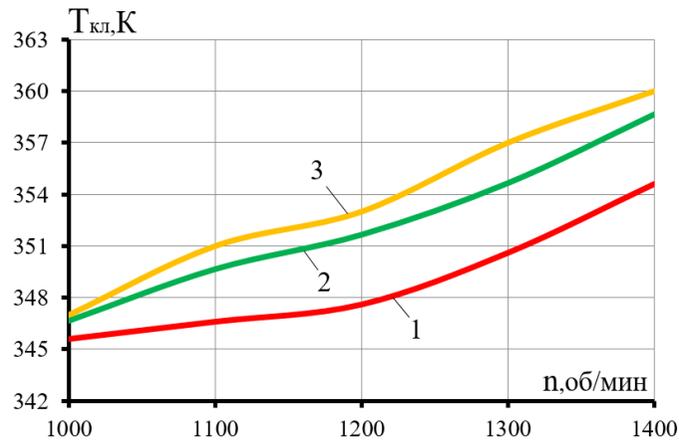


Рисунок 3.5.5 а – Зависимость температуры клапанной плиты от числа оборотов коленчатого вала при использовании различных охлаждающих жидкостей ($p_n=0,5$ МПа; 1–вода; 2–антифриз; 3–масло)

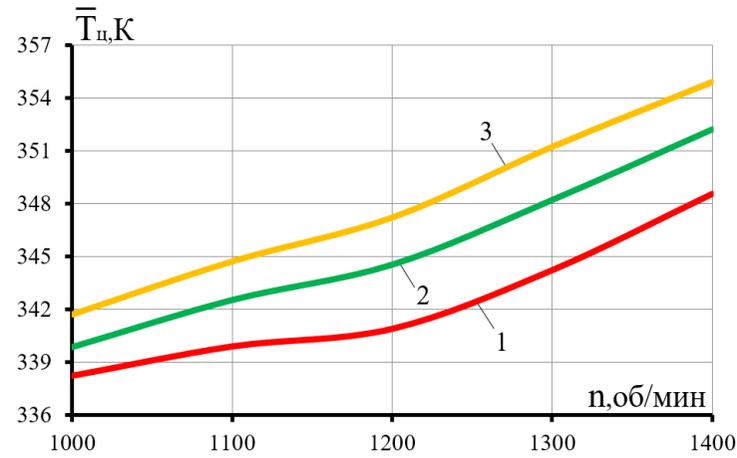


Рисунок 3.5.5 б – Зависимость среднеинтегральной температуры поверхности цилиндра от числа оборотов коленчатого вала при использовании различных охлаждающих жидкостей ($p_n=0,5$ МПа; 1–вода; 2–антифриз; 3–масло)

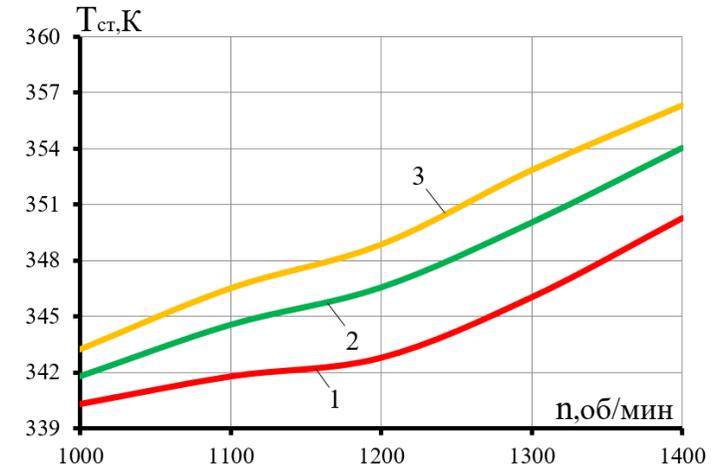


Рисунок 3.5.5 в – Зависимость среднеинтегральной температуры поверхности стенок деталей цилиндропоршневой группы в зависимости от числа оборотов коленчатого вала при использовании различных охлаждающих жидкостей ($p_n=0,5$ МПа; 1–вода; 2–антифриз; 3–масло)

На рисунке 3.5.5 (б) представлена среднеинтегральная температура поверхности цилиндра. Представленные результаты позволяют сделать следующие выводы:

1. Среднеинтегральная температура поверхности цилиндра с увеличением числа оборотов увеличивается и это увеличение практически для всех типов жидкости составляет порядка $(10 \div 12)$ К при увеличении числа оборотов от 1000 об/мин до 1400 об/мин, причем повышение температуры для масла примерно на $1 \div 2$ градуса больше, чем для воды.

2. Расхождение в среднеинтегральной температуре цилиндра при использовании различных охлаждающих жидкостей составляет $(6 \div 7)$ К между водой и маслом, а между водой и антифризом – порядка 4 К.

3. Наблюдается интенсивный рост среднеинтегральной температуры поверхности цилиндра, также, как и клапанной плиты, при числе оборотов 1200 об/мин и более. При уменьшении числа оборотов расхождение в среднеинтегральной температуре поверхности цилиндра при использовании различных охлаждающих жидкостях уменьшается и при числе оборотов 1000 об/мин оно составляет 4 К между водой и маслом.

На рисунке 3.5.5 (в) представлена осредненная температура деталей цилиндрико-поршневой группы в зависимости от числа оборотов коленчатого вала при использовании различных охлаждающих жидкостей. При осреднении температуры по поверхности деталей цилиндрико-поршневой группы принималось, что температура поршня равна температуре клапанной плиты, а температура цилиндра принималась осредненной по поверхности цилиндра. Представленные результаты показывают, что среднеинтегральная температура поверхности деталей цилиндрико-поршневой группы при использовании воды на $(7 \div 8)$ К меньше, аналогичной температуры при использовании масла и на 4 К меньше, чем при использовании антифриза.

С увеличением числа оборотов коленчатого вала среднеинтегральная температура деталей цилиндрико-поршневой группы увеличивается при использовании любых типов охлаждающей жидкости. Указанные выше

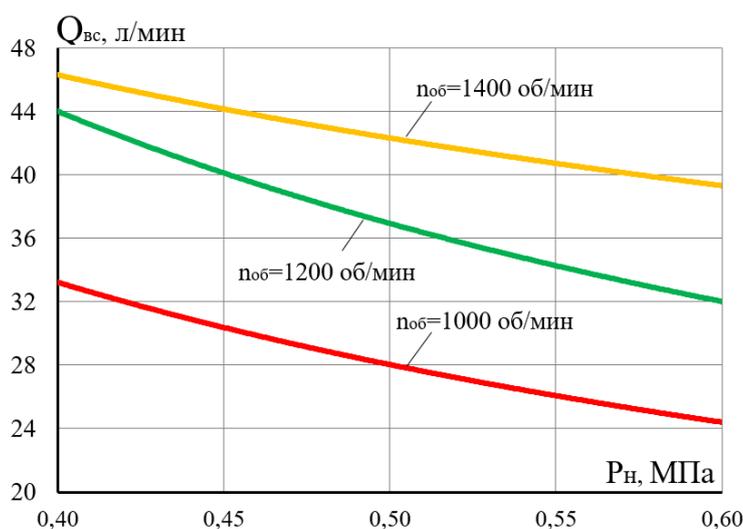
расхождения характерны для области 1200 об/мин ÷ 1400 об/мин. При уменьшении числа оборотов коленчатого вала расхождении в среднеинтегральной температуре деталей цилиндра-поршневой группы при использовании различных охлаждающих жидкостей уменьшается и при 1000 об/мин расхождение среднеинтегральной температура деталей цилиндра-поршневой группы при использовании воды и масла составляет примерно 3 К, а при использовании воды и антифриза – примерно 1,8 К. Изменение среднеинтегральной температуры деталей цилиндра-поршневой группы демонстрирует такой же характер, как и среднеинтегральная температура цилиндра в зависимости от числа оборотов коленчатого вала — это наблюдается для всех типов используемых охлаждающих жидкостей. В целом, среднеинтегральная температура деталей цилиндра-поршневой группы на 2–3 К ниже соответствующей температуры цилиндра и примерно на 6 К — ниже температуры клапанной плиты для всех видов охлаждающих жидкостей.

3.5.2 Коэффициент подачи

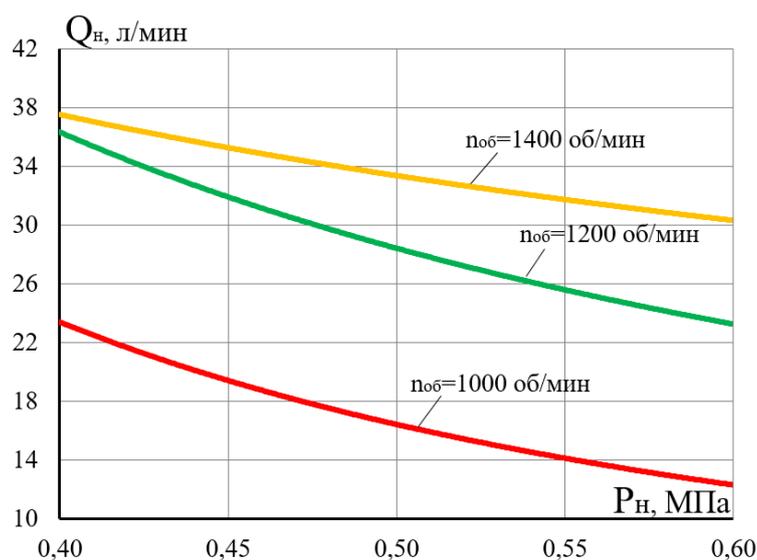
Давление нагнетания компримируемого газа

В поршневом компрессоре с увеличением давления нагнетания увеличивается количество газа, который остается в мертвом пространстве, что приводит к уменьшению процесса всасывания и уменьшению величины объемного коэффициента (λ_0). Кроме того, увеличение давления нагнетания приводит к увеличению температуры компримируемого газа в процессах сжатия и нагнетания и, соответственно, деталей цилиндра-поршневой группы. Увеличение температур деталей цилиндра-поршневой группы приводит к увеличению температуры всасываемого газа за счет его подогрева и, соответственно, уменьшению величины первого температурного коэффициента λ'_T . Уменьшение значения λ_0 и λ'_T при мало меняющихся коэффициентах λ_p , $\lambda_{ут}$ и $\lambda_{вл}$ (соответственно, коэффициент дросселирования λ_p , коэффициент утечек $\lambda_{ут}$ и коэффициент влажности $\lambda_{вл}$) приводит к уменьшению величины коэффициента

подачи λ . На рисунке 3.5.6 представлена величина объемного расхода газа (Q_H) в линии нагнетания компрессора, а также величина расхода газа на всасывании компрессора ($Q_{вс}$). Из представленных результатов видно, что с увеличением давления нагнетания наблюдается падение расхода газа как на всасывание, так и на нагнетание. Необходимо отметить, что кривые изменения расхода жидкости $Q_{вс}$ и Q_H имеют явно нелинейный характер. При этом необходимо отметить, что с увеличением числа оборотов коленчатого вала наблюдается увеличение подачи как в линии всасывания, так и в линии нагнетания.

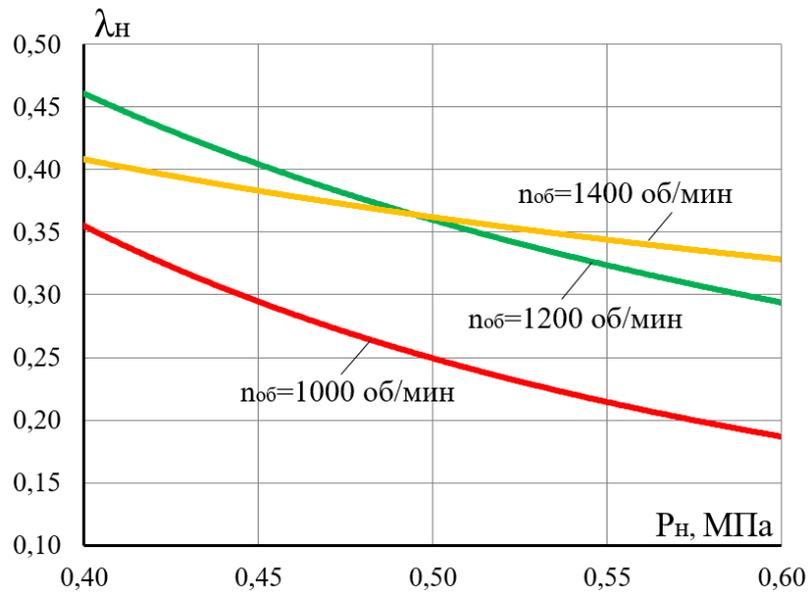


(а)

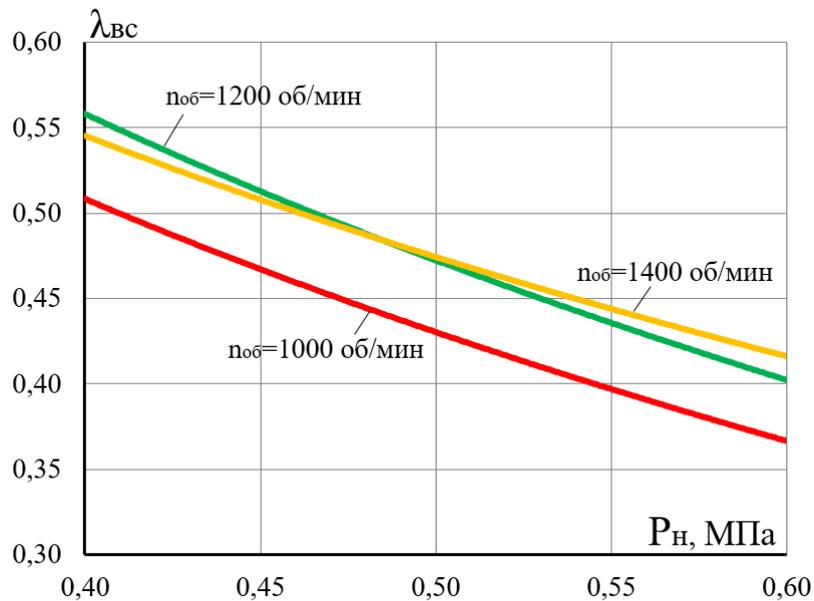


(б)

Рисунок 3.5.6 – Зависимость расхода газа на всасывании (а) и на нагнетании (б) от давления нагнетания при разных числах оборотов коленчатого вала



(а)



(б)

Рисунок 3.5.7 – Зависимость коэффициента подачи на нагнетании (а) и на всасывании (б) от давления нагнетания при разных числах оборотов коленчатого вала

На рисунке 3.5.7 представлены изменения коэффициента подачи на линии всасывания и на линии нагнетания от давления нагнетания при разных числах оборотов коленчатого вала. Из теории компрессоростроения известно, что коэффициент подачи представляет собой произведение следующих коэффициентов [41]:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \lambda_T \cdot \lambda_p \cdot \lambda_{ут} \cdot \lambda_{вл} \quad (3.5.1)$$

где λ_0 – объемный коэффициент; λ_T – температурный коэффициент; λ_p – коэффициент дросселирования; $\lambda_{ут}$ – коэффициент утечек; $\lambda_{вл}$ – коэффициент влажности.

Принимая во внимание, что значение коэффициентов λ_0 , λ_T , λ_p одинаковы при измерении расхода газа в линии всасывания и нагнетания и отсутствует конденсация влаги при измерении расхода в линии нагнетания, то величина коэффициента утечек может быть определена как

$$\lambda_{ут} = \frac{Q_H}{Q_{вс}} \quad (3.5.2)$$

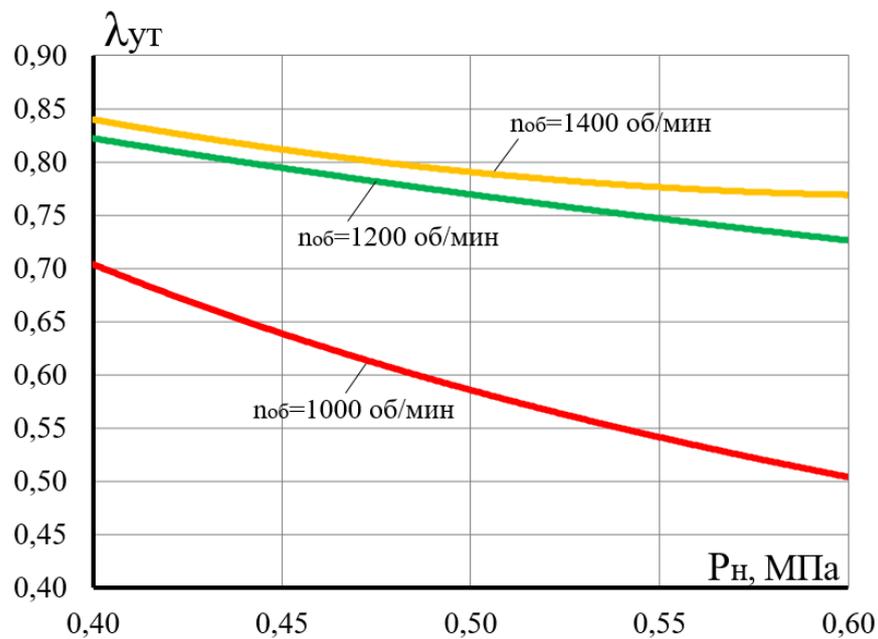


Рисунок 3.5.8 – Зависимость коэффициента утечек от давления нагнетания при разных числах оборотов коленчатого вала

На рисунке 3.5.8 представлены изменения коэффициента утечек от давления нагнетания при разных числах оборотов коленчатого вала. Анализируя представленные результаты, можно сделать следующие выводы:

1. С увеличением давления нагнетания происходит уменьшение коэффициента утечек. Данная зависимость нелинейная и это уменьшение весьма значительно при малых числах оборотов и составляет до 0,2 при изменении давления нагнетания с 0,4 МПа до 0,6 МПа. Это обусловлено в первую очередь

увеличением времени процесса сжатия и нагнетания, в которых наблюдается значительный перепад давления между давлением в картере (утечки в цилиндро-поршневой группе) и давлением всасывания (утечки во всасывающем клапане) как в первом, так и во втором. 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.

2. 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.

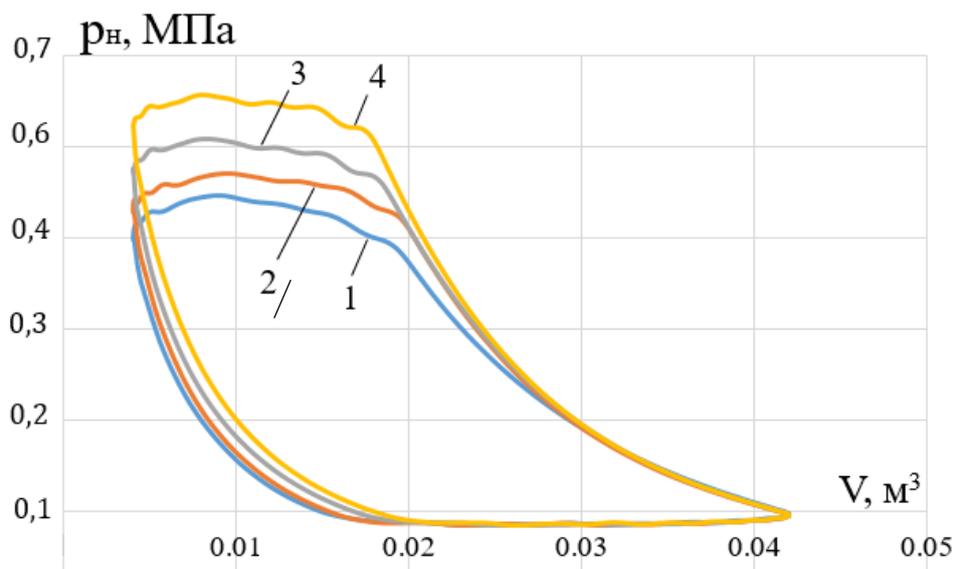


Рисунок 3.5.9 – Зависимость давления в рабочей полости от объема рабочей полости при различных давлениях нагнетания ($n_{об}=1200$ об/мин)

Анализируя представленные индикаторные диаграммы на рисунке 3.5.9, можно сделать вывод, что потеря давления в процессе всасывания при изменении давления нагнетания остаются практически одинаковыми, что, соответственно, говорит о том, что при изменении давления нагнетания коэффициент дросселирования λ_p остается примерно одинаковым и, следовательно, остается примерно одинаковым коэффициент $\lambda''_т$, учитывающий преобразование потери

работы в процессе всасывания в теплоту, которая увеличивает температуру газа к концу процесса всасывания.

Таким образом, при неизменном значении λ''_T $\lambda_T = \lambda'_T = \frac{T_0}{T_{вс}}$, где T_0 – температура окружающей среды; $T_{вс}$ – температура всасываемого газа.

Из представленных результатов на рисунок 3.5.10 можно сделать вывод, что с увеличением давления нагнетания увеличивается температура всасываемого газа нелинейно. Увеличение температуры всасываемого газа при разных числах оборотов различная и находится в пределах от 6 К до 8 К. Величина температурного коэффициента λ_T также с увеличением давления нагнетания уменьшается и находится в пределах от 0,915 до 0,88. Необходимо также отметить, что значение температурного коэффициента меняется в зависимости от числа оборотов и его максимальное значение находится в пределах от 1200 об/мин до 1300 об/мин.

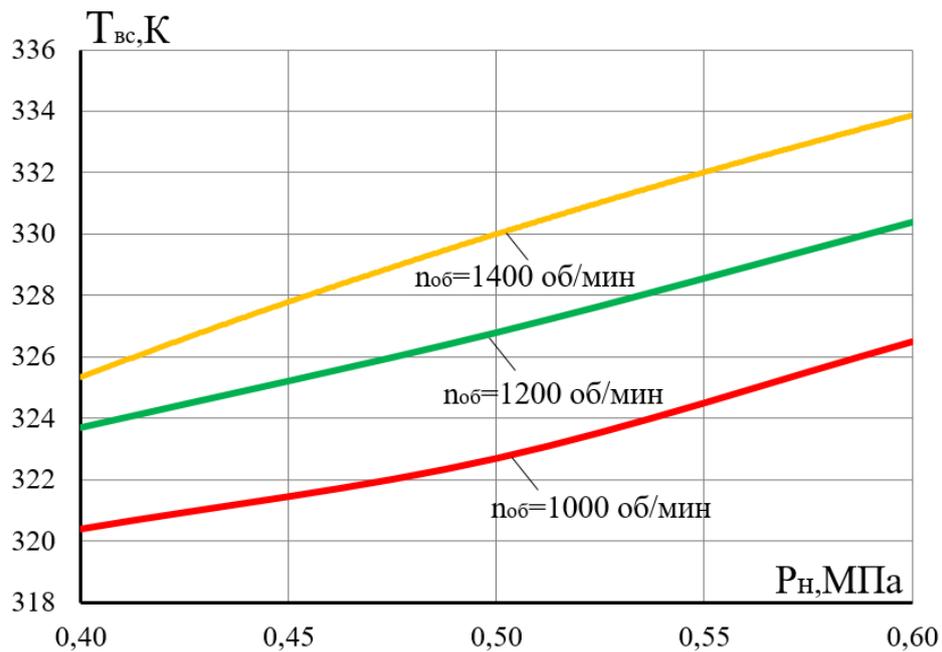


Рисунок 3.5.10 – Зависимость температуры всасываемого газа от давления нагнетания при разных числах оборотов коленчатого вала

Величина объемного коэффициента, в соответствии с теорией компрессоростроения, может быть определена, как

$$\lambda_0 = 1 - a_M \left[\left(\frac{p_H}{p_{BC}} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right], \quad (3.5.3)$$

где a_M – относительная величина мертвого пространства; m – показатель политропы обратного расширения.

В исследуемой конструкции в процессе обратного расширения протекает в два этапа [93]. На первом этапе одновременно с процессом расширения газа наблюдается его истечение из рабочей полости 1 через неплотность 17 в полость 3 до того момента, пока давление в рабочей полости 1 станет равным давлению в полости 3. Таким образом, первая фаза обратного расширения протекает с уменьшением массы газа в рабочей полости и, соответственно, кривая процесса обратного расширения становится более пологой по углу поворота коленчатого вала. На второй фазе процесса обратного расширения после открытия всасывающего клапана 5 (см. рисунок 3.1.1) происходит дополнительное увеличение величины мертвого пространства за счет соединения полости 3 и трубопровода 13 с рабочим объемом 1. Авторы работы [93] детально исследуют процесс обратного расширения и вводят понятие величины приведенного мертвого пространства, которая определяется следующим образом:

$$a_{M_{пр}} = \left(\frac{p_{BC}}{p_H} \right)^{\frac{1}{m_1}} \left(\frac{p_1}{p_{BC}} \right)^{\frac{1}{m_2}} \left[a_{M1} \left(\frac{p_H}{p_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} + a_{M2} \right], \quad (3.5.4)$$

где $a_{M1} = \frac{V_{M1}}{V_h}$ – относительное мертвое пространство в рабочей полости 1; $a_{M2} = \frac{V_{M2}}{V_h}$ – относительная величина присоединяемого мертвого пространства; m_1 – показатель политропы процесса расширения на первом участке; m_2 – показатель политропы процесса расширения на втором участке; p_1 – давление в полости 3.

Анализируя представленные индикаторные диаграммы на рисунке 3.3.18, можно сделать вывод, что процесс расширения газа реально протекает в соответствии с работой [93] в два этапа. На втором этапе примерно при давлении $p_1=0,15$ МПа мы наблюдаем присоединение дополнительной величины мертвого пространства полости 3 и трубопровода 13, и кривая процесса обратного расширения начинает располагаться более полого.

При сравнении результатов численного исследования данной конструкции [125], выполненного на основе разработанной математической модели [94], с экспериментальными данными наблюдается их качественное совпадение. В частности, с увеличением давления нагнетания отмечается однозначное снижение коэффициента подачи исследуемой машины, что подтверждает правильность созданной математической модели и соответствует общим принципам теории компрессоростроения. При жидкостном охлаждении поршневых компрессоров одним из важных параметров является отношение массового расхода жидкости, затрачиваемой на охлаждение цилиндро-поршневой группы к массе нагнетаемого газа. Для исследуемой машины, в соответствии с приведенными результатами, это отношение составляет $1,71 \text{ (кг/ч)/(кг/ч)}$. Для поршневого компрессора марки 202ВП-12/3М это отношение составляет $3,66 \text{ (кг/ч)/(кг/ч)}$, а для поршневого компрессора 2ВМ4-20/4С это отношение существенно меньше и составляет $1,12 \text{ (кг/ч)/(кг/ч)}$, а для компрессора 3СВП-40/3 – $0,93 \text{ (кг/ч)/(кг/ч)}$. Таким образом, с точки зрения относительного расхода охлаждающей жидкости исследуемая машина соответствует выпускаемым в настоящее время компрессорам с жидкостным охлаждением.

Угловая скорость вращения коленчатого вала

Из общей теории компрессоростроения известно, что коэффициент подачи поршневого компрессора имеет оптимум от числа оборотов коленчатого вала. Этот оптимум обусловлен тем, что с увеличением числа оборотов коленчатого вала с одной стороны увеличивается температура всасываемого газа и, соответственно, уменьшается величина температурного коэффициента, а с другой стороны уменьшаются утечки и перетечки компримируемого газа, что приводит к увеличению коэффициента неплотности.

На протяжении многих десятилетий в теории компрессоростроения поршневых машин используется для анализа потерь производительности метод разделения потерь.

Представляется целесообразным использовать данный подход к анализу влияния числа оборотов коленчатого вала на производительность ПГЭМОД с

двумя всасывающими клапанами. С этой целью проведем анализ влияния $n_{об}$ на составляющие коэффициента подачи.

1. Объемный коэффициент подачи (λ_0)

В общем случае величина λ_0 определится, как

$$\lambda_0 = 1 - a_m \left(\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) \quad (3.5.5)$$

где a_m – относительная величина мертвого пространства; $\varepsilon = \frac{p_H}{p_{вс}}$ – отношение номинального давления нагнетания к номинальному давлению всасывания; m – показатель политропы процесса обратного расширения.

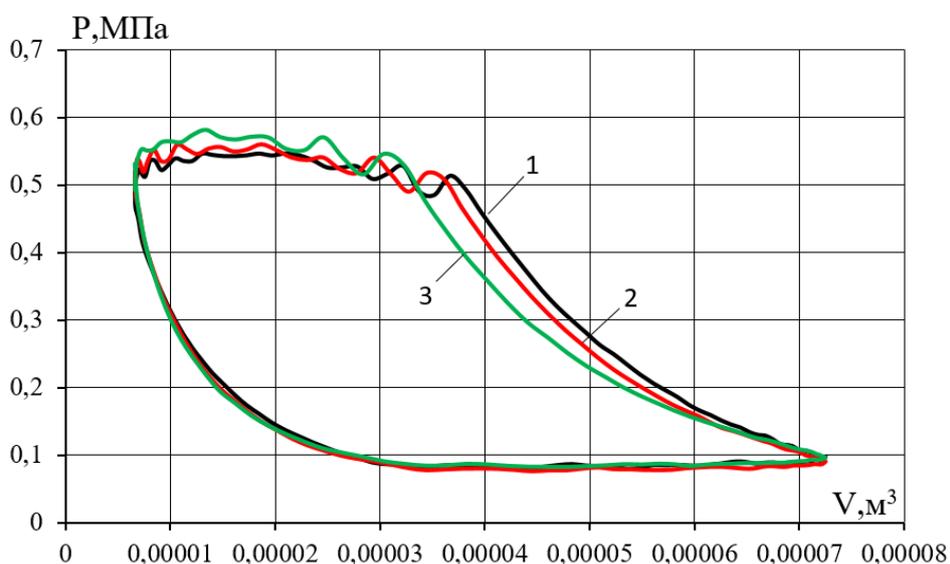


Рисунок 3.5.11 – Индикаторные диаграммы изменения давления в рабочей полости при различных числах оборотов коленчатого вала (1–1000 об/мин; 2 –1200 об/мин; 3 –1400 об/мин; $p_H=0,5$ МПа)

В общем случае величина $n_{об}$ может оказывать влияние на величину m и длительность процесса расширения в соответствии с результатами работы [7]. На рисунке 3.5.11 представлены экспериментально полученные индикаторные диаграммы, которые позволяют установить, что процесс обратного расширения практически не меняется при изменении $n_{об}$ и, соответственно, с достаточной степенью точности можно считать, что λ_0 не зависит от $n_{об}$.

2. Коэффициент дросселирования

С увеличением числа оборотов коленчатого вала, в соответствии с законом Дарси–Вейсбаха, увеличиваются потери давления, т.к. увеличивается скорость

движения поршня и газа. В общем случае, величина коэффициента дросселирования может быть определена, как

$$\lambda_{др} = 1 - \frac{1-a_m \Delta p_a}{m \lambda_o p_{вс}} \quad (3.5.6)$$

или по упрощенной формуле

$$\lambda_{др} = 1 - \frac{\Delta p_a}{p_{вс}}, \quad (3.5.7)$$

где Δp_a – потеря давления в конце процесса всасывания.

Обращаясь к индикаторным диаграммам, видим, что величина Δp_a практически не зависит от $n_{об}$ и можно считать, что $\lambda_{др}$ не зависит от $n_{об}$.

