

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт нефти и газа
Кафедра Технологические машины и оборудования нефтегазового
комплекса

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
_____ Э.А. Петровский
«__» _____ 2017 г

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

направление 21.03.01 «Нефтегазовое дело»
профиль 21.03.01.07 «Эксплуатация и обслуживание технологических
объектов нефтегазового производства»

**Разработка системы технического обслуживания и ремонта поршневого
компрессора Ariel KBB**

Руководитель _____ к.т.н., доцент В.Б. Ясинский

Выпускник _____ А.Ю. Бабаев

Красноярск 2017

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт нефти и газа

Кафедра технологических машин и оборудования нефтегазового
производства

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

_____ Э.А. Петровский

« ____ » _____ 2017 г.

**ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ**

в форме бакалаврской работы

Красноярск 2017

Студенту Бабаеву Артему Юрьевичу

Группа ГБ 13-07 Направление 21.03.01 Нефтегазовое дело

Профиль 21.03.01.07 «Эксплуатация и обслуживание технологических объектов нефтегазового производства»

Тема выпускной квалификационной работы «Разработка системы технического обслуживания и ремонта поршневого компрессора Ariel KBB»

Утверждена приказом по университету № _____ от _____

Руководитель ВКР Ясинский В.Б., доцент кафедры «Технологические машины и оборудование нефтегазового комплекса»

Исходные данные для ВКР: Технологический регламент газокompрессорной станции высокого давления, техническое описание поршневого компрессора марки Ariel KBB, техническое руководство по эксплуатации и обслуживанию компрессора марки Ariel KBB, стандарты, справочные и методические материалы, патенты.

Перечень рассматриваемых вопросов (разделов ВКР):

Введение. Актуальность темы и современное состояние проблемы.

Раздел 1 – Обзор компрессорного оборудования применяемого в нефтегазовой отрасли. Классификация компрессорного оборудования. Центробежные, винтовые, поршневые компрессоры.

Раздел 2 – Поршневые компрессоры. Принцип действия. Информационно-патентный обзор. Техническое решение. Поршневой оппозитный компрессор Ariel KBB.

Раздел 3 – Разработка системы технического обслуживания. Техническое обслуживание компрессора Ariel. Причины останова компрессора. Результат осмотра цилиндра компрессора после первого ТО. Анализ и расчет поршневых колец. Предлагаемое усовершенствование системы охлаждения. Экономическое обоснование актуальности замены поршневых колец. Техническое обслуживание.

Заключение. Выводы по результатам выполненной работы.

Перечень графического и иллюстративного материала:

Чертеж общего вида компрессора (1 лист формата А1), рабочий чертеж цилиндра (1 лист формата А2), презентация (12 –16 страниц).

Руководитель ВКР _____ В.Б. Ясинский

Задание принял к исполнению _____ А. Ю. Бабаев

« ____ » _____ 2017 г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Разработка системы технического обслуживания и ремонта поршневого компрессора Ariel KBV» содержит 85 страниц текстового документа, 18 рисунков, 9 таблиц, 1 приложение, 15 использованных источника, 2 листа графического материала.

ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОР, ГАЗОКОМПРЕССОРНАЯ СТАНЦИЯ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ, РАСЧЕТ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ, СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ.

Цели работы: Проанализировать существенные проблемы останова и выхода из строя поршневого компрессора Ariel KBV, а также подобрать эффективный материал для поршневых колец, усовершенствовать систему охлаждения компрессора.

Задачи работы: Рассмотреть существующие проблемы эксплуатации поршневых компрессоров. Исследовать наиболее частые аварийные остановы компрессора и причины. Изучить технологии компрессоростроения. Разобрать методики расчета поршневых колец. Разработать систему технологического обслуживания. Подобрать эффективный материал для поршневых колец. Усовершенствовать систему охлаждения в летнее время года.

В ходе выполнения выпускной работы были проанализированы конструкции компрессоров входящих в состав оборудования компримирования газа и сделаны выводы о конструкции и эксплуатации. Подобран более эффективный материал для эксплуатации поршневых колец при высоких давлениях. Усовершенствована система охлаждения компрессора и газа.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	7
1 Обзор компрессорного оборудования, применяемого на объектах НГК.....	10
1.1 Классификация компрессорного оборудования.....	10
1.1.1 Компрессоры динамического типа.....	11
1.1.2 Осевые компрессоры.....	13
1.1.3 Центробежные компрессоры.....	14
1.1.4 Компрессоры объемного действия.....	17
1.1.5 Винтовые компрессоры.....	20
1.2 Компрессорное оборудование, применяемое на ванкорском месторождении.....	22
2 Поршневые компрессоры.....	24
2.1 Принцип действия поршневых компрессоров. Конструктивная особенность. Область применения.....	24
2.2 Поршневой оппозитный компрессор Ariel KBB.....	27
2.3 Информационно – патентный обзор.....	30
2.4 Техническое решение.....	45
3 Разработка системы технического обслуживания и ремонта.....	47
3.1 Техническое обслуживание компрессора Ariel.....	47
3.2 Данные о наработках на отказ.....	48
3.3 Причины неисправностей, останова и выхода из строя.....	52
3.4 Результаты осмотра поршневых групп и цилиндров.....	57
3.5 Анализ и расчет поршневых колец компрессора.....	59
3.6 Усовершенствование системы охлаждения.....	70

3.7 Экономическое обоснование	72
3.8 Техническое обслуживание	76
Заключение	81
Список используемой литературы	83
Приложение А	85

ВВЕДЕНИЕ

Газовая промышленность — самая молодая и быстро развивающаяся отрасль топливной промышленности. Она занимается добычей, транспортировкой, хранением и распределением природного газа. Добыча газа в 2 раза дешевле добычи нефти и в 10-15 раз дешевле добычи угля.

Основная задача — добыча и разведка природного газа, газоснабжение по газопроводам, производство искусственного газа из угля и сланцев, переработка газа, использование его в различных отраслях промышленности и коммунально-бытовом хозяйстве. Одна из важнейших задач предприятий газовой отрасли — транспортировка и учет газа.

Компрессор - машина для сжатия воздуха, газов, паров. Сжатие газа происходит в результате уменьшения объема, в котором заключен газ, при возвратно-поступательном движении поршня. Компрессор в газовой промышленности главная составляющая часть сложного процесса подготовки, переработки и транспортировки газа.

Компрессорные станции с поршневыми газоперекачивающими агрегатами (ГПА) нашли широкое применение на магистральных газопроводах и станциях подготовки и компримирования газа.

Использование поршневых компрессоров в промышленности стартовало еще в начале прошлого столетия. Это один из первых изобретенных типов компрессоров, который способствовал прогрессу и развитию производственных мощностей, с которыми мы имеем дело на сегодняшний день. Область применения компрессоров, которые используют силу движения поршня при сжатии рабочих сред, достаточно многообразна.

В нефтегазовой отрасли применяется достаточно много разновидностей оборудования, в том числе и компрессоры высокого и сверх высокого давления – это оборудование эксплуатируемое при рабочем давлении в интервале от 10 до 100МПа и от 100-350МПа.

Среди промышленных потребителей компрессорное оборудование данного класса получило самое широчайшее распространение.

Компрессоростроение является крупной отраслью энергетического машиностроения. В последние годы построен и реконструирован ряд крупнейших специализированных компрессоростроительных заводов, организовано централизованное производство наиболее ответственных узлов поршневых компрессоров, что создало конкретные предпосылки для систематического совершенствования выпускаемых машин. Основным типом крупных компрессоров стал оппозитный.

Прогрессивным в развитии поршневых компрессоров явился переход на оппозитное исполнение компрессоров крупной и средней производительности. Оппозитные компрессоры, представляющие собой горизонтальные машины с встречным движением поршней и расположением цилиндров по обе стороны вала, отличаются высокой динамической уравновешенностью, меньшим габаритами и массой.

Поршневой компрессор с оппозитным расположением поршневой группы находит широкое применение в газовой промышленности, т.к. простота конструкции и обслуживания позволяют вести бесперебойную эксплуатацию, и в зависимости от количества ступеней сжатия могут развивать давление газа на выходе с ступени сжатия до 350 МПа.

Из-за особенностей условий эксплуатации и уникальности современных крупных компрессоров необходимо предъявлять повышенные требования к организации их технического обслуживания и ремонта.

В настоящее время сведения о проведении системы технологического обслуживания и ремонта компрессорного оборудования рассредоточены по различным литературным источникам, что создает определенные трудности при их использовании.

В моей работе я рассмотрю и ознакомлюсь с основными конструктивными особенностями компрессорного оборудования и техническими данными разных компрессоров. Несколько глав посвящено

организации ремонтных работ и собственно технологии ремонта деталей и сборочных единиц, разборке и испытанию компрессорных агрегатов. На примере газового поршневого компрессора марки Ariel KBB, поставлена задача, ознакомиться с основным и вспомогательным оборудованием газопоршневого агрегата.

Детально разобратся с основными техническими характеристиками компрессора, монтажом, пуском компрессора, смазкой как компрессора в целом, так и отдельных узлов, ведением технического обслуживания компрессора в установленное паспортом агрегата временем. Выявление основных узлов подверженных износу, оценка повреждений, разработаны методы ремонта и восстановления деталей.

1 Обзор компрессорного оборудования, применяемого на объектах НГК

1.1 Классификация компрессорного оборудования

Энергетические машины, предназначенные для сжатия воздуха или газа до давления не ниже 0,3 МПа, называют компрессорами. На рисунке 1 представлены две основных группы классификации компрессоров: компрессоры объемного и динамического типа [10].

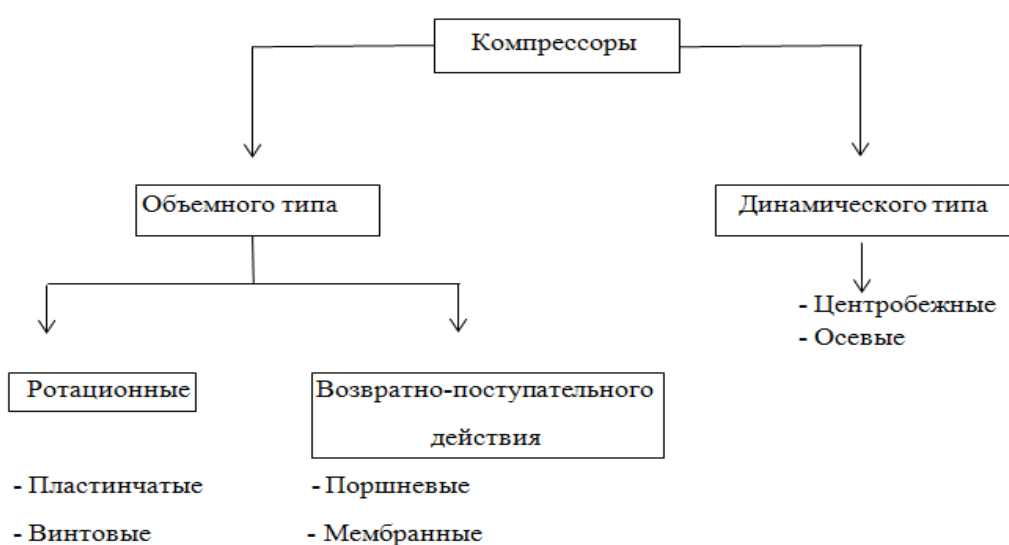


Рисунок 1 – Классификация компрессоров

В компрессорах объемного действия, сжатие газа в цилиндре происходит за счет движения поршня, который совершает возвратно-поступательное движение; в центробежных компрессорах сжатие газа происходит в пределах рабочего колеса, в результате действия центробежной силы, следовательно, с увеличением скорости вращения рабочего колеса увеличивается и развиваемое компрессором давление.

Так же компрессоры классифицируются по отрасли производства, например, химические, холодильные, энергетические, общего назначения. По роду сжимаемого газа: воздушные, хлорные, азотные, гелиевые,

углекислотные. По способу охлаждения: с воздушным или жидкостным охлаждением. По типу приводного двигателя: с приводом от электродвигателя, двигателя внутреннего сгорания, газовой или паровой турбины. Так же различают компрессоры по ступеням сжатия: одноступенчатые или многоступенчатые, по конечному давлению компрессоры могут быть низкого, среднего, высокого и сверхвысокого давления.

1.1.1 Компрессоры динамического типа

Компрессор динамического действия – компрессор, рабочий объем которого осуществляется путем динамического воздействия на непрерывный поток сжимаемого газа. Газ сжимается в результате подвода механической энергии от вала, и его дальнейшего взаимодействия рабочего вещества с лопатками ротора. В зависимости от характера движения потока и типа рабочего колеса компрессоры динамического действия подразделяют на осевые и центробежные [10].

В компрессорах динамического принципа действия процессы сжатия происходят в потоке непрерывно движущегося рабочего вещества. Рабочими органами таких компрессоров являются последовательно расположенные подвижные (вращающиеся) и неподвижные лопаточные аппараты (решетки). Они состоят из равномерно расположенных по окружности лопаток определенного специального профиля. Механическая энергия непрерывно передается от вращающихся лопаток рабочему веществу. При этом в рабочем колесе, на котором расположен вращающийся лопаточный аппарат, обычно увеличивается кинетическая и потенциальная энергия, т.е. скорость и давление потока возрастают. В расположенном за рабочим колесом неподвижном лопаточном аппарате уже без подвода энергии извне, кинетическая энергия рабочего вещества преобразуется в потенциальную, в результате чего его скорость уменьшается, а давление растет.

Процессы сжатия в компрессорах динамического принципа действия происходят при больших скоростях движения потока и, главным образом, за счет использования сил инерции.

К данным компрессорам относятся центробежные, осевые и вихревые машины. В холодильной технике наибольшее распространение получили центробежные компрессоры. Осевые машины применяются значительно реже, в основном в газовых (воздушных) холодильных машинах.

Компрессоры динамического принципа действия имеют ряд преимуществ перед объемными компрессорами:

- Значительно меньшие массогабаритные показатели по сравнению с объемными компрессорами той же производительности;
- Надежность в работе вследствие малого износа при сжатии незагрязненных рабочих веществ;
- Практически полная уравновешенность вращающегося ротора, что позволяет устанавливать компрессоры на легких фундаментах;
- Равномерность подачи сжатого газа;
- Отсутствие загрязнения рабочего вещества смазочным маслом.

Помимо достоинств динамических агрегатов, перед поршневыми компрессорами, они имеют и существенные недостатки:

1) Затрудненность выполнения их для получения малой производительности, что сопряжено с необходимостью иметь очень высокую частоту вращения ротора. Кроме того, при малых абсолютных размерах рабочих колес относительные зазоры между лопаточными аппаратами и корпусом, а так же в лабиринтных уплотнениях становятся значительными, что приводит к снижению КПД.

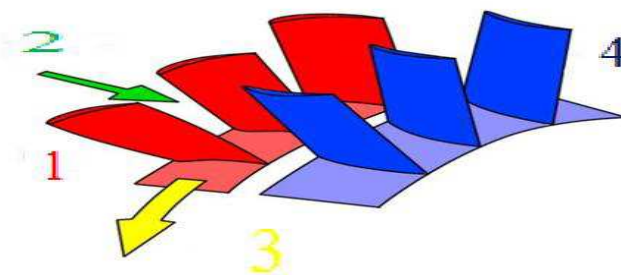
2) Сравнительно узкий диапазон устойчивой работы при изменении производительности. Если не применять специальных методов регулирования производительности, то уменьшение работы составляет до 60-80% от номинальной, вызывает потерю устойчивости течения рабочего

вещества, которая проявляется в возникновении пульсации давления, приводящих к периодическому движению потока вещества в обратном направлении – от нагнетания к всасыванию. Это явление называется помпажом. Работа в режиме помпажа сопровождается большими динамическими нагрузками на ротор и может привести к выходу из строя. Помпаж особенно опасен для осевых машин.

3) Существенная зависимость характеристик компрессора от термодинамических свойств рабочего вещества.

1.1.2 Осевые компрессоры

Осевой компрессор – турбокомпрессор, в котором поток во вращающихся решетках лопаток в меридиональной плоскости имеет в основном осевое направление или другими словами поток рабочей среды движется условно вдоль оси вращения ротора компрессора. Основными принципиальными элементами устройства осевого компрессора являются расположенные попарно венцы вращающихся и неподвижных лопаток. [3] На рисунке 2 мы можем рассмотреть отдельно взятую ступень осевого компрессора:



1 – ротор; 2 – воздушный поток; 3 – направление вращения; 4 – статор.

Рисунок 2 – ступень осевого компрессора

Каждый венец вращающихся лопаток образует рабочее колесо (РК), а каждый венец неподвижных лопаток — спрямляющий аппарат (СА).

Каждая пара рабочего колеса и спрямляющего аппарата представляет собой ступень компрессора, т.е. секцию, в которой полностью реализуется его принцип действия с соответствующим повышением давления.

Сочетание ступеней в осевом компрессоре осуществляется сравнительно просто, поскольку в нем каждая частица воздуха движется по траекториям, почти равноотстоящим от оси компрессора (отсюда компрессоры и получили название осевых). При допустимом уровне гидравлических потерь возможное повышение давления в одной ступени относительно невелико, поэтому компрессоры всегда выполняются многоступенчатыми.

Одним из существенных недостатков осевых компрессоров является недостаточность в промежуточном охлаждении, т.к. представляют они собой по существу 10-15 колес осевого вентилятора, посаженных на один вал, между рядами лопастей располагаются ряды неподвижных направляющих лопаток, что конструктивно затрудняет промежуточное охлаждение.

Так же присутствует достаточно высокая степень газодинамической инертности лопастных компрессоров, является причиной того, что компрессор достаточно медленно набирает обороты.