3. Коэффициент подогрева

В соответствии с работой [41] величину коэффициента подогрева можно определить, как

$$\lambda_T = \lambda'_T \cdot \lambda''_T \quad (3.5.8)$$

где λ'_T – коэффициент подогрева за счет преобразования работы проталкивания в теплоту.

Величину коэффициента λ'_T можно определить, как

$$\lambda_T = \frac{T_o}{T_{вс}} \quad (3.5.9)$$

где T_o – температура газа в окружающей среде; $T_{вс}$ – температура газа во всасывающем патрубке.

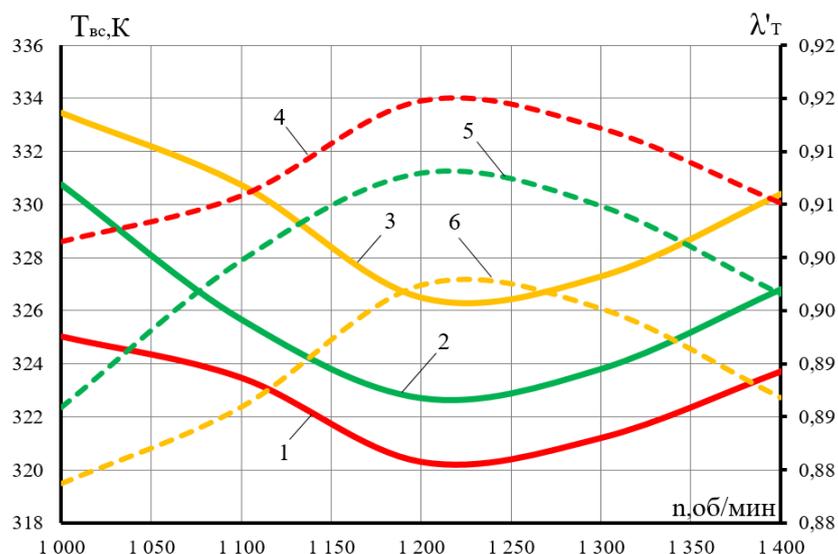


Рисунок 3.5.12 – Зависимости температуры всасывания и первого температурного коэффициента от числа оборотов коленчатого вала

(1, 2, 3 – температура всасывания; 4, 5, 6 – первый температурный коэффициент λ'_T ; 1 – $p_n=0,4$ МПа; 2 – $p_n=0,5$ МПа; 3 – $p_n=0,6$ МПа; 4 – $p_n=0,4$ МПа; 5 – $p_n=0,5$ МПа; 6 – $p_n=0,6$ МПа)

На рисунке 3.3.20 представлена зависимость величины $T_{вс}$ от $n_{об}$. Здесь же представлены значения λ'_T от $n_{об}$. С увеличением $n_{об}$ от 1000 об/мин до 1220 об/мин происходит падение величины $T_{вс}$, а затем ее рост в диапазоне от 1220 об/мин до 1400 об/мин. Рост температуры всасывания происходит до температуры меньше, чем при $n_{об}=1000$ об/мин. Соответственно, величина λ'_T с увеличением $n_{об}$ интегрально увеличивается. Данная картина наблюдается при различных давлениях нагнетания.

Величина коэффициента λ''_T определяется, как [7]

$$\lambda''_T = 1 - \frac{k-1}{k} \frac{\Delta p_{вскл}}{p_{вс}} \quad (3.5.9)$$

где $\Delta p_{вскл}$ – потеря давления во всасывающем клапане.

Принимая во внимание, что $\Delta p_{вскл}$ остается постоянной при изменении $n_{об}$, то, соответственно, λ''_T не зависит от числа оборотов коленчатого вала.

Таким образом, можно считать, что с увеличением $n_{об}$ происходит увеличение λ_T и максимальное значение λ_T достигается при $n_{об}=1200$ об/мин. Уменьшение температуры всасываемого газа обусловлено уменьшением температуры деталей цилиндрико-поршневой группы за счет увеличения расхода охлаждающей жидкости.

4. Коэффициент влажности ($\lambda_{вл}$)

Коэффициент влажности учитывает уменьшение производительности компрессора за счет наличия в сжимаемом газе водяных паров. Вследствие этого, влияние числа оборотов коленчатого вала на $\lambda_{вл}$ отсутствует, т.к. состав сжимаемого газа не изменяется $\lambda_{вл} \approx 1$.

5. Коэффициент плотности ($\lambda_{пл}$)

В общем случае коэффициент плотности учитывает уменьшение производительности компрессора за счет утечек и перетечек рабочего тела. В общем случае, для поршневых компрессоров простого действия существуют

утечки и перетечки компримируемого газа через неплотности клапанов и цилиндрично-поршневой группы. С увеличением $n_{об}$, как уже отмечалось выше, уменьшается время цикла и, соответственно, уменьшаются утечки и перетечки. При хорошем состоянии клапанов и уплотнительных колец величина $\lambda_{пл}=0,96\div 0,98$ [7], при их износе величина уменьшается и составляет $0,7\div 0,8$.

В конструкции ПГЭМОД с двумя всасывающими клапанами, помимо указанных выше неплотностей, существует еще потеря сжимаемого газа на организацию поверхностной силы при опускании жидкости.

Величину коэффициента плотности можно определить экспериментальным путем, как

$$\lambda_{пл} = \frac{Q_H}{Q_{вс}} = \frac{\lambda_H}{\lambda_{вс}} = \frac{\lambda_o \cdot \lambda_p \cdot \lambda_T \cdot \lambda_{вл} \cdot \lambda_{пл}}{\lambda_o \lambda_p \lambda_T} = \lambda_{пл} \cdot \lambda_{вл} = \lambda_{пл} \quad (3.5.10)$$

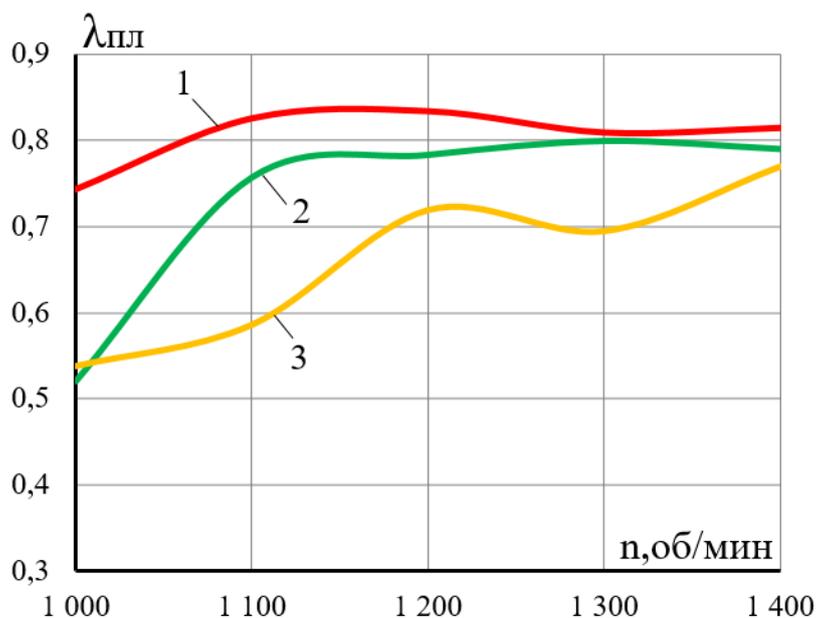


Рисунок 3.5.13 – Зависимости коэффициента плотности от числа оборотов коленчатого вала при разных давлениях нагнетания ($1 - p_H = 0,4$ МПа; $2 - p_H = 0,5$ МПа; $3 - p_H = 0,6$ МПа)

На рисунке 3.5.13 представлено изменение коэффициента плотности в зависимости от числа оборотов коленчатого вала при различном давлении нагнетания. С увеличением числа оборотов величина $\lambda_{пл}$ увеличивается наибольшее увеличение $\lambda_{пл}$ наблюдается в диапазоне от 1000 об/мин до 1100 об/мин, локальные экстремумы находятся в диапазоне (1100÷1200) об/мин. С

увеличением давления нагнетания наблюдается не только падение абсолютной величины $\lambda_{пл}$, но и характера ее изменения от $n_{об}$. Величина $\lambda_{пл}$ для $p_n=0,4$ МПа находится в пределах от 0,75 до 0,85.

6. Коэффициент подачи

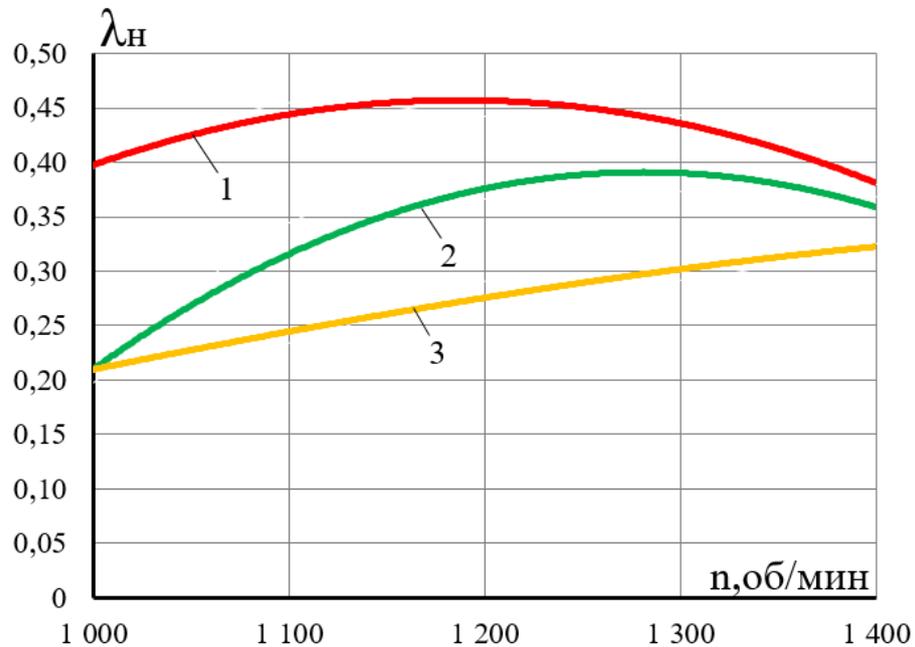


Рисунок 3.5.14 – Зависимости коэффициента подачи от числа оборотов коленчатого вала при разных давлениях нагнетания (1 – $p_n=0,4$ МПа; 2 – $p_n=0,5$ МПа; 3 – $p_n=0,6$ МПа)

На рисунке 3.5.14 представлены зависимости изменения коэффициента подачи в зависимости от числа оборотов коленчатого вала при различных значениях давления нагнетания. Представленные результаты позволяют сделать следующие выводы:

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

Различные типы охлаждающих жидкостей

В работе [7] показано, что число оборотов коленчатого вала не оказывает значительного влияния на величину объемного коэффициента, коэффициента

дросселирования и коэффициента влажности. Вследствие этого, провести анализ по влиянию различных охлаждающих жидкостей на коэффициент подогрева, коэффициент плотности и, соответственно, общий коэффициент подачи.

Коэффициент подогрева

Величина коэффициента подогрева λ'_T определяется как отношение температуры окружающей среды T_0 к величине температуры газа во всасывающем патрубке. На рисунке 3.5.15 представлены изменения температуры газа во всасывающем патрубке от числа оборотов коленчатого вала при использовании различных типов охлаждающих жидкостей. Здесь же представлены значения величин коэффициента λ'_T .

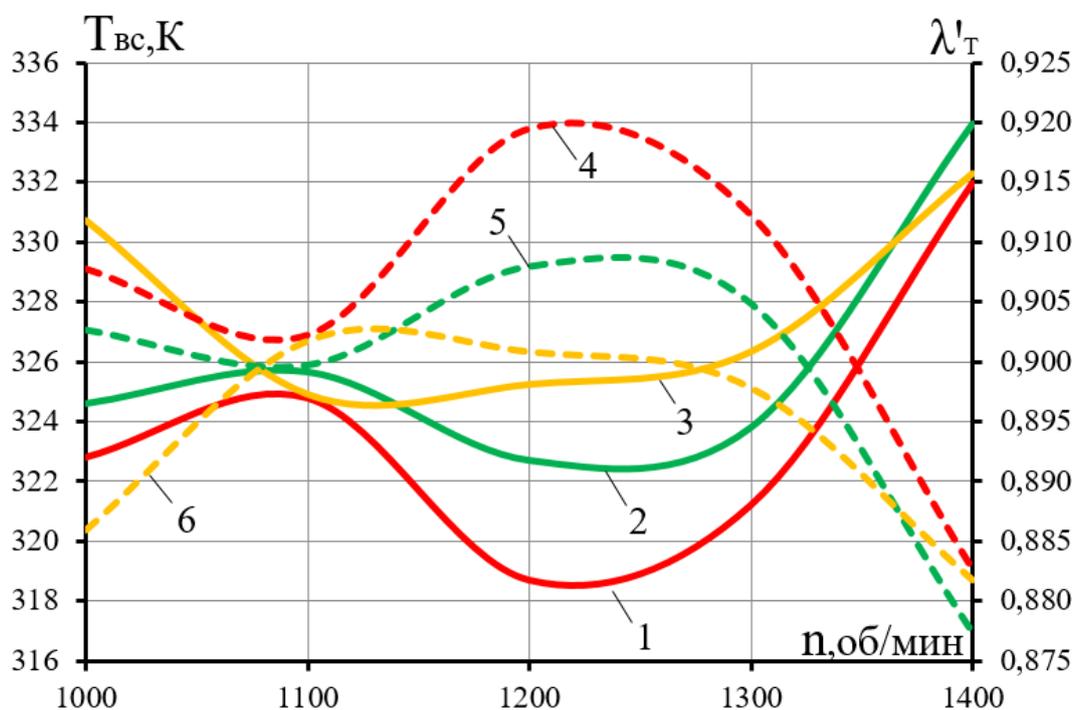


Рисунок 3.5.15 – Зависимость температуры газа во всасывающем патрубке и коэффициента подогрева λ'_T от числа оборотов коленчатого вала при использовании различных типов охлаждающих жидкостей (1–вода; 2–антифриз; 3–масло – температура всасываемого газа; 4–вода; 5–антифриз; 6–масло – коэффициента подогрева λ'_T)

Представленные результаты позволяют сделать следующие выводы:

1. Кривые изменения температуры всасываемого газа от числа оборотов имеют локальные минимумы. Для воды и антифриза эти локальные минимумы находятся в пределах от 1200 об/мин до 1300 об/мин. Для масла АТФ этот

локальный минимум находится в диапазоне 11000 об/мин. Максимальные различия в минимальных температурах всасываемого газа составляет около 4 К между водой и антифризом при числе оборотов 1220 об/мин, и между водой и маслом АТФ – (7÷7,5) К при тех же самых числах оборотов. Соответственно, максимальная разница в коэффициентах подачи составляет 1,2% между водой и антифризом и, соответственно, 2 % между водой и маслом.

2. В общем случае температура всасываемого газа с увеличением числа оборотов повышается для всех типов охлаждающих жидкостей при изменении числа оборотов от 1000 об/мин до 1400 об/мин. Минимальные расхождения между температурами и всасываемого газа и, соответственно, значениями λ'_T , при использовании различных типов охлаждающих жидкостей, наблюдается при 1100 об/мин. При 1400 об/мин мы также видим сближения в температурах всасываемого газа при использовании различных типов охлаждающих жидкостей.

Величина второго коэффициента подогрева λ''_T , как было выяснено ранее [7], практически не зависит от числа оборотов коленчатого вала и его значение близко к 1, т.к. потеря давления во всасывающем клапане изменяется не значительно. Вследствие этого, будем считать, что $\lambda_T = \lambda'_T$.

Коэффициент плотности

Коэффициент плотности определялся как отношение количества нагнетаемого газа Q_H к количеству всасываемого газа $Q_{вс}$

$$\lambda_{пл} = \frac{Q_H}{Q_{вс}}$$

На рисунке 3.5.16 представлено значение коэффициента плотности функция от числа оборотов для разных типов охлаждающих жидкостей.

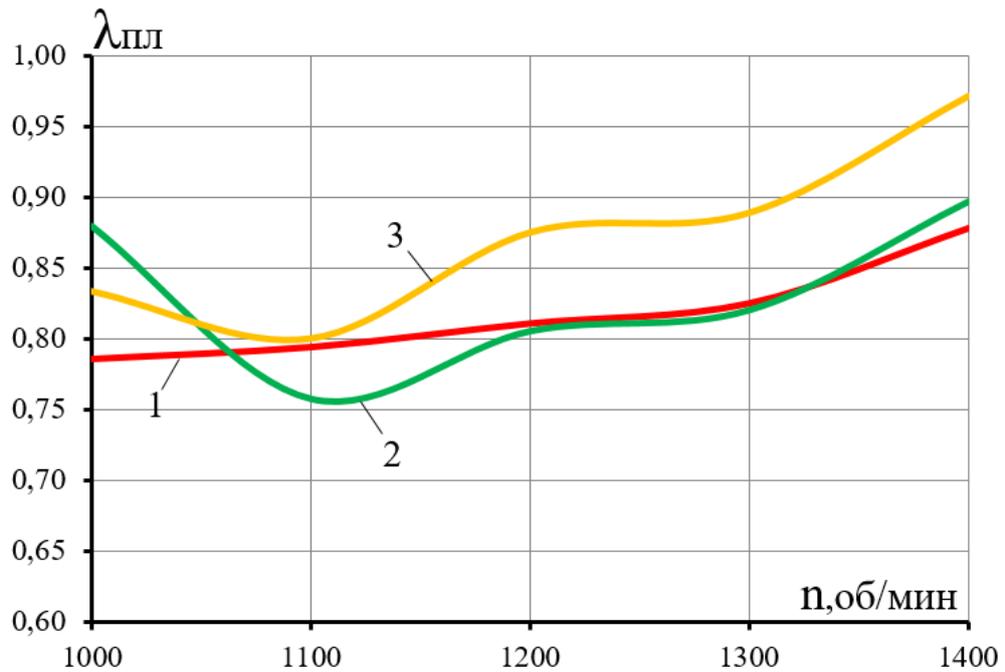


Рисунок 3.5.16 – Зависимость коэффициента плотности от числа оборотов коленчатого вала ($p_H=0,5$ МПа; 1–вода; 2–антифриз; 3–масло)

Представленные результаты позволяют сделать вывод, что коэффициент плотности незначительно зависит от числа оборотов и расхождение коэффициента плотности при использовании воды и антифриза весьма незначительно. При использовании масла значение коэффициента плотности увеличивается и при 1400 об/мин достигает 0,96, в то время как значение коэффициента плотности для воды и антифриза составляет 0,9. С увеличением числа оборотов коэффициент плотности постоянно возрастает для масла и антифриза, а для воды имеет локальный минимум в диапазоне 1120 об/мин. Увеличение коэффициента плотности для поршневых компрессоров в общем случае обусловлено уменьшением утечек и перетечек компримируемого газа через неплотности клапанов и цилиндро-поршневого уплотнения. Для ПГЭМОД коэффициент плотности учитывает также перетекание газа в рубашку охлаждения для организации движения охлаждающей жидкости в процессах сжатия и нагнетания, и его характер изменения от числа оборотов будет отличаться от характера изменения коэффициента плотности для поршневого компрессора.

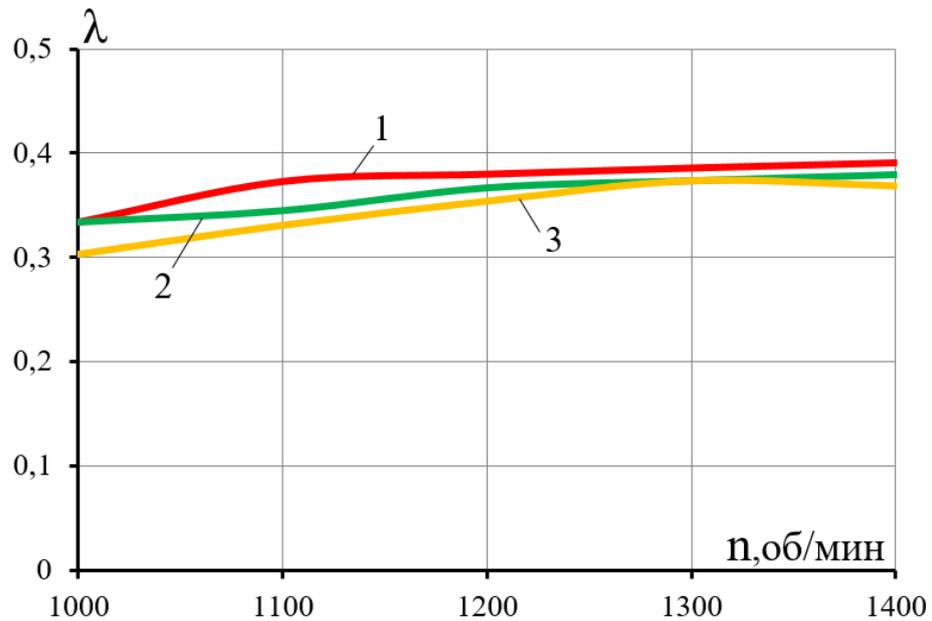


Рисунок 3.5.17 – Зависимость коэффициента подачи от числа оборотов коленчатого вала ($p_n=0,5$ МПа; 1–вода; 2–антифриз; 3–масло)

На рисунке 3.5.17 представлено значение коэффициента подачи ПГЭМОД с двумя всасывающими клапанами в зависимости от числа оборотов при использовании различных охлаждающих жидкостей. Общий коэффициент подачи невелик и его значение находится в пределах $(0,35 \div 0,4)$. Низкое значение коэффициента подачи обусловлено, кроме существующих потерь производительности, характерных для поршневого компрессора, также потерей газа на принудительную организацию движения охлаждающей жидкости. Коэффициент подачи для всех типов охлаждающих жидкостей увеличивается с увеличением числа оборотов. Максимальное расхождение между коэффициентами подачи воды и минерального масла наблюдается в диапазоне от 1000 об/мин до 1200 об/мин и составляет $(3 \div 4)$ %. В диапазоне изменения числа оборотов от 1200 об/мин до 1400 об/мин коэффициент подачи практически не меняется при использовании различных типов охлаждающих жидкостей.

3.5.3 Работа процессов цикла поршневого компрессора и индикаторный КПД

Давление нагнетания компримируемого газа

Индикаторный изотермический КПД имеет максимум при изменении давления нагнетания (при фиксированном давлении всасывания) или при изменении степени отношения давлений нагнетания и всасывания. Этот максимум обусловлен тем, что при малом давлении нагнетания значительны потери в процессах всасывания и нагнетания. При этом потери от недоохлаждения незначительны. Данная картина изменяется при увеличении давления нагнетания: объем газа, проходящего через нагнетательные клапаны, и, соответственно, скорость его движения уменьшаются, в то время как потери, связанные с неизоотермическими процессами, увеличиваются. Обычно максимальный показатель коэффициента полезного действия (КПД) достигается при отношении давлений нагнетания к всасыванию, равном примерно 3. Для малых компрессоров в связи с улучшением их охлаждения, т.к. поверхность теплообмена по отношению к объему сжимаемого газа увеличивается, это отношение может быть увеличено.

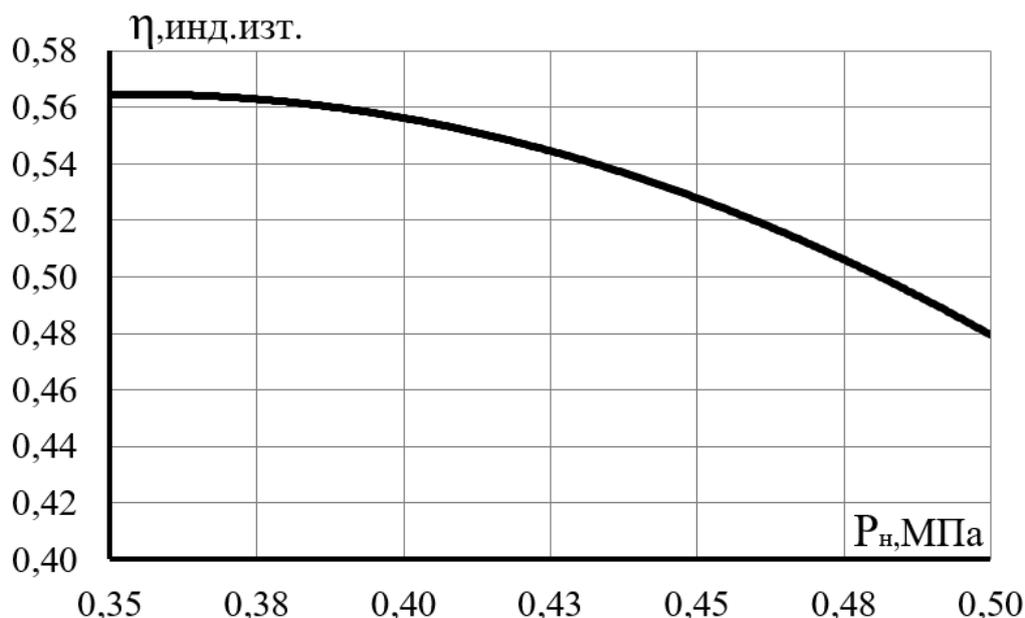


Рисунок 3.5.18 – Зависимость индикаторного изотермического КПД от степени повышения давления при числе оборотов коленчатого вала 1200 об/мин

На рисунке 3.5.18 представлено изменение индикаторного изотермического КПД исследуемой машины в зависимости от давления нагнетания. Из представленных результатов мы наблюдаем, что максимум КПД находится в диапазоне $p_H=0,35$ 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.

Угловая скорость вращения коленчатого вала

В общем случае, при увеличении частоты вращения коленчатого вала, происходят следующие процессы: увеличиваются потери давления в клапанах, вследствие увеличения средней скорости поршня, что приводит к увеличению потерь работы в них и, соответственно, уменьшению индикаторного изотермического КПД. Уменьшение угловой скорости вращения коленчатого вала увеличивает утечки и перетечки рабочего тела, что, соответственно, также приводит к снижению индикаторного изотермического КПД. Третье основное влияние на индикаторный изотермический КПД заключается в том, что с увеличением частоты вращения увеличивается коэффициент отдачи в рабочей полости цилиндра, однако уменьшается время взаимодействия между газом и рабочей камерой, что неоднозначно влияет на количество отводимой теплоты в процессе сжатия. В большинстве случаев количество отводимой теплоты уменьшается. Таким образом, существует оптимальное число оборотов коленчатого вала, обеспечивающее максимальное КПД. В дальнейшем этот вопрос будет рассмотрен при проведении параметрического анализа в разработанной математической модели.

3.5.4 Расход охлаждающей жидкости

Давление нагнетания компримируемого газа

На рисунке 3.5.19 представлено изменение расхода охлаждающей жидкости от давления нагнетания (при постоянном давлении всасывания равном 0,1 МПа), для опытного образца, представленного в работе [126,92]. С увеличением давления нагнетания происходит увеличение массы газа, которая поступает в полость 3 через неплотность 17 всасывающего клапана 5. Это приводит к тому, что процесс расширения газа по углу поворота коленчатого вала увеличивается (см. рисунок 3.5.19), а процесс всасывания, в котором осуществляется прокачка жидкости через рубашку охлаждения, уменьшается.

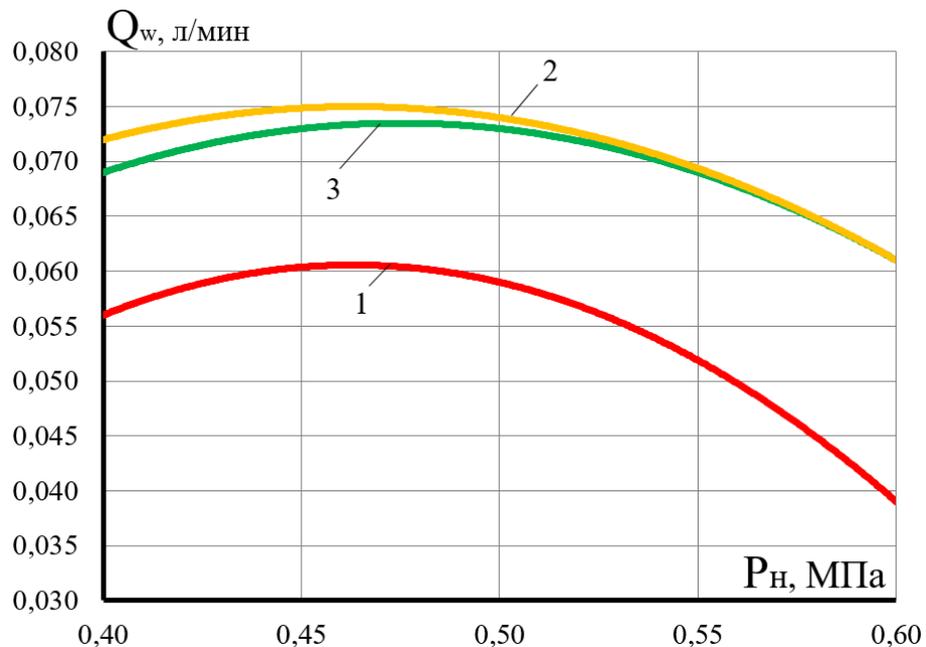


Рисунок 3.5.19 – Зависимость расхода охлаждающей жидкости от давления нагнетания при разных числах оборотов коленчатого вала: (1–1000 об/мин; 2–1300 об/мин; 3–1400 об/мин)

Необходимо отметить, что в большинстве проводимых экспериментов уменьшение расхода жидкости наблюдалось при увеличении давления нагнетания больше, чем 0,5 МПа, а в ряде проводимых опытов максимальный расход жидкости соответствовал давлению нагнетания, равном 0,5 МПа. Таким образом, можно признать, что давление нагнетания, при котором обеспечивается максимальный расход жидкости, составляет 0,5 МПа.

Угловая скорость вращения коленчатого вала

При увеличении числа оборотов коленчатого вала происходят разнонаправленные процессы, оказывающие влияние на расход охлаждающей жидкости.

С одной стороны, при увеличении $n_{об}$, увеличиваются потери давления в процессе сжатия, что увеличивает величину поверхностной силы, обеспечивающей подъем охлаждающей жидкости.

С другой стороны, при увеличении $n_{об}$ сокращается время течения газа в полость, связанную с рубашкой охлаждения, что способствует снижению давления над охлаждающей жидкостью. В результате уменьшается величина поверхностной силы, обеспечивающей опускание жидкости. Помимо этого, увеличение $n_{об}$ приводит к росту сил инерции жидкости, что также способствует снижению расхода охлаждающей жидкости.

Также, увеличение температуры стенок рабочей камеры вызывает уменьшение плотности входящего газа, снижение температурного коэффициента α , как следствие, снижение общего коэффициента подачи. В результате снижаются поверхностные силы, действующие при опускании жидкости.

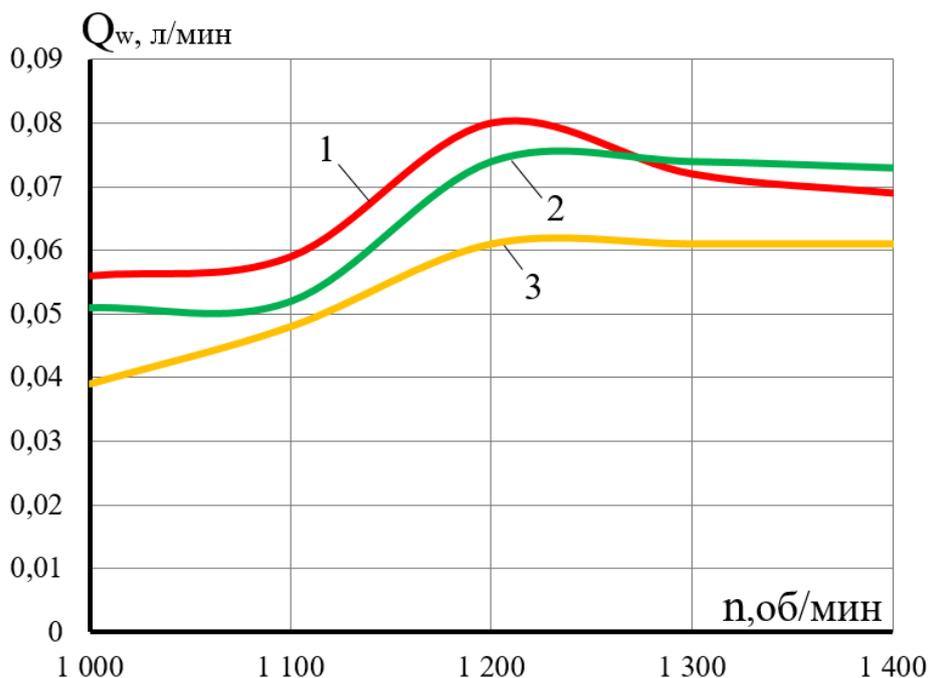


Рисунок 3.5.20 – Зависимость расхода охлаждающей жидкости от числа оборотов коленчатого вала
(1 – $p_n=0,4$ МПа; 2 – $p_n=0,5$ МПа; 3 – $p_n=0,6$ МПа)

Анализируя результаты, представленные на рисунке 3.5.20, можно сделать вывод, что максимальный расход охлаждающей жидкости достигается при $n \approx 1200$ об/мин. В диапазоне от 1000 до 1200 об/мин наблюдается тенденция к увеличению расхода охлаждающей жидкости. При дальнейшем повышении n расход либо уменьшается и стабилизируется (при $p_H = 0,4$ МПа), либо сразу стабилизируется (при $p_H = 0,5$ и $0,6$ МПа).

Различные типы охлаждающей жидкости

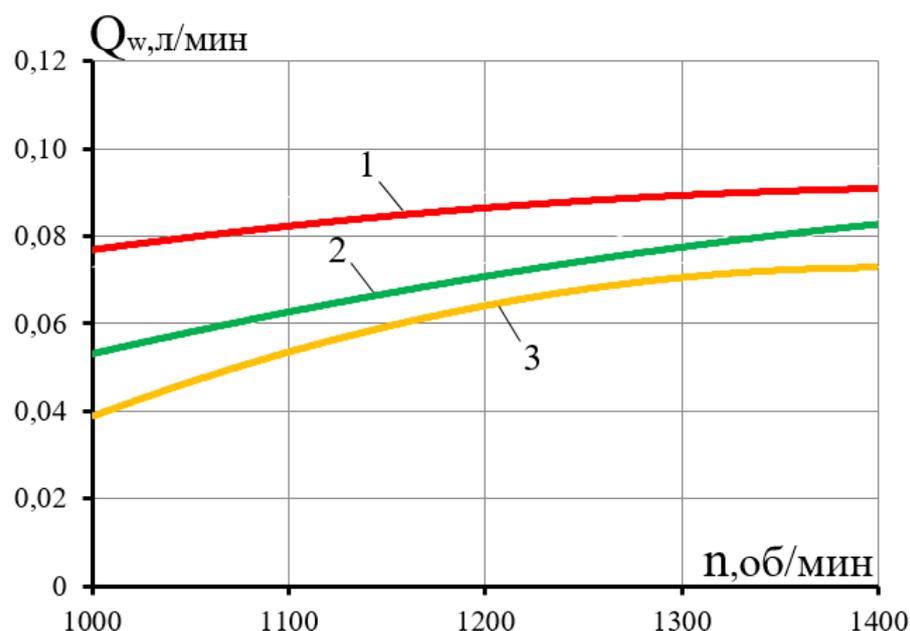


Рисунок 3.5.21 – Зависимость расхода охлаждающих жидкостей от числа оборотов коленчатого вала ($p_H=0,5$ МПа; 1–вода; 2–антифриз; 3–масло ATF)

На рисунке 3.5.21 представлены зависимости расхода охлаждающих жидкостей от числа оборотов коленчатого вала. В соответствии с нашим предположением наибольший расход наблюдается при использовании воды, затем антифриза и наименьший расход при использовании масла ATF. Для воды мы наблюдаем локальный максимум расхода в диапазоне от 1100 об/мин до 1200 об/мин, локальный максимум расхода также наблюдается и при использовании антифриза и масла ATF. При использовании антифриза этот локальный максимум существенно меньше, чем при использовании воды, а при использовании масла ATF его значение становится еще меньше. Кривая изменения расхода от числа оборотов коленчатого вала для масла имеет практически линейный характер (с

увеличением числа оборотов расход масла увеличивается линейно). В целом наблюдается тренд увеличения расхода охлаждающей жидкости для воды, антифриза и масла при увеличении числа оборотов коленчатого вала. Наибольшее расхождение в расходах наблюдается в диапазоне от 1100 до 1200 об/мин, достигая почти 50 % между водой и маслом. Разница в расходах между антифризом и маслом значительно меньшая и составляет около 10–15 %. Наименьшее расхождение зафиксировано при числе оборотов 1300 об/мин: между водой и маслом оно составляет примерно 10 %, а между маслом и антифризом — около 5 %. Таким образом, можно сделать вывод, что при работе ПГЭМОД с двумя всасывающими клапанами в диапазоне 1300 об/мин расход охлаждающих жидкостей будет примерно одинаковым.

3.6 Подтверждение адекватности математической модели рабочих процессов поршневой гибридной энергетической машины

В соответствии с существующими литературными источниками по подтверждению адекватности разработанной математической модели [7,82] необходимо проводить сравнение результатов экспериментальных и теоретических исследований как количественно, так и качественно. Качественное сравнение показывает то, что разработанная математическая модель (функция отклика) «правильно» реагирует на изменение независимых переменных. Под словом «правильно» мы понимаем совпадение трендов изменения функций отклика при изменении независимых переменных, полученных экспериментальным и теоретическим путем, т.е. внутренние связи между функциями отклика и независимыми переменными в математической модели описаны правильно. Количественное совпадение также имеет большое значение для того, чтобы мы могли использовать разработанную математическую модель как при проектировании, так и при эксплуатации исследуемого объекта. В качестве функций отклика, по которым будем проводить количественное и качественное сравнение, целесообразно выбрать: мгновенное индикаторное

давление в рабочей полости, расход охлаждающей жидкости, коэффициент подачи, индикаторный изотермический КПД. Данные функции отклика позволяют проводить оценку описания как рабочих процессов, протекающих в исследуемой машине, так и ее интегральных характеристик.

Оценка по мгновенному давлению в рабочей камере ПГЭМОД

На рисунках 3.6.1 и 3.6.2 представлены индикаторные диаграммы, полученные экспериментальным и теоретическим путем при разных значениях давления нагнетания.

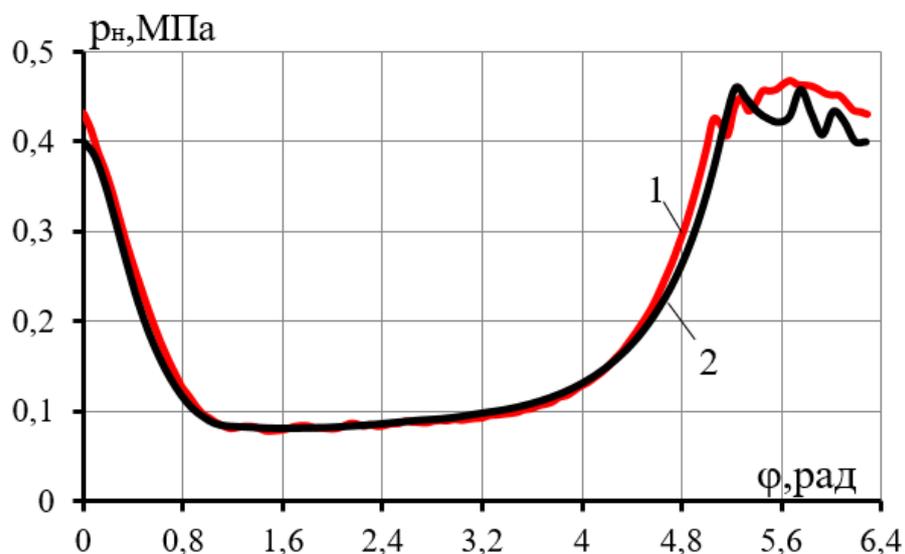


Рисунок 3.6.1 – Индикаторная диаграмма при $n=1300$ об/мин, давление нагнетания $0,4$ МПа (1– эксперимент; 2– модель)

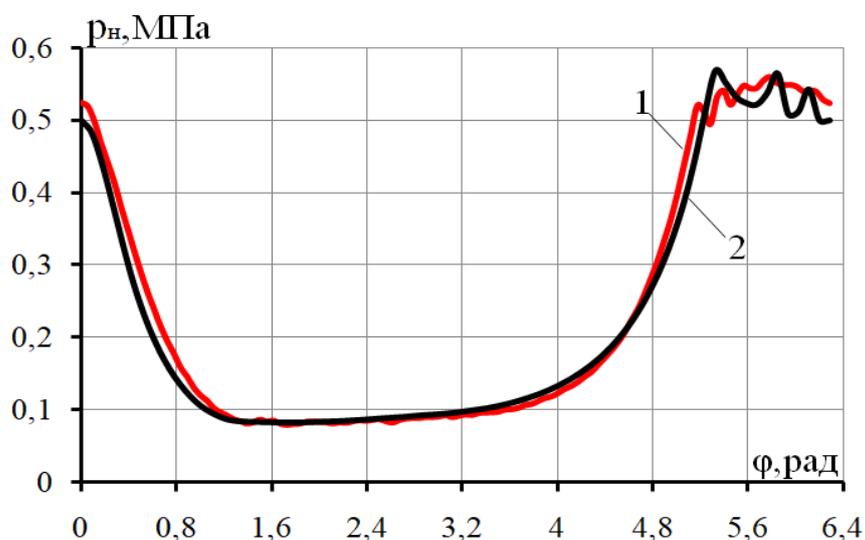


Рисунок 3.6.2 – Индикаторная диаграмма при $n=1300$ об/мин, давление нагнетания $0,5$ МПа (1– эксперимент; 2– модель)

Из представленных индикаторных диаграмм можно сделать следующие выводы:

1. Процессы обратного расширения, всасывания и сжатия разработанной математической модели описываются качественно правильно, и количественная погрешность в определении мгновенного давления не превышает 5 %.

2. Процесс нагнетания по колебанию давления в нем описывается недостаточно точно, однако потери давления и, соответственно, работы в процессе нагнетания математической моделью описывается весьма точно. Расхождение в определении средних потерь давления в процессе нагнетания составляет от 5% до 8%.

3. Обработка экспериментальных и теоретических индикаторных диаграмм позволила установить, что с уменьшением угловой скорости коленчатого вала процессы обратного расширения, всасывания и нагнетания описываются моделью очень хорошо, а процессе нагнетания появляется погрешность, которая достигает 15 %.

Оценка по интегральным характеристикам.

Оценку интегральных характеристик будем проводить при изменении давления нагнетания компримируемого газа, а также при изменении частоты вращения коленчатого вала.

Давление нагнетания компримируемого газа

В таблице 3.9 представлены основные интегральные характеристики ПГЭМОД полученные экспериментальным и теоретическим путем, при разных значениях давления нагнетания.

Таблица 3.9 – Сравнение интегральных характеристик ПГЭМОД с принудительным движением жидкости, полученные экспериментальным и теоретическим путем, при разных значениях давления нагнетания ($n_{об}=1300$ об/мин).

Давление нагнетания компримируемого газа, МПа	$p_n=0,4$ МПа $\bar{T}_{ст} = 350$ К	$p_n=0,5$ МПа $\bar{T}_{ст} = 344,65$ К
---	---	--

основные интегральные характеристики	λ	$\eta_{\text{инд.из}}$	Q_w л/мин	λ	$\eta_{\text{инд.из}}$	Q_w л/мин
эксперимент	0,44	0,32	0,008	0,36	0,29	0,068
мат. модель	0,43	0,335	0,084	0,345	0,275	0,071
погрешность, %	2,27	4,47	4,71	4,16	5,17	4,22

Анализируя представленные результаты, можно сделать следующие выводы:

1. С увеличением давления нагнетания происходит падение коэффициента подачи, индикаторного изотермического КПД и расхода охлаждающей жидкости в системе охлаждения, полученных как экспериментальным, так и теоретическим путем. Таким образом, разработанная математическая модель «правильно» качественно реагирует на изменение входных параметров.

2. Расхождение в определении основных интегральных характеристик находится в пределах (2÷5) %, что является удовлетворительным расхождением между результатами, полученными экспериментальным и теоретическим путем.

3. Наименьшее расхождение между результатами теоретических и экспериментальных исследований наблюдается при давлении нагнетания 0,4 МПа. Расхождение в определении коэффициента подачи не превышает 3 %, а расхождение в определении индикаторного изотермического КПД не превышает 4 % в относительных величинах. В абсолютных величинах эти величины совсем малы и составляют 0,01 и 0,015.

4. Низкие абсолютные значения индикаторного изотермического КПД и коэффициента подачи обусловлены неплотностью нагнетательного клапана, а разница в определении расхода охлаждающей жидкости обусловлена заменой сложной системы трубопроводов одним простым трубопроводом с эквивалентным сопротивлением.

Частота вращения коленчатого вала

Таблица 3.10 – Сравнение интегральных характеристик ПГЭМОД с принудительным движением жидкости, полученные экспериментальным и

теоретическим путем, при разных значениях частоты вращения коленчатого вала ($p_H=0,4$ МПа).

Таблица 3.10 – Сравнение интегральных характеристик ПГЭМОД с принудительным движением жидкости, полученные экспериментальным и теоретическим путем, при разных значениях частоты вращения коленчатого вала ($p_H=0,4$ МПа).

Частота вращения коленчатого вала	$n_{об}=1100$ об/мин $\bar{T}_{ст} = 341,55$ К			$n_{об}=1300$ об/мин $\bar{T}_{ст} = 350$ К		
	λ	$\eta_{инд.из}$	Q_w л/мин	λ	$\eta_{инд.из}$	Q_w л/мин
основные интегральные характеристики						
эксперимент	0,46	0,296	0,066	0,44	0,32	0,076
теория	0,42	0,306	0,07	0,43	0,334	0,08
погрешность, %	4,76	3,3	5,7	2,27	4,47	5,0

Представленные в таблице 3.10 результаты экспериментальных и теоретических исследований по определению основных интегральных характеристик исследуемой ПГЭМОД позволяют сделать следующие выводы:

1. С изменением частоты вращения коленчатого вала коэффициент подачи, определенный экспериментальным и теоретическим путем, изменяется незначительно. При экспериментальном исследовании его величина остается постоянной, а при теоретическом исследовании его величина увеличивается с 0,42 до 0,43. Количественное расхождение в определении коэффициента подачи между результатами, полученными экспериментальным и теоретическим путем составляет не более 5 %, при этом с увеличением числа оборотов коленчатого вала это расхождение уменьшается.

2. Индикаторный изотермический КПД, полученный экспериментальным и теоретическим путем, с увеличением числа оборотов увеличивается. Расхождение в определении индикаторного изотермического КПД не превышает 5 %.

3. Расход охлаждающей жидкости с увеличением числа оборотов увеличивается, о чем свидетельствуют результаты экспериментальных и теоретических исследований. Увеличение расхода охлаждающей жидкости, определённого экспериментальным методом, составляет 0,010 л/мин при росте

числа оборотов с 1100 до 1300 об/мин. Аналогичное увеличение, рассчитанное с помощью математической модели (теоретическим способом), также составляет 0,010 л/мин при том же диапазоне изменения числа оборотов. Расхождение между экспериментальным и теоретическим значениями расхода охлаждающей жидкости уменьшается с ростом числа оборотов и при 1300 об/мин составляет менее 5 %.

Таким образом, проведенный анализ 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 – от 5 % до 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.

3.7 Сравнительный анализ экспериментальных исследований двух разработанных конструкций ПГЭМОД (с нулевой длиной газового канала и с конечной длиной газового канала)

Одним из наиболее важных этапов экспериментальных исследований является прямой сравнительный анализ результатов экспериментальных исследований конструкций двух ПГЭМОД и доказательство того, что конструкция с конечной длиной газового канала эффективней, чем конструкция с нулевой длиной газового канала. В качестве основных определяющих параметров для проведения сравнения примем среднюю температуру деталей цилиндропоршневой группы ПГЭМОД, расход охлаждающей жидкости и коэффициент подачи. Эти параметры однозначно оценивают эффективность охлаждения и работу разработанной машины. Сравнение будем проводить при изменении основных эксплуатационных параметров: давление нагнетания компримируемого газа (p_n) и числа оборотов коленчатого вала ($n_{об}$).

Представленные на рис. 3.7.1 и 3.7.2 расходы охлаждающей жидкости для двух конструкций с разными длинами каналов позволяют сделать следующие выводы:

1. Расход охлаждающей жидкости при использовании конструкции с конечной длиной газового канала более, чем в два раза позволяет увеличить расход охлаждающей жидкости.

2. Эта тенденция наблюдается при разных значениях давления нагнетания и при разных значениях чисел оборотов.

3. Характер зависимостей расхода охлаждающей жидкости от независимых параметров для разных конструкций ПГЭМОД практически аналогичен: с увеличением давления нагнетания расход охлаждающей жидкости падает, а с увеличением числа оборотов – увеличивается.

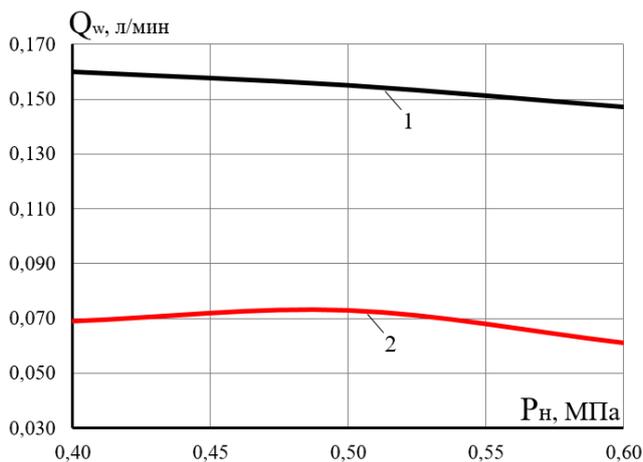


Рисунок 3.7.1 – Зависимость расхода охлаждающей жидкости от давления нагнетания газа: 1– конструкция с каналом нулевой длины; 2– конструкция с каналом конечной длины

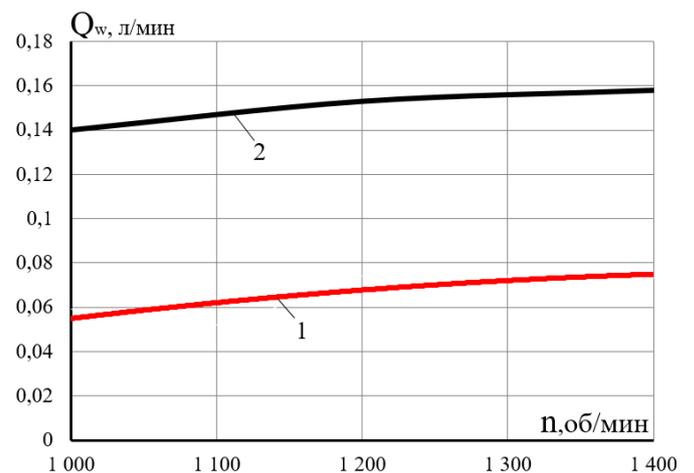


Рисунок 3.7.2 – Зависимость расхода охлаждающей жидкости от числа оборотов коленчатого вала: 1– конструкция с каналом нулевой длины; 2– конструкция с каналом конечной длины

Увеличение расхода охлаждающей жидкости позволяет уменьшить температуру деталей цилиндрико-поршневой группы, среднее значение которой в зависимости от давления нагнетания и числа оборотов представлена на рисунках 3.7.3 и 3.7.4.

Использование газового канала конечной длины позволяет уменьшить среднюю температуру деталей цилиндро-поршневой группы на 5 К при давлении нагнетания 0,4 МПа и на 3 К при давлении нагнетания 0,6 МПа. Необходимо отметить, что с увеличением давления нагнетания расхождение в определении средних температур деталей цилиндро-поршневой группы для конструкции с разной длиной газового канала уменьшается.

С увеличением числа оборотов коленчатого вала средняя температура деталей цилиндро-поршневой группы увеличивается, также, как и с увеличением давления нагнетания, при этом расхождение остается практически постоянным во всем диапазоне изменения числа оборотов коленчатого вала.

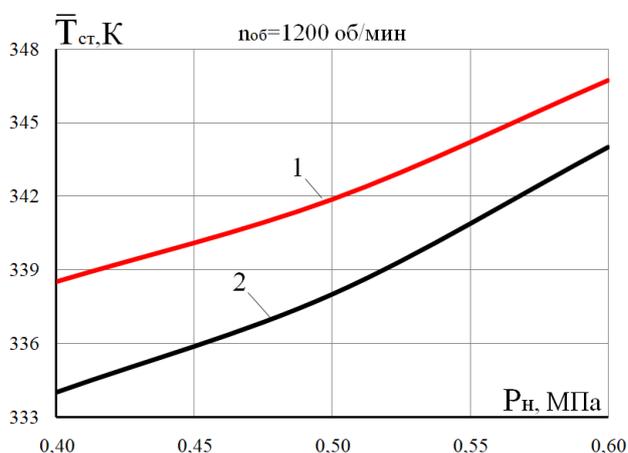


Рисунок 3.7.3 – Зависимость средней температуры поверхности рабочей полости цилиндра от давления нагнетания газа: 1 – конструкция с каналом нулевой длины; 2 – конструкция с каналом конечной длины

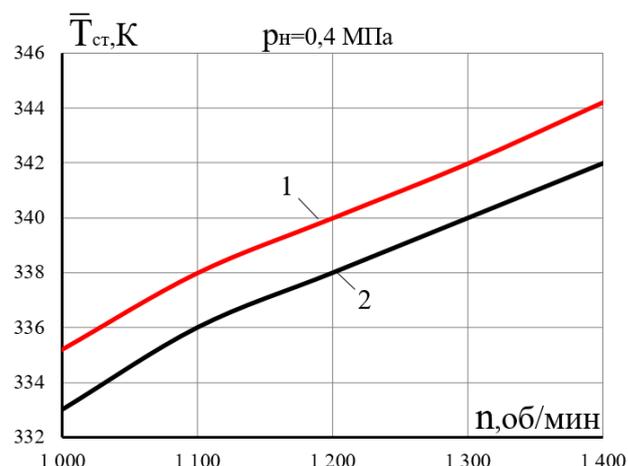


Рисунок 3.7.4 – Зависимость средней температуры поверхности рабочей полости цилиндра от числа оборотов коленчатого вала: 1 – конструкция с каналом нулевой длины; 2 – конструкция с каналом конечной длины

Улучшение охлаждения деталей цилиндро-поршневой группы при использовании газового канала конечной длины позволяет также увеличить коэффициент подачи. На рисунках 3.7.5 и 3.7.6 представлены экспериментальные зависимости коэффициенты подачи от давления нагнетания и числа оборотов коленчатого вала для двух конструкций ПГЭМОД. С увеличением давления нагнетания мы наблюдаем падение коэффициента подачи, причем для конструкции с газовым каналом конечной длины это падение существенно

меньше, чем для конструкции с нулевой длиной газового канала. Вследствие этого, расхождение коэффициента подачи при давлении 0,4 МПа составляет около 2 %, а при давлении 0,6 МПа это расхождение уже достигает 12 %. Коэффициент подачи при изменении числа оборотов коленчатого вала имеет экстремум, причем значение этого экстремума практически одинаковы для двух исследуемых конструкций и этот экстремум наблюдается при числе оборотов, равном 1200 об/мин. Как с уменьшением числа оборотов от экстремума, так и с увеличения их, значение коэффициента подачи для ПГЭМОД с конечной длиной газового канала выше, чем для ПГЭМОД с нулевой длиной газового канала. Особенно эта разница велика при 1400 об/мин и ее значение составляет около 7 %.

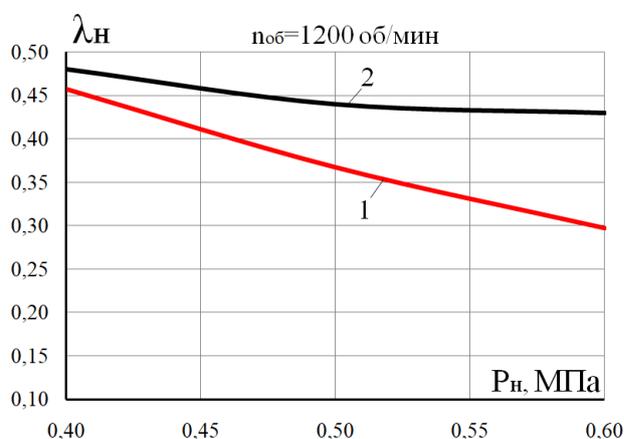


Рисунок 3.7.5 – Зависимость коэффициента подачи от давления нагнетания газа: 1– конструкция с каналом нулевой длины; 2– конструкция с каналом конечной длины

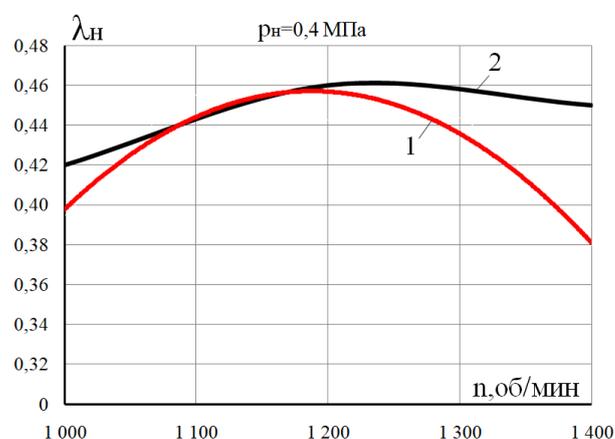


Рисунок 3.7.6 – Зависимость коэффициента подачи от числа оборотов коленчатого вала: 1– конструкция с каналом нулевой длины; 2– конструкция с каналом конечной длины

Таким образом, на основании проведенного анализа, можно сделать следующие выводы, что использование газового канала конечной длины позволяет

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

Глава 4 Численный эксперимент по влиянию основных конструктивных и эксплуатационных параметров на рабочие процессы и интегральные характеристики ПГЭМОД с газовым каналом

4.1 Определение независимых переменных и функции отклика

Определение независимых переменных

На работу поршневого компрессора оказывают влияние много различных факторов, которые можно условно разделить на две большие группы. К первой группе можно условно отнести эксплуатационные параметры, такие, как: давление всасывания компримируемого газа, давление нагнетания компримируемого газа, температура всасывания компримируемого газа, расход охлаждающей жидкости, температура охлаждающей жидкости и т.д. Ко второй группе можно отнести основные геометрические соотношения и параметры компрессора: полный ход поршня, диаметр поршня, отношение полного хода поршня к диаметру, максимальные высоты подъема клапанов, диаметры прохода в щелях самодействующих клапанов, жесткости пружин самодействующих клапанов, радиальные зазоры в поршневых уплотнениях, величина относительного мертвого пространства и т.д.

Анализируя влияние эксплуатационных параметров на рабочие процессы и интегральные характеристики (КПД и коэффициент) подачи поршневого компрессора из существующих литературных источников [7,41,82], можно сделать вывод, что наибольшее влияние оказывают давление нагнетания при фиксированном давлении всасывания (отношение давления нагнетания к давлению всасывания и число оборотов коленчатого вала. С увеличением давления нагнетания происходит увеличение подводимой работы в процессе сжатия, увеличивается отклонение процесса сжатия от изотермического, увеличиваются утечки компримируемого газа через неплотности рабочей камеры, увеличивается процесс обратного расширения, что приводит к потере производительности компрессора, увеличивается количество отводимой теплоты, что приводит к увеличению температуры деталей цилиндра-поршневой группы и

т.д. Таким образом, первой и основной независимой переменной из эксплуатационных параметров можно однозначно принять давление нагнетания компримируемого газа при фиксированном давлении всасывания, т.к. оно безусловно оказывает влияние на эффективность и экономичность работы компрессора.

Увеличение частоты вращения коленчатого вала также оказывает значительное влияние на рабочие процессы и его интегральные характеристики. С увеличением частоты вращения коленчатого вала увеличивается средняя скорость поршня, что приводит к уменьшению утечек компримируемого газа через неплотности поршневого уплотнения, увеличение потерь давления в процессах всасывания и нагнетания, увеличение температуры компримируемого газа, улучшению относительных массогабаритных показателей компрессора и т.д. Таким образом, мы выбираем две независимых переменных из числа эксплуатационных параметров, а именно: давление нагнетания при фиксированном давлении всасывания (p_n) и число оборотов коленчатого вала ($n_{об}$).

К числу основных геометрических параметров в исследуемой конструкции после анализа предварительных результатов теоретических и экспериментальных исследований мы относим диаметр отводящего канала из рабочей полости в полость всасывания (d_{ki}) (см. рисунок 4.2.1), его длину (место расположения в рабочей камере), а также суммарный объем газа в полости всасывания, который определяется как сумма постоянного объема полости 3 и сумма переменного объема газа в рубашке охлаждения (см. рисунок 4.2.1).

Давление нагнетания

Величина давления нагнетания в общем случае при эксплуатации компрессора может меняться в одноступенчатом поршневом компрессоре, как правило, от 0,2 МПа до 0,8 МПа. Вследствие этого представляется целесообразным рассмотреть диапазон изменения давления: 0,3 МПа–0,7 МПа.

Число оборотов коленчатого вала

В общем случае число оборотов коленчатого вала в поршневых компрессорах варьируется от 500 об/мин до 3000 об/мин. Наиболее распространенное число оборотов коленчатого вала находится в пределах от 700 об/мин до 1200 об/мин, что и определило данный диапазон изменения угловой скорости вращения коленчатого вала.

Диаметр газового канала

Анализ рабочих процессов по разработанной математической модели позволил установить диапазон изменений диаметра газового канала. Его минимальное значение будем принимать 0,8 мм, а максимальное – 2,5 мм.

Длина газового канала

Длина газового канала изменялась в пределах хода поршня и его положение рассматривалось от нижней мертвой точки до верхней мертвой точки. Значение рациональной длины, при которой проводился эксперимент, от $(0,1 \div 1)$ от полного хода поршня.

Объем газовой полости

В качестве независимой переменной выберем суммарный объем газа в полости всасывания, который определяется как сумма постоянного объема полости 3 и сумма переменного объема газа в рубашке охлаждения.

$$V_{\Sigma} = V_3 + V_{pg} \quad (4.1.1)$$

где V_{Σ} – суммарный объем газа; V_3 – объем газа в полости всасывания; V_{pg} – объем газа в рубашке охлаждения.

Объем газовой полости 3 представляет собой цилиндр диаметром $d_{в1}$ и длиной $l_{в1}$.