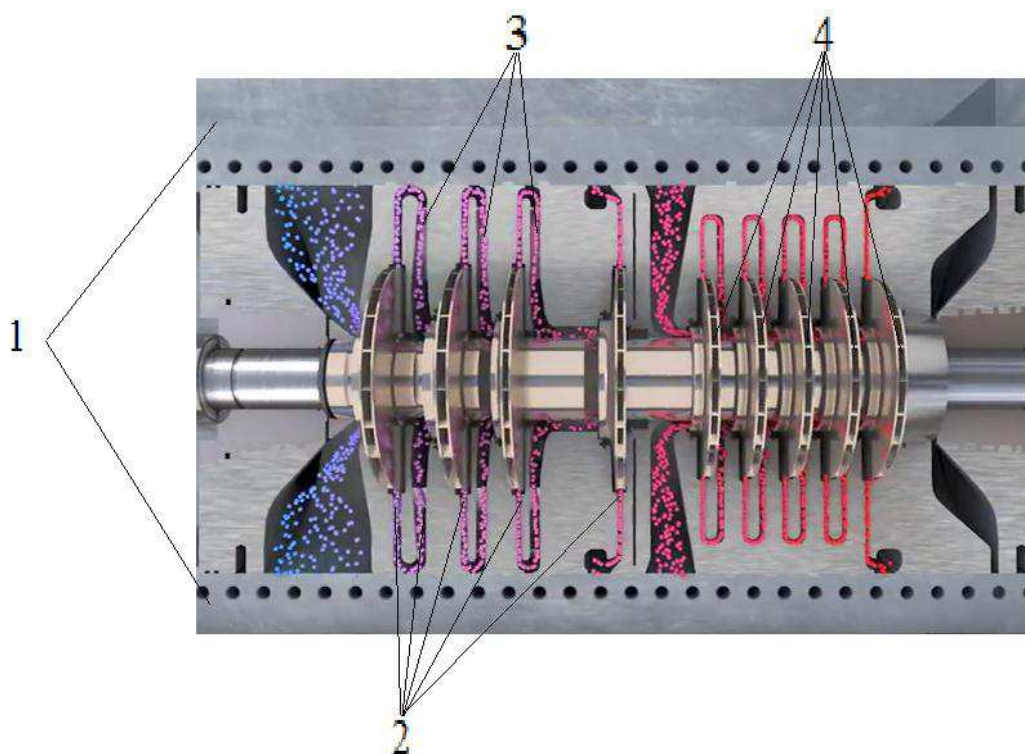
Лопастные компрессоры, как правило, приводятся в движение турбинами, которые, в свою очередь весьма долго снижают свои обороты, таким образом, смена режимов работы таких турбо-компрессоров занимает достаточно длительный промежуток времени.

1.1.3 Центробежные компрессоры

Центробежный компрессор - турбокомпрессор, в котором сжимаемая среда движется через лопатки колеса и диффузор, главным образом, вдоль направления, перпендикулярного оси вращения.

Центробежные компрессоры относятся к динамическим компрессорам, в них давление повышается при непрерывном движении газа через проточную часть машины за счет энергии, которую сообщают газу лопатки вращающегося ротора. На нефтегазодобывающих объектах используются многоступенчатые центробежные компрессоры.

Принцип действия заключается в следующем: в корпусе размещены диффузоры и обратные направляющие аппараты, изображенные на рисунке 3, наиболее важной частью центробежного компрессора является ротор, состоящий из вала, на котором установлены рабочие колеса.



1 – корпус; 2 – диффузор; 3 – обратный направляющий аппарат; 4 – рабочее колесо.

Рисунок 3 – многоступенчатый центробежный компрессор

Рабочее колесо состоит из заднего и переднего дисков, между которыми установлены лопасти, отогнутые от радиального направления в сторону противоположную направлению вращения рабочего колеса. При вращении колеса, газ между лопатками получает вращательное движение, под действием центробежной силы, газ перемещается к периферийной зоне

колеса, затем газ попадает в диффузор площадь которого возрастает, с увеличением радиуса, скорость газа снижается, а давление увеличивается, направляющие лопатки, предназначены для повышения эффективности работы диффузора по превращению кинетической энергии в потенциальную. При вращении рабочего колеса давление газа в зонах расположенных у оси вращения уменьшается, по сравнению с давлением во всасывающем трубопроводе, за счет чего образуется непрерывный поток, перемещающийся через проточную часть колеса. Колесо вместе с диффузором образуют одну ступень компрессора, что бы увеличить степень сжатия, используют несколько ступеней.

Принцип действия центробежного компрессора, в общем, сопоставим с принципом действия осевого компрессора, но с одним существенным различием: в центробежном компрессоре поток воздуха входит в рабочее колесо вдоль оси двигателя, а в рабочем колесе происходит поворот потока в радиальном направлении. Таким образом, в рабочем колесе за счёт центробежной силы создаётся дополнительный рост полного давления. То есть частицы рабочего тела получают дополнительную кинетическую энергию [3].

Традиционные области использования центробежных компрессоров: пневматика (передача энергии с помощью сжатого воздуха), металлургия, химическая промышленность, энергетика (компрессоры газотурбинных установок, паровых котлов), холодильная техника. В зависимости от области применения существенно различаются рабочие характеристики и конструкция компрессоров. Применение таких компрессоров в экономически-промышленно развитых странах растет ежегодно на 8-10%.

Краткое сравнение осевых и центробежных компрессоров:

1. По степени сжатия в ступени больший показатель обеспечивает центробежный компрессор;

2. По реализации многоступенчатости. Многократный поворот воздушного/газового потока в центробежном компрессоре приводит к сложности реализации многоступенчатости в нём.

3. По габаритам. Центробежные компрессоры обладают довольно большим диаметром рабочего колеса, чем осевые компрессоры.

В наше время роль турбокомпрессоров особенно велика в добыче, транспортировке и переработке углеводородного топлива, что особенно важно для нашей страны, т.к. газовая промышленность в России является одной из наиболее важных экономических областей.

Турбокомпрессоры используются при добыче газа, для его транспортирования, подготовке к транспортировке и при хранении. Например: в одной только системе ПАО «Газпром» работает около четырех с половиной тысяч крупных центробежных компрессоров суммарной мощностью более 42 млн. кВт, причем 92,5% машин – отечественной постройки. Только эта часть российского парка центробежных компрессоров равна примерно 20% от всех промышленных центробежных машин в мире.

1.1.4 Компрессоры объемного действия

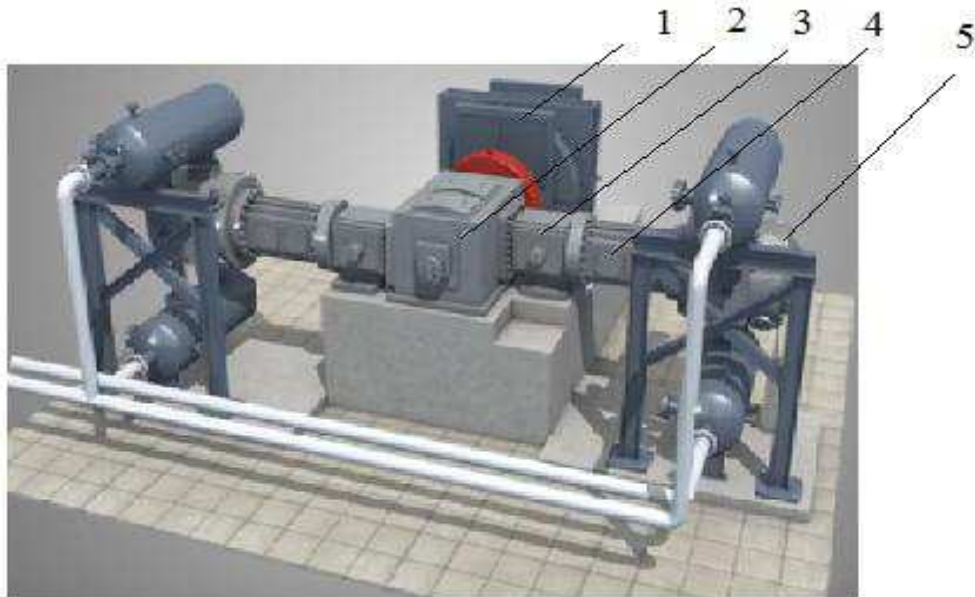
Компрессор объемного действия – компрессор, в котором рабочий процесс осуществляется в результате циклического изменения объемов рабочих камер. Объемные компрессоры повышают давление газа путем уменьшения замкнутого объема (камеры), содержащего определенное количество газа, т.е. определенное число молекул газа. Уменьшение замкнутой полости сопровождается увеличением концентрации молекул в единице объема.

Наиболее типичным представителем объемного компрессора является – поршневой. Поршневые компрессоры широко распространены. Они отличаются от компрессоров других типов высокой экономичностью, простотой конструкции, обслуживания и ремонта, большей надежностью. По

численности поршневые компрессоры составляют около 70% всего компрессорного парка России.

Поршневые компрессоры предназначены для сжатия природного газа, путем возвратно поступательного движения поршня в цилиндре при помощи кривошипного механизма.

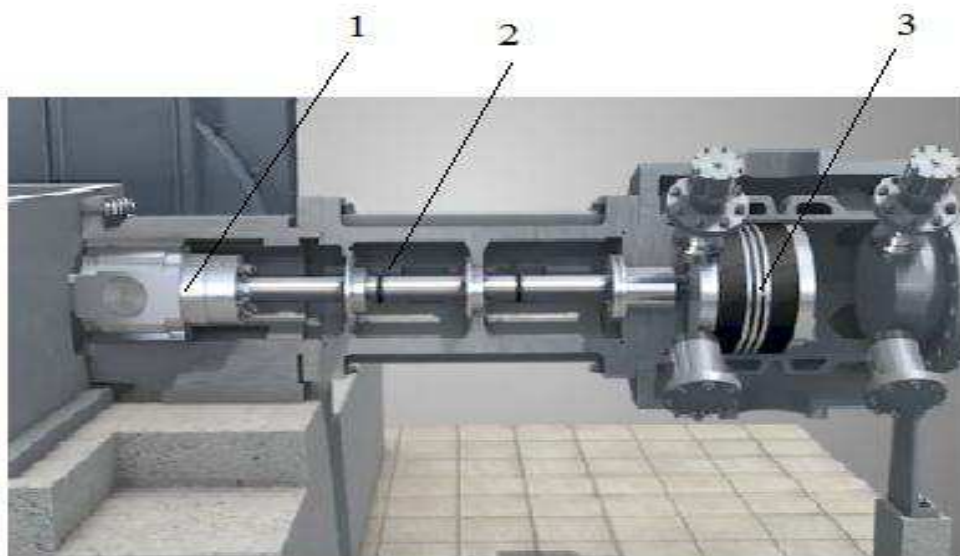
Для понимания принципа действия поршневого компрессора рассмотрим на рисунке 4 конструкцию и режим работы технологического компрессора Dresser-Rand. Агрегат состоит из электродвигателя, соединенного с компрессором муфтой. Компрессор состоит из корпуса, с расположенном в нем коленчатым валом. Вал вращается в коренных подшипниках, посаженных в седла корпуса компрессора, в местах расположения кривошипов на коленчатом валу устанавливаются ряды кривошипно-поступательных механизмов, каждый ряд собран из отдельных блоков, стянутых тягами блока, блока ползуна, двухкамерного блока охлаждения, блока цилиндра.



1 – эл. двигатель; 2 – корпус; 3 – блок ползуна; 4 – блок охлаждения; 5 – блок цилиндра.

Рисунок 4 – Поршневой компрессор

В блоке ползуна расположен ползун, через шток к ползуну присоединён поршень, с установленными на него кольцами.



1 – ползун; 2 – шток; 3 – поршень.

Рисунок 5 – Ступень сжатия поршневого оппозитного компрессора

Корпус цилиндра имеет входной и выходной штуцеры, каналы для водяного охлаждения, впускные и выпускные клапаны. При вращении коленчатого вала, кривошипный механизм придает возвратно-поступательное движение ползуну, который через шток толкает поршень, особенность данного компрессора заключается в том, что поршень работает в обе стороны, то есть двойного действия.

Принцип работы заключается в следующем: при движении поршня от головки цилиндра, в цилиндре образуется свободное пространство в результате перепада давления открывается впускной клапан, через который газ всасывается в камеру сжатия, далее, когда поршень проходит точку поворота, соответствующему наибольшему объему камеры сжатия, впускной клапан закрывается, поршень начинает движение в обратном направлении, по мере сокращения объема камеры сжатия, давление газа увеличивается. Когда давление в камере достигает заданных параметров, открывается

нагнетательный клапан и сжатый газ покидает камеру сжатия. Данный поршневой компрессор имеет два колена в оппозитной конфигурации.

Область применения поршневых компрессоров настолько разнообразна, что их доля в компрессоростроение составляет около 58% от всего произведенного компрессорного парка в мире. Применяются они в установках для разделения воздуха, химической промышленности, так же устанавливаются на месторождениях нефти, для дальнейшего её извлечения из пластов. Используются в хранилищах природного газа. В металлургии имеют огромное применение различные виды оборудования. Да и в обычной жизни без поршневых компрессоров не обойтись, например, производство удобрений, продовольствий и напитков.

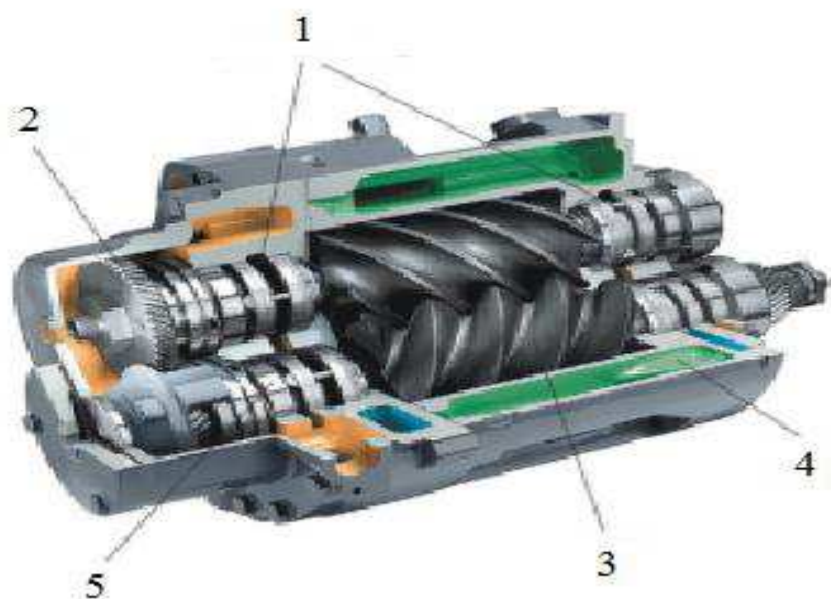
Поршневые компрессоры имеют неоспоримые преимущества перед компрессорами других видов:

- создание высокой степени сжатия (нижняя граница производительности без ограничений);
- высокий КПД;
- относительная умеренная стоимость;
- техническое обслуживание удобно (простое внутреннее устройство);
- возможность использования в качестве дожимного оборудования.

Благодаря этим преимуществам можно предположить, что поршневой компрессор для воздуха или газа ещё долго будут использовать во многих технологических процессах в различных предприятиях.

1.1.5 Винтовые компрессоры

Винтовой компрессор – роторный компрессор, в котором рабочая камера образуется корпусом и винтообразными роторами, имеющими различные профили зубьев. Компрессоры винтового типа относятся к классу ротационного оборудования. Принцип работы рисунок 6 таких устройств основан на вращении двух роторов, которые и называют винтами.



1 – уплотнение вала, 2 – синхронизирующие шестерни, 3 – винтовая пара, 4 – рубашка охлаждения, 5 – антифрикционный подшипник.

Рисунок 6 – Винтовой компрессор

Принцип работы винтового компрессора заключается в следующем: роторы вращаются навстречу друг другу, соблюдая принцип ведомости. Движение винтов всасывает воздух через входной фильтр. Поток проходит сквозь очищение, смешивание с маслом, охлаждение. Полученная смесь попадает в систему под продолжающейся винтовой тягой. Далее отделитель сепарирует масло от воздуха, последний выходит из компрессора в потребляющее оборудование. Таким образом, работа винтов прodelывает весь необходимый процесс с воздухом без посторонних вмешательств.

Роторные компрессоры имеют некоторые преимущества перед другими компрессорами объемного действия, винтовые типы не имеют поршней, колец, вкладышей, клапанов, других изнашивающихся элементов. Таким образом, потребность в техобслуживании возникает реже, а плановый уход обходится дешевле.

1.2 Компрессорное оборудование, применяемое на ванкорском месторождении.

ООО «РН-Ванкор», дочернее предприятие ОАО «НК «Роснефть», образовано в 2004г. для освоения Ванкорского нефтегазоконденсатного месторождения – крупнейшего из месторождений, открытых и введенных в эксплуатацию в России за последние десятилетия. Месторождение расположено на севере Восточной Сибири в Туруханском районе Красноярского края.

Ванкорское месторождение является одним из суровых климатических нефте-газодобывающих месторождений на территории Российской Федерации и имеет в своем арсенале поршневые, винтовые и центробежные компрессоры.

На рисунке 7 изображен газо-поршневой агрегат высокого давления. Компримирование углеводородного газа осуществляется газоперекачивающими поршневыми агрегатами (ГПА), состоящими из компрессоров «Ariel» КВВ-6 и двигателей G16СМ34 компании «Caterpillar», комплектно поставляемые фирмой «Exterran», установленными по 6 штук в компрессорном цехе высокого давления.