Тогда, величина объема V_3 определится, как

$$V_3 = \frac{\pi d_{в1}^2}{4} l_{в1}$$

При проведении численного эксперимента изменение объема V_3 и V_{Σ} будем проводить за счет изменения $d_{в1}$ от 0,01 м до 0,06 м.

Величина V_{pg} определится, как

$$V_{pg} = \pi(R_2^2 - R_1^2)l_{pg}$$

где l_{pg} – начальная длина части цилиндра, заполненной газом.

Значение l_{pg} можно определить, как

$$l_{pg} = l_p - l_w$$

Начальное значение высоты жидкости в рубашке (l_w) оставалось неизменным при проведении численного эксперимента и равным $l_w = 0,9l_p$.

Функции отклика

В качестве функций отклика рассмотрим следующие мгновенные и интегральные характеристики. Мгновенные характеристики: мгновенное давление газа в рабочей полости (p_{c1}), мгновенное значение давления в полости 3 (p_{b1}), мгновенное значение жидкости, поднимающейся по рубашке вверх (dM_{w1}), мгновенное значение жидкости, опускающейся по рубашке вниз (dM_{w2}), мгновенное значение уровня жидкости в полости 8 (z_2), мгновенное значение массы газа, поступающей по каналу 9 (dM_3) из рабочей полости в полость всасывания; мгновенное значение массы газа, поступающей по каналу 9 из полости всасывания в рабочую полость (dM_4).

В качестве интегральных характеристик примем следующие основные характеристики, отражающие экономичность и эффективность работы машины.

1. Коэффициент подачи компрессора

$$\lambda = \frac{\oint (dM_7 - dM_8)}{Vh \cdot \rho_{bc}}$$

2. Индикаторный изотермический КПД

$$\eta_{ин.из} = \frac{M_H R T_{bc} \ln \frac{p_H}{p_{bc}}}{\oint p_{c1} dV}$$

где $M_H = \oint (dM_7 - dM_8)$

3. Относительные потери работы в процессе всасывания

$$\frac{\Delta A_{bc}}{A_{инд}} = \frac{\int_{V_{bc}}^{V_h + V_M} (p_{bc} - p_{c1}) dV_{c1}}{\oint p_{c1} dV_{c1}}$$

4. Относительные потери давления в процессе всасывания

$$\frac{\Delta p_{\text{вс}}}{p_{\text{вс}}} = \frac{\Delta A_{\text{вс}}}{p_{\text{вс}} \Delta V_{\text{вс}}}$$

где $\Delta V_{\text{вс}}$ – изменение объема рабочей полости в процессе всасывания.

5. Относительный расход газа, поступающий через канал 9 в полость 3 – $\Delta M_{\text{вс}}/M_{\text{н}}$, где $\Delta M_{\text{вс}} = \oint (dM_3 - dM_4)$.

6. Энергия газа, выносимая из рабочей полости, через канал 9 из полости в полость 3 $\Delta E_{\text{вс}} = \oint i_{oi} dM_3$, где i_{oi} – удельная энтальпия, отделяемого газа через канал 9.

7. Относительная потеря энергии, на сжатие газа в рабочей полости, поступающего из нее в полость 3 – $\Delta E_{\text{вс}}/A_{\text{инд}}$.

8. Относительный расход жидкости в рубашке охлаждения

$$\Delta M_w/M_{\text{н}}, \text{ где } \Delta M_w = \oint dM_{1w}.$$

4.2 Описание исследуемого объекта и разработка плана численного эксперимента

Описание объекта исследования

В качестве объекта исследования возьмем модернизированную поршневую гибридную энергетическую машину с двумя всасывающими клапанами, которая имеет следующие основные геометрические параметры представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1_Основные геометрические параметры исследуемой ПГЭМОД

№ п/п	Наименование параметра	Величина параметра
1.	Диаметр поршня	0,047 м
2.	полный ход поршня	0,038 м
3.	длина поршня	0,06 м
4.	зазор между поршнем и цилиндром	0,000010 м
5.	суммарная длина подводящего жидкостного канала	$l_{w1} = 0,038$ м
6.	диаметры подводящих и отводящих жидкостных каналов	$d_{w1} = d_{w2} = 0,008$ м
7.	суммарная длина отводящего жидкостного канала	$l_{w2} = 0,038$ м

8.	диаметр полости 3	$d_{в1} = 0,05$ м
9.	длина полости 3	$l_{в1} = 0,04$ м
10.	диаметр полости 8	$d_{в2} = 0,03$ м
11.	высота полости 8	$l_{в2} = 0,08$ м
12.	ширина прохода в седле клапанов 4, 5 и 6	$B_{вс1} = 0,0128$ м; $B_{вс2} = 0,0128$ м; $B_{н} = 0,0128$ м
13.	величина предварительного натяга клапанов 4, 5 и 6	0,0001 м
14.	жесткости пружин клапанов 4, 5 и 6	$c_{в1} = 687$ н/м; $c_{в2} = 687$ н/м; $c_{н} = 4233$ н/м
15.	максимальные высоты подъема запорных органов клапанов 4, 5 и 6	$h_{мв1} = 0,0008$ м; $h_{мв2} = 0,0008$ м; $h_{мн} = 0,0008$ м
16.	условный зазор в клапанах 4, 5 и 6	$\delta_{в1} = \delta_{в2} = 0,00000035$ м; $\delta_{н} = 0,00000035$ м
17.	массы запорных органов клапанов 4, 5 и 6	$m_{в1} = 0,0007$ кг; $m_{в2} = 0,0011$ кг; $m_{н} = 0,0011$ кг
18.	давление всасывания	0,1 МПа
19.	охлаждающая жидкость	вода
20.	сжимаемый газ	воздух
21.	значение радиуса R_2	0,038 м
22.	значение радиуса R_1	0,03 м

Принципиальная схема одноцилиндровой поршневой гибридной энергетической машины с безнасосной системой охлаждения повышенной эффективности представлена на рисунке 4.2.1.

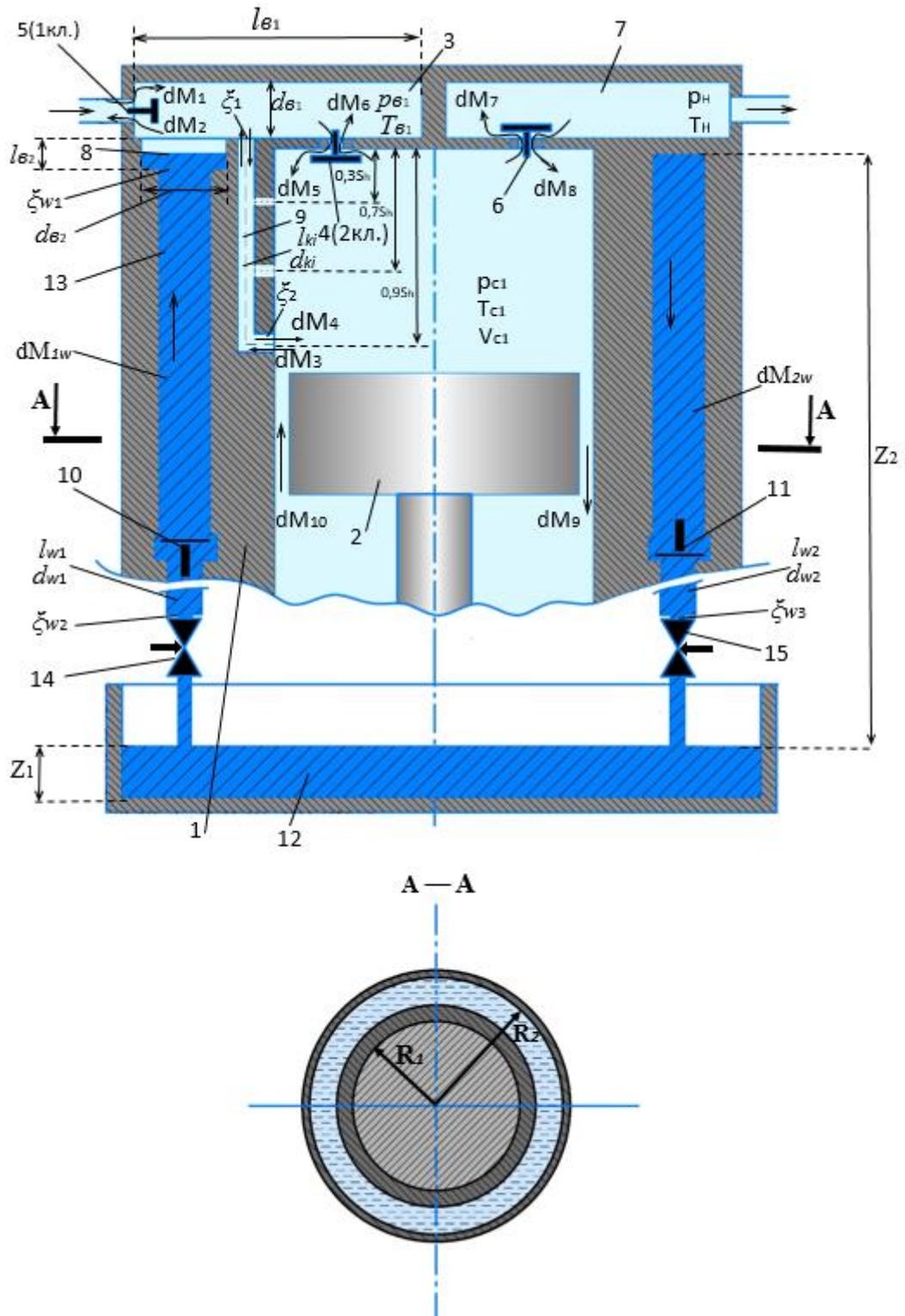


Рисунок 4.2.1 – Принципиальная схема одноцилиндровой поршневой гибридной энергетической машины с безнасосной системой охлаждения повышенной эффективности (1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – полость всасывания; 4 – второй всасывающий клапан; 5 – первый всасывающий клапан; 6 – нагнетательный клапан; 7 – полость нагнетания; 8 – полость, частично заполненная жидкостью; 9 – газовый канал; 10, 11 – обратные жидкостные клапаны; 12 – источник жидкости; 13 – рубашка охлаждения).

Разработка плана экспериментальных исследований

Планирование эксперимента, как известно, направлено на эффективную постановку физических либо численных опытов. Основная цель планирования - достижения максимальной точности результатов при минимальном количестве проведенных опытов и сохранение статистической достоверности результатов.

Можно выделить основные этапы планирования эксперимента [127,128]

1. Установление цели эксперимента.
2. Уточнение условий проведения эксперимента.
3. Выявление и выбор входных и выходных параметров.
4. Установление потребности точности результатов измерений.
5. Составление плана и проведения эксперимента.
6. Статистическая обработка результатов эксперимента.
7. Объяснение полученных результатов.

Фишер Р. разработал метод факторного планирования. Йетс предложил для этого метода простую вычислительную систему. В 1945 г. Д. Финни ввел дробные реплики от факторного эксперимента, что позволило сократить число опытов и открыло дорогу техническим приложениям планирования.

Учитывая вышеизложенное для проведения анализа влияния основных независимых переменных на функцию отклика, будем использовать классический план экспериментальных исследований с дробными репликами. Описание центральной точки было дано выше.

4.3 Анализ влияния расположения канала для подачи сжатого газа из рабочей полости, его длины и диаметра

Анализ влияния длины и расположения соединительного канала

В общем случае длина соединительного канала и место его начала в рабочей полости могут не совпадать. Принимая во внимание, что длина канала оказывает существенно меньшее значение, чем его диаметр, то представляется

целесообразным длину канала принимать равной расстоянию от наружной стенки клапанной плиты до точки начала этого канала.

Тогда, длина канал определится, как

$$l_k = KS_h + S_m + \delta_{кл} \quad (4.3.1)$$

где $\delta_{кл}$ – толщина клапанной плиты; S_m – линейный мертвый объем; K – коэффициент, находящийся в пределах от 0 до 1.

Принимая во внимание, что значения величин $\delta_{кл}$ и S_m существенно меньше, чем S_h , то ими можно пренебречь. Тогда уравнение (4.3.1) преобразуется к виду:

$$l_k = KS_h$$

При значении величины $K = 0$ газ из рабочей полости в полость 3 не поступает и движение жидкости вниз по рубашечному пространству осуществляется только за счет объемных сил, как в работе [74]. При $K = 1$ подача газа в полость 3 осуществляется постоянно при движении поршня от нижней мертвой точки к верхней, и мы получаем конструкцию [92] с повышенным расходом сжатого газа. Таким образом, перемещая начало входа канала 9 в рабочую полость, мы меняем не только длину канала, а в первую очередь количество газа, уходящего из рабочей полости.

Движение жидкости вверх осуществляется в том случае, если

$$p_{в1} < p_{в} \quad (4.3.2)$$

где $p_{в} = p_{вс} - g\rho_w z_2(\varphi)$; ρ_w, g – плотность жидкости и ускорение свободного падения.

В том случае, если

$$p_{в1} > p_{в} \quad (4.3.3)$$

жидкость движется вниз (длина рубашечного пространства $l_{в2}=9,2 \cdot 10^{-2}$ м; при проведении расчетов предполагалось, что начальное значение уровня жидкости равно половине высоты полости 8; давление нагнетания = 0,5 МПа; число оборотов коленчатого вала – 1200 об/мин).

Необходимо отметить, что т.к. длина поршня больше хода поршня, компримируемый воздух не поступает в канал и не выходит из него ($dM_3 = 0, dM_4 = 0$) после того, как днище поршня достигнет отверстия канала в стенке

цилиндра. При проведении расчетов предполагалось, что днище поршня перекрывает отверстие мгновенно и полностью.

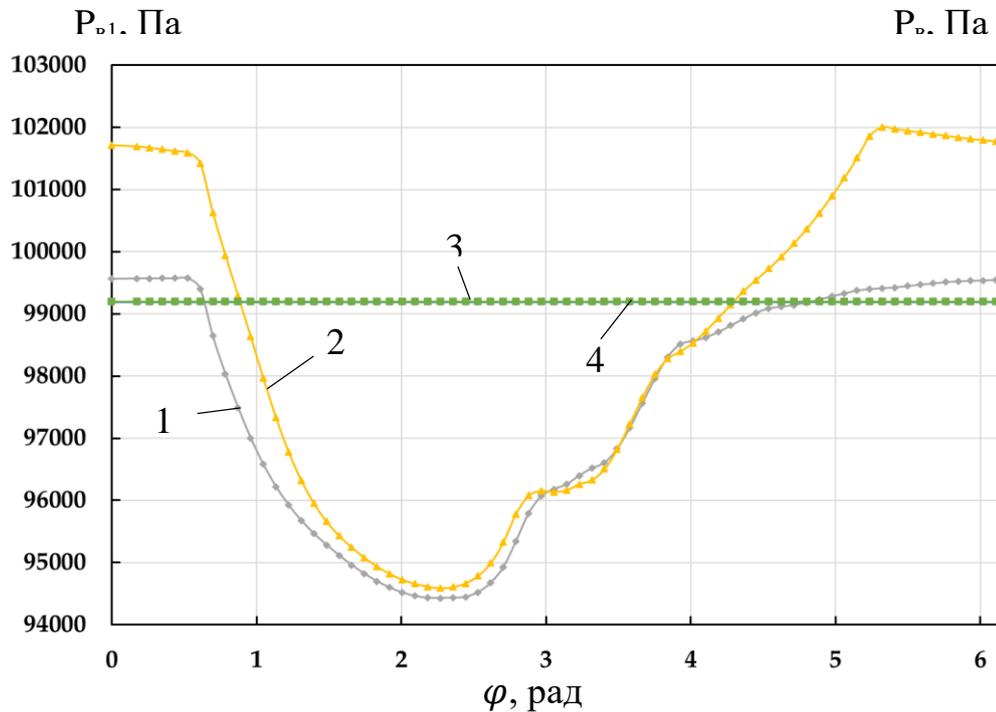


Рисунок 4.3.1 – Зависимость мгновенных значений давлений $P_{в}$ и $P_{в1}$ по углу поворота коленчатого вала при разных расположениях (длины) газового канала, соединяющего рабочую полость с полостью всасывания (1 - $P_{в1}(l_{к}=0,9S_{h})$; 2 - $P_{в1}(l_{к}=0,3S_{h})$; 3 - $P_{в}(l_{к}=0,9S_{h})$; 4 - $P_{в}(l_{к}=0,3S_{h})$, $d_0=1,5$ мм)

На рисунке 4.3.1 представлено изменение давлений $p_{в}$ и $p_{в1}$ по углу поворота коленчатого вала при разных значениях длины канала. Представленные результаты позволяют сделать следующие выводы:

1. Давление $p_{в1}$ в диапазоне $3 \leq \varphi \leq 4$ не изменяется с изменением $l_{к}$. При $4 \leq \varphi \leq 2\pi$ мы наблюдаем увеличение давления $p_{в1}$ при уменьшении значения $l_{к}$. В это время при $l_{к} = 0,9S_{h}$ канал 9 отсекается от рабочей полости и давление в полости 3 перестает увеличиваться и остается практически постоянным. Значение давления $p_{в1}$ при $l_{к} = 0,3S_{h}$ продолжает увеличиваться и это увеличение продолжается до $\varphi \approx 5,2$, что соответствует моменту перекрытия отверстия канала при $l_{к} = 0,3S_{h}$. Далее мы наблюдаем незначительное падение давления. Необходимо отметить, что разница в давлениях $p_{в1}$ на данном участке угла поворота составляет более 2 КПа, что достаточно много.

2. На угле поворота $0 < \varphi < 0,6$ происходит незначительное уменьшение давления $p_{в1}$ при разных значениях l_k .

3. На угле поворота $0,6 < \varphi \leq 2,5$ происходит интенсивное падение давления $p_{в1}$, что обусловлено открытием всасывающего клапана 4 и началом процесса всасывания (рисунок 4.3.2). При дальнейшем угле поворота от $\varphi = 2,5$ рад до $\varphi = \pi$ рад значение $p_{в1}$ при разных значениях l_k отличаются незначительно.

4. Из представленных результатов также можно определить зоны подъема и опускания жидкости. С уменьшением величины l_k величина $p_{в1}$ увеличивается. Значение величины p_v по углу поворота меняется незначительно. Это обусловлено тем, что высота столба жидкости изменяется незначительно, т.к. объем рубашечного пространства достаточно велик, а объем жидкости, циркулирующей в рубашечном пространстве, незначительный, по сравнению с ним. Кроме того, давление $p_{вс}$ также неизменно.

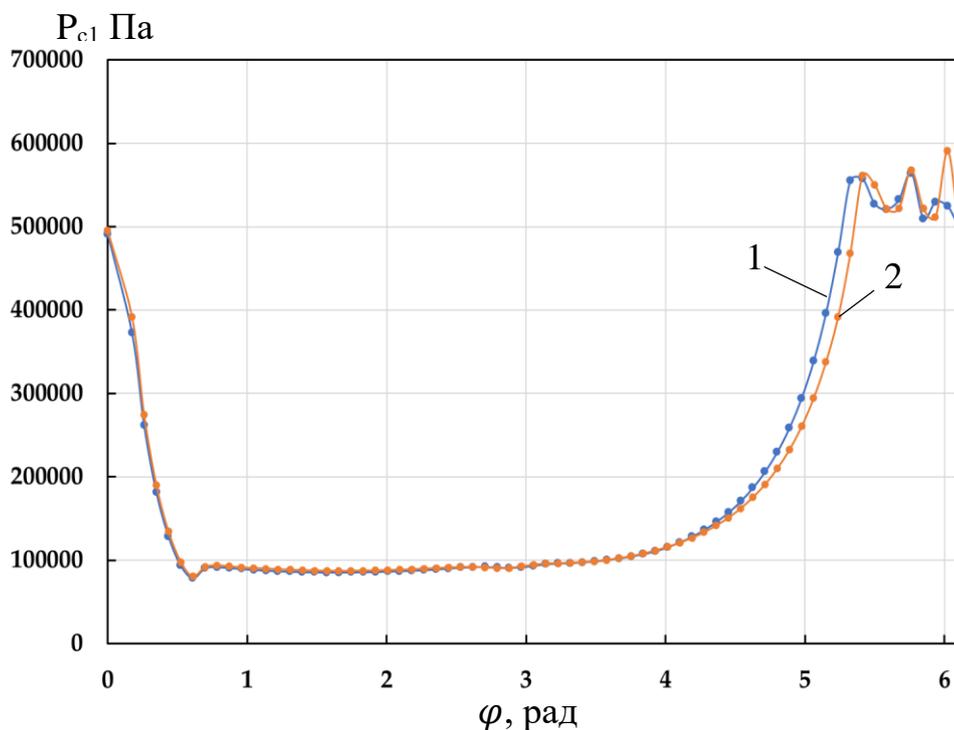


Рисунок 4.3.2 – Индикаторная диаграмма изменения давления в рабочей полости компрессора при разных расположениях (длины) газового канала, соединяющего рабочую полость с полостью всасывания
(1 – P_{c1} ($l_k=0,9S_h$); 2 – P_{c1} ($l_k=0,3S_h$), $d_0=1,5$ мм)

В общем случае, зона подъема жидкости наблюдается на угле поворота от $\varphi = 4,5$ рад и до $\varphi = 2\pi$, а затем – от $\varphi = 0$ до $\varphi \approx 0,8$ рад. А зона опускания жидкости находится в пределах угла поворота $0,8 \text{ рад} \leq \varphi \leq 4,5$ рад.

Анализируя индикаторные диаграммы, представленные на рисунке 4.3.2 при разных значениях l_k , можно сделать вывод, что данный интервал угла поворота соответствует началу процесса всасывания и примерно 1/3 процесса сжатия. Давление в рабочей камере при $\varphi = 4,5$ рад составляет $0,12 \div 0,13$ МПа. В оставшейся части процесса сжатия, в процессе нагнетания и обратного расширения происходит опускание жидкости. Таким образом, примерно половину цикла идет подъем жидкости и половину цикла – опускание жидкости, что близко к оптимальному значению.

Из представленных на рисунке 4.3.2 результатов видно, что в процессе сжатия давление уменьшается при уменьшении l_k , что обусловлено меньшим количеством сжимаемого газа вследствие увеличения количества газа, поступающего в полость всасывания 3. Остальные процессы практически идентичны.

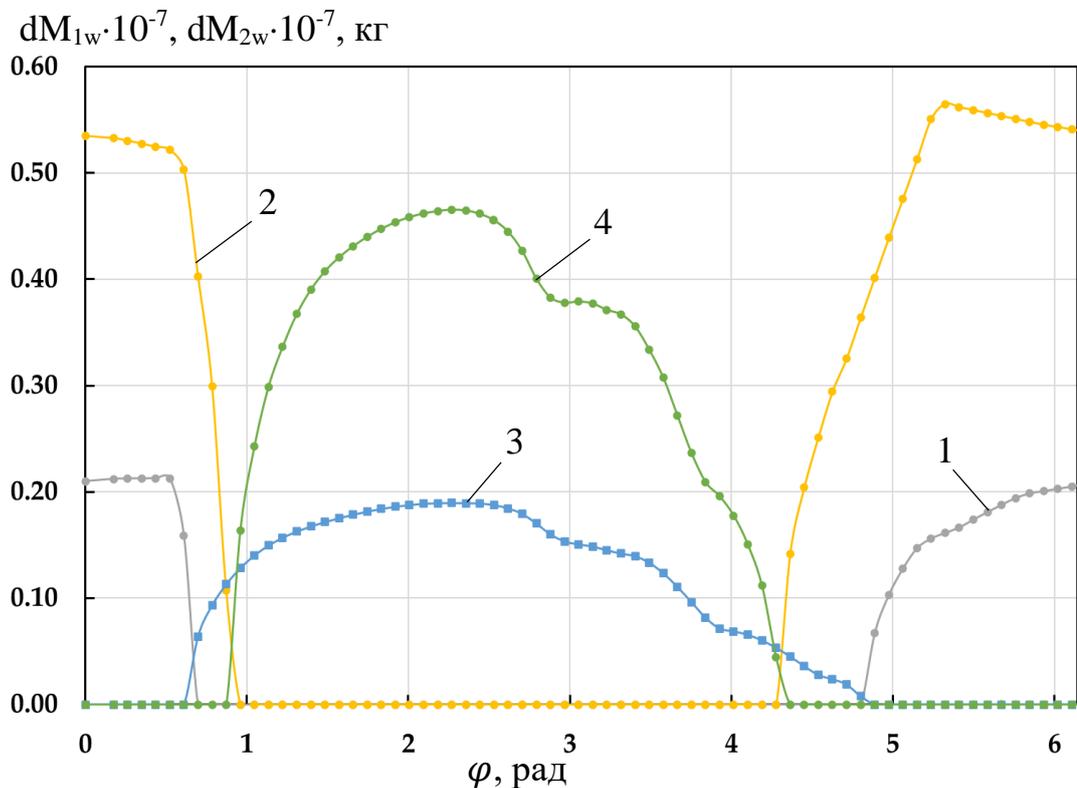


Рисунок 4.3.3 – Зависимости мгновенного массового расхода поднимающейся и опускающейся жидкости в рубашке охлаждения по углу поворота коленчатого вала при разных расположениях (длины) газового канала, соединяющего рабочую полость с полостью всасывания
(1- $dM_{2w} (l_k=0,9S_h)$; 2 – $dM_{2w} (l_k=0,3S_h)$; 3- $dM_{1w} (l_k=0,9S_h)$; 4 – $dM_{1w} (l_k=0,3S_h)$, $d_0= 1,5$ мм)

На рисунке 4.3.3 представлено изменение мгновенного расхода охлаждающей жидкости при подъеме dM_{1w} и при опускании dM_{2w} по углу поворота коленчатого вала при разных значениях l_k . Представленные результаты позволяют сделать следующие выводы:

1. Интервала изменения углов поворота коленчатого вала, определенные по изменению давлений p_B и p_{B1} для подъема и опускания жидкости, полностью подтверждаются.

2. С уменьшением величины l_k увеличиваются максимальные значения величин dM_{1w} и dM_{2w} . Максимальные значения жидкости при ее подъеме (dM_{1w}) достигаются при $\varphi = 2,4$ рад, что соответствует второй половине процесса сжатия (рисунок 4.3.2). Максимальные значения величины dM_{2w} достигаются в процессе нагнетания, причем с уменьшением величины l_k значение максимума сдвигается в сторону начала процесса сжатия.

3. С увеличением величины l_k процесс подъема жидкости по углу поворота коленчатого вала увеличивается, а процесс опускания уменьшается, при этом кривая изменения $dM_{1w} = f(\varphi)$ синусоидальный характер, а кривая изменения $dM_{2w} = f(\varphi)$ имеет характер ближе к прямоугольному. Принимая во внимание, что при моделировании рабочих процессов достигалось условие равенства количества поднимаемой и опускаемой жидкости, то площади под кривыми dM_{1w} и dM_{2w} должны быть равны между собой.

С уменьшением величины l_k увеличивается количество газа, подаваемого в полость всасывания 3 и количество энергии, затрачиваемой на его сжатие (рисунок 4.3.4). Так, при $l_k = 0,9S_h$, отношение $\frac{\Delta M_{вс}}{M_H}$ составляет 2,93 %, а при $l_k = 0,1S_h$ это отношение уже составляет 49,3 %. Аналогичным образом увеличивается

отношение $\Delta E_{\text{вс}}/A_{\text{инд}}$, при $l_k = 0,9S_h$ это отношение составляет 4,273 %, а при $l_k = 0,1S_h$ – 73,1 % (рисунок 4.3.4).

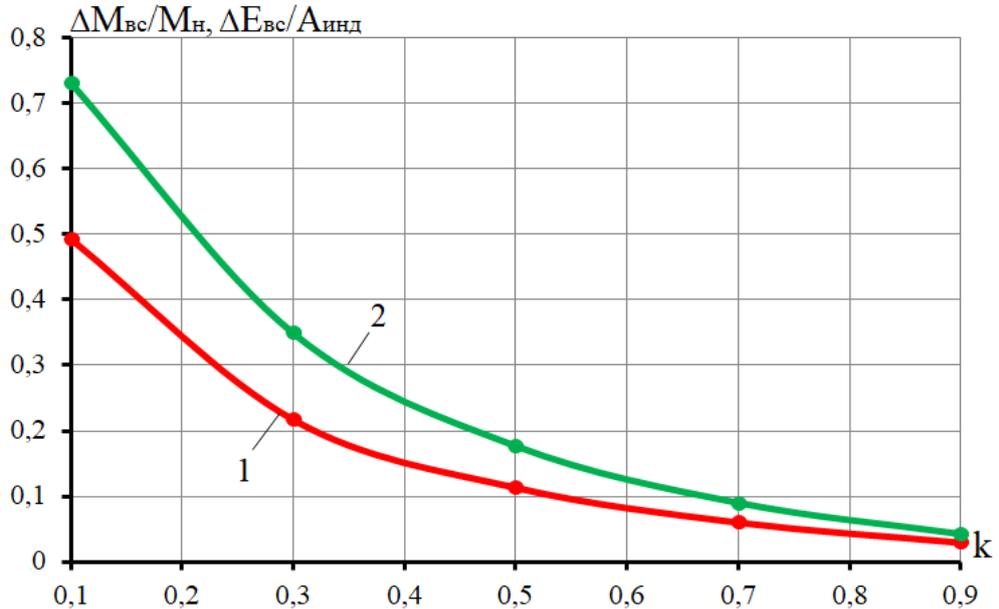


Рисунок 4.3.4 – Зависимости изменения относительной массы газа, подающейся в полость всасывания и относительной уносимой энергии вместе с ним из рабочей полости компрессора от начала расположения газового канала (1– $\Delta M_{\text{вс}}/M_H$; 2– $\Delta E_{\text{вс}}/A_{\text{инд}}$; $d_0 = 1,5$ мм)

Зависимости $\frac{\Delta M_{\text{вс}}}{M_H}$ и $\frac{\Delta E_{\text{вс}}}{A_{\text{инд}}}$ от l_k имеют нелинейный характер, они близки к гиперболе.

С увеличением количества подаваемого газа в полость 3, что происходит при уменьшении величины l_k , происходит увеличение абсолютного объемного расхода охлаждающей жидкости Q_w и относительного массового расхода $\frac{\Delta M_w}{M_H}$ (рисунок 4.3.5). Так, величина Q_w при уменьшении l_k от $0,9S_h$ до $0,1S_h$ увеличивается более, чем в 4 раза: с $1,05 \cdot 10^{-5}$ до $4,42 \cdot 10^{-5}$, а отношение $\frac{\Delta M_w}{M_H}$ с 10,657 до 53,13, т.е. более, чем в 5 раз. Зависимости $Q_w = f(l_k)$ и $\frac{\Delta M_w}{M_H} = f(l_k)$ нелинейные и близки к гиперболе.

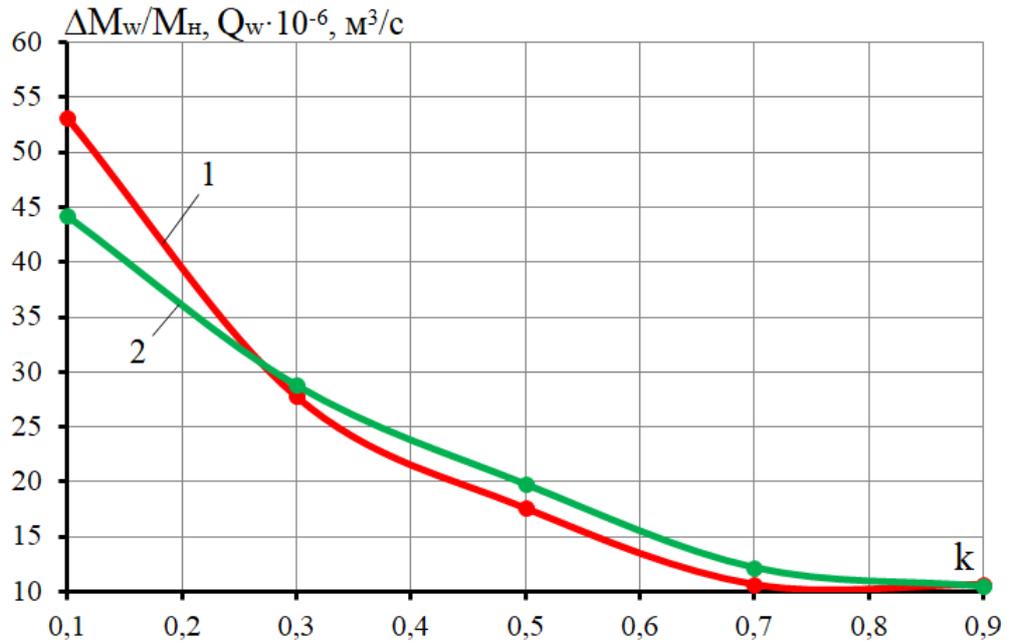


Рисунок 4.3.5 – Зависимости относительного массового расхода и объемного расхода в рубашке охлаждения от начала расположения газового канала (1– $\Delta M_w/M_H$; 2– Q_w ; $d_0= 1,5$ мм)

С уменьшением величины l_k и количества газа, поступающего в полость всасывания 3, в последней увеличивается среднее давление. Так, при $l_k = 0,9S_h$, давление $p_{в1ср} = 97,548$ КПа, а при $l_k = 0,1S_h$ величина $p_{в1ср}$ уже составляет 99,868 КПа.

Увеличение $p_{в1ср}$ приводит к уменьшению величины $z_{2ср}$, однако это уменьшение незначительно при данных значениях объемов полости 3 и рубашечного пространства 13. При уменьшении значений этих объемов наблюдается более значительное изменение величины $z_{2ср}$.

С уменьшением величины l_k и уменьшением количества компримируемого газа в камере сжатия уменьшаются относительные потери работы и давления в процессах нагнетания и всасывания. Необходимо отметить, что это уменьшение незначительно и наблюдается только при наименьших значениях величины l_k (рисунок 4.3.6).

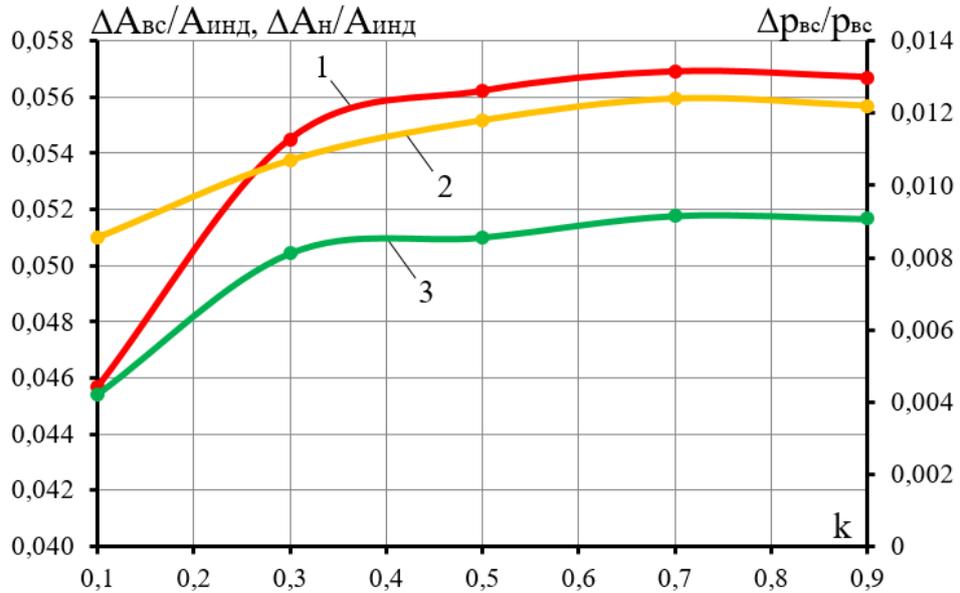


Рисунок 4.3.6 – Зависимости изменения относительных потерь работы в процессах всасывания и нагнетания и относительные потери давления в процессе всасывания от начала расположения газового канала (1– $\Delta A_{вс}/A_{инд}$; 2– $\Delta A_{н}/A_{инд}$; 3– $\Delta p_{вс}/p_{вс}$; $d_0= 1,5$ мм)

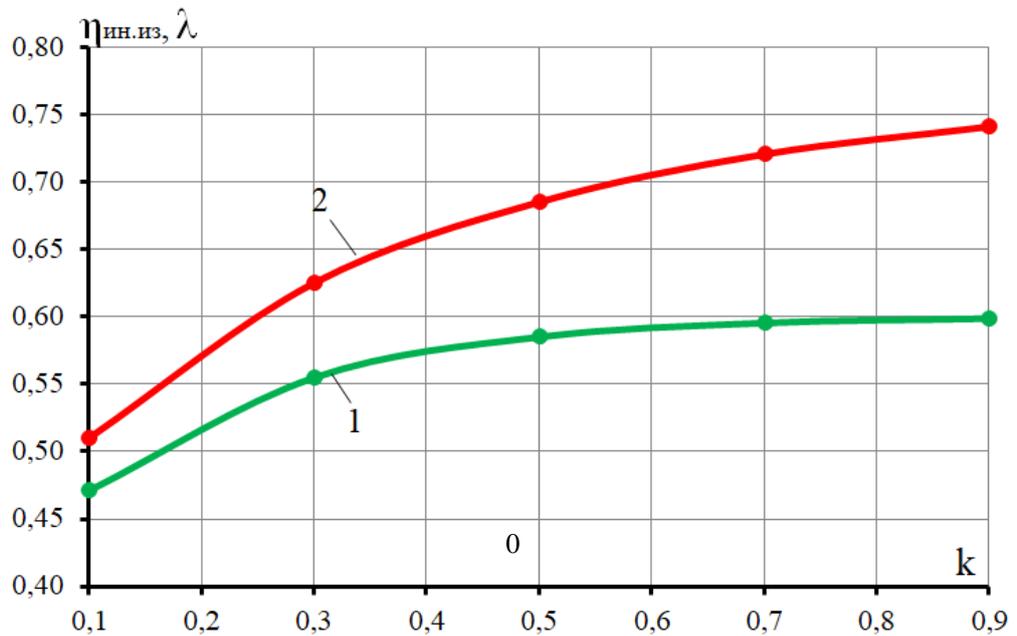


Рисунок 4.3.7 – Зависимости индикаторного изотермического КПД и коэффициента подачи от начала расположения газового канала (1– $\eta_{ин.из}$; 2– λ ; $d_0= 1,5$ мм)

На рисунке 4.3.7 представлено изменение коэффициента подачи и индикаторного изотермического КПД в функции от l_k . Необходимо отметить, что моделирование рабочих процессов проводилось при постоянной температуре стенки рабочей камеры и, соответственно, повышение индикаторного КПД и

коэффициента подачи за счет улучшения охлаждения не учитывалось. Улучшение охлаждения компримируемого газа обусловлено увеличением расхода охлаждающей жидкости.

В условиях отсутствия эффекта охлаждения при уменьшении величины l_k происходит однозначное уменьшение значений λ и $\eta_{ин.из.}$. Зависимости $\lambda = f(l_k)$ и $\eta_{ин.из.} = f(l_k)$ имеют параболический характер, наибольшее падение наблюдается в диапазоне изменения l_k от $0,3S_h$ до $0,1S_h$. Падение λ и $\eta_{ин.из.}$ обусловлено увеличением сжатого газа, поступающего из рабочей полости в полость всасывания. Необходимо отметить, что падение λ и $\eta_{ин.из.}$ с уменьшением l_k довольно значительное. Величина λ падает с 0,741 при $l_k = 0,9S_h$ до 0,510 при $l_k = 0,1S_h$, а величина $\eta_{ин.из.}$ – от 0,598 до 0,471.

Анализ влияния диаметра соединительного канала (d_0)

Анализ влияния величины диаметра отверстия на рабочие процессы и интегральные характеристики будем проводить при двух значениях l_k – $0,9S_h$ и $0,3S_h$. Величину диаметра отверстия при $l_k = 0,9S_h$ будем изменять в диапазоне от 1,0 мм до 2,5 мм, а при $l_k = 0,3S_h$ от 0,8 мм до 2 мм.

При увеличении величины d_0 происходит увеличение количества газа, поступающего из рабочей полости в полость всасывания, а также энергии, уносимой вместе с газом (рисунок 4.3.8). Отношение величины $\frac{\Delta M_{вс}}{M_n}$ увеличивается с 1,34 % до 5,33 %, а отношение $\frac{\Delta E_{вс}}{A_{инд}}$ с 1,98 % до 7,71 %.

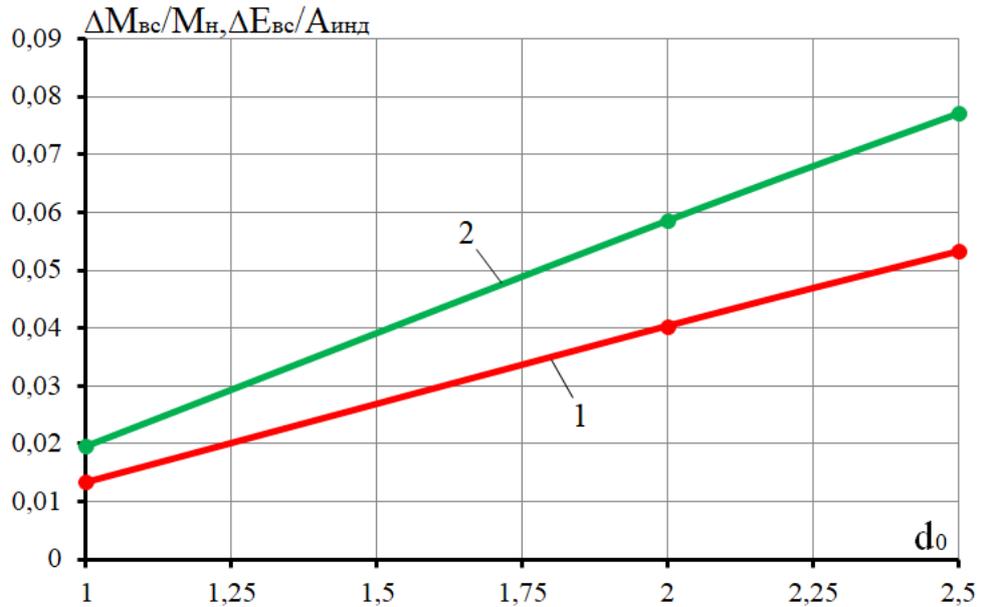


Рисунок 4.3.8 – Зависимости изменения относительной массы газа, подающейся в полость всасывания и относительной уносимой энергии вместе с ним из рабочей полости компрессора от диаметра газопровода ($1-\Delta M_{вс}/M_H$; $2-\Delta E_{вс}/A_{инд}$; $l_k=0,9S_h$)

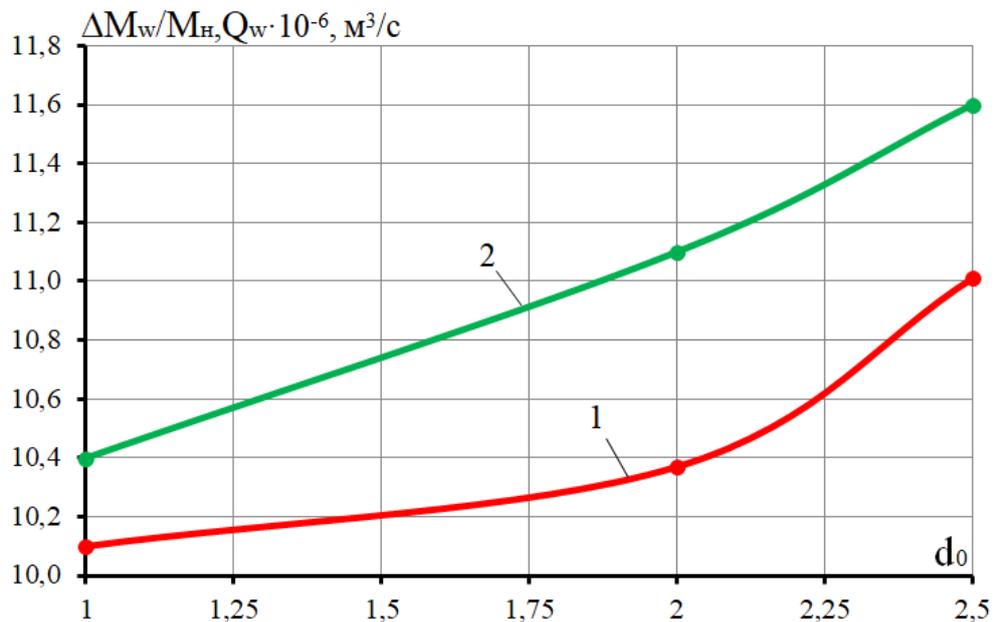


Рисунок 4.3.9 – Зависимости относительного массового расхода и объемного расхода в рубашке охлаждения от диаметра газопровода ($1-\Delta M_w/M_H$; $2-Q_w$; $l_k=0,9S_h$)

Необходимо отметить, что аналогичная тенденция наблюдается при изменении d_0 , когда $l_k = 0,3S_h$ (рисунок 4.3.9). При $l_k = 0,3S_h$ изменение величин

$\frac{\Delta M_{вс}}{M_H}$ и $\frac{\Delta E_{вс}}{A_{инд}}$ является более значимым.

Изменение d_0 при $l_k = 0,9S_h$ не приводит к заметному увеличению расхода охлаждающей жидкости Q_w и отношения $\frac{\Delta M_w}{M_H}$. Так, величина Q_w изменяется на 10 % и примерно на те же 10 % изменяется отношение $\frac{\Delta M_w}{M_H}$. Другое дело изменение этих величин при $l_k = 0,3S_h$. Отношение $\frac{\Delta M_{вс}}{M_H}$ увеличивается с 5,44 % до 43,9 %, т.е. почти в 8 раз, а отношение $\frac{\Delta E_{вс}}{A_{инд}}$ с 9,34 % до 65,2 %.

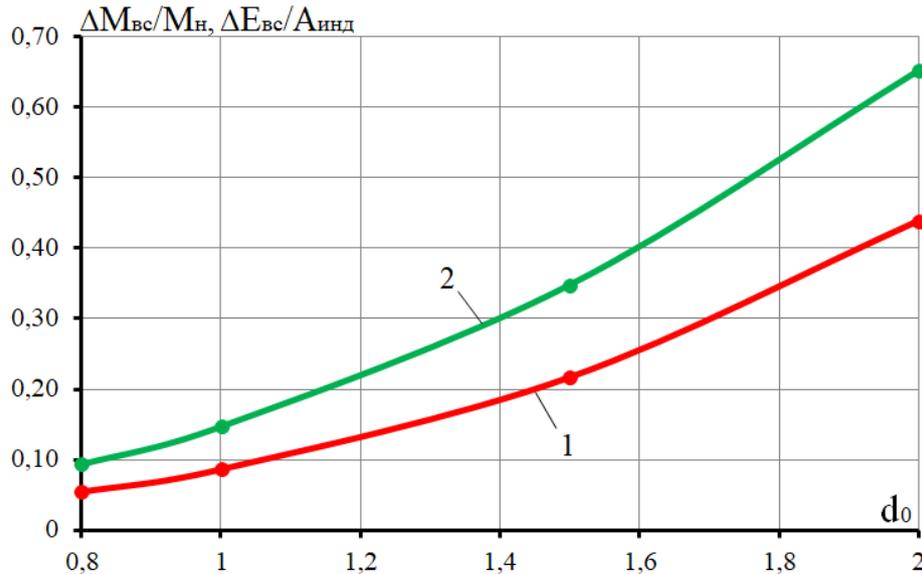


Рисунок 4.3.10 – Зависимости изменения относительной массы газа, подающейся в полость всасывания и относительной уносимой энергии вместе с ним из рабочей полости компрессора от диаметра газового канала (1– $\Delta M_{вс}/M_H$; 2– $\Delta E_{вс}/A_{инд}$; $l_k=0,3S_h$)

С увеличением d_0 увеличивается, как абсолютный расход охлаждающей жидкости Q_w , так и относительное его значение $\frac{\Delta M_w}{M_H}$. При $l_k = 0,9S_h$ увеличение Q_w и $\frac{\Delta M_w}{M_H}$ при изменении диаметра канала d_0 с 1 мм до 2,5 м, т.е. в 2,5 раза, незначительное и находится в пределах 10 % (рисунок 4.3.10). Отсюда следует вывод, что при больших значениях l_k влияние изменения диаметра канала на расход охлаждающей жидкости незначителен. Это обусловлено небольшим повышением давления в полости 3 в процессе опускания жидкости и, соответственно, незначительным влиянием поверхностных сил, по сравнению с объемными. Так, при изменении d_0 с 1 мм до 2,5 м, среднее значение давления в

полости 3 ($p_{в1ср}$) увеличивается с 97,567 КПа до 97,626 КПа. При значении $l_k = 0,3S_h$ и увеличении d_0 с 0,8 мм до 2 мм, мы наблюдаем значительное увеличение величины Q_w и $\frac{\Delta M_w}{M_H}$. Значение Q_w увеличивается более, чем в 3 раза, а отношение $\frac{\Delta M_w}{M_H}$ – практически в 5 раз (с 11,505 при $d_0=0,8$ мм до 51,38 при $d_0=2$ мм) (рисунок 4.3.11).

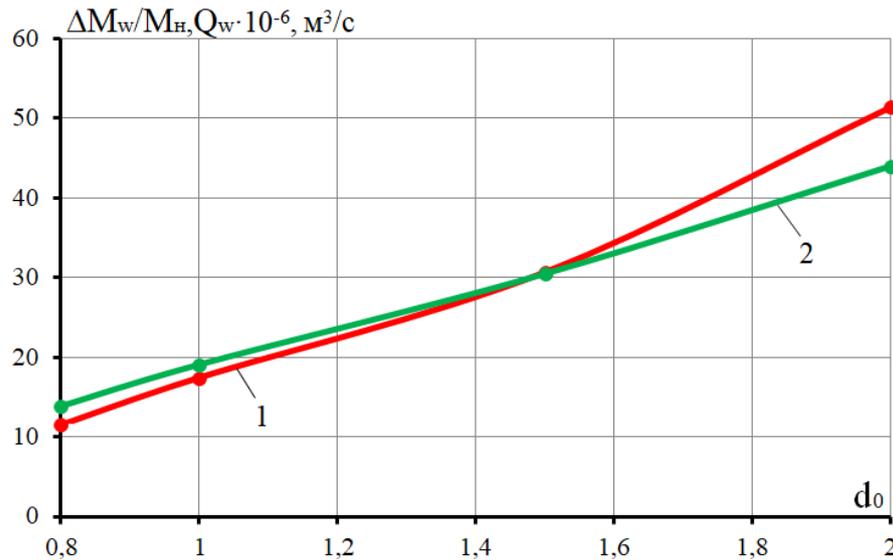


Рисунок 4.3.11– Зависимости относительного массового расхода и объемного расхода в рубашке охлаждения от диаметра газового канала ($1-\Delta M_w/M_H$; $2-Q_w$; $l_k=0,3S_h$)

Влияние поверхностных сил в этом случае является определяющим. Значение величины $p_{в1ср}$ увеличивается с 97,684 КПа при $d_0=0,8$ мм до 99,692 КПа при $d_0=2$ мм, т.е. почти на 2 КПа, что является достаточно большой величиной. Необходимо отметить, что с уменьшением l_k необходимо уменьшать величину d_0 для сохранения постоянного расхода охлаждающей жидкости Q_w . Необходимо отметить, что для обеспечения равенства массовых расходов поднимающейся и опускающейся жидкости и, соответственно, постоянного значения среднего уровня жидкости в рубашке охлаждения, необходимо изменять значения ζ_{w2} и ζ_{w3} . При малых значениях d_0 необходимо, чтобы величина ζ_{w2} увеличивалась при постоянном ζ_{w3} . Так, например при $l_k = 0,9S_h$, а $d_0=1$ мм значение $\zeta_{w2} = 35$, а значение $\zeta_{w3} = 2$. При увеличении d_0 отношение ζ_{w2}/ζ_{w3} должно уменьшаться, а

при определенных значениях l_k и d_0 значение ζ_{w2} становится меньше значение ζ_{w3} . Так, при $l_k = 0,3S_h$ и $d_0=2,0$ мм значение $\zeta_{w2} = 1$, а значение $\zeta_{w3} = 2$. Таким образом, с увеличением давления $p_{в1ср}$ необходимо ζ_{w2} уменьшать, а величину ζ_{w3} увеличивать.

С увеличением d_0 происходит падение значений λ и $\eta_{ин.из.}$ (эффект улучшения охлаждения не учитывается) при любых значениях l_k . Это обусловлено тем, что с увеличением d_0 происходит увеличение отбора сжатого газа из рабочей полости для увеличения расхода жидкости. Если учитывать эффект охлаждения, то безусловно будет существовать оптимальное значение d_0 при фиксированном значении l_k (локальный экстремум) и будет также существовать такое сочетание l_k и d_0 , которое обеспечит глобальный максимум индикаторного КПД и коэффициента подачи.

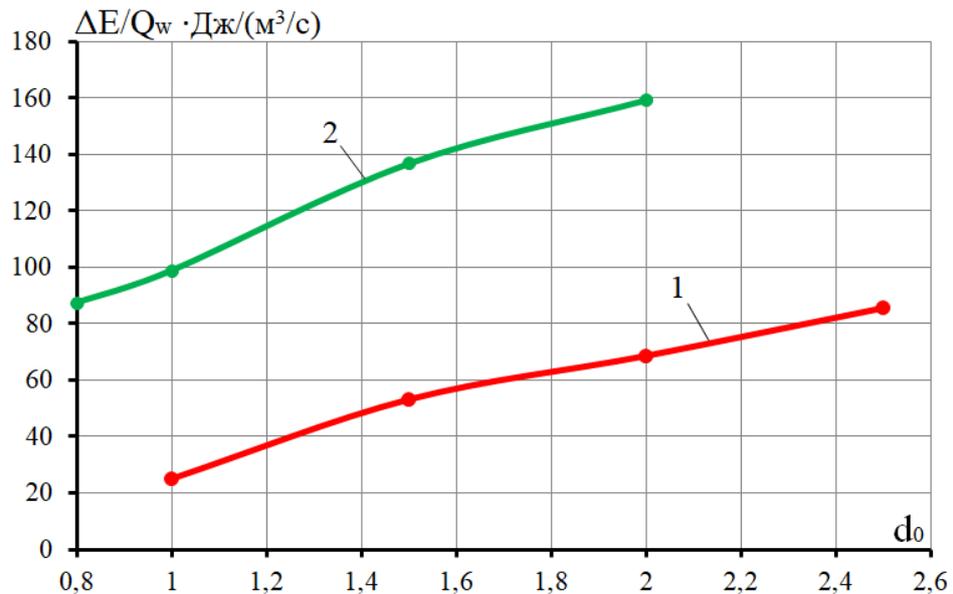


Рисунок 4.3.12 – Зависимость отношения потерь энергии с уходящим газом к объемному расходу от диаметра канала при разных значениях начала его расположения
(1– $l_k=0,9 \cdot S_h$; 2– $l_k=0,3 \cdot S_h$)

Важное значение имеет также отношение $\Delta E_{вс}/Q_w$, которое показывает сколько энергии сжатого газа теряется для организации циркуляции единичного объема охлаждающей жидкости (рисунок 4.3.12). Из представленных результатов можно сделать вывод, что с увеличением d_0 и, соответственно, расхода жидкости

Q_w и теряемой энергии $\Delta E_{вс}$, это отношение увеличивается. Однако, если взять одинаковый расход жидкости Q_w при разных значениях l_k и d_0 , мы видим, что это отношение меньше в том случае, если l_k больше, т.е. когда затраты на сжатие газа, поступающего из рабочей полости в полость 3 незначительны. Так, при $l_k = 0,9S_h$ и $d_0=2,5$ мм (расход жидкости $Q_w = 1,46 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$) это отношение составляет 85603 Дж/(м³/с), а при $l_k = 0,3S_h$ и $d_0=0,8$ мм (расход жидкости $Q_w = 1,38 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$) это отношение составляет 85603 Дж/(м³/с). Полученный результат подтверждает сделанный ранее вывод о том, что с энергетической точки зрения для организации движения жидкости необходимо подавать газ под низким давлением.

Проведенный численный эксперимент по анализу влияния места расположения и диаметра соединительного канала полости нагнетания с рабочей полостью позволил установить:

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 3 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).

4.4 Анализ влияния давления нагнетания компримируемого газа

Анализ влияния давления нагнетания (p_H)

Величина давления нагнетания в общем случае при эксплуатации компрессора может меняться в одноступенчатом поршневом компрессоре, как правило, от 0,2 МПа до 0,8 МПа. Вследствие этого представляется целесообразным рассмотреть диапазон изменения давления: 0,3 МПа–0,7 МПа (число оборотов коленчатого вала 1200 об/мин).

Движение жидкости вверх по рубашке охлаждения осуществляется в том случае, если давление в полости 3 $p_{в1}$ меньше величины

$$p_{в1}(\varphi) < p_0 - \rho_w g z_2(\varphi)$$

или

$$p_{в1} < p_в$$

где $p_в = p_0 - \rho g z_2(\varphi)$.

В том случае, если величина $p_{в1} > p_в$, жидкость начинает опускаться вниз.

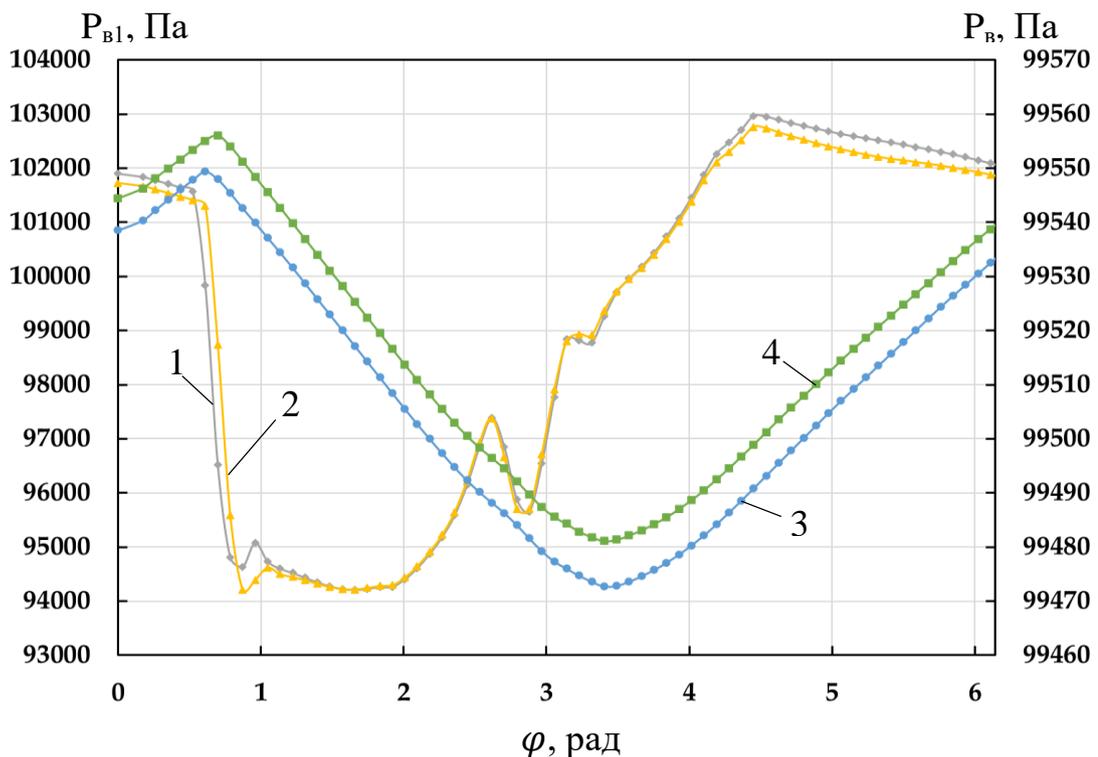


Рисунок 4.4.1 – Зависимости изменения величин P_B и P_{B1} по углу поворота коленчатого вала при разных значениях давления нагнетания
 (1 - $P_{B1}(P_H=0,5\text{МПа})$; 2 - $P_{B1}(P_H=0,7\text{МПа})$; 3 - $P_B(P_H=0,5\text{МПа})$; 4 - $P_B(P_H=0,7\text{МПа})$)

На рисунке 4.4.1 представлены зависимости изменения значений p_{B1} и p_B от угла поворота коленчатого вала при разных значениях давления нагнетания. Представленные результаты позволяют сделать следующие выводы:

1. Максимальные значения величины p_B достигаются при угле поворота $\varphi \approx 0,8$ рад, а минимальное значение достигается при $\varphi = 3,5$ рад. Максимальное значение p_B соответствует минимальному значению величины z_2 , что соответствует концу процесса движения жидкости вниз (рисунок 4.4.2).