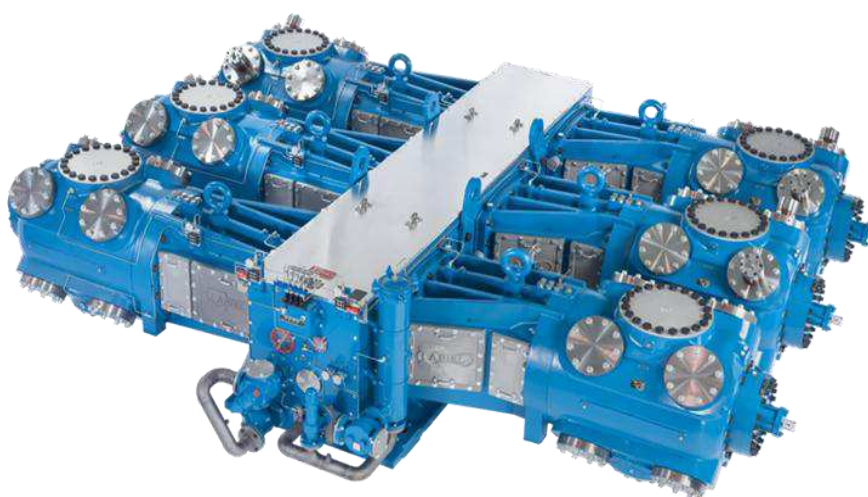


Рисунок 7 – Газо-поршневой агрегат.

Поршневой компрессор (имеет мощность до 10000 л.с./ 7457кВт, частота вращения вала 450-900) - машина объёмного действия, предназначена для повышения давления и перемещения газов. Компрессор Ariel сверх высокого давления способен сжимать газ до 320 МПа. Газ из приемного трубопровода, через всасывающий клапан, поступает в цилиндр. Далее сжимается и через нагнетательный клапан выдается в трубопровод.

Винтовой компрессор VMY 536M представляет собой винтовую машину маслonaполненного типа, предназначенную для сжатия газообразного пропана. Винтовой компрессор работает по принципу объёмного сжатия. Такой компрессор применяется в цехе подготовки газа и конденсата.

Газокомпрессорный агрегат ГКА-16НК «Урал» ангарного исполнения предназначен для сжатия газа на ванкорской компрессорной станции.

ГКА может эксплуатироваться при следующих условиях окружающей среды: температуре окружающей среды от минус 60 до плюс 45 °С. Основным элементом ГКА является центробежный компрессор с газотурбинным приводом.

2 Поршневые компрессоры

Поршневые компрессоры являются наиболее распространенным типом компрессорных машин. Они охватывают широкий диапазон производительностей и давлений, обеспечивая сжатие различных по свойствам газов, вследствие чего отличаются большим разнообразием по своему конструктивному исполнению [9].

2.1 Принцип действия поршневых компрессоров. Конструктивная особенность. Область применения

Принцип действия поршневых компрессоров заключается в следующем: при возвратно - поступательном движении поршня происходит циклическое наполнение рабочих камер и выталкивание из них порций перекачиваемой среды. Однако характер рабочего процесса в компрессоре существенно иной, нежели в насосе. По устройству эти машины также значительно различаются. По системам охлаждения цилиндров и их смазки поршневые компрессоры родственны поршневым ДВС. Некоторые детали этих машин аналогичны [8].

Каждый тип компрессоров имеет свои достоинства. Горизонтальный компрессор удобен для обслуживания и скрытого размещения аппаратуры и трубопроводов под машиной; демонтаж коренного вала и шатуна проводится легче, чем в компрессорах других типов. Эти преимущества особенно важны для крупных стационарных компрессоров. Угловой тип - наилучший для компрессоров небольших размеров, в том числе предназначенных для передвижных компрессорных установок. Коленчатый вал таких компрессоров может быть уложен на подшипниках качения. При наклонном расположении цилиндров угловой компрессор компактен и удобен для монтажа. Основное преимущество вертикальных компрессоров - равномерный износ цилиндров и поршней вследствие меньшего давления поршней на стенки цилиндров благодаря равномерному распределению

смазки и оседанию твердых частиц на торце поршня. Это преимущество особенно выявляется в компрессорах без смазки или с неполной смазкой цилиндров.

Так же компрессоры различаются числом рядов цилиндров (равным числу шатунов), расположением цилиндров и ступеней, конструкцией кривошипно-шатунного механизма, который может быть кресткопфным или бескресткопфным. Число рядов, расположение цилиндров и ступеней, все эти конструктивные особенности составляют признаки схемы компрессора, которая предопределяет конструкцию машины, ее массу, габариты и стоимость, а также экономичность в эксплуатации, надежность, удобство обслуживания и ремонта.

Различие требований, предъявляемых к компрессорам в зависимости от их назначения, отражено в разнообразии применяемых схем. Некоторые из них показаны на рисунке 9. Уравнительная полость в отличие от рабочих камер не имеет клапанов и находится под действием постоянного давления газа для уменьшения усилия в поршневом штоке.

Бескресткопфные компрессоры (а - д) просты по конструкции и компактны, вследствие чего их применяют в передвижных установках. В крупных компрессорах сказываются недостатки этой схемы: пониженный механический коэффициент полезного действия, большие утечки газа через поршневые кольца, повышенный унос масла из картера и насыщение им сжимаемого газа, неэффективное использование объема цилиндра (свойственно в компрессорах одностороннего действия). Указанные недостатки устранены в схеме с кресткопфом (е - к).

В схеме (и) со встречным движением поршней (оппозитный компрессор) колена вала каждой пары противоположащих рядов компрессора взаимно смещены на 180° .

Здесь полностью уравновешены силы инерции поступательно движущихся масс, силы давления газа на поршни противоположны по направлению, вследствие чего коренные подшипники оказываются

разгруженными. Тем самым уменьшается работа сил трения, а, следовательно, и износ подшипников и коренных шеек вала.

Поскольку оппозитные компрессоры хорошо динамически уравновешены, частота вращения вала их более высокая. Это позволяет снизить массу (на 50 - 60% на единицу объемного расхода V_H) и габариты (по сравнению с не оппозитными горизонтальными компрессорами).

На рисунке 8 (к) изображена схема так называемого дифференциального блока поршней, применяемого в многоступенчатых компрессорах. Он удобен тем, что позволяет уменьшить число сальников и длину ряда цилиндров. Камеру с высоким давлением для снижения утечек газа через уплотнение поршня меньшего диаметра обычно располагают в торце блока.

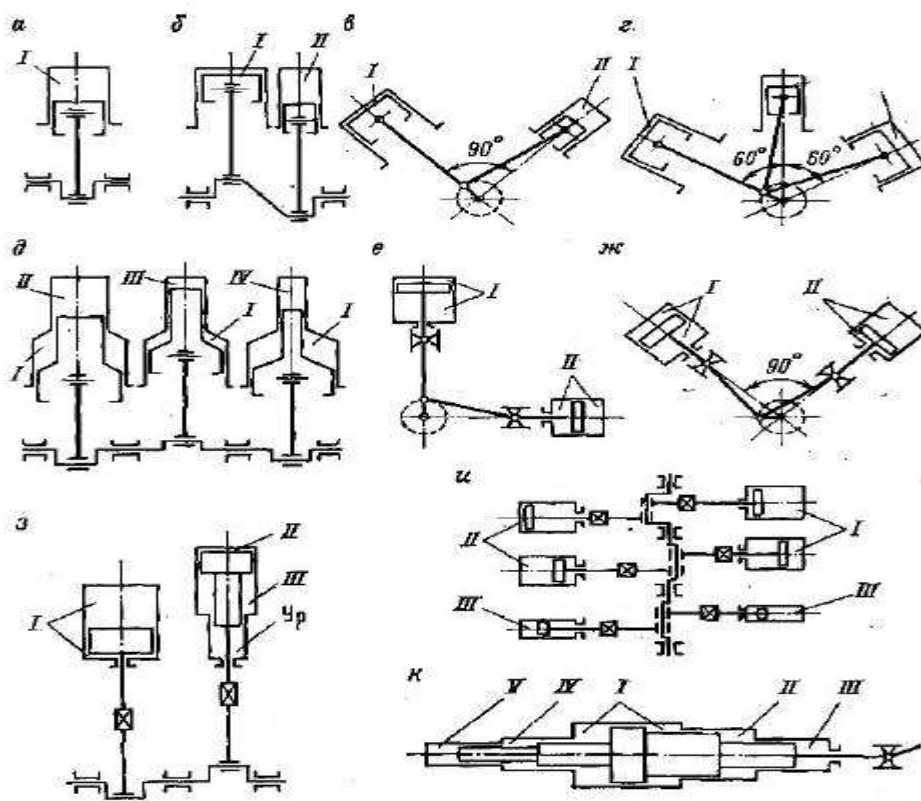


Рисунок 8 - Схемы поршневых компрессоров

2.2 Поршневой оппозитный компрессор Ariel KBB

Корпорация Ariel - крупнейший в мире производитель поршневых компрессоров для нефтяной и газовой отраслей. По оценкам различных независимых организаций в последние 10 лет компрессоры Ариель постоянно занимают около $\frac{3}{4}$ мирового рынка газовых поршневых компрессоров в нефтяной и газовой отраслях.

Важнейшей областью применения компрессоров Ариель в Российской Федерации, в последние годы является утилизация попутного нефтяного газа. Лидером в решении этой очень важной для экономики и экологии проблемы является НК «Роснефть».

На Ванкорском нефтяном месторождении в 2013 году введена в эксплуатацию газокomppressorная станция высокого давления по закачке попутного газа в пласт. Это самая большая в СНГ компрессорная станция с применением поршневых компрессорных агрегатов (12 агрегатов с компрессорами Ariel KBB-6 и приводом от газопоршневых двигателей Caterpillar 16V34SG суммарной мощностью 72 МВт).

Рассматриваемый поршневой оппозитный компрессор Ariel KBB обладает огромной мощностью около 10 000 л.с. Оппозитное исполнение типично для компрессоров с крупной и средней производительностью. Компрессор отличается от своих аналогов совершенством конструкции и усиленным внутренним каркасом. Компрессоры этой серии рекомендуются для эксплуатации в системах трубопроводного транспорта и закачки газа в пласт под высоким давлением. Рассмотрим в таблице 1 технические характеристики компрессоров Ariel KBB/4 и Ariel KBB/6, их отличие заключается в том, что первый компрессор имеет 4 цилиндра и двухступенчатое сжатие газа, а второй имеет 6 цилиндров и трехступенчатое сжатие газа.

Данный вид компрессора предназначен для трех ступенчатого компримирования газа, с дальнейшей его закачкой в пласт [12]. На первой

ступени сжатия газ на входе в цилиндр 1 ступени имеет давление равное 1,6-1,8 МПа на выходе давление газа увеличивается до 4,2 МПа, далее газ охлаждается до температуры равной 45 °С, на выходе 2 ступени сжатия компрессора давление газа равно не более 11,0 МПа, далее следует охлаждение газа и подача его на 3 ступень сжатия, на выходе нагнетательного клапана давление газа равно 28,0-32,0 МПа.

Таблица 1 - Технические характеристики базы компрессора

Модель	КВВ/4	КВВ/6
Ход поршня, (мм)	184,2	184,2
Частота вращения, (мин)	450-900	450-900
Скорость поршня, мин (м/с)	5,52	5,52
Число рядов	4	6
Мощность, л.с. (кВт)	6667 (4971)	10000 (7457)
Расстояние между осями подшипников шатуна, (мм)	584,2	584,2
Максимальная ширина с цилиндрами (м)	5,59	5,59
Максимальная длина, (м)	3,18	4,70
Максимальная высота, (м)	1,19	1,19
Примерная масса, (кг)	35000	54000
Производительность маслонасоса, (л/с) ³	7,63	10,2
Емкость поддона, (л)	540	643
Диаметр штока, (мм)	79,38	79,38

Предусмотрен контроль работы компрессора по следующим параметрам:

– вибрация компрессора (приводная сторона). При повышении вибрации до 10 мм/с срабатывает предупредительная сигнализация. При дальнейшем повышении вибрации до 12 мм/с срабатывает блокировка на останов компрессорного агрегата;

– вибрация компрессора (свободная сторона). При повышении вибрации до 10 мм/с срабатывает предупредительная сигнализация. При дальнейшем повышении вибрации до 12 мм/с срабатывает блокировка на останов компрессорного агрегата;

– температура цилиндра на выходе 1-й ступени компрессора. При повышении температуры цилиндра до 117,2 оС срабатывает предупредительная сигнализация. При дальнейшем повышении температуры до 123,9 оС срабатывает блокировка на останов компрессорного агрегата;

– температура цилиндра на выходе 1-й ступени компрессора. При повышении температуры цилиндра до 117,2 оС срабатывает предупредительная сигнализация. При дальнейшем повышении температуры до 123,9 оС срабатывает блокировка на останов компрессорного агрегата;

– температура цилиндра на выходе 2-й ступени компрессора. При повышении температуры цилиндра до 128 оС срабатывает предупредительная сигнализация. При дальнейшем повышении температуры до 135 оС срабатывает блокировка на останов компрессорного агрегата;

– температура цилиндра на выходе 2-й ступени компрессора. При повышении температуры цилиндра до 128 оС срабатывает предупредительная сигнализация. При дальнейшем повышении температуры до 135 оС срабатывает блокировка на останов компрессорного агрегата;

– температура цилиндра на выходе 3-й ступени компрессора. При повышении температуры цилиндра до 155,2 оС срабатывает предупредительная сигнализация. При дальнейшем повышении температуры до 163,5 оС срабатывает блокировка на останов компрессорного агрегата;

– температура цилиндра на выходе 3-й ступени компрессора. При повышении температуры цилиндра до 155,2 оС срабатывает предупредительная сигнализация. При дальнейшем повышении температуры до 163,5 оС срабатывает блокировка на останов компрессорного агрегата;

– температура коренного подшипника компрессора. При повышении температуры подшипника № 1 до 104 оС срабатывает предупредительная сигнализация. При дальнейшем повышении температуры подшипника до 110 оС срабатывает блокировка на останов компрессорного агрегата [11];

Работа компрессора обеспечивается следующими вспомогательными системами:

- основной смазки;
- лубрикаторной смазки;
- охлаждения;
- регулирования производительности.

2.3 Информационно – патентный обзор

Для выявления наиболее существенных проблем поршневого компрессора в моей курсовой работе необходимо провести информационно-патентный обзор. Сравнить наиболее актуальные проблемы и усовершенствования данного оборудования. В данном разделе были рассмотрены как публикации российских авторов, так и зарубежных.

Поршневой компрессор с рубашечным охлаждением (RU 2603498).

Технической задачей изобретения является снижение приведенной стоимости сжатого газа и увеличение общей эффективности компрессора.

Указанная задача решается тем, что в поршневом компрессоре, содержащем общий цилиндр с размещенным в нем дифференциальным поршнем с механизмом привода с образованием двух рабочих объемов, полости всасывания, соединенные с источником газа и с рабочими объемами через всасывающие клапаны, и полости нагнетания, соединенные с потребителем газа и с рабочими объемами через нагнетательные клапаны, причем вокруг общего цилиндра размещена жидкостная рубашка охлаждения, заполненная охлаждающей жидкостью, согласно предлагаемому изобретению полости всасывания соединены с жидкостной рубашкой через теплообменники, часть рабочего объема которых, подключенная к полостям всасывания, находится выше уровня охлаждающей жидкости. При этом место соединения теплообменников с рубашкой охлаждения может находиться в зоне нагнетательных клапанов компрессора.

Сущность изобретения поясняется на рисунке 9, схематично изображено продольное (вдоль оси цилиндра) сечение цилиндропоршневой группы компрессора.

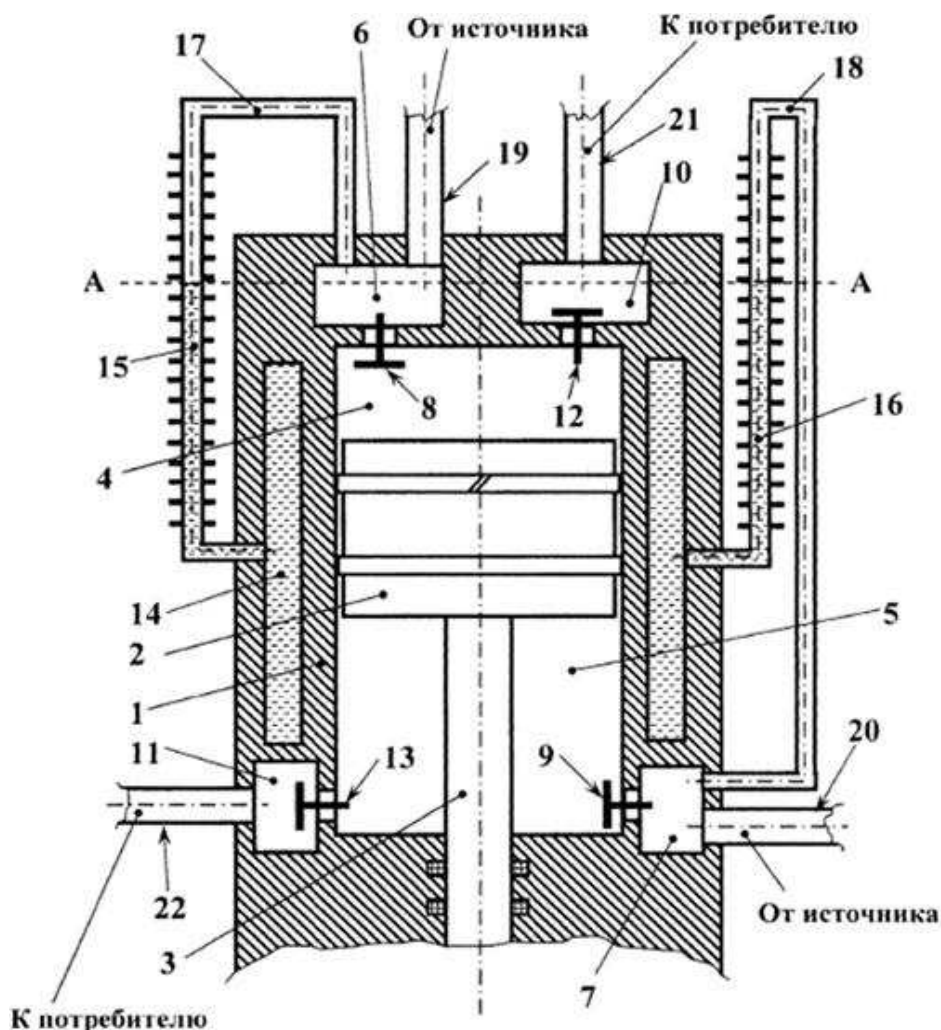


Рисунок 9 - продольное сечение цилиндропоршневой группы компрессора.