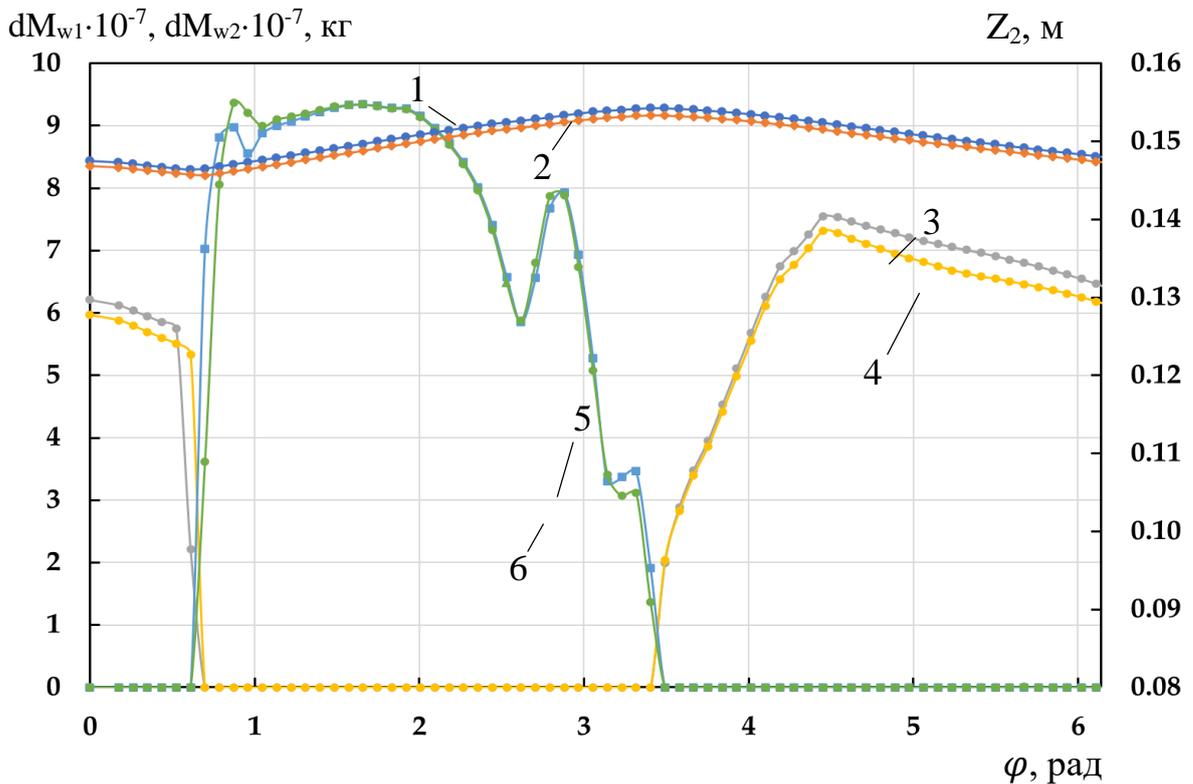


Рисунок 4.4.2 – Зависимости изменения величин мгновенных массовых расходов охлаждающей жидкости dM_{w1} и dM_{w2} , текущей высоты уровня жидкости в рубашке охлаждения z_2 от угла поворота коленчатого вала при разных значениях давления нагнетания
 (1 - $z_2(P_H=0,5\text{МПа})$; 2 - $z_2(P_H=0,7\text{МПа})$; 3- $dM_{w2}(P_H=0,5\text{МПа})$; 4 - $dM_{w2}(P_H=0,7\text{МПа})$; 5- $dM_{w1}(P_H=0,5\text{МПа})$; 6 - $dM_{w1}(P_H=0,7\text{МПа})$)

Минимальное значение p_B достигается при максимальном значении z_2 , что соответствует концу процесса подъема жидкости в рубашке охлаждения.

2. С увеличением давления нагнетания газа p_H величина p_B увеличивается, однако это увеличение незначительно и находится в пределах 10 Па. Значения экстремумов p_B по углу поворота коленчатого вала остается практически неизменным.

3. Минимальное значение p_{B1} достигается в процессе всасывания газа в рабочей полости (рисунок 4.4.3), когда в этом процессе достигается минимальное давление при $\varphi = 1,8$ рад. С увеличением p_H с 0,5 МПа до 0,7 МПа происходит увеличение процесса расширения (рисунок 4.4.3) и минимальное значение p_{B1} достигается в конце процесса обратного расширения.

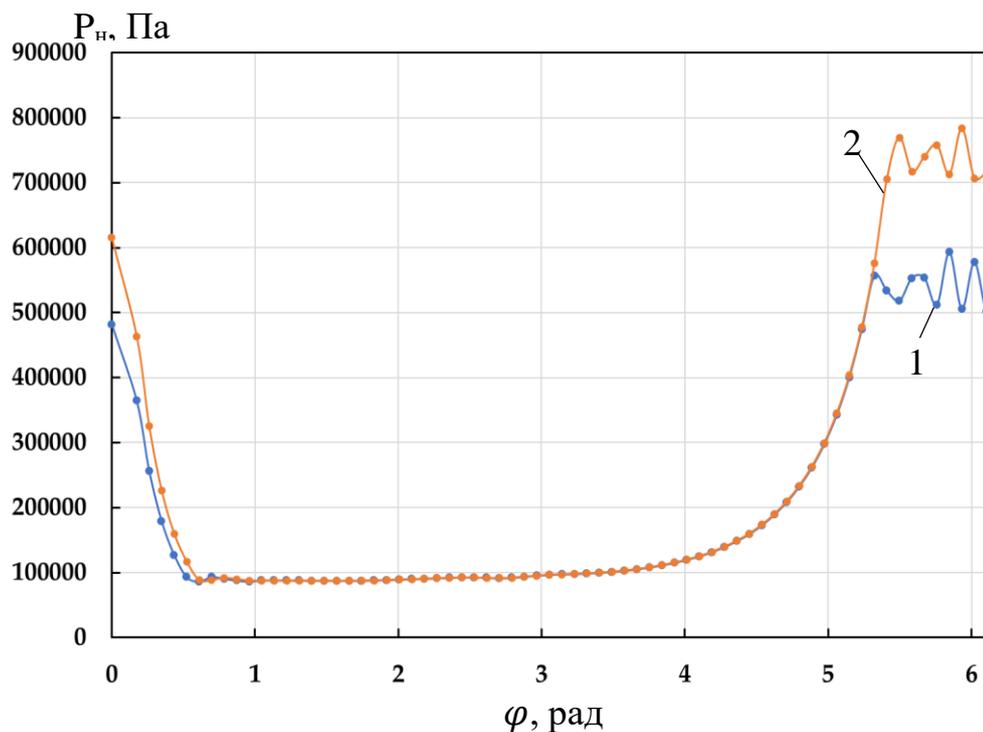


Рисунок 4.4.3 – Зависимость изменения мгновенного давления в рабочей камере по углу поворота коленчатого вала при разных значениях номинального давления нагнетания (1 - $p_H = 0,5$ МПа; 2 - $p_H = 0,7$ МПа)

4. В диапазоне угла поворота $2,6 \text{ рад} < \varphi < 3 \text{ рад}$ мы наблюдаем падение давления p_{B1} , а затем его увеличение. Резкое падение давления в полости 3 (p_{B1}) обусловлено ее соединением через канал 9 с рабочей полостью.

5. На угле поворота $\varphi > \pi$ наблюдается рост давления $p_{в1}$ до значения $\varphi \approx 4,3$ рад, а затем его падение. Увеличение давления $p_{в1}$ обусловлено натеканием газа из рабочей полости в полость 3 до момента перекрытия канала 9 поршнем 2, а уменьшение значения $p_{в1}$ – увеличением объема полости всасывания за счет опускания охлаждающей жидкости. С увеличением $p_{н}$ характер изменения $p_{в1}$ по φ остается неизменным, при этом наблюдается незначительная разница в их значения в процессе обратного расширения и в процессе нагнетания.

На рисунке 4.4.2 представлены также мгновенные значения расходов охлаждающей жидкости dM_{w1} и dM_{w2} . Проведенный анализ представленных на рисунок 4.4.2 результатов позволил сделать следующие выводы:

1. Движение охлаждающей жидкости вверх (dM_{w1}) осуществляется в диапазоне $0,8 \text{ рад} \leq \varphi \leq 3,5 \text{ рад}$. Максимальное значение расхода охлаждающей жидкости dM_{w1} наблюдается в середине процесса всасывания при $\varphi = 1,8 \text{ рад}$. Колебания давления $p_{в1}$ обуславливают кривую изменения dM_{w1} по углу поворота коленчатого вала.

Подъем охлаждающей жидкости начинается при $\varphi \approx 3,3 \text{ рад}$ и значение dM_{w2} увеличивается до $\varphi = 4,3 \text{ рад}$, т.е. увеличение величины $p_{в1}$. В дальнейшем увеличение φ наблюдается монотонное снижение величины dM_{w2} вплоть до $\varphi = 0,8 \text{ рад}$, а затем резкое падение до нуля. Необходимо отметить, что при увеличении давления $p_{н}$ величина dM_{w1} остается практически неизменной, а величина dM_{w2} незначительно уменьшается.

Принимая во внимание, что мгновенный расход охлаждающей жидкости практически не меняется при изменении давления нагнетания, то расход охлаждающей жидкости в системе охлаждения также остается практически постоянным при изменении давления нагнетания и находится в пределах

$4,13 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$. Вследствие того, что с увеличением давления нагнетания уменьшается значение объемного коэффициента и коэффициента подачи, то наблюдается незначительное увеличение отношения $M_{wcp}/M_{гн}$, где $M_{wcp} = (M_{w1} + M_{w2})/2$, $M_{w1} = \oint dM_{w1}$; $M_{w2} = \oint dM_{w2}$; $M_{гн} = \oint (dM_7 - dM_8)$. Это отношение

находится в пределах 40 – 41. С увеличением давления нагнетания уменьшается величина z_{2cp} , где $z_{2cp} = \frac{1}{2\pi} \oint z_2(\varphi) d\varphi$ (рисунок 4.4.4).

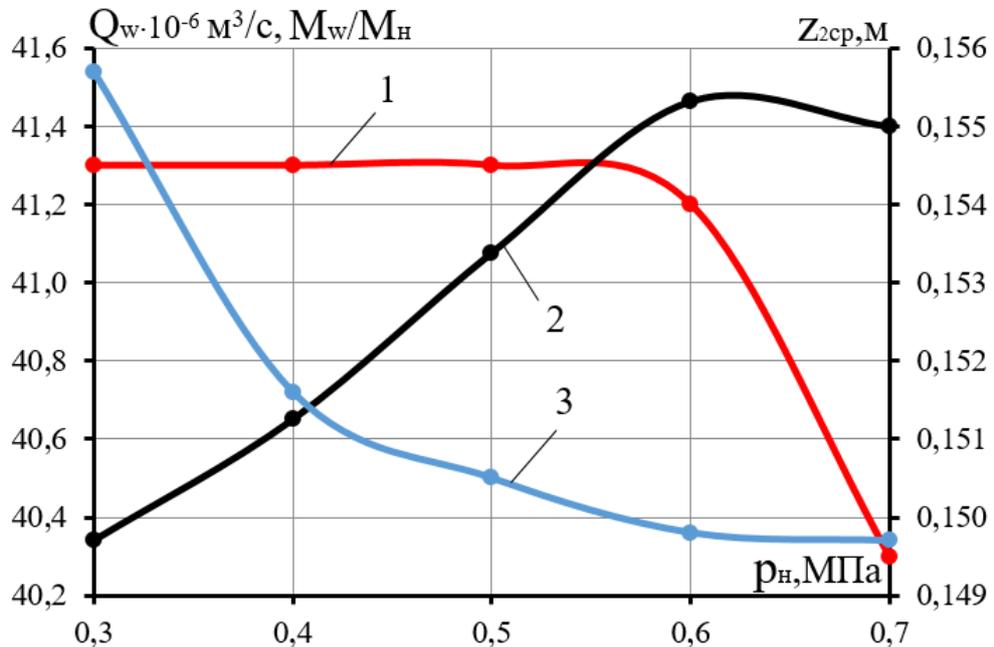


Рисунок 4.4.4 – Зависимости изменения величин Q_{wcp} , $M_{wcp}/M_{гн}$ и z_{2cp} от давления нагнетания (1– Q_w ; 2– $M_{wcp}/M_{гн}$; 3– z_{2cp})

Изменение давления нагнетания практически не влияет на массу газа, поступающего из рабочей полости в полость всасывания в процессе сжатия, и эта величина составляет примерно (3 – 4) % от массовой производительности компрессора. Необходимо также отметить, что с изменением давления нагнетания также не меняются затраты энергии на сжатие этого газа, но при этом увеличивается индикаторная мощность. В этом случае отношение $\Delta E_{вс}/A_{инд}$ меняется от 7,8 % при давлении нагнетания 0,3 МПа до 4,59 % при давлении нагнетания 0,7 МПа.

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 – ΔA_n . Таким образом, с увеличением p_n происходит увеличение $A_{\text{инд}}$ и уменьшение ΔA_n и это обуславливает наличие оптимального значения индикаторного изотермического КПД (рисунок 4.4.5). Максимальное значение индикаторного изотермического КПД достигается в диапазоне давления нагнетания (0,3 – 0,4) МПа. С увеличением давления нагнетания уменьшается объемный коэффициент (λ_0) и уменьшается коэффициент плотности, что приводит к уменьшению коэффициента подачи машины.

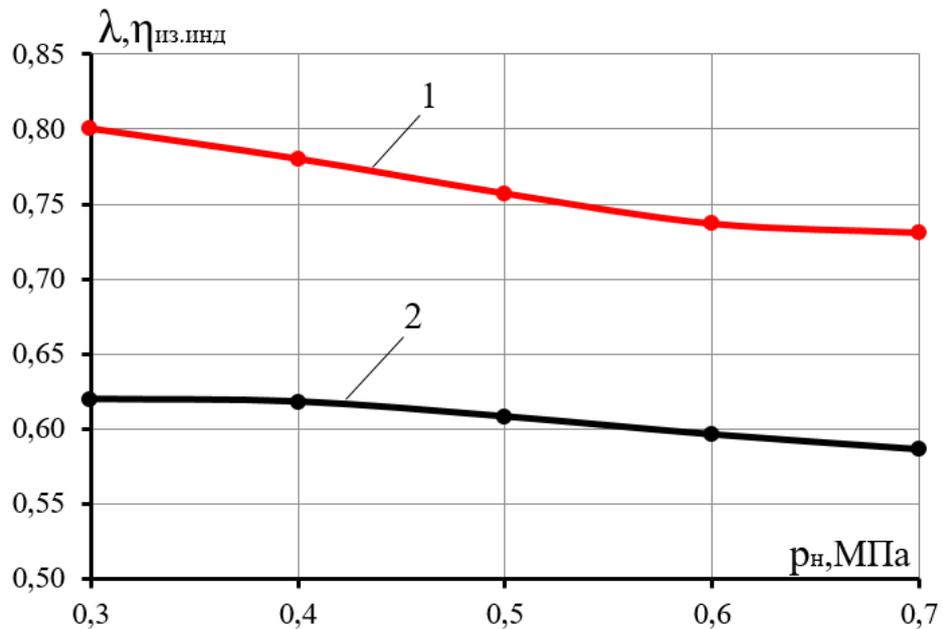


Рисунок 4.4.5 – Зависимости коэффициента подачи и индикаторного изотермического КПД от номинального давления нагнетания (1– λ ; 2– $\eta_{\text{из.инд}}$)

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.

4.5 Анализ влияния частоты вращения коленчатого вала

С увеличением числа оборотов коленчатого вала увеличиваются потери давления в процессе всасывания (рисунок 4.5.1), что увеличивает среднюю высоту подъема охлаждающей жидкости (z_{2cp}) (см. рисунок 4.5.2), а это в свою очередь

уменьшает величину p_B , при этом характер изменения $z_2(\varphi)$, при разных числах оборотов коленчатого вала, практически не изменяется. При изменении $n_{об}$ с 900 об/мин до 1200 об/мин величина p_B изменяется на 150 Па (давление нагнетания компримируемого газа 0,5 МПа).

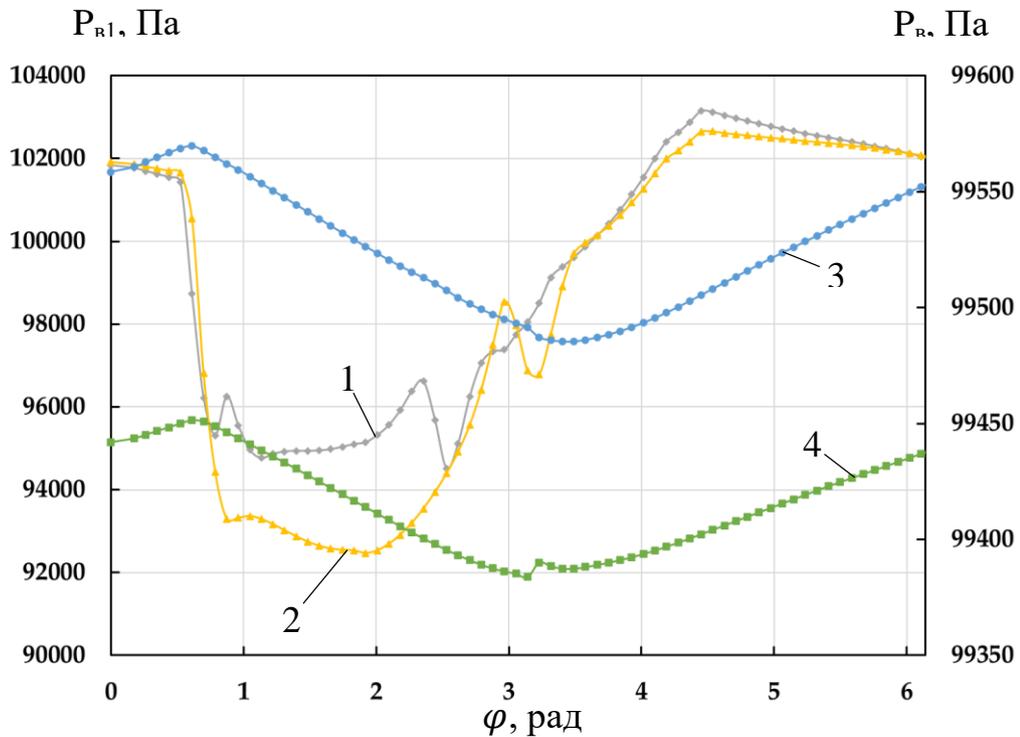


Рисунок 4.5.1 – Зависимости значений $P_{в}$ и $P_{в1}$ по углу поворота коленчатого вала при разных числах оборотов коленчатого вала (1 - $P_{в1}(n_{об}=900$ об/мин); 2 - $P_{в1}(n_{об}=1200$ об/мин); 3 - $P_{в}(n_{об}=900$ об/мин); 4 - $P_{в}(n_{об}=1200$ об/мин))

Значение величины $p_{в1}$ с увеличением $n_{об}$ с 900 об/мин до 1200 об/мин становится существенно меньше в процессе всасывания на угле поворота от 0,8 рад до 2,6 рад, а в дальнейшем давление $p_{в1}$ с изменением числа оборотов изменяется незначительно. Максимальное значение, как и раньше достигается при угле поворота 4,5 рад. Все это обусловлено тем, что при увеличении давления в рабочей полости, газ успевает из рабочей полости по каналу 9 перемещаться в полость всасывания 3. Величина z_2 изменяется незначительно по углу поворота коленчатого вала и точки экстремума (максимума – минимума) также остаются постоянными по углу поворота при изменении числа оборотов коленчатого вала

и находятся при $\varphi = 0,8$ рад – минимум (минимальное значение величины z_2) и при $\varphi = 3,4$ рад – максимальное значение.

Из представленных результатов на рисунке 4.5.2 мы наблюдаем, что с увеличением числа оборотов коленчатого вала мгновенный расход жидкости через рубашку охлаждения (величина dM_{w2}) уменьшается, причем это уменьшение довольно существенно. Максимальное расхождение в мгновенных массовых расходах охлаждающей жидкости dM_{w2} при $\varphi = 4,5$ рад достигает 27 %.

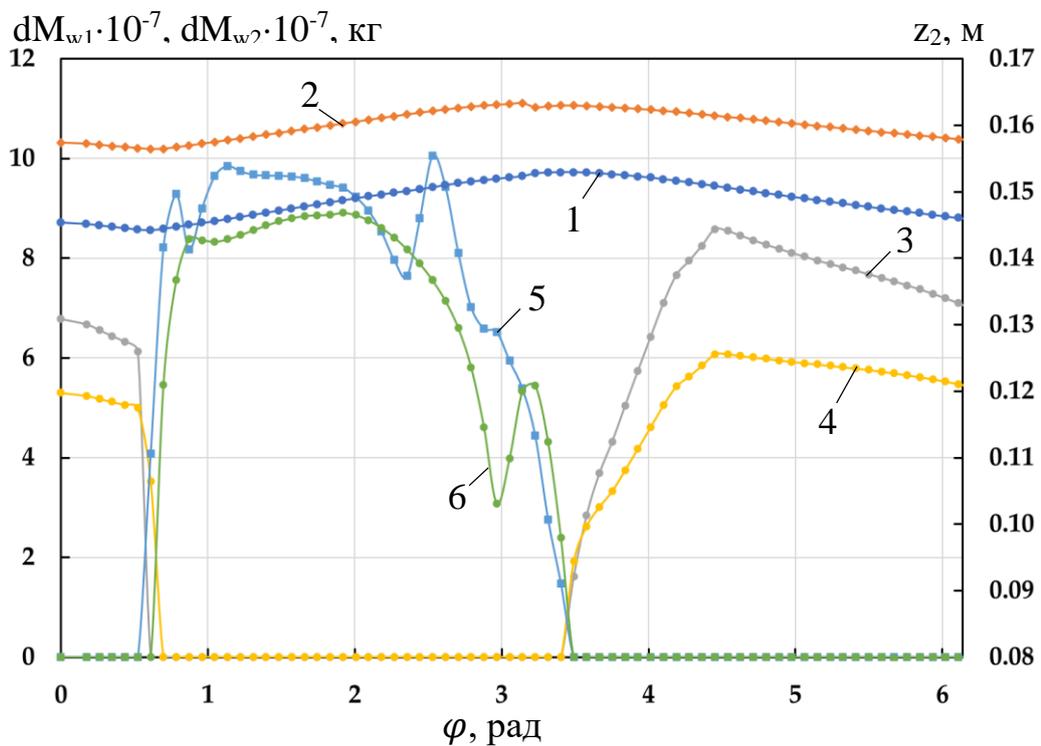


Рисунок 4.5.2 – Зависимости изменения величин мгновенных массовых расходов охлаждающей жидкости dM_{w1} и dM_{w2} , текущей высоты уровня жидкости в рубашке охлаждения z_2 от угла поворота коленчатого вала при разных значениях числа оборотов коленчатого вала
 (1 - z_2 ($n_{об}=900$ об/мин); 2 - z_2 ($n_{об}=1200$ об/мин); 3- dM_{w2} ($n_{об}=900$ об/мин); 4 – dM_{w2} ($n_{об}=1200$ об/мин); 5- dM_{w1} ($n_{об}=900$ об/мин); 6 – dM_{w1} ($n_{об}=1200$ об/мин))

Расход охлаждающей жидкости с изменением числа оборотов увеличивается незначительно с $3,74 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$ до $4,42 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$, при этом вследствие того, что M_{wcp} уменьшается с увеличением числа оборотов, а масса нагнетаемого газа практически не меняется, то отношение $M_{wcp}/M_{гн}$ уменьшается.

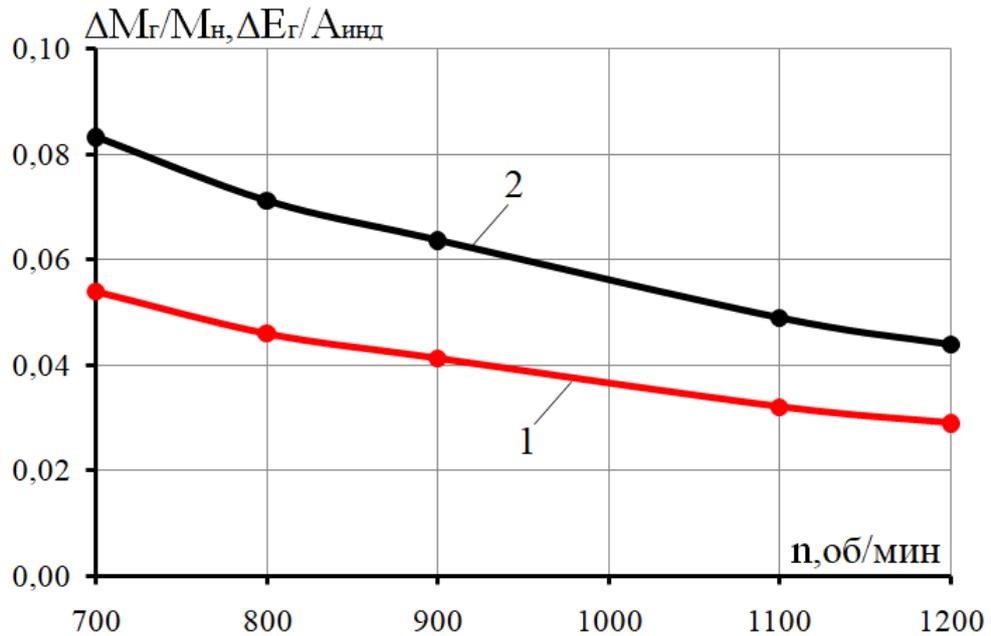


Рисунок 4.5.3 – Зависимости относительно расхода газа и относительной энергии на его сжатие, поступающего из рабочей полости в полость всасывания 3 от числа оборотов коленчатого вала (1– $\Delta M_g/M_n$; 2– $\Delta E_g/A_{инд}$)

Вследствие того, что с увеличением числа оборотов увеличиваются потери давления в процессе всасывания и увеличивается расход охлаждающей жидкости вверх по рубашке, а расход охлаждающей жидкости по рубашке вниз уменьшается, величина z_{2cp} с увеличением числа оборотов увеличивается. Это увеличение довольно значительное и достигает 15,7 % при увеличении числа оборотов с 700 об/мин до 1200 об/мин. Увеличение потерь давления в процессах всасывания и нагнетания приводит к увеличению относительных потерь работы в этих же процессах. Относительные потери в процессе всасывания увеличиваются на 40 %, а в процессе нагнетания – на 44,2 % при увеличении числа оборотов с 700 об/мин до 1200 об/мин. 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 4.5.3). 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 оптимум по коэффициенту подачи от числа оборотов коленчатого вала. Для наших условий этот оптимум находится при числе оборотов 1100 об/мин (рисунок 4.5.4). 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 на рисунке 10 позволяют сделать вывод, что максимальное значение индикаторного изотермического КПД 0,618 достигается при числе оборотов, равное 800 об/мин.

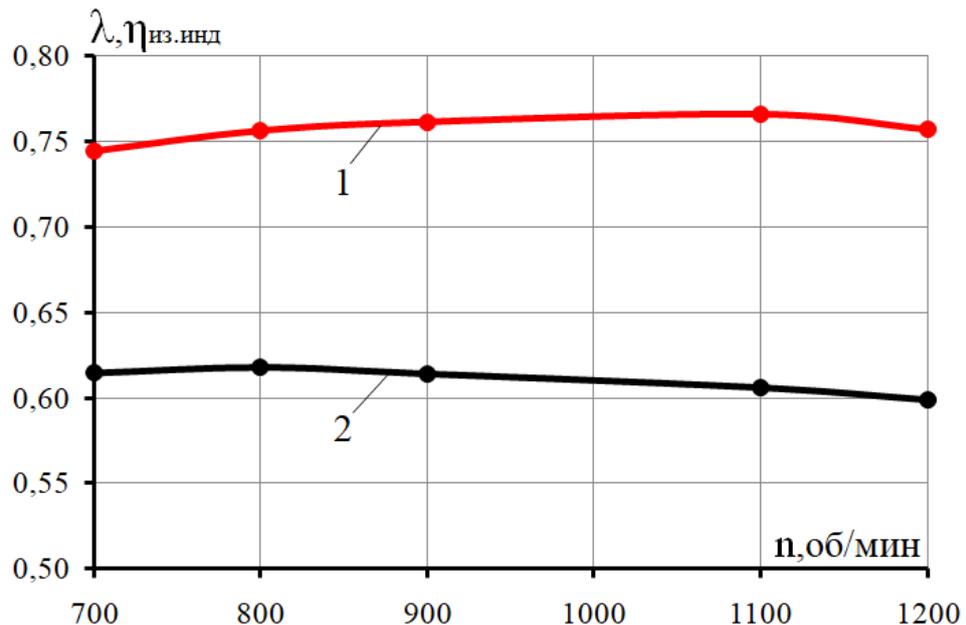


Рисунок 4.5.4 – Зависимости коэффициента подачи и индикаторного изотермического КПД от числа оборотов коленчатого вала (1– λ ; 2– $\eta_{из.инд}$)

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.

4.6 Анализ влияния объема газовой полости всасывания

При проведении параметрического анализа примем, что длина рубашечного пространства составляет $l_p=0,150$ м; начальный уровень жидкости $0,9 l_p$ рубашки. Общее пространство газовой полости на всасывании будет складываться из объема газовой полости 3 и объема газа, находящегося в незаполненном жидкостью рубашечном пространстве. При проведении расчетов примем, что длина газового канала $l_k=0,7$ от S_h , диаметр канала 1,5 мм; число оборотов коленчатого вала 1200 /мин; давление нагнетания 0,5 МПа.

Анализ влияния суммарного газового объема на всасывании на рабочие процессы и интегральные характеристики

Движение жидкости вверх осуществляется в том случае, если

$$p_{в1} < p_{в} \quad (4.6.1)$$

где $p_{в} = p_{вс} - g\rho_w z_2(\varphi)$; ρ_w, g – плотность жидкости и ускорение свободного падения.

В том случае, если

$$p_{в1} > p_{в} \quad (4.6.2)$$

жидкость движется вниз.

Необходимо отметить, что так как длина поршня больше хода поршня, компримируемый воздух не поступает в канал и не выходит из него ($dM_3 = 0, dM_4 = 0$) после того, как днище поршня достигнет отверстия канала в стенке цилиндра. При проведении расчетов предполагалось, что днище поршня перекрывает отверстие мгновенно и полностью.

На рисунках 4.6.1 и 4.6.2 представлены изменения давлений $p_{в1}$ и $p_{в}$ по углу поворота при разных значениях суммарного начального объема $V_{\Sigma} = V_3 + V_{pg}$. Графики выполнены на двух рисунках вследствие того, что амплитуда колебания давления при разных значениях суммарного газового объема существенным образом отличается друг от друга.

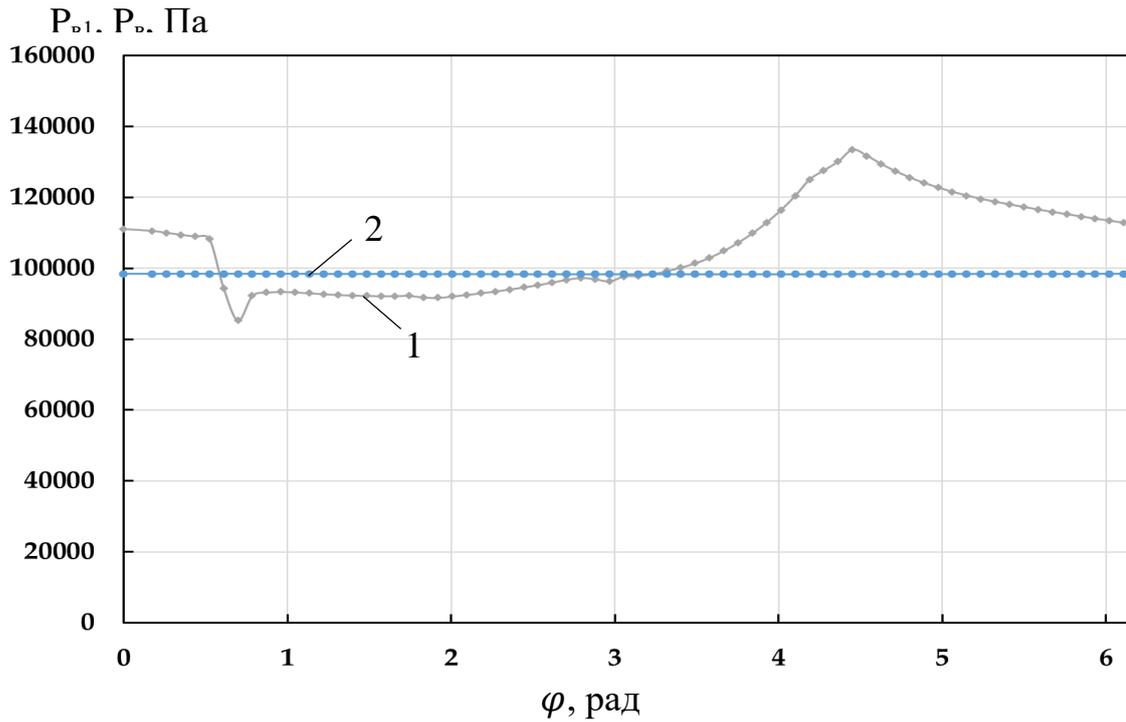


Рисунок 4.6.1– Зависимость изменения мгновенного давления P_{B1} P_B по углу поворота коленчатого вала при суммарном объеме газовой полости $6,15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ (1 - P_{B1} ; 2 - P_B)

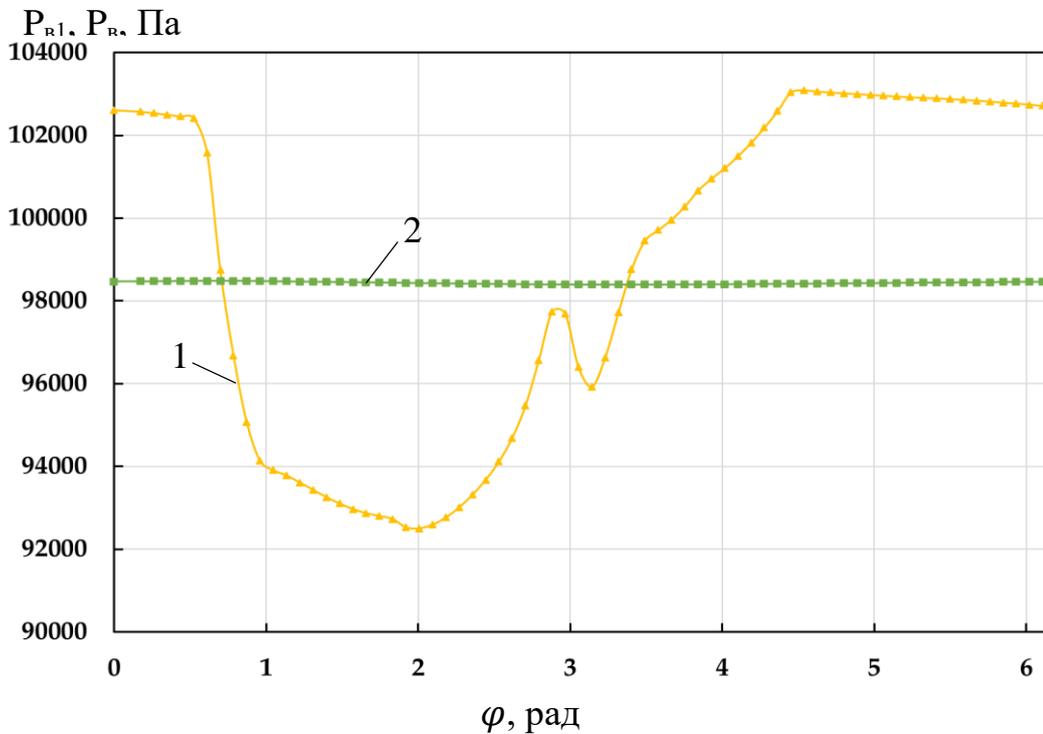


Рисунок 4.6.2 – Зависимость изменения мгновенного давления P_{R1} P_R по углу поворота коленчатого вала при суммарном объеме газовой полости $1,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ (1 - P_{R1} ; 2 - P_R)

Анализируя представленные на рисунке 4.6.1 и рисунке 4.6.2 результаты, можно сделать следующие выводы:

1. С уменьшением величины V_{Σ} увеличиваются амплитуды колебания давления в полости 3 ($p_{в1}$) как в процессе всасывания газа (при подъеме жидкости вверх по рубашке охлаждения), так и в процессах сжатия и нагнетания (при опускании жидкости). Так, при изменении значения V_{Σ} с $1,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ до $6,15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ минимальное давление $p_{в1}$ (в процессе всасывания) уменьшается с 92,5 КПа до 85 КПа, а величина максимального давления с 103 КПа до 130 КПа.

2. Необходимо отметить, что значение минимального давления при увеличении V_{Σ} сдвигается по углу поворота φ в сторону больших значений. Так минимальное значение $p_{в1}$ при $V_{\Sigma} = 6,15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ находится при $\varphi = 0,8 \text{ рад}$, а минимальное значение $p_{в1}$ при $V_{\Sigma} = 1,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ наблюдается при $\varphi = 2,0 \text{ рад}$.

Углы поворота, при которых достигаются максимальные значения $p_{в1}$, остаются примерно одинаковыми и равными 4,4 рад.

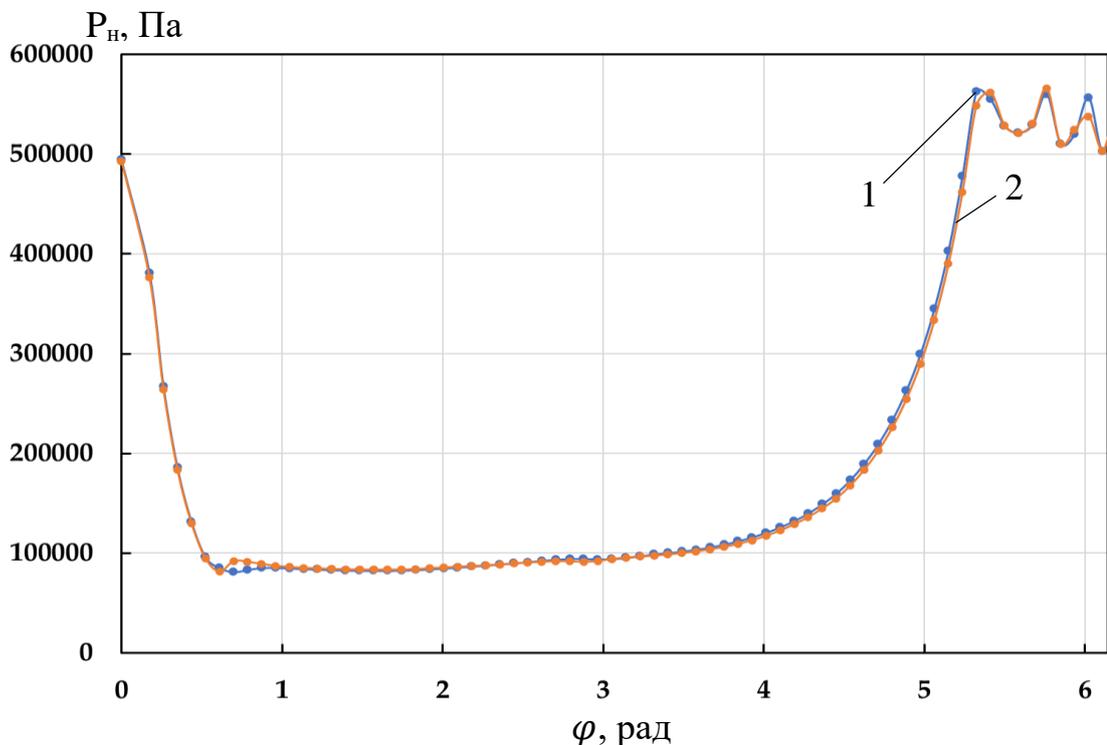


Рисунок 4.6.3 – Индикаторная диаграмма изменения давления в рабочей полости поршневого компрессора с безнасосной системой охлаждения при разных суммарных объемах полости всасывания
(1 - $P_n (V_{\Sigma} = 6,15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3)$; 2 - $P_n (V_{\Sigma} = 1,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3)$)

Анализируя индикаторные диаграммы, представленные на рисунке 4.6.3, можно сделать вывод о том, что при уменьшении величины V_{Σ} уменьшается давление в начале процесса всасывания, т.к. уменьшается величина p_{B1} .

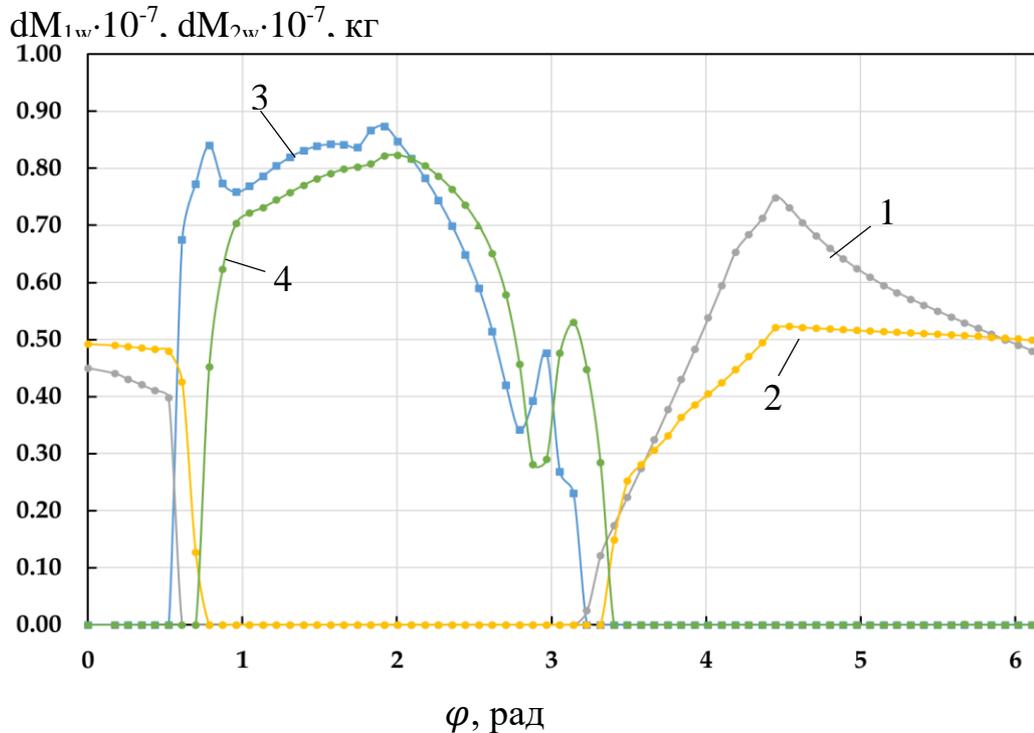


Рисунок 4.6.4 – Зависимости мгновенных расходов охлаждающей жидкости dM_{1w} dM_{2w} по углу поворота коленчатого вала при разных суммарных объемах полости всасывания (1- dM_{1w} ($V_{\Sigma}=6,15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$); 2 – dM_{1w} ($V_{\Sigma}=1,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$); 3- dM_{2w} ($V_{\Sigma}=6,15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$); 4 – dM_{2w} ($V_{\Sigma}=1,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$))

На рисунке 4.6.4 представлены кривые массовых расходов dM_{1w} и dM_{2w} по углу поворота коленчатого вала при разных значениях V_{Σ} . Представленные результаты позволяют сделать следующие выводы:

1. С уменьшением величины V_{Σ} наблюдается увеличение максимумов мгновенных расходов, что конечно обусловлено увеличением максимума и минимума давлений p_{B1} . Максимальное увеличение расхода dM_{1w} наблюдается в начале процесса всасывания ($\varphi \approx 0,8$ рад) на угле поворота $0,8 \text{ рад} < \varphi \leq 2 \text{ рад}$ наблюдается увеличение dM_{1w} с уменьшением V_{Σ} примерно на 10 %. На угле поворота $2,2 \text{ рад} < \varphi < 2,8 \text{ рад}$ с уменьшением V_{Σ} значение dM_{1w} уменьшается, а затем на угле поворота $2,8 \text{ рад} \leq \varphi \leq 3,5 \text{ рад}$ снова увеличивается.

При опускании жидкости на угле поворота $3,2 \text{ рад} < \varphi < 6 \text{ рад}$ величина dM_{2w} при малых значениях больше, чем при больших, а после $\varphi > 6 \text{ рад}$ ситуация меняется на противоположную.

2. Необходимо отметить, что в процессе опускания жидкости максимальное значение dM_{2w} при малых значениях V_{Σ} ($V_{\Sigma} = 6,15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$) примерно на 40 % больше, чем при больших ($V_{\Sigma} = 1,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$). Максимальные значения dM_{2w} при разных значениях достигаются примерно на одном угле поворота $\varphi \approx 4,5 \text{ рад}$. Максимальные значения dM_{1w} и dM_{2w} при уменьшении V_{Σ} приводит к увеличению расхода охлаждающей жидкости, циркулирующей в рубашке охлаждения (рисунок 4.6.5).

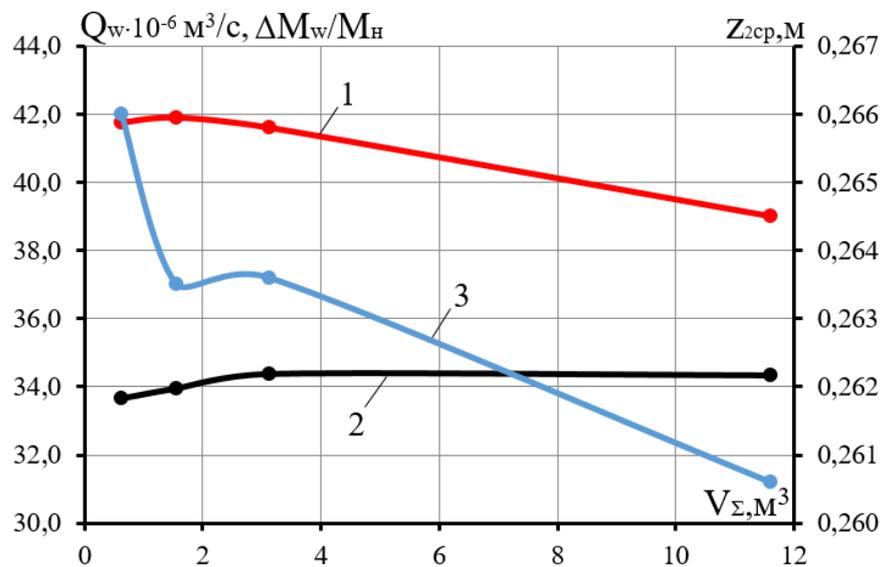


Рисунок 4.6.5 – Зависимость расхода охлаждающей жидкости, относительной массы охлаждающей жидкости и средней высоты уровня жидкости в рубашке охлаждения от суммарного объема полости всасывания (1– Q_w ; 2– $\Delta M_w/M_H$; 3– z_{2cp})

В диапазоне изменения $4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 \leq V_{\Sigma} \leq 11,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$ значение Q_w увеличивается линейно, а затем по параболе. Максимальное значение Q_w достигается при $V_{\Sigma} = 1,55 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$ и составляет $Q_w = 4,19 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$. С уменьшением V_{Σ} происходит незначительное уменьшение $\Delta M_w/M_H$ и незначительное увеличение z_{2cp} . Незначительное уменьшение $\Delta M_w/M_H$ обусловлено более быстрым увеличением значения M_H , чем массового расхода охлаждающей жидкости. Незначительное увеличение z_{2cp} обусловлено значительным подъемом

жидкости за счет резкого падения $p_{в1}$ при уменьшении V_{Σ} . При уменьшении V_{Σ} происходит уменьшение величин $\Delta M_{вс}/M_H$ и $\Delta E_{вс}/A_{инд}$ (рисунок 4.6.6), особенно при $V_{\Sigma} < 3,0 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$. Уменьшение этих отношений обусловлено увеличением значений M_H и $A_{инд}$.

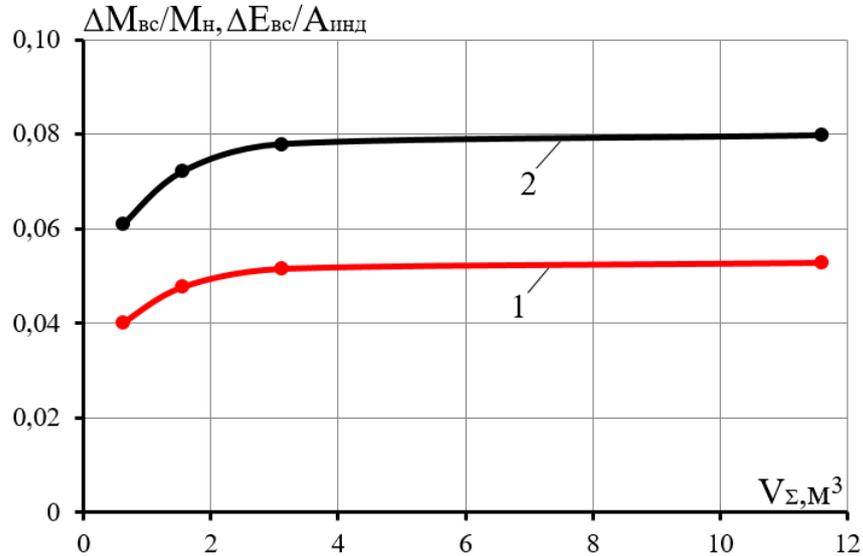


Рисунок 4.6.6 – Зависимости относительной массы поступающей жидкости и относительной теряемой энергии от суммарного объема полости всасывания (1— $\Delta M_{вс}/M_H$; 2— $\Delta E_{вс}/A_{инд}$)

Изменение V_{Σ} оказывает незначительное влияние на относительные потери работы и давления в процессе всасывания и нагнетания. Необходимо отметить, что с уменьшением V_{Σ} наблюдается незначительное увеличение $\Delta A_{вс}/A_{инд}$ с $6,24 \cdot 10^{-2}$ (при $V_{\Sigma} = 1,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$) до $6,63 \cdot 10^{-2}$ (при $V_{\Sigma} = 6,15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$).

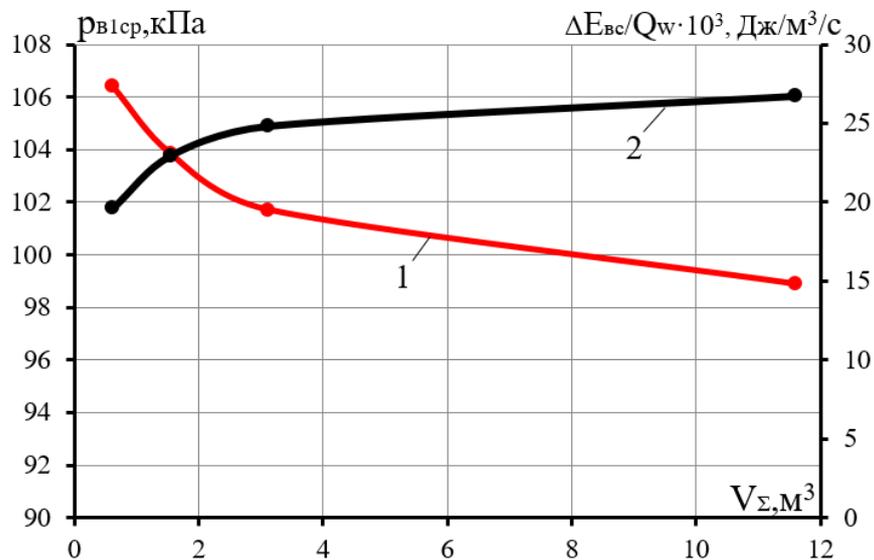


Рисунок 4.6.7– Зависимость величины среднего давления и относительной теряемой энергии на организацию поперечных сил в полости всасывания от суммарного объема полости всасывания
(1– $p_{в1ср}$; 2– $\Delta E_{вс}/Q_w$)

С уменьшением величины V_{Σ} происходит увеличение среднего давления $p_{в1}$ в полости всасывания 3 (рисунок 4.6.7). Линейное изменение давления с уменьшением V_{Σ} переходит в гиперболическое при $V_{\Sigma} < 3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$. В связи с увеличением Q_w при уменьшении V_{Σ} уменьшается отношение $\Delta E_{вс}/Q_w$, что позволяет сделать вывод, что относительные затраты энергии, теряемые с уходящим газом из рабочей камеры, уменьшаются, причем при $V_{\Sigma} > 3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$ это уменьшение носит линейный характер. При уменьшении V_{Σ} происходит более быстрое падение давления в полости всасывания в процессах расширения и всасывания. Это приводит к более быстрому открыванию всасывающего клапана и увеличению массы всасываемого газа. Увеличение массы всасываемого газа при уменьшении V_{Σ} приводит к увеличению коэффициента подачи и индикаторному изотермическому КПД (рисунок 4.6.8).

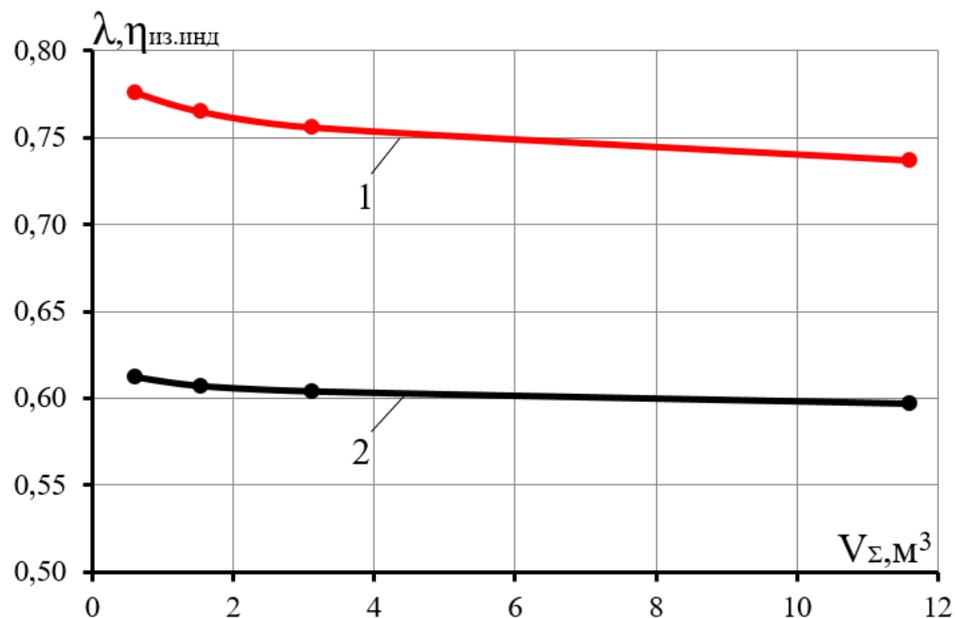


Рисунок 4.6.8 – Зависимость индикаторного изотермического КПД и коэффициента подачи от суммарного объема полости всасывания
(1– λ ; 2– $\eta_{из.инд}$)

Необходимо отметить, что увеличение индикаторного изотермического КПД незначительно и составляет чуть более 1 %, а увеличение коэффициента подачи более значимо и составляет около 4 %. Наибольшее увеличение λ и $\eta_{\text{ин.из}}$ наблюдается при $V_{\Sigma} < 4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$.

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.

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

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, 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, 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 сжимаемого 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 сжимаемого 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 значение 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 цилиндрико-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».

Список литературы

1. Q. Yu, Q. Wang, X. Tan, G. Fang, J. Meng, A review of compressed-air energy storage, *J. Renew. Sustain. Energy* 11 (2019) 042702, <https://doi.org/10.1063/1.5095969>
2. Vikram C. Patil, Pinaki Acharya, Paul I. Ro, Experimental investigation of heat transfer in liquid piston compressor, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 146 (2019):169-179, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.09.121>
3. S. Mousavi, S. Kara, B. Kornfeld, Energy efficiency of compressed air systems, *Procedia CIRP*, 15 (2014):313-318
4. USDOE-US Department of Energy 2001 Assessment of the Market for Compressed Air Efficiency Services, DOE/GO-1020011197 , Washington DC, USA, доступно http://www1.eere.energy.gov/manufacturing/tech_deployment/pdfs/newmarket5.pdf
5. Šešlija, Dragan & Stojiljković, Miodrag & Golubović, Zoran & Blagojevic, Vladislav & Dudić, Slobodan. (2009). IDENTIFICATION OF THE POSSIBILITIES FOR INCREASING ENERGY EFFICIENCY IN THE COMPRESSED AIR SYSTEMS. *Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering*. 7. 37 - 60.
6. Silva, E., Dutra, T. Piston trajectory optimization of a reciprocating compressor, *International Journal of Refrigeration*, 2021, Vol.121:159-167. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.09.021>.
7. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчет. 3-е изд. Москва: Колос, 2006. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.
8. K. Ueno, K.S. Hunter, *Compressor Efficiency Definitions*, 2003
9. Valenti G., Colombo L., Murgia S., Lucchini A., Sampietro A., Capoferri A., Araneo L. Thermal effect of lubricating oil in positive-displacement air compressors, *Applied Thermal Engineering*, 2013, 51(1-2):1055-1066. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.10.040>.
10. Claudio J. Santos, Thiago Dutra, Cesar J. Deschamps. Scrutinizing the sources of inefficiencies in the piston-cylinder clearance of an oil-free linear

compressor, *International Journal of Refrigeration*, 2019, Vol. 104:513-520. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.05.015>.

11. Van de Ven James D., Li Perry Y. Liquid piston gas compression, *Applied Energy*, 2009, 86(10):2183-2191. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.12.001>.

12. Sessaiah N., Sahoo R.K., Sarangi S.K. Theoretical and experimental studies on oil injected twin-screw air compressor when compressing different light and heavy gases. *Applied Thermal Engineering*, 2010, 30(4): 327-339. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.09.010>.

13. Vittorini D., Cipollone R. Energy saving potential in existing industrial compressors, *Energy*, 2016, 102:502-515. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.02.115>.

14. D. Seslija, I. Ignjatovic, and S. Dudic, 'Increasing the Energy Efficiency in Compressed Air Systems', *Energy Efficiency - The Innovative Ways for Smart Energy, the Future Towards Modern Utilities*. InTech, Oct. 17, 2012. doi: 10.5772/47873.

15. Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования : моногр. / В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, В. В. Шалай [и др.]. – Москва : Машиностроение, 2013. – 367 с. – ISBN 978-5-94275-670-3.

16. Calculation of Liquid Piston Kinematic Parameters and Inertial Losses in the Profiled Second-Stage Working Chamber of a Piston Hybrid Energy-Generating Machine / V. E. Shcherba, A. V. Zanin, E. Yu. Nosov, E. A. Pavlyuchenko, A. S. Tegzhanov. – DOI: <https://doi.org/10.1007/s10556-021-00835-x> // *Chemical and Petroleum Engineering*. – 2021. – Vol. 56, no. 9-10. – P. 726–735.

17. Development and Research of Crosshead-Free Piston Hybrid Power Machine / V. E. Shcherba, V. V. Shalay, E. Yu. Nosov, E. A. Pavlyuchenko, A. S. Tegzhanov. – DOI: <https://doi.org/10.3390/machines9020032> // *Machines*. – 2021. – Vol. 9, no. 2. – P. 32 (1–38).

18. Subodh Chaudhari, Ahmad Abbas, Alex Botts, Senthil Sundaramoorthy, Thomas Wenning, Load sharing energy savings methodology for systems with multiple

centrifugal compressors, *Journal of Cleaner Production*, Volume 433, 2023, 139630, ISSN 0959-6526, <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2023.139630>.

19. Wojciech Kostowski, Krzysztof Pajaczek, Agnieszka Pociecha, Jacek Kalina, Piotr Niedzielski, Adam Przybył, *Methods of waste heat recovery – A compressor station case study*, *Energy Conversion and Management*, Volume 197, 2019, 111837, ISSN 0196-8904, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.111837>

20. Golubović Z.Šešlija D.Milovanović B.Majstorović B.Vidovic M. 2007 The Challenges in Sterile Pressurised Air Preparation, *Proceedings of PAMM- Conference*, C152-153 /2007, Balatonalmadi, Hungary, 31 May-3 June 2007

21. Mitrović Č.Golubović Z.Šešlija D. 2006 Implementation, Significance and Effects of Filtration in Industry, *Research and Design for Industry*, 12 4 1320 , 1451-4117

22. Šešlija D.Stojiljković M.Golubović Z. 2008 Increase of Energy Efficiency in HIPNEF Systems, *Proceedings of Congress with International Participation HIPNEF*, 978-8-68058-787-5 315 , Vrnjačka Banja, Serbia, October 15-17, 2008

23. Yoshimura M. *System Design Optimization for Product Manufacturing. Concurrent Engineering*. 2007;15(4):329-343. doi:10.1177/1063293X07083087

24. RadgenP. 2003 The “Efficient Compressed Air” Campaign in Germany-Market Transformation To Activate Cost Reductions And Emissions Savings. *Proceedings ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Industry*, 3194 -205, Rye Brook, New York, July 29- August 1, 2003

25. Dudić S.Ignjatovic I.Šešlija D.Blagojević V.Stojiljković M. 2012 Leakage Quantification of Compressed Air Using Ultrasound and Infrared Thermography. *Measurement*, (Article in Press), 0263-224102632241

26. Šešlija D.Ignjatović I.Dudić S.Lagod B. 2011 Potential Energy Savings in Compressed Air Systems in Serbia, *African Journal of Business Management*, 5 14 56375645 , 1993-8233

27. Степанов, Л.В. Оптимизация распределения загрузки компрессорных станций и потребления сжатого воздуха [Текст] / Л.В. Степанов // *Промышленная энергетика*. – 2001. – №12. – С. 33-35.

28. Pavlyuchenko, E. A. Analysis of the Primary Means for Increasing the Efficiency of Positive Displacement Compressors / E. A. Pavlyuchenko. – DOI: 10.1007/s10556-022-01092-2 // Chemical and Petroleum Engineering. – 2022. – Vol. 58, no. 6. – P. 309–314. – URL: <https://link.springer.com/article/10.1007/s10556-022-01092-2#citeas> (date accessed: 04.10.2022).
29. Назаренко, У.П. Экономия электроэнергии при производстве и использовании сжатого воздуха [Текст] / У.П. Назаренко. – М., Энергия: 1976. – 103 с.
30. Pramanik D., Singh D.K. (2021) System Optimization for Economic and Sustainable Production and Utilization of Compressed Air (A Case Study in Asbestos Sheet Manufacturing Plant). In: Singari R.M., Mathiyazhagan K., Kumar H. (eds) Advances in Manufacturing and Industrial Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Singapore. https://doi.org/10.1007/978-981-15-8542-5_91
31. Ooi, K. Design optimization of a rolling piston compressor for refrigerators. Appl. Therm. Eng. 2005, 25, 813–829.
32. Ooi, K.T. Twenty Years of Compressor Innovation at NTU, Singapore. In International Compressor Engineering Conference; Purdue e-Pubs: West Lafayette, IN, USA, 2014.
33. Парамонов, А.М. Системы воздухообеспечения предприятий [Текст] / А.М. Парамонов, А.П. Стариков. – СПб., Издательство «Лань»: 2011. – 160 с.
34. Zhang, B. Optimization of an Industrial Air Compressor System [Текст] / B. Zhang, M. Liu, Y. Li, L. Wu // Energy Engineering. – 2013. – Vol. 110, Issue 6. – pp. 52-64.
35. Пужайло, А.Ф. Энергосбережение в агрегатах компрессорных станций средствами частотно-регулируемого электропривода [Текст] / А.Ф. Пужайло, О.В. Крюков, И.Е. Рубцова // Компрессорная техника и пневматика. – 2012. – №5. – С. 29-35.
36. Silva, E.; Dutra, T. Piston trajectory optimization of a reciprocating compressor. Int. J. Refrig. 2021, 121, 159–167.

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

38. Морозов, А.П. Энергосбережение при производстве и осушке сжатого воздуха [Текст] / А.П. Морозов, Г.Н. Трубицына. – Магнитогорск, МГТУ: 2009. – 147 с.