При возвратно-поступательном движении поршня 2 рабочий объем 4 увеличивается (поршень 2 идет вниз), газ всасывается в него от источника через трубопровод 19, полость 6, открытый клапан 8 (клапан 12 при этом закрыт). Затем поршень 2 достигает нижней мертвой точки и начинает движение вверх. При этом клапан 8 закрывается, и при закрытых клапанах 8 и 12 происходит уменьшение объема 4, сжатие газа в этом объеме до достижения им давления нагнетания, после чего клапан 12 открывается

(клапан 8 закрыт) и через него происходит нагнетание газа потребителю через полость 10 и трубопровод 21.

Аналогично происходит работа компрессора в рабочем объеме 5, в котором при возвратно-поступательном движении поршня 2 газ всасывается через трубопровод 20, полость 7, клапан 9, сжимается и нагнетается потребителю через клапан 13, полость и трубопровод 22.

По существу теплообменники 15 и 16 являются сообщающимися через рубашку 14 сосудами. И при этом давление в левой по рисунку ветви (в теплообменнике 15) становится выше, чем в правой ветви (в теплообменнике 16) этих сосудов. Под действием создавшегося перепада давления жидкость из теплообменника 15 через рубашку 14 перетекает в теплообменник 16.

Это течение сохраняется до тех пор, пока поршень 2 не придет в верхнюю мертвую точку, и движение газа через всасывающий трубопровод 20, полость 7 и клапан 9 не прекратится, клапан 9 не закроется, что приводит к тому, что давление в полости 7 становится равным давлению всасывания.

Таким образом, при возвратно-поступательном движении поршня 2 жидкость постоянно совершает колебательное движение в трубках теплообменников 15 и 16 и течет в рубашке 14.

При сжатии газа выделяется теплота сжатия, которая путем конвективного теплообмена передается стенкам цилиндра 1 и далее, за счет передачи теплоты теплопроводностью - в жидкость, находящуюся в рубашке 14. Постоянно движущаяся через рубашку 14 жидкость переносит эту теплоту в зону теплообменников 15 и 16, где теплота сжатия путем конвективного теплообмена передается в окружающую среду.

Плюсы данного патента заключаются в следующем.

Хорошее охлаждение цилиндропоршневой группы в предложенной конструкции компрессора позволяет ему работать с высокой степенью повышения давления в одной о ступени (10-12 и выше) при обеспечении показателей по экономичности (индикаторные КПД), характерных для компрессоров с подводом охлаждающей жидкости от посторонних

источников. 2. Однако при этом предложенное техническое решение позволяет обойтись без посторонних источников охлаждающей жидкости, что дает возможность существенно улучшить массогабаритные характеристики компрессора, и приблизить эти характеристики к показателям компрессоров с воздушным охлаждением при автономной работе компрессора.

Снижение его стоимости. Упрощение конструкции. Снижение общих затрат на стоимость и общие затраты мощности на сжатие газа, т.е. в конечном итоге - снизить приведенную стоимость сжатого газа и повысить общую эффективность компрессора. Поршневой компрессор, отличается тем, что место соединения теплообменников с рубашкой охлаждения находится в зоне нагнетательных клапанов компрессора.

Недостатки данного патента. Повышенный расход охлаждающей жидкости, а так же лубрикаторного масла. Необходимость увеличения фильтров тонкой очистки масла. На 10% увеличивается количество остановов компрессора в связи с заменой охлаждающего масла.

Компрессор поршневой оппозитный четырехрядный двухступенчатый (RU 2342134).

Среди поршневых оппозитных четырехрядных двухступенчатых компрессоров известен, например, воздушный компрессор, содержащий унифицированные цилиндры, шатуны, крейцкопфы, поршни, штоки и межступенчатые коммуникации. При этом первый и второй цилиндры первой ступени расположены по одну сторону коленчатого вала, а первый и второй цилиндры второй ступени расположены по другую сторону коленчатого вала.

Недостатком указанного выше аналога является размещение первого и второго цилиндров первой ступени по одну сторону коленчатого вала, а первого и второго цилиндров второй ступени по другую сторону коленчатого вала. В таком случае сумма масс крейцкопфов, поршней и штоков по одну

сторону коленчатого вала не равна сумме масс крейцкопфов, поршней и штоков по другую сторону коленчатого вала, так как площади поршней первой ступени больше площадей поршней второй ступени. Такая неуравновешенность масс и их сил инерции приводит к тому, что возникают нежелательные вибрации, которые передаются на фундамент. Кроме того при вышеуказанном размещении цилиндров аналога, расстояние между цилиндрами первой ступени меньше расстояния между цилиндрами второй ступени ввиду того, что площади цилиндров первой ступени больше площадей цилиндров второй ступени. Это уменьшает пространство обслуживания цилиндров первой ступени.

На рисунке 10 изображен поршневой оппозитный четырехрядный двухступенчатый компрессор.

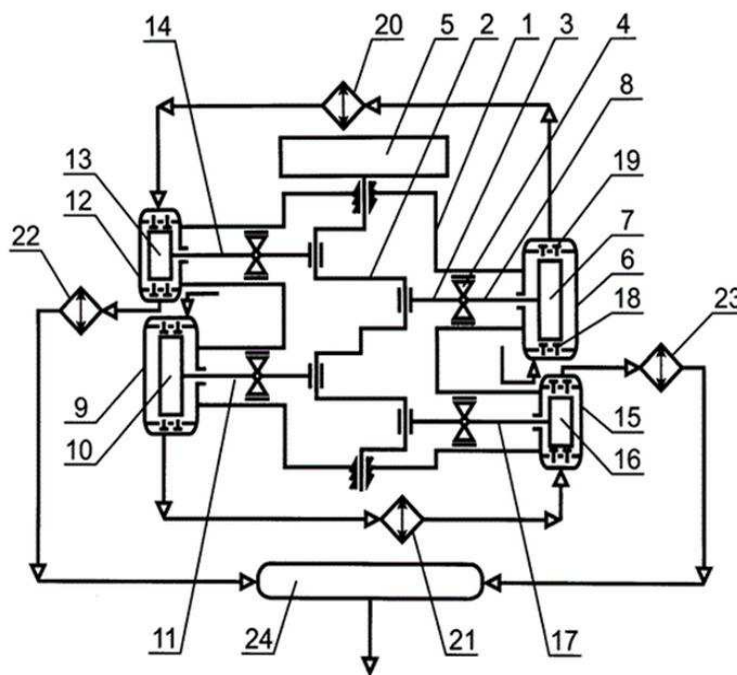


Рисунок 10 – поршневой оппозитный четырехрядный двухступенчатый компрессор

Таким образом, из вышеизложенного следует, что в заявляемом компрессоре поршневом оппозитном четырехрядном двухступенчатом заявляемые технические результаты: «увеличение пространства обслуживания цилиндров первой ступени» и «снижение вибрации

компрессора» достигаются за счет того, что компрессор поршневой оппозитный четырехрядный двухступенчатый содержит базу, первый и второй цилиндры первой ступени, первый и второй цилиндры второй ступени. При этом первый цилиндр первой ступени расположен напротив первого цилиндра второй ступени, а второй цилиндр первой ступени расположен напротив второго цилиндра второй ступени. При этом:

- второй цилиндр первой ступени расположен на одной стороне с первым цилиндром второй ступени;

- второй цилиндр второй ступени расположен на одной стороне с первым цилиндром первой ступени.

В отличие от прототипа, второй цилиндр первой ступени (9) расположен на одной стороне с первым цилиндром второй ступени (12), а второй цилиндр второй ступени (15) расположен на одной стороне с первым цилиндром первой ступени (6). При таком размещении увеличивается пространство обслуживания первого и второго цилиндров первой ступени (6, 9), так как площади первого и второго цилиндров второй ступени (12, 15) меньше площадей первого и второго цилиндров первой ступени (6, 9). Кроме того сумма масс крейцкопфов (4), поршней (7, 16) и штоков (8, 17) по одну сторону коленчатого вала (2) равна сумме масс крейцкопфов (4), поршней (10, 13) и штоков (11, 14) по другую сторону коленчатого вала (2). Такая уравновешенность масс и сил их инерции снижает вибрацию компрессора.

Плюсы данного патента. Увеличивается пространство обслуживания цилиндров первой ступени. Также достигается снижение вибрации компрессора. Цилиндры двойного действия, что увеличивает производительность компрессора.

Минусы данного патента. Недостатком указанного аналога является то, что при произвольном размещении газоохладителей-влагомаслоотделителей относительно станины базы увеличиваются габариты компрессора. При этом усложняется доступ к ремонтируемым узлам, например к коленчатому валу

базы, цилиндрам, штокам и поршням. Кроме того усложняется конструктивное расположение входов и выходов газа у цилиндров, так как оно зависит от размещения холодильников. Это, в свою очередь, приводит к тому, что подводящие к цилиндрам и отводящие от цилиндров газ трубопроводы мешают монтажу и демонтажу клапанов. Кроме того увеличивается материалоемкость компрессора, так как увеличиваются размеры вышеуказанных трубопроводов.

Усовершенствованный прямоточный клапан поршневого компрессора (RU 20131074).

Прямоточный клапан поршневого компрессора содержит клапанную плиту в виде диска, в котором в перпендикулярной плоскости выполнены входные и выходные каналы и запорные элементы между ними. В диске выполнен кольцевой периферийный бурт для его крепления в крышке компрессора. Диск выполнен из эластичного термостойкого материала. Входные и выходные каналы выполнены в виде соосных цилиндрических отверстий. Каждый запорный элемент выполнен в виде двух диаметрально сомкнутых в закрытом положении губок, находящихся в выходном канале и отлитых заодно с телом диска в своем основании. Оси каналов равномерно размещены на концентрических окружностях по всей площади диска. В теле диска расположена выходящая в кольцевой бурт армирующая металлическая пластина с отверстиями, окружающими входные каналы.

Принцип работы заключается в следующем и изображен на рисунке 11 под напором поршня (не показан) сжимаемый газ поступает в каждый входной канал 2 и под действием давления, превышающего упругость эластичного запорного элемента 4, раздвигает губки 6 эластичного запорного элемента 4 и далее проходит через образовавшееся отверстие в выходной 3 канал на выход. После того как поршень достигнет верхней мертвой точки и начнет двигаться к нижней мертвой точке, клапан приходит в закрытое состояние.

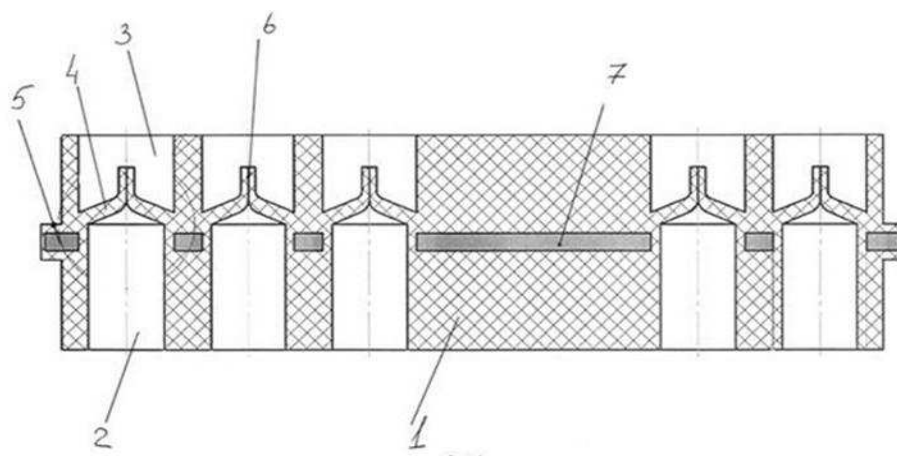


Рисунок 11 – прямоточный клапан поршневого компрессора

Плюсы данного патента. Снижение гидравлического сопротивления при проходе газа, т.к. поток газа не меняет своего направления, что приводит к уменьшению расхода электроэнергии, потребляемой электродвигателем поршневого компрессора. Снижение удельного расхода электроэнергии, потребляемой электродвигателем поршневого компрессора. Увеличение пропускной способности прямоточного клапана;

Недостатки. Наличие в конструкции застойных зон, в которых скапливаются механические примеси из рабочей среды, шлам, что приводит к интенсификации процессов коррозии в корпусе арматуры. Необходимость наличия высококачественной стали для изготовления пластин (очень дорогие в отличие от пластинчатых). Трудность ремонта.

Самодельствующий комбинированный клапан поршневого компрессора (RU 123 860).

Самодельствующий комбинированный клапан содержит кольцевую всасывающую пластину 1 и круглую нагнетательную пластину 2. Проточная часть всасывающей части клапана сформирована в седле 3. В центре седла 3 образован уплотняющий пояс нагнетательной части клапана. Второй уплотняющий пояс находится на диске 4, собранном с ограничителем 5 хода для нагнетательной пластины 2. Сборка диска 4 с ограничителем 5 хода, осуществляемая с помощью винта 6, является устройством разгрузки от

гидравлических ударов. Положение диска 4 в сборке изменяется регулировочной шайбой 7, расположенной между ограничителем 5 и пластиной 2, поскольку в этом случае образуется монтажный зазор по внутреннему кольцевому поясу «А», уменьшающий в период приработки неравномерный износ кромок. Расположение шайбы между пластиной 2 и диском 4 недопустимо, поскольку нарушенная в этом случае герметичность наружного и внутреннего кольцевых поясов будет еще более ухудшена и в процессе работы из-за характерного неравномерного износа кромок. В верхней части ограничителя 5 хода выполнен поршень с возможностью перемещения внутри цилиндра, изготовленного заодно с крышкой 8. Поджатие ограничителя хода 5 к седлу 3 осуществляется буферной пружиной 9. Полости различного давления уплотняются прокладками 10.

Комбинированный клапан работает следующим образом. Всасывающая часть клапана открывается на этапе прямого хода поршня 13 компрессора от мертвой точки в конце внутреннего расширения РТ, оставшегося в мертвом объеме. Наполнение рабочей камеры компрессора происходит при срабатывании на перепад давления Δp упруго деформируемых лепестков 11 всасывающей пластины 1, которые отгибаясь, открывают каналы «В» седла 3. Перемещение лепестков 11 ограничивается углублениями 14 по контуру «Б» зеркала цилиндра компрессора, и далее проходное сечение увеличивается за счет пружинных участков прорезей между смежными лепестками 11, обеспечивая практически параллельное положение лепестков 11 по отношению к плоскости седла 3.

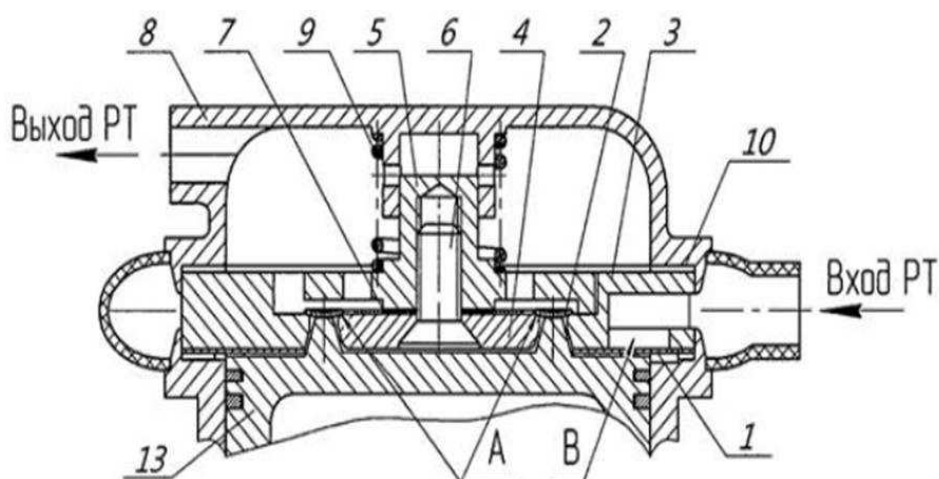


Рисунок 12 – разрез клапана

Плюсы данного патента. Увеличение площади проходного сечения клапанов, уменьшение числа элементов, упрощение технологии изготовления и сборки отдельных деталей, эффективная защита от гидравлического удара, и, как следствие, повышение надежности и долговечности.

Минусы данного патента. Ограниченность проходного сечения всасывающего и нагнетательного клапанов вследствие того, что у всасывающего клапана существует неравномерный ход пластины относительно уплотняющих поясов, а в нагнетательном клапане выход газа происходит только по наружному уплотняющему поясу диска.

Горизонтальный поршневой компрессор (US 2016/0032921).

Со временем износ направляющих уплотнительных колец приводит к утечки масла, что допустимо только в определенных пределах. Масло обычно используют в качестве смазки между поршнем и стенкой цилиндра, чтобы предотвратить чрезмерный износ опорных поверхностей и свести к минимуму возникновение утечки. Однако проблема смазки маслом заключается в том, что смазочное масло может загрязнять сжатый газ. Таким образом, существует необходимость в «без масляных» компрессорах. Для создания «без масляного» компрессора требуется тщательный подбор материала уплотнительных колец и их закрепление на поршне. В некоторых

случаях уплотнительные кольца изготовлены из материалов с хорошими смазывающими и износостойкими свойствами, такими как политетрафторэтилен (PTFE), широко известный как тефлон.