39. Щерба, В. Е. Рабочие процессы компрессоров объемного действия : моногр. / В. Е. Щерба. – Москва : Наука, 2008. – 319 с. – ISBN 978-5-02-036644-2.

40. Поршневые компрессоры : учеб. Пособие / С. Е. Захаренко, С. А. Анисимов, В.А. Дмитриевский [и др.] – Москва : Машгиз, 1961. – 454 с.

41. Френкель, М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкция и основы проектирования / М. И. Френкель. – Ленинград : Машиностроение, 1969. – 747 с.

42. Берман, Я. А. Системы охлаждения компрессорных установок / Я. А. Берман. – Л. : Машиностроение, 1984. – 288 с. – ISBN 978-5-75892-451-1.

43. Баженов, А. М. Разработка и исследование поршневой гибридной энергетической машины с щелевым уплотнением ступенчатого вида: специальность 05.04.13 «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты» : автореф. дис. ... канд. техн. наук / А. М. Баженов ; Омский гос. техн. ун-т. – Омск, 2017. – 22 с.

44. Овсянников, А.Ю. Разработка и исследование двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с движением жидкости за счет разрежения на всасывании газа: специальность 05.04.13 «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты» : автореф. дис. ... канд. техн. наук / А. Ю. Овсянников ; Омский гос. техн. ун-т. – Омск, 2021. – 24 с.

45. Щерба В.Е., Носов Е.Ю., Павлюченко Е.А., Кузеева Д.А., Лобов И.Э. Анализ динамики движения жидкости в поршневой гибридной энергетической

машине с газовым объемом на всасывании. Химическое и нефтегазовое машиностроение, 2016, № 4, с. 15–19.

46. Щерба В.Е., Кузеева Д.А., Носов Е.Ю. Математическое моделирование рабочих процессов поршневого насос-компрессора с газовым объемом на всасывании. Вестник машиностроения, 2016, № 4, с. 3–8.

47. Щерба В.Е., Щербаков В.С., Галдин Н.С., Григорьев А.В., Труханова Д.А. Анализ влияния отношения давления нагнетания к давлению всасывания на характеристики поршневой гибридной энергетической машины с газовым объемом на всасывании. Химическое и нефтегазовое машиностроение, 2018, № 2, с. 22–26.

48. Щерба В.Е., Щербаков В.С., Галдин Н.С., Ведрученко В.Р., Григорьев А.В., Труханова Д.А. Анализ влияния угловой скорости вращения коленчатого вала на характеристики поршневой гибридной энергетической машины с газовым объемом на всасывании. Химическое и нефтегазовое машиностроение, 2018, № 3, с. 26–29.

49. Лобов И.Э., Щерба В.Е. Разработка и расчет системы жидкостного охлаждения поршневого компрессора на основе использования колебаний давления газа на нагнетании. Химическое и нефтегазовое машиностроение, 2016, № 4, с. 19–24.

50. Shcherba V.E., Ovsyannikov A.Y., Nosov E.Y., Averyanov G.S., Korneev S.A., Kudentsov V.Y. An Analysis of the Cooling Intensity Effect of a Two-Cylinder Single-Stage Piston Hybrid Power Machine with Fluid Flow Due to Vacuum at Suction on the Working Processes and Indicative Efficiency. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2020, no. 11, pp. 62–72, doi: 10.18698/0536-1044-2020-11-62-72.

51. Совершенствование технологии охлаждения компримированного газа для исключения влияния внешних факторов / В. В. Дмитрук, А. А. Касьяненко, Е. Б. Ковинченко, И. В. Кравченко // Технологии нефти и газа. – 2021. – № 3(134). – С. 55-59. – DOI 10.32935/1815-2600-221-134-3-55-59. – EDN ZYVVVIU.

52. Жданов, Р. Р. Охлаждение компримированного газа / Р. Р. Жданов // Аллея науки. – 2018. – Т. 3, № 9(25). – С. 271-276. – EDN YPCNAT.
53. Легков, А. А. Система охлаждения компримированного газа на базе абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины / А. А. Легков, Н. А. Пальтов // Новые технологии в газовой отрасли: опыт и преемственность : Тезисы докладов IX Молодежной международной научно-практической конференции , Видное, п. Развилка, 19–21 мая 2021 года. – Видное, п. Развилка: Общество с ограниченной ответственностью "Научно-исследовательский институт природных газов и газовых технологий - Газпром ВНИИГАЗ", 2021. – С. 99. – EDN WCWFMS.
54. Альмухаметова, А. Ш. Оптимизация работы аппаратов воздушного охлаждения компримированного газа на трёх цеховой компрессорной станции / А. Ш. Альмухаметова // Энергия молодежи для нефтегазовой индустрии : Материалы III Международной научно-практической конференции молодых ученых, Альметьевск, 14–17 ноября 2018 года. Том 1. – Альметьевск: Альметьевский государственный нефтяной институт, 2018. – С. 461-464. – EDN MDOJTI.
55. Аршакян, И. И. Повышение эффективности работы установок охлаждения газа / И. И. Аршакян, А. А. Тримбач // Газовая промышленность. – 2006. – № 12. – С. 52-55. – EDN HVSNWD.
56. Щерба В.Е., Болштянский А.П., Рыбак А.Т., Носов Е.Ю., Тегжанов А.С. Конструктивные компоновки гибридных машин объемного действия // Омский научный вестник. 2018. № 1 (157). С. 10–18. DOI: 10.25206/1813-8225-2018-157-10-18.
57. Е.А. Дорофеев, А.С. Тегжанов, В.Е. Щерба. Анализ безнасосных систем охлаждения поршневых компрессоров // Омский научный вестник. Серия авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2023. – Т. 7, № 1, – С. 32–39. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-32-39

58. Анализ основных преимуществ объединения компрессоров и насосов объемного действия в единый агрегат / В. Е. Щерба [и др.] // Вестник машиностроения. – 2015. – № 12. – С. 15 – 19.

59. В. Е. Щерба, Е. А. Дорофеев, Г. А. Нестеренко, А. П. Болштянский. Анализ основных геометрических и эксплуатационных параметров щелевых уплотнений, применяемых в поршневых гибридных энергетических машинах // Вестник машиностроения. – 2021. – № 12. – С. 25–30. DOI: 10.36652/0042-4633-2021-12-25-30

60. Кондюрин, А. Ю. [и др.] К вопросу о получении профиля щелевого уплотнения для поршневой гибридной энергетической машины объемного действия // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. – 2016. – № 2 (146). – С. 36–39

61. Патент № 118371 Российская Федерация, МПК F04B 19/06 (2006.01). Поршневой насос-компрессор : № 2012107932 : заявл. 01.03.2012 : опубл. 20.07.2012 / А.П. Болштянский, В.Е. Щерба, Г.А. Нестеренко, В.С. Виниченко [и др.] ; заявитель Омский. гос. техн. ун-т. – 9 с. : ил.

62. Разработка и проектирование энергетических машин объёмного действия нового типа с повышенно интенсивным теплообменом в зоне рабочих органов : отчет о НИР (промежуточ.) / ОмГТУ ; рук. В. Е. Щерба ; исполн. Е. А. Павлюченко [и др.]. – Омск, 2016. – 84 с. – № ГР АААА-Б16-216032520061-0.

63. Патент № 2565932 Российская Федерация, МПК F04B 19/06 (2006.01). Способ работы поршневого гидропневматического агрегата и устройство для его реализации : № 2014132607 : заявл. 07.08.2014 : опубл. 20.10.2015 / А.П. Болштянский, В.Е. Щерба, А.К. Кужбанов [и др.] ; заявитель Омский. гос. техн. ун-т. – 6 с. : ил

64. Патент № 2518796 Российская Федерация, МПК F04B 19/06 (2006.01). Машина объемного действия : № 2013100631 : заявл. 09.01.2013 : опубл. 10.06.2014 / А.П. Болштянский, В.Е. Щерба, В.С. Виниченко ; заявитель Омский. гос. техн. ун-т. – 4 с. : ил.

65. Патент № 2614317 Российская Федерация, МПК F04B 19/06 (2006.01). Способ работы поршневой вертикальной гибридной машины объемного действия и устройство для его осуществления : № 2015147347 : заявл. 03.11.2015 : опубл. 24.03.2017 / А.П. Болштянский, В.Е. Щерба, А.Ю. Кондюрин [и др.] ; заявитель Омский. гос. техн. ун-т. – 7 с. : ил.

66. Патент № 2538371 Российская Федерация, МПК F04B 19/06 (2006.01). Способ работы насос-компрессора и устройство для его осуществления : № 243 2013138950 : заявл. 20.08.2013 : опубл. 10.01.2015 / А.П. Болштянский, В.Е. Щерба, А.К. Кужбанов [и др.] ; заявитель Омский. гос. техн. ун-т. – 6 с. : ил

67. Патент № 2560649 Российская Федерация, МПК F04B 19/06 (2006.01), F04B 39/10. Поршневой насос-компрессор : № 2014121958 : заявл. 219 29.05.2014 : опубл. 20.08.2015 / А.П. Болштянский, В.Е. Щерба, А.К. Кужбанов. ; заявитель Омский. гос. техн. ун-т. – 6 с. : ил

68. Патент № 2600214 Российская Федерация, МПК F04B 31/00 (2006.01), F04B 53/14 (2006.01). Гибридная машина объемного действия с лабиринтным уплотнением : № 2015116963 : заявл. 05.05.2015 : опубл. 20.10.2016 / А.П. Болштянский, В.Е. Щерба, А.Ю. Кондюрин, Е.А. Лысенко. ; заявитель Омский. гос. техн. ун-т. – 6 с. : ил

69. Патент № 2652470 Российская Федерация, МПК F04B 19/06 (2006.01). Способ поршневой гибридной машины объемного действия и устройство для его осуществления : № 2016145985 : заявл. 23.11.2016 : опубл. 26.04.2018 / В.Е. Щерба, А.П. Болштянский, А.Ю. Кондюрин, [и др.] ; заявитель Омский. гос. техн. ун-т. – 9 с. : ил.

70. Патент № 2565951 Российская Федерация, МПК F04B 19/06 (2006.01). Способ работы газожидкостного агрегата и устройство для его осуществления : № 2014128366 : заявл. 10.07.2014 : опубл. 20.10.2015 / А.П. Болштянский, В.Е. Щерба, А.К. Кужбанов, В.С. Виниченко ; заявитель Омский. гос. техн. ун-т. – 5 с. : ил.

71. Патент № 2588347 Российская Федерация, МПК F04B 19/06 (2006.01) (2006.01), F16K 17/04 (2006.01). Способ работы поршневого насоскомпрессора и

устройство для его осуществления : № 2014123325 : заявл. 06.06.2014 : опубл. 27.06.2016 / А.П. Болштянский, В.Е. Щерба, В.С. Виниченко ; заявитель Омский. гос. техн. ун-т. – 7 с. : ил

72. Патент № 125635 Российская Федерация, МПК F04B 19/06 (2006.01). Поршневой насос-компрессор : № 2012140810/06 : заявл. 24.09.2012 : опубл. 10.03.2013 / А.П. Болштянский, В.Е. Щерба, А.К. Кужбанов, Г.А. Нестеренко; заявитель Омский. гос. техн. ун-т. – 2 с. : ил.

73. Патент № 2644424 Российская Федерация, МПК F04B 19/06 (2006.01). Поршневой насос-компрессор : № 2016145987 : заявл. 23.11.2016 : опубл. 12.02.2018 / В.Е. Щерба, А.П. Болштянский, А.Ю. Кондюрин [и др.] ; заявитель Омский. гос. техн. ун-т. – 5 с. : ил

74. Патент 2578758 Российская Федерация. Поршневой насос-компрессор / А. П. Болштянский [и др.] ; заявл. 25.02.2015 ; опубл. 27.03.2016.

75. Патент № 2686536 Российская Федерация, МПК F04B 19/06 (2006.01). Гибридная машина объемного действия с тронковым поршнем : № 2018131858 : заявл. 06.09.2018 : опубл. 29.04.2019 / В.Е. Щерба, А. С. Тегжанов, А.П. Болштянский, Е.Ю. Носов ; заявитель Омский. гос. техн. ун-т. – 8 с. : ил

76. Щерба В.Е., Носов Е.Ю., Тегжанов А.С., Парамонов А.М., Блинов В.Н., Суриков В.И. Экспериментальное исследование бескрейцкопфной поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с интенсивным охлаждением компримируемого газа. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2019, № 10, с. 78–85, DOI: 10.18698/0536-1044-2019-10-78-85

77. Авторское свидетельство № 779623 СССР, МПК F04B 35/02, F 04 B 39/06 (2006.01). Компрессор : № 2688416/25-06 : заявл. 23.11.78 : опубл. 15.11.80 / Щерба В. Е., Кабаков А. Н., Болштянский А. П., Кащеев Ю. А. ; заявитель Омский политехнический институт. – 2 с. – Текст : непосредственный.

78. Патент № 2560650 Российская Федерация, МПК F04B 19/06 (2006.01). Пневмогидравлический агрегат : № 2014122217 : заявл. 30.05.2014 : опубл.

20.08.2015 / А.П. Болштянский, В.Е. Щерба, А.К. Кужбанов ; заявитель Омский. гос. техн. ун-т. – 5 с. : ил.

79. Патент 2534655 Российская Федерация. Способ работы насоскомпрессора и устройство для его осуществления / А. П. Болштянский [и др.] ; заявл. 29.05.2013 ; опубл. 10.12.2014.

80. Патент № 2565134 Российская Федерация, МПК F04В 19/06 (2006.01). Поршневой насос-компрессор : № 2014127815 : заявл. 08.07.2014 : опубл. 20.10.2015 / А.П. Болштянский, В.Е. Щерба, В.С. Виниченко, А.К. Кужбанов ; заявитель Омский. гос. техн. ун-т. – 5 с. : ил.

81. Патент № 2640658 Российская Федерация, МПК F04В 39/06 (2006.01). Поршневая двухступенчатая машина с внутренней системой жидкостного охлаждения : № 2016134560 : заявл. 23.08.2016 : опубл. 11.01.2018 / В.Е. Щерба, А.П. Болштянский, И.Э. Лобов [и др.] ; заявитель Омский. гос. техн. ун-т. – 6 с. : ил

82. Поршневые компрессоры / Б. С. Фотин, И. Б. Пирумов, И. К. Прилуцкий, П. И. Пластинин. – Ленинград : Машиностроение, 1987. – 372 с. – ISBN 5-17497- 0256-4.

83. Разработка концептуальных основ и теории рабочих процессов поршневых гибридных энергетических машин объемного действия с регенеративным теплообменом для сжатия и перемещения капельных жидкостей и газа: отчет о НИР (промежуточ.) / ОмГТУ ; рук. В. Е. Щерба ; исполн. Е. А. Павлюченко [и др.]. – Омск, 2022. – 204 с. – № 22-29-00399

84. Патент № 2763099 Российская Федерация, МПК F04В 39/06 (2006.01), F04В 49/02 (2006.01), СПК F04В 39/06 (2021.08), F04В 49/02 (2021.08), Способ работы системы жидкостного охлаждения машины объемного действия и устройство для его осуществления : № 2021107058 : заявл. 18.03.2021 : опубл. 27.12.2021 / В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, З.В. Азябин, Е.Ю. Носов, А.С. Тегжанов. – 16 с. : ил.

85. Патент № 2801766 Российская Федерация, МПК F04В 39/06 (2006.01), Способ работы поршневого компрессора с регенеративным охлаждением и

устройство для его осуществления: № 2022126785 : заявл. 14.10.2022 : опубл. 15.08.2023 / В. Е. Щерба, Е.В. Ходорева, А. П. Болштянский. – 19 с. : ил.

86. Анализ динамики движения жидкости в поршневой гибридной энергетической машине с газовым объемом на всасывании/ В.Е. Щерба, Е.Ю. Носов, Е.А. Павлюченко, Д.А. Кузеева, И.Э. Лобов// Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2016. - № 4. – С.15-19

87. Патент № 2578776 Российская Федерация, МПК F04В 39/06 (2006.01). Способ работы машины объемного действия и устройство для его осуществления : № 2015112262 : заявл. 03.04.2015 : опубл. 27.03.2016 / В.Е. Щерба, А.П. Болштянский, Д.А. Кузеева [и др.] ; заявитель Омский. гос. техн. ун-т. – 10 с. : ил.

88. Кузеева Д. А. Разработка и экспериментальное исследование поршневой гибридной энергетической машины с газовым объемом на всасывании // Омский научный вестник. 2015. № 3 (143). С. 154–158.

89. Патент № 2755967 Российская Федерация, МПК F04В 39/06, F04В 39/064. Поршневой двухцилиндровый компрессор с автономным жидкостным охлаждением / Щерба В. Е., Овсянников А. Ю., Болштянский А. П., Носов Е. Ю., Тегжанов А. С. № 2020138070; заявл. 20.11.2020; опубл. 23.09.2021.

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

91. Анализ влияния интенсивности охлаждения двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с движением жидкости под действием разряжения 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.

92. Патент № 2784267 Российская Федерация, МПК F04B 39/06. Поршневой компрессор с автономным жидкостным рубашечным охлаждением : № 2022120867 : заявл. 29.07.2022 : опубл. 23.11.2022 / А. С. Тегжанов, В. Е. Щерба, А. П. Болштянский ; заявитель Ом. гос. техн. ун-т. – 13 с. : ил.

93. Щерба В. Е., Тегжанов А. С., Орех Д. В. Анализ процесса обратного расширения в поршневой гибридной энергетической машине с двумя всасывающими клапанами // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2021. № 9. С.77–85. DOI: 10.18698/0536-1044-2021-9-77-85.

94. Щерба В. Е., Тегжанов А. С. Математическая модель рабочих процессов поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с газовым колпаком и двумя всасывающими клапанами // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2022. № 5. С. 22–26.

95. Арсеньев И. А., Иванов Д. Н., Прилуцкий А. И. Учет реальных свойств рабочих веществ при моделировании процессов, протекающих в ступенях машин объемного действия. Известия СПбГУНИПТ, №1, 2009. – С. 35-42.

96. Основы теории рабочих процессов поршневых гибридных энергетических машин объемного действия с регенеративным теплообменом для сжатия и перемещения капельных жидкостей и газа / Щерба В.Е., Павлюченко Е.А., Тегжанов А.-Х.С., Дорофеев Е.А., Носов Е.Ю., Григорьев А.В., Ходорева Е.В. // Инженерный сетевой журнал: «Г И Д Р А В Л И К А». – 2022. – № 17. – стр. 61-82

97. Орлов, Ю. М. Объемные гидравлические машины. Конструкция, проектирование, расчет / Ю. М. Орлов. – Москва : Машиностроение, 2006. – 222 с. ISBN 5-217-03335-5

98. Гимадиев, А. Г. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / А. Г. Гимадиев, Н. Д. Быстров. – Самара : Самарск. гос. техн. ун-т., 2010. – 178 с.

99. Щерба, В. Е. Термодинамические основы расчета процессов сжатия и расширения в насосе объемного действия / В. Е. Щерба, В. В. Шалай, Е. А. Павлюченко [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2015. – № 3. – С. 25–27. 245

100. Щерба, В. Е. Обобщенный термодинамический подход к расчету процессов всасывания и нагнетания в насосах и в компрессорах объемного действия / В. Е. Щерба, В. В. Шалай, Е. А. Павлюченко [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2015. – № 6. – С. 26–29.

101. Анализ основных недостатков поршневой гибридной энергетической машины с двумя всасывающими клапанами и пути их преодоления / Г.И. Екимов, А.С. Тегжанов, В.Е. Щерба // 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.

102. 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, И.Г. Екимов – заявитель и патентообладатель ОмГТУ. – 24 с.

103. Альтшуль, А. Д. Гидравлика и аэродинамика / А. Д. Альтшуль, П. Г. Киселев. – Москва : Стройиздат, 1975. – 327 с.

104. Numerical Analysis of Unsteady Heat Transfer in the Chamber in the Piston Hybrid Compressor with Regenerative Heat Exchange / [V. E. Shcherba](#), [A. Khait](#), E. Yu. Nosov, [E. A. Pavlyuchenko](#). – DOI: <https://doi.org/10.3390/machines11030363> // Machines. – 2023. – 11(3). – P. 363. – URL: <https://www.mdpi.com/2075-1702/11/3/363>.

105. 16. Shcherba, V. E. Procedure for estimating the heating time of working chamber walls in a piston compressor when implementing regenerative heat exchange / V. E. Shcherba. – DOI: 10.1007/s10556-022-01090-4 // Chemical and Petroleum Engineering. – 2022.– Vol. 58, no. 3–4. – P. 293–300.

106. Белоцерковский О.М., Давыдов Ю.М. Метод крупных частиц в газовой динамике. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1982. - 392 с.

107. Воронков С.С., Прилуцкий М.К., Фотин Б.С. Математическая модель высокооборотного поршневого двухступенчатого компрессора// Тр.ВНИИХолодмаш. 1982.С.42-53.

108. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача/Учебник для вузов, изд. 3-е, перераб. и доп. - М.: «Энергия», 1975. - 488 с.

109. Щерба, В. Е. Разработка опытного образца поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с двумя всасывающими клапанами и стенда для исследования образца машины / В. Е. Щерба, А. Х.-С. Тегжанов, Г. И. Екимов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2023. – № 2. – С. 29–33.

110. Замалетдинова, Э. Ю. Сравнительный анализ методов измерения давления / Э. Ю. Замалетдинова, А. И. Егорычев // Вестник Казанского технологического университета. – 2014. – Т. 17, № 8. – С. 124–127.

111. Михеев, В. П. Датчики и детекторы : учеб. пособие / В. П. Михеев, А. В. Просандеев ; Моск. инженерно-физич. ин-т (гос. ун-т). – Москва : Изд-во МИФИ, 2007. – 172 с. – ISBN 978-5-7262-0802-2.

112. Фрайден, Дж. Современные датчики : справ. / Дж. Фрайден ; пер. с англ. Ю. А. Заболотной ; под ред. Е. Л. Свинцова. – Москва : Техносфера, 2005. – 588 с. – ISBN 5-94836-050-4.

113. Датчики : справ. пособие / В. М. Шарапов, Е. С. Полищук, Н. Д. Кошевой [и др.] ; под общ. ред. М. Шарапова, Е. С. Полищука. – Москва : Техносфера, 2012. – 618 с. – ISBN 978-5-94836-316-5.

114. Кремлевский, П. П. Расходомеры и счетчики количества веществ. Кн. 1. Расходомеры переменного перепада давления, расходомеры переменного уровня, тахометрические расходомеры и счетчики : справ. – 5-е изд. перераб. и доп. – Санкт-Петербург : Политехника, 2002. – 409 с. – ISBN 5-7325-0410-9.

115. Даев, Ж. А. Сравнительный анализ методов и средств измерения расхода газа / Ж. А. Даев // Нефтегазовое дело. – 2009. – URL: http://www.ogbus.ru/authors/Daev/Daev_2.pdf.

116. Косарев, Е. Л. Методы обработки экспериментальных данных : учеб. пособие / Е. Л. Косарев ; Моск. физ.-техн. ин-т. – Москва : Изд-во МФТИ, 2003. – 255 с. – ISBN 5-7417-0216-3.

117. Шенк, Х. Теория инженерного эксперимента / Х. Шенк ; пер. с англ. Е. Г. Коваленко; под ред. Н. П. Бусленко. – Москва : Мир, 1972. – 382 с.

118. 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.

119. Волков, Ю. В. Датчики для измерений при производстве электрической и тепловой энергии : учеб. пособие / Ю. В. Волков ; С.-Петерб. гос. ун-т промышленных технологий и дизайна. – Санкт-Петербург : Изд-во СПбГУПТД, 2019. – 89 с. – ISBN 978-5-91646-188-6.

120. Красновский, Г. И. Планирование эксперимента / Г. И. Красновский, Г. Ф. Филаретов ; Бел. гос. ун-т. – Минск : Изд-во БГУ, 1982. – 302 с.

121. Математическая теория планирования эксперимента / С. М. Ермаков, В. З. Бродский, А. А. Жиглявский [и др.] ; под ред. С. М. Ермакова. – Москва : Наука, 1983. – 391 с.

122. Анализ результатов экспериментального исследования рабочих процессов поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с двумя всасывающими клапанами при изменении давления нагнетания компримируемого газа / В. Е. Щерба, А. С. Тегжанов, Е. А. Дорофеев, Г. И. Екимов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2023. – № 5. – С. 21–26.

123. Экспериментальное исследование влияния частоты вращения коленчатого вала на рабочие процессы поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с двумя всасывающими клапанами / В. Е. Щерба, А.

С. Тегжанов, И. П. Залознов, Е. А. Дорофеев // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2023. – № 5. – С. 26–31.

124. Экспериментальное исследование характеристик поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с двумя всасывающими клапанами при использовании различных охлаждающих жидкостей / А. С. Тегжанов, В. Е. Щерба, Е. А. Дорофеев, И. П. Залознов, Г. И. Екимов, К. Н. Сокирко // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2023. – № 5. – С. 31–35.

125. Shcherba, V. E. Analysis of the dynamics of coolant movement and working processes in a piston hybrid positive displacement energy machine with a gas dome and two suction valves with injection pressure variation / V. E. Shcherba, A. S. Tegzhanov. – DOI: 10.1007/s10556-023-01144-1 // Chemical and Petroleum Engineering. – 2022. – Vol. 58, no. 7-8. – P. 658–668. – URL: https://trebuchet.public.springernature.app/get_content/da6d6f09-ac71-41fe-8542-fb1e759cf828.

126. Щерба, В. Е. Разработка опытного образца поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с двумя всасывающими клапанами и стенда для исследования образца машины / В. Е. Щерба, А. Х.-С. Тегжанов, Г. И. Екимов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2023. – № 2. – С. 29–33.

127. Красновский Г.И., Филаретов Г.Ф. Планирование эксперимента – Минск, Изд-во БГУ, 1982, - 302с.

128. Ермаков С.М. Математическая теория планирования эксперимента – М.: Наука, 1983, - 392с.

Приложение А

(справочное)

УТВЕРЖДАЮ
Генеральный директор
ООО «АРМАМАШ»

Парадеев В.Д.

2025 г.



АКТ
о внедрении результатов
кандидатской диссертационной работы
Екимова Геннадия Игоревича

Комиссия в составе:

Председатель Члены комиссии	Главный инженер Начальник производства Главный конструктор	Шипенко Александр Иванович Сербин Андрей Иванович Иванов Константин Никитович
--------------------------------	--	---

составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы «Разработка, теоретическое и экспериментальное исследования новой высокоэффективной одноцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с организацией движения жидкости в рубашечном пространстве с помощью газового канала», представленной на соискание ученой степени кандидата, использованы в практической деятельности ООО «АРМАМАШ», являющегося индустриальным партнером ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет», при разработке поршневых гибридных энергетических машин в виде:

1. Конструкции высокоэффективной одноцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с организацией движения жидкости в рубашечном пространстве с помощью газового канала.
2. Математической модели рабочих процессов новой высокоэффективной одноцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с организацией движения жидкости в рубашечном пространстве с помощью газового канала.
3. Результатов экспериментальных исследований и параметрического анализа влияния основных эксплуатационных (давление нагнетания и угловая скорость вращения коленчатого вала) и конструктивных параметров на рабочие процессы, энергетические и расходные характеристики.

Использование указанных результатов позволяет повысить качество проектирования и изготовления поршневых гибридных энергетических машин.

Председатель комиссии:

Члены комиссии:

Шипенко А.И.

Сербин А.И.

Иванов К.Н.

Приложение Б
(справочное)

«УТВЕРЖДАЮ»

Проректор по
образовательной деятельности
Омского государственного
технического университета



Н.А. Прокудина

«25» *Июня* 2025 г.

АКТ
использования в учебном процессе
материалов диссертационной работы
ассистента кафедры
«Гидромеханика и транспортные машины»
Омского государственного технического университета
Екимова Геннадия Игоревича

Результаты, полученные в кандидатской диссертации ассистента Г.И.Екимова:

– разработан новый способ автономного жидкостного охлаждения поршневого компрессора и новая высокоэффективная конструкция одноцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины объемного действия (ПГЭМОД) с организацией движения охлаждающей жидкости в рубашечном пространстве с помощью газового канала, соединяющего рабочую полость с полостью всасывания. Конструкция защищена патентом РФ на изобретение № 2825501;

– разработана математическая модель рабочих процессов ПГЭМОД, позволяющая рассчитывать изменения термодинамических параметров в полостях постоянного и переменного объема, а также двухуровневая модель течения газа и жидкости в каналах исследуемой машины;

– проведен термодинамический анализ эффективности использования сжатого газа для организации движения охлаждающей жидкости, позволивший определить рациональные геометрические параметры газового канала (диаметр, длину и место расположения);

– изготовлены экспериментальные образцы ПГЭМОД с различной длиной газового канала и создан экспериментальный стенд для их исследования, оснащенный современной измерительной аппаратурой;

– проведены экспериментальные исследования влияния давления нагнетания, частоты вращения коленчатого вала и различных типов

охлаждающих жидкостей на энергетические, расходные и температурные характеристики разработанной машины;

– проведен параметрический анализ влияния основных геометрических (диаметр, длина и место расположения газового канала, объем полости всасывания) и эксплуатационных (давление нагнетания, число оборотов коленчатого вала) параметров на коэффициент подачи, индикаторный изотермический КПД и расход охлаждающей жидкости, на основе которого выданы рекомендации по обеспечению максимальных значений этих характеристик.

Результаты используются в лекционных курсах, практических и лабораторных занятиях нижеперечисленных дисциплин для подготовки бакалавров по направлению 13.03.03 «Энергетическое машиностроение»:

– «Объемные гидромашины и гидропередачи», раздел «Поршневые насосы и компрессоры»;

– «Механика жидкости и газа», раздел «Нестационарное течение жидкости и газа»;

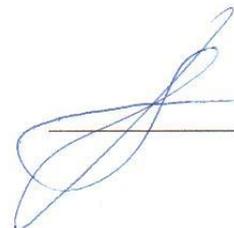
– «Математическое и компьютерное моделирование», раздел «Моделирование рабочих процессов в энергетических машинах»;

а также для подготовки магистров по направлению 13.04.03 «Энергетическое машиностроение»:

– «Математическое моделирование рабочих процессов компрессоров объемного действия», раздел «Моделирование рабочих процессов в поршневых гибридных энергетических машинах»;

– «Конструкции гибридных энергетических машин», раздел «Поршневые гибридные энергетические машины объемного действия».

Заведующий кафедрой
«Гидромеханика и транспортные машины»,
д.т.н. профессор



В.Е. Щерба

Приложение В
(справочное)

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ
№ 2825501

**СПОСОБ АВТОНОМНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ
ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА И УСТРОЙСТВО
ДЛЯ ЕГО ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ**

Патентообладатель: *Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Омский государственный технический университет" (RU)*

Авторы: *Тегжанов Аблай-Хан Савитович (RU), Щерба Виктор Евгеньевич (RU), Болищянский Александр Павлович (RU), Екимов Геннадий Игоревич (RU)*

Заявка № **2023120816**
Приоритет изобретения **09 августа 2023 г.**
Дата государственной регистрации
в Государственном реестре изобретений
Российской Федерации **26 августа 2024 г.**
Срок действия исключительного права
на изобретение истекает **09 августа 2043 г.**

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат 0692e7c1a6300b154f2401670bca2026
Владелец: **Зубов Юрий Сергеевич**
Действителен с 10.07.2024 по 03.10.2025

Ю.С. Зубов