Износ уплотнительных колец очень велик. Таким образом, на практике компрессоры останавливают через несколько месяцев для измерения износа уплотнительных колец для замены, которые могут быть изношены. В этом ремонт отрицательно влияет на общую эффективность и удобство эксплуатации данного типа компрессора. Поэтому, предлагается обеспечить улучшить подшипниковый узел между поршнем и цилиндром компрессора, который позволит непрерывно работать компрессору на значительно более длительные периоды.

На рисунке 13 изображен поршневой горизонтальный компрессор, представляющий собой очень большой по габаритам компрессор двойного действия, с несколькими ступенями сжатия. На рисунке 13 показан пример горизонтального поршневого компрессора 1. Компрессор имеет раму 2, в которой расположен цилиндр 4, имеющий поршень 6, совершающий возвратно-поступательные движения. Поршневой шток 8 соединен с крейцкопфом 10. 12 направляющие крейцкопфа. Движение крейцкопфа 10 происходит с помощью кривошипно-шатунного механизма. 14 приводной вал передает движение 10, с помощью кривошипа 16, 18 соединительная тяга. 20 и 22 рабочие камеры. 24 и 26 впускные клапаны. 28-30 выпускные.

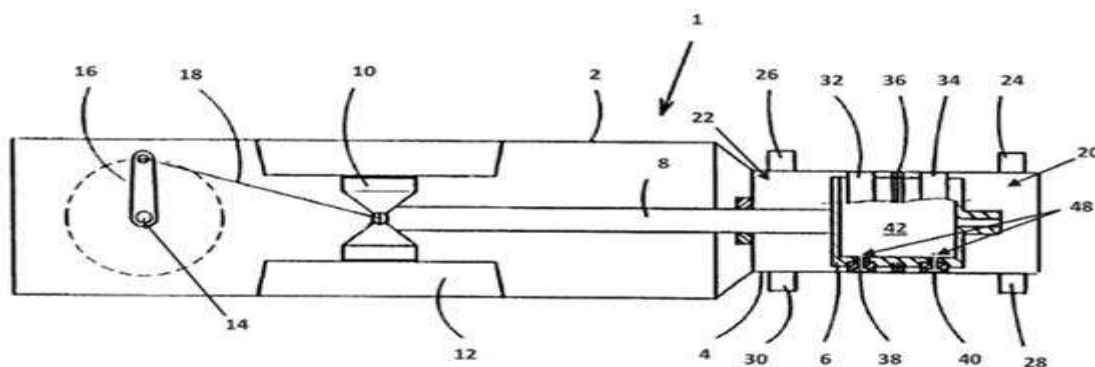


Рисунок 13 – поршневой горизонтальный компрессор

Достоинства данного патента. Усовершенствованный поршень предназначен для рабочего хода на газовой пленке, созданной между поршнем и стенкой цилиндра, что уменьшает износ поршневых компонентов в процессе эксплуатации. Благодаря уменьшению износа данная конструкция позволяет компрессору работать более длительные периоды между восстановлением компонентов по сравнению с предыдущими конструкциями. Раскрытая конструкция также обеспечивает более широкий диапазон дифференциальных рабочих давлений (всасывание в зависимости от расхода) и меньших диаметров поршня по сравнению с предшествующими устройствами.

Уменьшается износ поршня; Увеличивается время эксплуатации компрессора; Увеличивается диапазон рабочего давления. Сжимаемый газ не загрязняется смазочным маслом.

Недостатки данного патента. Высокий уровень шума и вибрации; Необходима замена не только поршня, но и всех уплотнительных колец.

Поршневой компрессор с регулятором скорости подачи (US 2012/0260796).

Поршневой компрессор с регулятором скорости подачи рисунок 14, имеет клапанный подъемник (2), который может быть электромагнитно включен в рабочий цикл и установлен, по меньшей мере, на одном из автоматических всасывающих клапанов (1) для периодического поддержания соответствующего всасывания. Клапан (1) может открываться в определенном диапазоне угла поворота коленчатого вала, при этом электромагнитное устройство (3) имеет отдельный привод позиционирования (датчик) (10), а привод позиционирования (10) используется по мере необходимости для перемещения рабочего диапазона магнитного привода (5), используемое относительно его зацепления с, одним всасывающим клапаном (1). Поршневой компрессор, в котором позиционирующий привод (10) воздействует на магнитный привод (5) вместе

с приводом клапана (2), приводится в действие и регулирует их общее положение относительно всасывающего клапана (1) по мере необходимости. Поршневой компрессор с возвратно-поступательным движением, в котором позиционирующий привод (10) имеет продольное регулировочное устройство для трансмиссионного стержня (8), соединенного между магнитным исполнительным механизмом (5) и подъемным устройством (2) клапана.

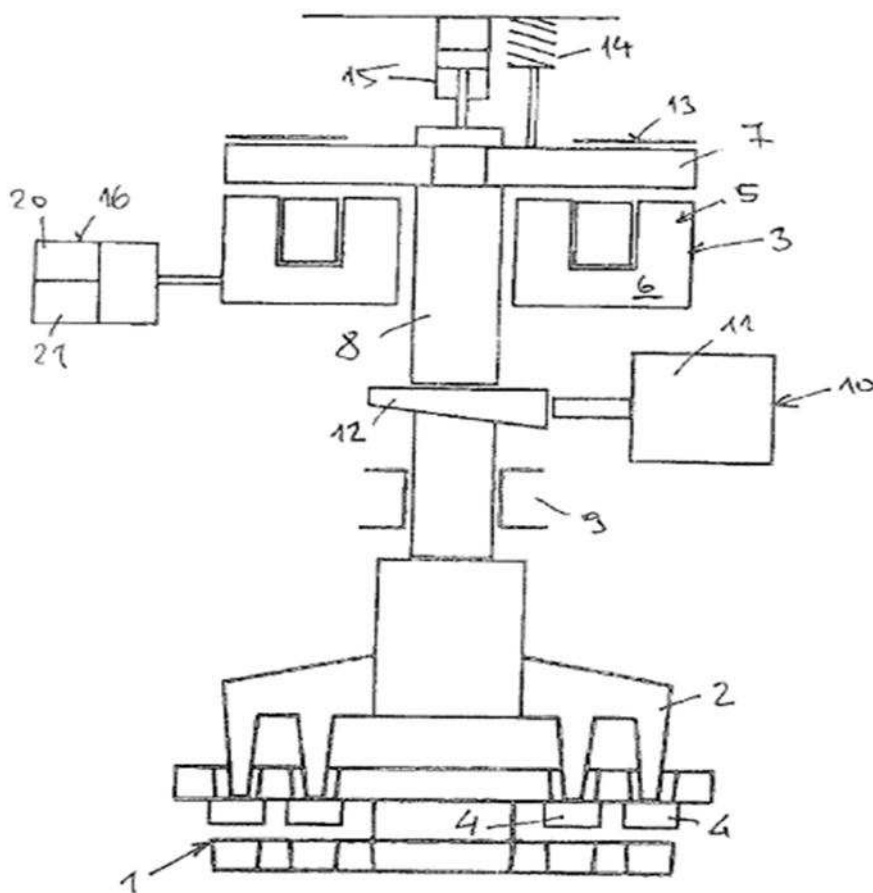


Рисунок 14 – регулирующий клапан

Изобретение относится к поршневым многоступенчатым компрессорам, с возвратно-поступательным движением, с регулированием скорости подачи, имеющим клапанный подъемник, который может быть электромагнитно включен в рабочий цикл и установлен, на одном из автоматических всасывающих клапанов, для периодического удерживания

соответствующего всасывающего клапана открытым над определенным углом поворота коленчатого вала.

Так же предусматривается байпасная система на входе каждой ступени сжатия, т.е. в случае аварийной работы компрессора или повышении рабочего давления на входе в ступень сжатия, клапаны автоматически закрываются и газ сбрасывается по трубопроводам на факельную систему.

Достоинства. Регулирование производительности компрессора на каждой ступени сжатия. Изменение вращения двигателя путем изменения подачи топливного газа. Высокий уровень герметизации. Безопасность производства в аварийных ситуациях.

Недостатки. Ограничение по диаметру труб. Провоцирует усиленное образование коррозии из-за скопления механических примесей и шлама. Вследствие большой вибрации часто выходят из строя.

Усовершенствованный легкий поршень компрессора с круговым отверстием (US 2015/0075368).

Некоторые используемые в настоящее время поршни достаточно тяжелые, и имеют ограничения по скорости регулирования. Ограничения скорости усложняют работу обслуживающему персоналу при их полной номинальной скорости. Тяжелым поршням требуются дополнительные крейцкопфы, чтобы сбалансировать пару встречных компрессорных бросков. Тяжелый крейцкопф вызывает большие трудности при монтаже/демонтаже, а также является очень дорогостоящим.

Для предотвращения предварительного нагружения поршневых ребер, предлагается, что каждое поршневое кольцо разбивается между 30% и 50% дифференциального давления, на которое оно воздействует. Известно, что обычные, полые поршни двойного действия заполняют газом. Газ работает внутри полого поршня с течением времени через выступы на контактных поверхностях сопрягаемых частей поршня. Предполагается, что давление газа внутри поршня находится между давлением всасывания и нагнетания

(среднее давление). Давление газа, заполняющее внутреннюю часть поршня, учитывается при вычислении коэффициента запаса усталости.

Согласно первому варианту осуществления может быть предусмотрен поршень, который содержит первую часть поршня, имеющую торцевую стенку, проходящую радиально вокруг центральной оси, вдоль которой поршень совершает возвратно-поступательное движение рисунок 15. Поршень может также включать в себя вторую часть поршня, имеющую торцевую стенку, проходящую радиально вокруг центральной оси, вдоль которой поршень совершает возвратно-поступательное движение. Первая часть поршня и вторая часть поршня расположены в осевом направлении.

Эти поршни могут быть изготовлены из серого чугуна или ковкого чугуна. Они также могут быть изготовлены из стали, алюминия, комбинации нескольких материалов или любого другого подходящего материала.

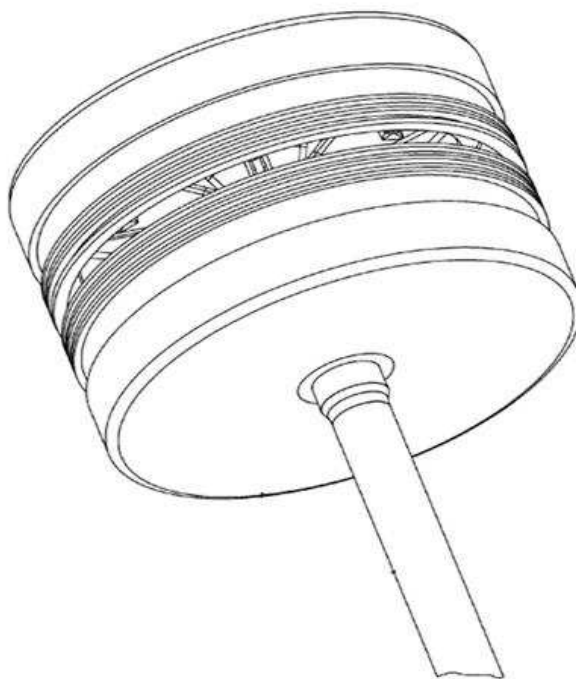


Рисунок 15 – усовершенствованный поршень

Достоинства данного патента. Уменьшение веса поршня и поршневой группы. Уменьшение вибрации. Уменьшение фреттинг-коррозии, эрозии

материала. Увеличивается период межремонтного цикла. Хорошая прочность поршня (комбинация нескольких материалов алюминий, сталь, серый чугун). Недостатки данного патента. Требуются более легкие крейцкопфы, которые требуют специальных процессов для производства и его качество на прочность очень трудно рассчитать (очень трудно подобрать материал для крейцкопфа чтобы уменьшить его массу).

2.4 Техническое решение

Проанализировав различные конструкции поршневых компрессоров, а так же наиболее часто предлагаемые изобретения, такие как: модернизация системы охлаждения компрессора, борьба с вибрацией путем изменения расположения ступеней сжатия, усовершенствование клапанной системы, борьба с износом поршневых уплотнений многоступенчатых компрессоров высокого давления, усовершенствование поршневой системы. Я пришел к выводу, что исследование поршневых уплотнений компрессора наиболее актуальная тема. В период прохождения производственной практики в ООО «РН-Ванкор», в цехе компримирования газа высокого давления (ЦКГ ВД), была выявлена существенная проблема компрессоров Ariel: несвоевременный выход из строя поршневой группы, вследствие износа и разрушения поршневых уплотнений. ЦКГ ВД включает в себя 12 идентичных компрессоров Ariel, с производительностью 48000 м³/ч.

Не запланированный останов или выход из строя компрессора влечет огромные экономические потери компании ООО «РН-Ванкор».

Высокое давление, создаваемое внутри цилиндра компрессора, большие нагрузки на поршень и на поршневые уплотнения, не достаточность технических характеристик материала уплотнения приводят к разрушению самих уплотнений и аварийному останову компрессора.

Несомненно, разработка, предлагаемая в патенте (US 2016/0032921), является достаточно актуальной и уникальной, но также создание «без масляной» системы смазки трудно реализуема на компрессорах высокого

давления, о чем говорят сами авторы. В этом же патенте предлагается замена масляных поршневых уплотнений, на уплотнения, выполненные из фторопласта. В нашем случае, на компрессорах Ariel, фторопластовые уплотнения устанавливаются заводом изготовителем, но и такой хороший, достаточно стойкий и смазывающий материал, не исчерпавший свой моторесурс, выходит из строя.

Достаточно низкая наработка на отказ фторопластовых уплотнений и является темой для усовершенствованной разработки системы технического обслуживания и ремонта компрессора.

3 Разработка системы технического обслуживания и ремонта

3.1 Техническое обслуживание компрессора Ariel

В процессе эксплуатации оборудования происходит качественное изменение состояния деталей и узлов, вызванное износом взаимосвязанных рабочих поверхностей. Полностью избежать изнашивания оборудования невозможно. Однако правильная эксплуатация компрессорного и вспомогательного оборудования, применение высококачественных смазочных материалов и систем технического обслуживания способствует продлению межремонтного периода работы оборудования.

Физический износ оборудования происходит неравномерно: отдельные части машин служат разное время. Для обеспечения работоспособности машины в течение срока службы приходится периодически заменять отдельные узлы и детали. Все сменяемые и ремонтируемые детали машины могут быть сведены в группы, различающиеся по срокам использования деталей до их замены или ремонта.

В связи с разнообразным по территориальности месторасположением нефтегазовых предприятий, очень сложно осуществить ремонт в специализированных компаниях и на заводах изготовителях. В основном все предприятия в целях экономичности и минимума потери времени стараются создать и организовать все условия для обслуживания и ремонта оборудования на производстве. Организация ремонтной службы на месторождении одна из важных составляющих в качественной, бесперебойной работе предприятия.

Компрессоры с непрерывным режимом работы требуют определенного технического обслуживания. В пункте 3.2 представлена рекомендуемая периодичность обслуживания рассматриваемого компрессора Ariel. Данная периодичность была разработана на основании рекомендуемой периодичности обслуживания заводом изготовителем, так же были

проанализированы отдельные рекомендации, по техническому обслуживанию возникшие в процессе эксплуатации компрессоров.

Для выявления основных причин отказа компрессора и вследствие чего сокращение срока межремонтного интервала рассмотрим в пункте 3.2 данные о наработках на отказ компрессора.

3.2 Данные о наработках на отказ

Поршневые компрессоры являются наиболее актуальным видом компрессорного оборудования среди других компрессоров (центробежные, винтовые, диафрагменные), так же обладают хорошей долговечностью около 48 000 – 100 000 моточасов (6 – 10 лет) [11].

Такой продолжительный срок службы достигается тем, что простота обслуживания и эксплуатации ставит их на первое место среди всего компрессорного оборудования. Поршневые компрессоры всегда просто и легко подвергались ремонту и восстановлению своих функций после поломки. Не случайно за ним закрепилось название «вечного агрегата», ибо такие компрессоры безупречно служили долгие десятилетия, если они вовремя обслуживались и ремонтировались.

В таблице 2 приведены показатели надежности поршневого компрессора марки Ariel KBV 6, фирмы Exterran.

Таблица 2 – Показатели надежности

Наработка на отказ, ч., не менее	16000
Средний ресурс до текущего ремонта, ч., (допускаемое отклонение $H \pm 15 \%$)	16000
Средний ресурс до капитального ремонта, ч., (допускаемое отклонение $\pm 10 \%$)	48000
Средний срок службы, лет, не менее	12

Поршневые компрессоры имеют, правда, и недостатки. Так, необходим достаточно большой штат сотрудников для обслуживания этих агрегатов. К

минусам можно отнести и то, что интервал межсервисных работ составляет лишь 4000 – 6000 моточасов. Сегодня это считается очень низким показателем среди компрессорного оборудования.

Для оценки комплексной надежности компрессора необходимо учитывать надежность механических компонентов компрессора, так как выход из строя компрессора может привести к выходу из строя всего блока (например, вследствие отсутствия принудительного охлаждения).

Расчет надежности различных типов компрессоров отличаются друг от друга и зависят от конструкций и условий работы компрессора.

Интенсивность отказов компрессора вычисляется по формуле (3.2.1) из которой следует, что каждая составная часть компрессора вносит свой вклад в общую интенсивность отказов [2]:

$$\lambda_k = \lambda_g + \lambda_n + \lambda_{kk} + \lambda_{ky} + \lambda_{yk} + \lambda_{ok}, \quad (3.2.1)$$

где: λ_k – интенсивность отказов компрессора;

λ_g – интенсивность отказов вала компрессора;

λ_n – интенсивность отказов всех подшипников компрессора;

λ_{kk} – интенсивность отказов корпуса компрессора;

λ_{ky} – интенсивность отказов любого клапанного узла компрессора;

λ_{yk} – интенсивность отказов всех уплотнений компрессора;

λ_{ok} – общая интенсивность отказов конструкции компрессоров.

Таким образом, в математическую модель интенсивности отказов компрессора рисунок 16 включены интенсивности отказов компонентов компрессора. Для того чтобы выполнить расчет надежности компрессора, необходимо провести расчеты интенсивностей отказов всех его компонентов с учетом внешних, технологических и эксплуатационных факторов, влияющих на надежность компрессора.

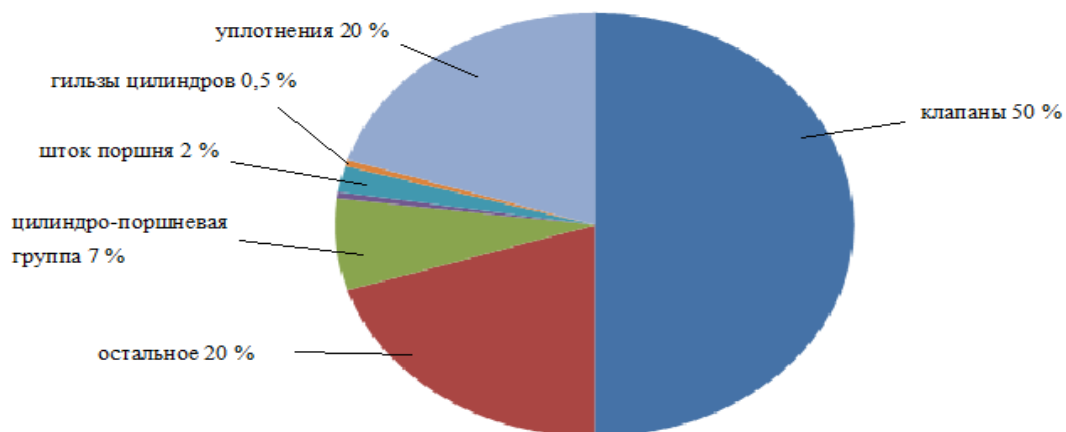


Рисунок 16 – Модель вероятности отказов (типичные места появления неисправностей)

Наиболее важным компонентом компрессора является его корпус, поскольку от его срока службы зависят сроки службы всех остальных составных частей компрессора, а так же суммарная надежность устройства.

В таблице 3 представлены основные технические и эксплуатационные характеристики поршневого компрессора марки Ariel KBV 6, фирмы Exterran.

На основании исследований Краснодарским Компрессорным заводом – изготовителем поршневого оппозитного компрессора, были выявленные основные причины выхода из строя компрессорного оборудования.

Заключения исследований причин аварий компрессоров следующие:

1. 20% компрессоров, представленные неисправными, находятся в хорошем состоянии и работают правильно.

2. Электропроблемы в целом составляют 20% от всех видов дефектов.

3. Неисправность компрессоров при недостатке масла (т.е. уровень масла составляет 50% ниже стандартного) составляют 6% от всех неисправностей.

4. Заклинивание компрессора (механический дефект) составляет около 20% от всех дефектов.

5. Внутренняя утечка (клапанный элемент или прокладка повреждены, нагнетательный трубопровод, и т.д.) составляет около 8% от всех дефектов.

6. Компрессоры, представленные с воздушным всасыванием (т.е. утечка на линии всасывания) составляют около 5% от всех неисправностей.

Выше представленные цифры приведены в среднем значении и могут отличаться от ряда компрессоров, моделей, областей применения.

К основному оборудованию компрессорной установки марки Ariel KBV 6, фирмы Exterran, относится газопоршневой двигатель модели G16CM34, который является приводом компрессора и представляет собой корпус с двумя распределительными рядами цилиндров – ряд «А» и ряд «В». В каждом ряду расположено по 8 цилиндров.

В случае неисправностей двигателя и аварийной сигнализации об останове, компрессорная установка полностью сбрасывает со всей системы компримируемый газ и останавливается до устранения неисправностей.

Одним из недостатков поршневых компрессоров высокого давления являются его многократные внезапные остановки в период эксплуатации.

Наиболее частые аварийные остановки компрессора:

- Вибрация вентиляторов АВО;
- Вибрация компрессора (10мм/с предупреждение, 12мм/с останов);
- Температура цилиндра 1 ступени выхода газа 117,2 оС предупреждение, 123,9 оС – останов;
- Температура цилиндра 2 ступени выхода газа 128 оС предупреждение, 135 оС – останов;
- Температура цилиндра 3 ступени выхода газа 155,2 оС предупреждение, 163,5 оС – останов;
- Температура коренного подшипника (более 110 оС – останов);
- Нарушение фильтра контроля давления.

Наиболее частые аварийные остановки двигателя:

- Вибрация двигателя (10мм/с предупреждение, 12мм/с останов);

- Отклонение температуры цилиндров от номинально-установленной;
- Понижающий коэффициент корректирующий коэффициент воздуха;
- Уровень масла в двигателе;
- Высокая температура антифриза;
- Низкий уровень антифриза в НТК и ВТК;
- Перепад давлений на масляном фильтре;
- Неисправность датчика мониторинга выхлопных газов (проскакивает масло вместе с парами).

3.3 Причины неисправностей, останова и выхода из строя

В компрессорном оборудовании, как и в любом другом механизме, возникают неисправности в процессе их эксплуатации. От качества технического обслуживания зависят исправное состояние компрессорных установок, их нормальная и бесперебойная работа. Нарушение режима работы компрессорных установок, их технического обслуживания (например, срыв сроков, несвоевременное и некачественное смазывание трущихся частей, нарушение режимов охлаждения) вызовет необходимость остановки компрессора для ремонта. Нарушение правил эксплуатации и техники безопасности может привести к поломке отдельных деталей и сборочных единиц и может вызвать пожары, взрывы и, как следствие, человеческие жертвы.

В таблице 4 отображены основные неисправности компрессора высокого давления, причины возникновения и способы устранения.

Таблица 4 – Основные неисправности компрессора

Резко снижается давление масла в циркуляционной смазочной системе	
Причина неисправности	Способ устранения
Разрыв маслопровода	Исправить маслопровод
Поврежден перепускной клапан масляного насоса	Отремонтировать перепускной клапан масляного насоса или заменить новым

Продолжение таблицы 4

Резко снижается давление масла в циркуляционной смазочной системе	
Поврежден насос	Отремонтировать насос
Отсутствие масла	Долить профильтрованное масло той же марки, какое имеется в картере.
Давление масла в циркуляционной смазочной системе падает постепенно	
Неисправен манометр	Заменить манометр
Засорение масляного фильтра	Засорение масляного фильтра
Засорение приемной сетки масляного насоса	При первой же остановке компрессора снять приемную сетку масляного насоса, очистить и установить на место
Износ шатунных или коренных подшипников (в компрессоре появляется глухой стук)	Подтянуть подшипники, если подтянуть нельзя — заменить вкладыши, подогнав, если это необходимо, по валу
Увеличенный зазор между шестернями и крышкой масляного насоса	Установить в масляном насосе более тонкую прокладку
Применение масла несоответствующего качества, теряющего вязкость при нагреве, или разжижение смазки при нагреве	Слить старое масло и залить новое требуемой вязкости. Устранить перегрев масла
Попадание в масло воды	Заменить масло и устранить причину попадания воды
Масляный насос не обеспечивает требуемого давления	
Подсос воздуха вследствие неплотностей во всасывающем маслопроводе	Остановить насос и компрессор. Проверить соединения во всасывающем маслопроводе. Устранить подсос воздуха
Неплотное прилегание крышки к корпусу насоса, поломка пружины перепускного клапана'	Проверить состояние крышки, пружины. Неисправные детали заменить
Недостаточное количество масла в картер	Долить масло в резервуар хранения масла
Нагреваются обратные клапаны смазочной системы цилиндров и сальников	

Продолжение таблицы 4

Уменьшилась подача смазки смазочной системы цилиндров и сальников	
Засорение сетки фильтрации масла поступающего в насосную секцию	Очистить и промыть сетку
Плохое уплотнение или засорение всасывающей трубки насоса, засорение маслопроводов	Очистить, промыть и продуть детали сжатым воздухом
Неисправность привода насоса	Отремонтировать привод
Чрезмерно высокое нагревание цилиндра, штока и сальника	
Недостаточная подача смазки в цилиндры и сальники	Увеличить подачу масла. Проверить загрязнение маслоподводящих трубок и каналов, продуть их и проверить, проходит ли через них масло
Недостаточное охлаждение цилиндров	Проверить трубопровод, подводящий лубрикаторное масло в рубашку охлаждения цилиндров.
Пропуск газа в нагнетательных клапанах	Установить, какой клапан пропускает газ. Если при разборке клапана выявились поломанные детали, их заменяют
Нарушения в пригонке и сборке сальников	Тщательно подогнать и собрать сальник
Нагрев подшипников	
Чрезмерная затяжка и чрезмерно малые зазоры во вкладышах, что ограничивает поступление смазки и вызывает сухое трение	Отрегулировать зазоры, учитывая, что слишком большие зазоры ведут к потерям масла и к нагреву подшипников
Недостаточная подача смазки из-за засорения фильтра, маслопровода, открытия перепускного клапана на низком давлении, низкого уровня масла в картере, плохой работы маслонасоса и большой вязкости масла.	Отрегулировать подачу смазки к подшипнику, устранив, если имеются, неисправности в смазочной системе.

Продолжение таблицы 4

Нагрев подшипников	
Перекося осей подшипников и шеек вала, осей подшипников относительно осей цилиндров, перекося в кривошипно-шатунном механизме. Эти дефекты приводят к возникновению местного сухого трения.	Выявить и устранить перекося приведением к норме зазоров и взаимного расположения соединяемых деталей, центровкой рамы, направляющих, цилиндров и правильной укладкой коленчатого вала.
Конусность и овальность шеек вала.	Обмерить шейки вала, сравнить с паспортными. Исправить шейки припиловкой, шлифовкой вручную.
Стуки в цилиндропоршневой группе компрессора	
Удары поршня в крышку вследствие недостаточной величины мертвого пространства (результат неправильного монтажа).	Регулируют мертвое пространство и доводят линейный зазор между торцами поршня и крышками до нормы.
Попадание между поршнем и одной из крышек цилиндра твердых металлических частей (часть клапана, пружина).	Снять крышку цилиндра, удалить попавший предмет, осмотреть стенки цилиндра, а также видимую часть поршня, проверить, нет ли на них царапин, рисок. Поставить крышку на место.
Попадание в цилиндр воды (лубрикаторного масла), которая скапливается в мертвом пространстве и может вызвать гидравлический удар. Вода (масло) может просочиться из полости охлаждения по трещинам, которые возникли при изготовлении цилиндра или в результате перегрева цилиндра.	Место течи устранить тампонированием жидким стеклом, путем чеканки, если трещина невелика, заварить, если трещина большая. В случае гидравлического удара осмотреть весь механизм движения (шток, шатун, коленчатый вал), поршень, крышки цилиндров.
Нагар в виде уступа на зеркале, с длительным сухим трением поршня о зеркало цилиндра из-за отсутствия в цилиндре конической расточки колец.	Убрать нагар.

Окончание таблицы 4

Стуки в цилиндропоршневой группе компрессора	
Ослабление посадки поршня на штоке (двойной стук в момент прохода поршня в крайнее положение) из-за недостаточной затяжки гайкой, крепящей поршень на штоке, или некачественных прокладок, установленных между поршнем и буртом штока при регулировке мертвых пространств.	Затянуть гайку.
Слишком свободная посадка колец в канавках поршня.	Заменить кольца более высокими и обеспечить хорошую пригонку и нормальный зазор между кольцом и стенкой канавки.
Заедание, износ и поломка поршневых колец в результате износа или заеданий в канавке при большом нагарообразовании.	Заменить кольца новыми, предварительно очистив поршень от нагара, проверить свободу перемещения поршневого кольца в канавке. Проверить весь механизм движения и цилиндры.
Износ боббитовой заливки на скользящем поршне из-за плохой обработки зеркала цилиндра, плохой очистки газа, с которым попадают грязь и пыль; применение некачественного масла, склонного к нагарообразованию.	Выяснить причину и устранить ее.
Стук в клапанах	
Недостаточное плотное прижатие седла клапана фонарем и крышкой.	Установить кольцевую прокладку из меди между фонарем и крышкой и плотно прижать крышку.
Поломка или ослабление пружин клапана из-за неправильной их термообработки.	Заменить пружины.
Касание торцом поршня седла клапана в связи с углубленной посадкой седла в гнезде.	Установить под седло более толстую прокладку.

3.4 Результаты осмотра поршневых групп и цилиндров

После проведения планового технического обслуживания компрессора (ТО 6000 тысяч рабочих часов), результаты визуально-измерительного контроля показали:

На газо-поршневом агрегате №6:

– Внешний осмотр показал наличие нагара чёрного цвета на нерабочих поверхностях штоков, поршнях, клапанах и клапанных гильзах 5-го и 6-го цилиндров;

– Выявлено разрушение компрессионных колец поршневых групп 5-го и 6-го цилиндров (4 кольца и 3 кольца соответственно);

– Выявлен увеличенный зазор канавок поршней под компрессионные кольца.

На газо-поршневом агрегате №1:

– Выявлено разрушение сегментов компрессионных колец поршневой группы 5-го цилиндра в количестве 6 сегментов и сегментов компрессионных колец поршневой группы 6-го цилиндра в количестве 3 сегмента;

Выявлены превышения допустимых значений:

– конусности 5 цилиндра: MID-HE вертикаль на 0,005 мм; MID-HE горизонталь на 0,035 мм; MID-SE горизонталь на 0,035 мм;

– диаметра 5 цилиндра от 0,115 мм до 0,125 мм;

– конусности 6 цилиндра: MID-HE вертикаль на 0,115 мм; MID-HE горизонталь на 0,075 мм;

– диаметра 6 цилиндра от 0,085 мм до 0,125 мм.

– превышение допуска зазоров компрессионных колец в канавках на поршнях 5 и 6 рядов;

– выявлен износ газозатворных секций и колец в корпусах уплотнений штоков поршней 5 ряда (внутреннее и внешнее уплотнение) и 6 ряда (внутреннее и внешнее уплотнение);

– Выявлен обрыв трубки, в полости 2-го цилиндра, подачи лубрикаторного масла к поршню;

– Опрессовка лубрикаторной системы компрессора выявила неисправность секций распределительных блоков подачи лубрикаторного масла на 5 ряд (секции 12Т - 1 шт и 6S - 2 шт.) и 6 ряд (12Т - 2 шт и 6S - 2 шт.);

На газо-поршневом агрегате №3:

– Выявлено разрушение сегментов компрессионных колец поршневой группы 5-го цилиндра в количестве 5 сегментов и 1 сегмента компрессионных колец поршневой группы 6-го цилиндра;

– Выявлен сильный износ газозатворных секций и колец в корпусах уплотнений штоков поршней 5-го ряда (внутреннее и внешнее уплотнение) и 6-го ряда (внешнее уплотнение);

– Выявлен обрыв трубки, в полости 2-го цилиндра, подачи лубрикаторного масла к поршню.

По итогам визуально-измерительного контроля был сделан вывод, что наиболее изнашиваемый узел, это поршень с поршневыми кольцами и вследствие дальнейшего использования компрессора большая вероятность разрушения поршневых колец и повышенному износу цилиндров компрессора. В таблице 4 рассмотрены основные неисправности и рекомендации по ремонту отдельных узлов компрессора.

Темой для рассмотрения и замены, как самих поршневых колец, так и материала колец послужила тенденция разрушения колец рисунок 17, так же актуальность темы импортозамещения, снижение эксплуатационных затрат, повышение надежности оборудования.



Рисунок 17 – Разрушенные кольца поршня цилиндра

3.5 Анализ и расчет поршневых колец компрессора

Поршень вместе с кольцами, пальцем и деталями стопорения пальца составляют поршневую группу, которая выполняет следующие функции:

1. воспринимает силу давления газов и передает ее шатуну;
2. передает нормальную силу от шатуна к цилиндру;
3. уплотняет внутрицилиндровое пространство;

В поршнях компрессора марки КВВ используются цельные поршневые кольца, выполненные из политетрафторэтилена.

Политетрафторэтилен (C_2F_4) обладает высоким коэффициентом устойчивости к химическим средам, что основополагающий фактор использования именно тефлоновых уплотнительных колец в компрессоре Ariel [10]. На свойства политетрафторэтилена не влияют растворители сложных эфиров и агрессивные кислоты. Наличие низких поверхностных натяжений и адгезии позволяют находить свое применение в эксплуатации компрессоров. Тефлон обладает высокой теплостойкостью, остаётся гибким и эластичным при температурах от 0 °С до +200 °С, прекрасный изоляционный материал.

Причина исследования и замены заводских поршневых фторопластовых уплотнений в компрессоре Ariel КВВ вполне обоснована, постоянное разрушение поршневых колец компрессора Ariel, так же тефлон имеет слабые межмолекулярные силы, вследствие чего наблюдается самый низкий коэффициент трения среди всех твердых материалов.

Исходя из заданных значений технологических параметров (рабочего давления P_p , [МПа] и температуры t , [°C]) таблица 5 выбираем тип поршневого уплотнения:

1. Рассчитаем ширину [мм] поршневого уплотнения [1]:

$$S = 0,4 \cdot \sqrt{D_{\text{п}}}, [\text{мм}] \quad (3.5.1)$$

где $D_{\text{п}}$ – диаметр поршня [400 мм]

2. Рассчитаем необходимую высоту [мм] уплотнения:

$$H = K \cdot S, [\text{мм}] \quad (3.5.2)$$

где K – коэффициент, зависящий от величины h/s , принимаем значения (таблица 5)

Таблица 5 - Влияние геометрических размеров уплотнения на потери мощности.

Геометрические размеры уплотнения поршня, h/s	5	6	7	8	9	10	12
Значение коэффициента, K	0,65	0,83	1,02	1,24	1,58	1,70	2,34

По формуле (3.5.1):

$$S = 0,4 \cdot 20 = 8 [\text{мм}]$$

По формуле (3.5.2) определим необходимую высоту для расчета:

$$H = 1,24 \cdot 8 = 9,92 [\text{мм}]$$

3. Рассчитаем осевое усилие уплотнения на поршень [МПа]:

$$P_y = P_p \cdot \exp\left(2 \cdot f \cdot \frac{H}{S}\right), \text{ [МПа]} \quad (3.5.3)$$

где f – коэффициент трения при движении поршня,

$$f = \frac{\mu_{mp}}{m} \quad (3.5.4)$$

где μ_{mp} – коэффициент трения уплотнения о корпус цилиндра (таблица 6);

m – величина, зависящая от материала набивки, давления и других факторов (таблица 7)

Таблица 6 – коэффициенты трения для поршневых уплотнений

Тип набивки	Значения $\mu_{тр}$ при температуре, °С						
	15÷ 25	25÷ 50	50÷ 70	75÷ 100	100÷ 150	150÷ 200	> 200
Фторопласт- 4	0,1	0,09	0,07	0,06	0,05	0,04	0,04
ФУМ – набивка из волокнистого материала	0,2	0,15	0,1	0,08	0,06	0,05	0,04
АГ - асбестопроволочная	0,3	0,24	0,2	0,18	0,16	0,15	0,15
АФГ – плетеная, пропитанная суспензией фторопласта	0,4	0,34	0,28	0,24	0,2	0,18	0,18
АГ – плетеная, асбестовая, проклеенная графитом	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11	0,09	0,07
Фторкаучук	0,1	0,09	0,08	0,05	0,036	0,05	0,043

По формуле (3.5.4) определим коэффициент трения фторопласта:

$$f = \frac{0,05}{0,41} = 0,12$$

По формуле (3.5.3) рассчитаем осевое усилие:

$$P_y = 5,72 \cdot \exp(2 \cdot 0,12 \cdot 1,15) = 7,71 [\text{МПа}]$$

Таблица 7 - основные материалы уплотнений, их границы применения

Тип набивки	1/m	Предельное рабочее давление, МПа	Диапазон температур, °С
Асбестовая набивка: сухая	≈0,50	36,0	-30...+400
АГ — плетеная, асбестовая, проклеенная с графитом	0,29	35,0	-20...+565
АФГ — плетеная, асбестовая, пропитанная суспензией фторопласта с тальком	0,31	25,0	-200...+300
Асбестопроволочная набивка	0,50	36,0	-20...+400
Фторопластовая набивка: фторопласт-4	0,41	40,0	-80...+200
ФУМ — набивка из волокнистого материала	0,52	20,0	-60...+150
Фторкаучуковая набивка: фторкаучук	0,40	40,0	-40...+320

4. Рассчитаем силу прижатия уплотнения к поршню [МПа]:

$$P_x = \frac{1}{m} \cdot P_p \cdot \exp\left(2 \cdot f \cdot \frac{H}{S}\right) [\text{МПа}] \quad (3.5.5)$$

По формуле (3.5.5):

$$P_x = 0,41 \cdot 5,72 \cdot \exp(2 \cdot 0,12 \cdot 1,15) = 3,16 \text{ [МПа]}$$

5. Рассчитаем силу трения в уплотнении [кН]:

$$F_m = 0,5 \cdot \pi \cdot D \cdot P_p \cdot S \cdot \left[\exp\left(2 \cdot f \cdot \frac{H}{S}\right) - 1 \right] \text{ [кН]} \quad (3.5.6)$$

6. Рассчитаем мощность, теряемую на трение [кВт]:

$$N_m = 0,025 \cdot D^2 \cdot n \cdot P_p \cdot S \cdot K \text{ [кВт]}, \quad (3.5.7)$$

где n – количество поршневых уплотнений.

По формуле (3.5.6)

$$F_m = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,4 \cdot 5,72 \cdot 0,008 [0,349] = 0,01 \text{ [кН]}$$

По формуле (3.5.7):

$$N_m = 0,025 \cdot 0,4^2 \cdot 6 \cdot 5,72 \cdot 0,008 \cdot 1,24 = 0,13 \text{ [кВт]}$$

7. Определим среднее давление кольца на стенку цилиндра [МПа]:

$$P_{cp} = 0,152 \cdot E_\phi \frac{A_o/t}{(D/t-1) \cdot (D/t)} \text{ [МПа]}, \quad (3.5.8)$$

где E – модуль упругости материала кольца, для фторопласта принимаем ($E=460$ [МПа]);

A_o – разность между величинами зазоров кольца в свободном и рабочем состояниях. Допустимое среднее радиальное давление, для

компрессионных колец 0,01-0,03 [МПа], для маслосъемных 0,02-0,04 [МПа].

По формуле (3.5.8):

$$P_{cp} = 0,152 \cdot 460 \frac{0,008/0,008}{(0,4/0,007) \cdot (0,4/0,008)} = 0,024 \text{ [МПа]}$$

8. Рассчитаем напряжения изгиба кольца в сечении, в рабочем состоянии и при монтаже на поршень [МПа]:

$$\sigma_{uz1} = 2,61 P_{cp} \left(\frac{D}{t-1}\right)^2 \text{ [МПа]} \quad (3.5.9)$$

$$\sigma_{uz2} = \frac{4E_{\phi}(1-0,114 \cdot A_o/t)}{m(D/t-1,4) \cdot (D/t)} \text{ [МПа]}, \quad (3.5.10)$$

где m – коэффициент, зависящий от способа монтажа кольца на поршень (при расчете принимается равным 1,57).

По формуле (3.5.9):

$$\sigma_{uz1} = 2,61 \cdot 0,024 (0,4/0,007)^2 = 204,6 \text{ [МПа]}$$

По формуле (3.5.10):

$$\sigma_{uz2} = \frac{4 \cdot 460 \cdot (1-0,114)}{1,57 \cdot (60,60 \cdot 50)} = 0,342 \text{ [МПа]}$$

Стенки цилиндра нагружаются переменными силами от давления газов, давления поршня и силами, обеспечивающими взаимную связь между

детальями, причем происходит это при температурах, изменяющихся в больших пределах. Сложность нагрузки и условий, в которых находится стенка цилиндра, не поддаются строгому учету, поэтому расчетные условия по образующей рассчитаем:

$$\sigma_u = 0,5P_u \left(\frac{D_u}{\delta} \right), [\text{МПа}] \quad (3.5.11)$$

где δ - толщина стенки дает возможность только сравнительно оценить напряженное состояние стенок цилиндров [МПа]:

$$\delta = 0,5P_u \left(\frac{D_u}{\sigma} \right), [\text{м}] \quad (3.5.12)$$

где $\sigma = 78,5-118,0$ [МПа] для стальных мокрых гильз; $\sigma = 38,3-59,0$ [МПа] для чугунных мокрых гильз.

По формуле (3.5.12):

$$\delta = 0,5 \cdot 5,72 \cdot \left(\frac{0,4}{48,65} \right) = 0,022 [\text{м}]$$

По формуле (3.5.11) напряжение на стенку цилиндра равно:

$$\sigma_u = 0,5 \cdot 5,72 \cdot \left(\frac{0,4}{0,022} \right) = 51,99 [\text{МПа}]$$

Далее рассчитаем напряжение в кольцевом сечении:

$$\sigma_k = 0,25P_u \left(\frac{D_{u.sp}}{\delta} \right), [\text{МПа}] \quad (3.5.13)$$

где средний диаметр цилиндра рассчитывается:

$$D_{ц.ср} = \frac{(D_{ц.н.} + D_{ц.в.})}{2}, [м] \quad (3.5.14)$$

где $D_{ц.н.}$ – наружный диаметр; $D_{ц.в.}$ – внутренний диаметр цилиндра.

По формуле (3.5.14) средний диаметр равен:

$$D_{ц.ср.} = \frac{(0,4 + 0,378)}{2} = 0,389 [м]$$

По формуле (3.5.13) напряжение в кольцевом сечении равно:

$$\sigma_k = 0,25 \cdot 5,72 \cdot \left(\frac{0,389}{0,022}\right) = 25,28 [МПа]$$

Предлагаются уплотнительные кольца, выполненные из материалов с хорошими смазывающими и износостойкими свойствами, такими как фторкаучук. Фторкаучук – хороший антифрикционный материал, с высоким коэффициентом трения скольжения. Такой элемент скольжения выдерживает десятки килограммов на квадратный миллиметр и состоит из металлической основы, на которую нанесено фторкаучуковое покрытие.

Произведем расчет уплотнительных колец с новым материалом – фторкаучук:

По формуле (3.5.4) рассчитаем коэффициент трения:

$$f = \frac{\mu_{mp}}{m}, \quad (3.5.4)$$

где μ_{mp} – коэффициент трения уплотнения о корпус цилиндра (таблица 2);
 m – величина, зависящая от материала набивки (таблица 3).

По формуле (3.5.4):

$$f = \frac{0,036}{0,40} = 0,09$$

По формуле (3.5.3) рассчитаем осевое усилие:

$$P_y = P_p \cdot \exp\left(2 \cdot f \cdot \frac{H}{S}\right), [\text{МПа}] \quad (3.5.3)$$

$$P_y = 5,72 \cdot \exp(2 \cdot 0,09 \cdot 1,15) = 6,98 [\text{МПа}]$$

По формуле (3.5.5) Рассчитаем силу прижатия уплотнения к поршню
[МПа]:

$$P_x = \frac{1}{m} \cdot P_p \cdot \exp\left(2 \cdot f \cdot \frac{H}{S}\right), [\text{МПа}] \quad (3.5.5)$$

$$P_x = 0,40 \cdot 5,72 \cdot \exp(2 \cdot 0,09 \cdot 1,15) = 2,79 [\text{МПа}]$$

По формуле (3.5.6) рассчитаем силу трения в уплотнении [кН]:

$$F_m = 0,5 \cdot \pi \cdot D \cdot P_p \cdot S \cdot \left[\exp\left(2 \cdot f \cdot \frac{H}{S}\right) - 1 \right] [\text{кН}] \quad (3.5.6)$$

$$F_m = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,4 \cdot 5,72 \cdot 0,008 [0,207] = 0,006 [\text{кН}]$$

По формуле (3.5.7) рассчитаем мощность, теряемую на трение [кВт]:

$$Nm = 0,025 \cdot D^2 \cdot n \cdot Pp \cdot S \cdot K, [\text{кВт}] \quad (3.5.7)$$

$$Nm = 0,025 \cdot 0,4^2 \cdot 6 \cdot 5,72 \cdot 0,008 \cdot 1,24 = 0,07 [\text{кВт}]$$

По формуле (3.5.8) определим среднее давление кольца на стенку цилиндра [МПа]:

$$Pcp = 0,152 \cdot E_{\phi} \frac{A_o / t}{(D/t - 1) \cdot (D/t)}, [\text{МПа}] \quad (3.5.8)$$

где E – модуль упругости материала кольца, для фторкаучука принимаем ($E=480$ [МПа]);

A_o – разность между величинами зазоров кольца в свободном и рабочем состояниях. Допустимое среднее радиальное давление, для компрессионных колец 0,01-0,03 [МПа], для маслоъемных 0,02-0,04 [МПа].

По формуле (3.5.8):

$$Pcp = 0,152 \cdot 480 \frac{0,008 / 0,008}{(0,4 / 0,007) \cdot (0,4 / 0,008)} = 0,026 [\text{МПа}]$$

По формуле (3.5.9) рассчитаем напряжение изгиба кольца в сечении, в рабочем состоянии и при монтаже на поршень [МПа]:

$$\sigma_{usz1} = 2,61 Pcp \left(\frac{D}{t-1} \right)^2, [\text{МПа}] \quad (3.5.9)$$

$$\sigma_{usz2} = \frac{4E_{\phi m} (1 - 0,114 \cdot A_o / t)}{m(D/t - 1,4) \cdot (D/t)}, [\text{МПа}] \quad (3.5.10)$$

где m – коэффициент, зависящий от способа монтажа кольца на поршень (при расчете принимается равным 1,57).

По формуле (3.5.9):

$$\sigma_{из1} = 2,61 \cdot 0,026 \cdot (0,4/0,007)^2 = 221,6 \text{ [МПа]}$$

По формуле (3.5.10):

$$\sigma_{из2} = \frac{4 \cdot 460 \cdot (1 - 0,114)}{1,57 \cdot (60,60 \cdot 50)} = 0,357 \text{ [МПа]}$$

В таблице 8 представлены результаты расчетов фторопластовых и фторкаучуковых поршневых колец:

Таблица 8 – результаты расчетов

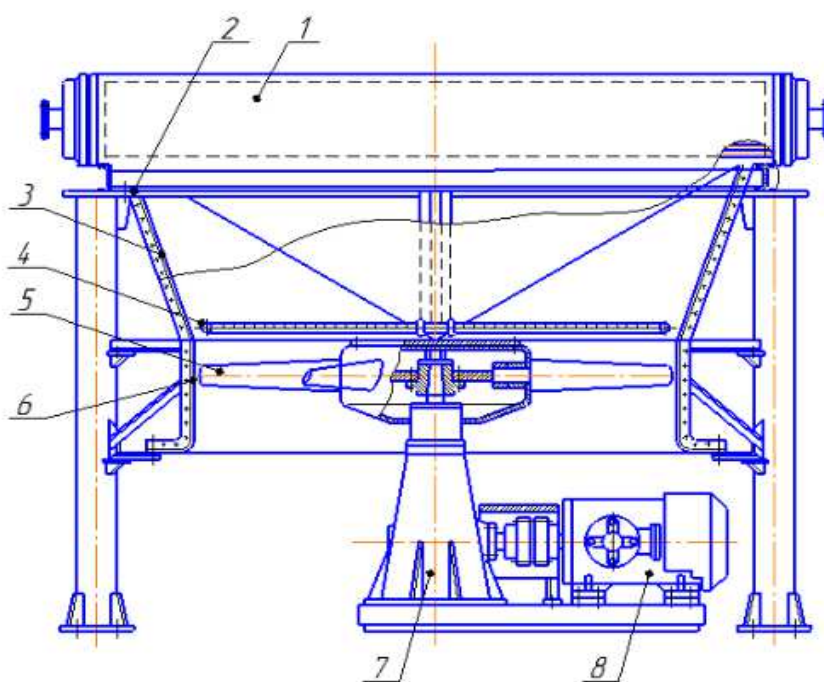
Расчетные характеристики	Фторопласт	Фторкаучук
Среднее давление кольца на стенку, (МПа)	0,024	0,026
Напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии (МПа)	204,6	221,6
Осевое усилие, (МПа)	7,71	6,98
Коэффициент трения уплотнения	0,12	0,09
Сила прижатия уплотнения к поршню, (МПа)	3,16	2,79
Сила трения, (кН)	0,01	0,006
Мощность, теряемая на трение, (кВт)	0,13	0,07

Результаты выполненных расчетов показали, что тефлоновые поршневые кольца, следует заменить на всех агрегатах, не только для продолжительности срока службы цилиндропоршневой группы, но и всего компрессора, так же для увеличения времени бесперебойной работы всего цеха, уменьшению потерь газа, которые вызываются из-за простоя оборудования.

3.6 Усовершенствование системы охлаждения

Сжатие газа (компримирование) сопровождается повышением его температуры на выходе из компрессора. Повышенная температура газа приводит к разрушению изоляционного покрытия трубопровода, к снижению подачи технологического газа, к росту энергозатрат на его сжатие [13].

Для охлаждения газа и лубрикаторного масла в цехе компримирования газа применяются аппараты воздушного охлаждения (АВО).



1 – теплообменная секция; 2 – сварная рама; 3 – диффузор; 4 – водяные форсунки;
5 – вентилятор; 6 – коллектор; 7 – редуктор; 8 - электродвигатель

Рисунок 18 – Аппарат воздушного охлаждения

Система охлаждения лубрикаторного масла предназначена для охлаждения смазочного масла и отдельных узлов, является общей как для компрессора, так и для двигателя. В качестве охлаждающей жидкости применяется антифриз, принимаемый на газокompрессорные агрегаты со склада масел.

Система охлаждения компрессора и двигателя компрессора включает в себя два контура:

- низкотемпературный контур охлаждающей жидкости;
- высокотемпературный контур охлаждающей жидкости.

Низкотемпературный контур подается через охладитель надувочного воздуха (низкотемпературная часть) на охлаждение:

- двигателя;
- смазочного масла САТ компрессора;
- смазочного масла САТ двигателя.

Кроме этого охлаждающая жидкость от насосов низкотемпературного контура подается на прием насосов подачи жидкости на уплотнения цилиндров компрессора (уплотнения контрштока и внутренние уплотнения). Охлаждающая жидкость после уплотнений цилиндров компрессора, двигателя подается на охлаждение в АВО низкотемпературного контура.

В летнее время температура воздуха на ванкорском производственном участке достигает +35 °С, что негативно влияет на работоспособность компрессорного цеха. Повышенная температура и не способность аппаратов воздушного охлаждения удерживать температуру, заданную проектной документацией, как самого сжимаемого попутного газа, так и охлаждения смазочного масла компрессора, вызывает аварийные остановки по таким параметрам как: повышенная температура цилиндров всех ступеней сжатия, недостаточность охлаждения лубрикаторного масла и плохое межступенчатое охлаждение газа.

Для продолжительного обслуживания и уменьшения аварийного останова компрессорного цеха предлагается усовершенствовать АВО, введением дополнительной подачи на трубное пространство охлаждаемого газа и масла холодной воды в летнее время рисунок 18.

Предлагается установить распылительные водяные форсунки для охлаждения сжатого попутного газа и смазочного масла до требуемых температур.

3.7 Экономическое обоснование

Для полного обоснования актуальности выбора внедрения новых поршневых уплотнений рассчитаем затраты на внедрение фторкаучуковых уплотнений, а так же проанализируем экономический эффект после проведения модернизации уплотнения поршня компрессоров Ariel КВВ. Данные компрессоры в технологической схеме цеха подготовки и компримирования газа, предназначенные, для трехступенчатого компримирования углеводородного газа, и дальнейшей его закачки в пласт для поддержания пластового давления скважины добычи нефти.

В дипломной работе предлагается установить фторкаучуковые поршневые уплотнения, обладающие более высокими техническими и эксплуатационными характеристиками.

В предлагаемом решении кратно уменьшается количество незапланированных остановов компрессора. Увеличивается моторесурс как самих уплотнений, так и компрессора. Проведение технического обслуживания цилиндропоршневой группы увеличивается на 1500 часов.

Для расчета экономической эффективности внедряемого мероприятия вначале необходимо определить реальные инвестиции (капитальные вложения) на его осуществление, т.е. вложения в основной капитал и на прирост материально–производственных запасов [14].

Для осуществления замены уплотнений необходимо закупить следующие материалы: фторкаучуковые поршневые кольца Escorubber – 2 (Витон) в количестве 432 шт.

Общий экономический эффект рассчитаем по формуле (3.7.1):

$$C_{эф} = K_{об} + L_{г} \quad (3.7.1)$$

где $K_{об}$ – стоимость покупных изделий [тыс. руб.];

$L_{г}$ – стоимость потерь товарного попутного газа в день [тыс. руб.].

Стоимость покупных изделий определим по формуле (3.7.2):

$$K_{об} = C_{п} + Z_{д} \quad (3.7.2)$$

где $C_{п}$ – цена покупного изделия [тыс. руб.];

$Z_{д}$ – затраты на доставку [тыс. руб.].

Ориентировочно известно, что комплект поршневых колец (6 штук) фирмы Agiel обходится около 7-11,5 тыс. руб., а цена затрат на доставку их на ванкорский производственный участок зависит от типа доставки: водного, воздушного. Для точности сравнения расчетов примем воздушный вид поставки комплектующих, их цена варьируется 15% от общей стоимости покупных изделий, руб.:

$$Z_{д} = \sum C_{п} \cdot 0,15 \text{ [тыс. руб.]} \quad (3.7.3)$$

По формуле (3.7.3) вычислим:

$$Z_{д} = 666,000 \cdot 0,15 = 99,900 \text{ [тыс. руб.]}$$

По формуле (3.7.2):

$$K_{об} = 666,000 + 99,900 = 765,900 \text{ [тыс. руб.]}$$

Стоимость потерь товарного попутного газа в сутки от простоя одного компрессора - $L_{г}$ вычисляется по формуле (3.7.4):

$$L_{г} = S_{пр} + P_{ц.п.} \text{ [тыс. руб.]} \quad (3.7.4)$$

Где $P_{ц.п.}$ – потери участка подготовки попутного товарного газа в сутки. Потери составляют 384,000 тыс. руб. ;

$S_{пр}$ - ущерб от простоя в течении одних суток компрессора. Ущерб составляет 80,000 [тыс. руб.] в сутки.

По формуле (3.7.4) вычислим:

$$L_{г} = 80,000 + 384,000 = 464,000 \text{ [тыс. руб.]}$$

По формуле (3.7.1) вычислим исходный результат стоимости комплектующих уплотнений Ariel и экономические потери за время останова компрессора:

$$C_{эф} = 765,900 + 464,000 = 1,229\,900 \text{ [млн. руб.]}$$

По формуле (3.7.2-3.7.4) произведем расчеты для сравнения новых фторкаучуковых колец Escorubber – 2:

Стоимость покупных изделий определим по формуле (3.7.2):

$$K_{об} = C_{n+Z_{\partial}} \quad (3.7.2)$$

где C_n – цена покупного изделия [тыс. руб.];

Z_d – затраты на доставку [тыс. руб.].

Ориентировочно известно, что комплект поршневых колец (6 штук) фирмы Ecorubber обходится около 2.5-3.5 тыс. руб., а цена затрат на транспортировку в несколько раз меньше заводских колец, вследствие чего завод изготовитель устанавливает 5% от общей стоимости покупных изделий, руб.:

$$Z_d = \sum C_n \cdot 0,05 \text{ [тыс. руб.]} \quad (3.7.3)$$

По формуле (3.7.3) вычислим:

$$Z_d = 216,000 \cdot 0,05 = 10,800 \text{ [тыс. руб.]}$$

По формуле (3.7.2):

$$K_{об} = 216,000 + 10,800 = 226,800 \text{ [тыс. руб.]}$$

Стоимость потерь товарного попутного газа в сутки от простоя одного компрессора - $L_r = 464,000$ [тыс. руб.].

По формуле (3.7.1) вычислим исходный результат стоимости комплектующих уплотнений Ariel и экономические потери за время останова компрессора:

$$C_{эф} = 226,800 + 464,000 = 690,800 \text{ [тыс. руб.]}$$

Эффект замены поршневых колец обосновывается уменьшением времени простоя оборудования вследствие быстроты и удобства доставки отечественных ЗиП. Время простоя оборудования сокращается на 14-28

дней, следовательно экономический эффект от введения нового материала уплотнения поршня определим по формуле (3.7.5):

$$F_3 = C_{yn} + t_{14} \text{ [млн. руб.]} \quad (3.7.5)$$

где C_{yn} - экономический эффект от затрат на уплотнения;

t_{14} – экономический эффект от сокращения простоя оборудования.

$$F_3 = 549,900 + 6496,0 = 7045,0 \text{ [тыс. руб.]}$$

В данной работе предлагается установить поршневые кольца и уплотнения отечественного производства для увеличения времени работы поршневого компрессора и производительности цеха целом.

Данное решение увеличивает производительность цеха, так же с точки зрения экологической безопасности уменьшение аварийных остановов оборудования снижает выбросы газа в атмосферу. Уменьшаются выбросы попутного нефтяного и природного газа при продувках оборудования, уменьшаются выбросы газа через уплотнения компрессорной установки, уменьшается выброс загрязняющихся веществ, при сжигании газа на факел [15].

Экономический эффект от разработки системы технического обслуживания и ремонта поршневых колец и уплотнений составляет 7 млн. рублей в год.

3.8 Техническое обслуживание

Надежность компрессорного оборудования во многом зависят от своевременного и качественного технического обслуживания [5].

Внеплановые остановки компрессорного оборудования приносят огромные убытки предприятиям. После остановки одного компрессора в цехе компримирования газа компании «РН-Ванкор», пуск и выход на

номинальный режим длится от 1 часа до 2 суток. В среднем стоимость простоя всего газокomppressorного агрегата в час составляет 3,333 т.руб/ч. Ущерб от простоя в течении одних суток компрессора составляет 80,000 т.руб/ч.

В связи с этим обеспечение надежности и предотвращение незапланированных простоев при эксплуатации компрессоров приобретает первостепенное значение.

Для повышения надежности компрессорного оборудования Ariel предлагается внедрить систему технического диагностирования работы компрессора, обеспечивающий дистанционный контроль его технического состояния. Так же предлагается обеспечить переход на отечественные расходные запчасти и приспособления (ЗИП), что многократно сократит простой оборудования и обеспечит надежную и бесперебойную поставку расходных запасных деталей.

Для обеспечения долговечности газоперекачивающего оборудования необходимо соответствующее техническое обслуживание. Техническое обслуживание осуществляется в соответствии с регламентом ArКВВ 2014 – 200 [11].

Компрессоры Ariel, как и любое промышленное оборудование, требуют определенного обслуживания. Частота и объем проводимых при обслуживании работ напрямую зависят от условий эксплуатации компрессора. Нижеприведенные рекомендации являются только ориентировочными и помогут определить требуемую периодичность для компрессора. Полное документирование результатов проверок очень важно для определения достаточности проведенных работ, а также для принятия решения о сокращении или увеличении межремонтного интервала.

Данная рекомендация по техническому обслуживанию таблица 9 разработана для поршневого оппозитного компрессора после капитального ремонта или изменения конфигурации.

Таблица 9 - Периодичность технического обслуживания поршневого оппозитного компрессора Ariel KBV.

Периодичность обслуживания	Операция по обслуживанию
Ежедневно	Наружный осмотр компрессора; контроль и корректировка масла; проверка плотности соединений воздухозаборов; контроль температуры масла, клапанных крышек, температуры цилиндра, температуры коренного подшипника. Проверка линии вентиляции регуляторов производительности на отсутствие утечек газа. Проверка на отсутствие утечек масла, газа, охлаждающей жидкости.
Ежемесячно	Выполнение проверок и контроля, входящих в объем ежедневного обслуживания. Провести анализ пробы масла из картера компрессора. Следует измерить и записать положение регуляторов производительности.
Полугодовое (4000 рабочих часов)	Выполнение работ, входящих в объем ежемесячного обслуживания. Выполнить замену масла в корпусе лубрикаторного насоса. Очистить бронзовый фильтр системы лубрикаторной смазки. Заменить масляный фильтр. Заменить масло в картере компрессора. Проверить систему лубрикаторной смазки. Проверить момент затяжки прижимных болтов станины. Проверить отсутствие скручивания или изгиба станины.
Ежегодное обслуживание (8000 рабочих часов)	Так же следует выполнить работы, входящие в объем полугодового обслуживания. Следует открыть крышку корпуса лубрикаторного насоса и осмотреть направляющие штифты, кулачки, червячную передачу на отсутствие износа. Следует выполнить опрессовку распределительных блоков лубрикаторной смазки. Замерить, записать и проанализировать следующее: зазоры в коренных и шатунных подшипниках и осевой зазор коленчатого вала; зазоры в направляющих кресткопфов; биение штоков. Демонтировать клапаны и прокладки клапанов: осмотреть клапанные карманы на отсутствие повреждений. Проверить, что удалены все старые прокладки под клапаны. Осмотреть штоки приводов и уплотнения штоков приводов разгрузочных устройств клапанов на отсутствие

	<p>износа или повреждений. Проверить плавность хода приводов разгрузочных устройств. Осмотреть регуляторы производительности фиксированного объема на отсутствие износа или повреждений (посадочная поверхность поршня регулятора и уплотнение штока). Проверить плавность хода приводов разгрузочных устройств. Проверить зеркала цилиндров на отсутствие повреждений или износа. Заменить или восстановить цилиндр, если зеркало имеет дефекты или выбоины, или если овальность или конусность цилиндра превышают 0.001 мм на 1 мм диаметра цилиндра. Проверить поршневые и опорные кольца. Проверить поршневые штоки на отсутствие износа или повреждений. Проверить и откалибровать датчики КИПиА. Проверить моменты затяжки крепления фланцев цилиндров, клапанных крышек, фланцев уплотнений штоков, стяжных болтов пальцев крейцкопфов, направляющих крейцкопфов к станине, цилиндров к направляющим крейцкопфов, переходного фланца к кованому цилиндру, цилиндров к фонарям, фонарей к направляющим крейцкопфов, tandemных цилиндров.</p>
<p>Каждые 2 года (16 000 рабочих часов)</p>	<p>Следует выполнить работы, входящие в объем ежегодного обслуживания. Восстановить маслосъемный сальник. Установить новые штоки и уплотнения штоков для ремонта приводов разгрузочных устройств впускных клапанов и регуляторов производительности фиксированного объема (РПФО). Заменить поврежденные штоки и уплотнения. Проверить привод вспомогательных механизмов, нет ли чрезмерного подреза зубьев звездочек или растяжения цепи.</p>
<p>Каждые 3 года (24 000 рабочих часов)</p>	<p>Выполнить работы, входящие в объем ежегодного обслуживания. Заменить шатунные подшипники при использовании «традиционной» системы смазки.</p>

Окончание таблицы 9

Периодичность обслуживания	Операция по обслуживанию
<p>Каждые 4 года (32 000 рабочих часов)</p>	<p>Выполнить работы, входящие в объем двухгодичного обслуживания.</p> <p>Проверить зазор между пальцем и втулкой крейцкопфа, а также между пальцем и втулкой шатуна, частично вынув пальцы крейцкопфов. Проверить крышки пальцев крейцкопфов и стяжные болты на отсутствие износа. Проверить на отсутствие износа втулку натяжителя цепи привода вспомогательных механизмов.</p> <p>Проверить на отсутствие износа поршневые канавки.</p>
<p>Каждые 6 лет (48 000 рабочих часов)</p>	<p>Выполнить работы, входящие в объем трехгодичного обслуживания.</p> <p>Заменить распределительный блок лубрикаторной системы смазки.</p> <p>Заменить втулки крейцкопфов и шатунов. Заменить шатунные подшипники. Заменить коренные подшипники.</p>

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Задачи данной бакалаврской работы выполнены в полном объеме. В ходе выполнения выполнены:

- проанализированы возможные материалы поршневых уплотнений;
- произведен анализ и расчет поршневых колец;
- рассмотрены основные аварийные ситуации компрессора, причины останова, способы устранения;
- произведены расчеты экономического эффекта от усовершенствования поршневых колец и системы охлаждения компрессора

В ходе выполнения работы были рассмотрены основные конструктивные особенности компрессорного оборудования и технические данные разных компрессоров. Несколько глав посвящено организации ремонтных работ и собственно технологии ремонта деталей и сборочных единиц, разборке и испытанию компрессорных агрегатов. На примере газового поршневого компрессора марки Ariel KBV.

Во время выполнения выпускной квалификационной работы был подобран оптимальный материал для использования поршневых колец в компрессоре Ariel KBV. На данном компрессоре был проведен анализ поршневых колец, и выяснилось что поршневые кольца изготовленные из материала фторопласта не удовлетворяют требованиям эксплуатации, их частый износ и простой оборудования, с экономической точки зрения негативно складывается на работе всего цеха, т.к в цеху установлено 12 газопоршневых агрегатов. Предложено усовершенствование аппарата воздушного охлаждения в летнее время года на ванкорском производственном участке, т.к 80% остановов компрессора возникают в результате недостаточности охлаждения компримированного газа и охлаждения смазочного масла, ведущего к большим температурам в цилиндре компрессора.

Уменьшение простоя оборудования в цехе компримирования газа, положительно сказывается на экологическую безопасность, т.к сокращаются аварийные выбросы газа в атмосферу, уменьшается подача попутного нефтяного газа на факел, что уменьшает попадание в атмосферу вредных углеводородных веществ, которые оказывают негативное влияние на почву, растительность, животный мир прилегающих к нефтяным комплексам районов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Давыдов В. С. Влияние режимов работы и конструирования поршневых уплотнений ступени высокого давления компрессора. Москва: машиностроение, 1976. – 32с.
2. Кондратьева Т. Ф. Клапаны поршневых компрессоров. Ленинград: машиностроение, 1983. – 157с.
3. Ястребова Н. А. Технология компрессоростроения. Москва: машиностроение, 1987. – 170с.
4. Саун И.А. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. Ленинград: машиностроение, 1987. – 305с.
5. Ястребова Н. А. Техническое обслуживание и ремонт компрессоров. Москва: машиностроение, 1991. – 240с.
6. Чичинадзе А. В. Трение, износ и смазка. Москва: машиностроение, 2003. – 550с.
7. Иванов В. Г. Гидромашины и компрессоры. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2003. – 162с.
8. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет. Москва: КолосС, 2006. – 456с.
9. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. Том 2. Основы проектирования. Москва: КолосС, 2008. – 711с.
10. Загайко С. А. Математическое моделирование изнашиваемых деталей. Уфа: машиностроение, 2013. – 80с.
11. Руководство по эксплуатации и техническому обслуживанию компрессорного агрегата Ariel KBV.
12. Технологический регламент ООО «РН-Ванкор». Цех компримирования газа высокого давления. Ванкорское месторождение. 2013. – 307с.
13. Технологический регламент ООО «РН-Ванкор». Цех подготовки газа и конденсата. Ванкорское месторождение. 2014. – 256с.

14. Костоулова Е. В. Экономика предприятия нефтяной и газовой отрасли. Красноярск: ИПК СФУ, 2014. – 39с.

15. ГОСТ СТО Газпром 2-1.19-059-2006 Инструкция по расчету и нормированию выбросов АГНКС.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Графические материалы

**Выполненное в рамках ВКР по теме «Разработка системы
технического обслуживания и ремонта поршневого компрессора Ariel
КВВ»**

- 1) Компрессор Ariel КВВ – Чертёж общего вида (1 лист, формат А1)
- 2) Рабочий чертеж цилиндра – Чертёж общего вида (1 лист, формат А2)

Руководитель _____

к.т.н., доцент

В.Б. Ясинский

Выпускник _____

А.Ю. Бабаев

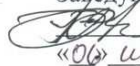
Красноярск 2017

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт нефти и газа
Кафедра Технологические машины и оборудования нефтегазового
комплекса

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

 Э.А. Петровский

«06» июня 2017 г

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

направление 21.03.01 «Нефтегазовое дело»
профиль 21.03.01.07 «Эксплуатация и обслуживание технологических
объектов нефтегазового производства»

**Разработка системы технического обслуживания и ремонта поршневого
компрессора Ariel KBB**

Руководитель



к.т.н., доцент

В.Б. Ясинский

Выпускник



А.Ю. Бабаев

Красноярск 2017