

Оглавление

Введение.....	3
Реферат	4
Список сокращений	5
1. Литературный обзор	6
2. Объект и границы исследования	8
2.1 Понятие и назначение компрессорной станции	7
2.2 Основное и вспомогательное оборудование компрессорных станций	11
2.3 Компрессорные станции с центробежным газотурбинным ГПА	12
2.4 Центробежный компрессор.....	19
2.5 Краткое описание сухих газодинамических уплотнений	26
2.6 Активный магнитный подвес ротора	31
2.7 Сведения о патентах	45
3. Расчётно-конструкторская часть	52
4. Экономическая часть	73
5. Социальная ответственность	86
Заключение	98
Список используемых источников.....	99

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		2

Введение

В мировой практике все большее применение находят электромагнитные подшипники. Это обусловлено тем, что в связи с успешным проведением работ по применению сухого газодинамического уплотнения (СГУ) на серии компрессоров с применением ЭМП стало возможным создание полностью «сухих» компрессоров, т.е. работающих без смазки.

Замена традиционных подшипников качения или скольжения на электромагнитные подшипники позволит существенно повысить КПД турбодетандера за счет исключения потерь на трение, увеличить ресурс работы, а также сократить эксплуатационные затраты. Экономический эффект от внедрения электромагнитных подшипников составляет несколько десятков тысяч долларов на одну машину.

Целью данной работы является модернизация подшипниковых узлов турбодетандера, сравнение технических и экономических показателей турбодетандеров маслянного и сухого исполнения, а также создание математической модели электромагнитных подшипников, с целью оптимизации массогабаритных параметров.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		3

Реферат

Выпускная квалификационная работа 100 с., 21 рисунок, 4 таблицы, 15 источников, 6 л. графических материалов.

Ключевые слова: компрессорная станция, центробежный нагнетатель, магнитный подшипник, активный магнитный подвес ротора.

Объект исследования: Центробежный нагнетатель мощностью 6,3 МВт.

Результаты исследования: Проведено сравнение технических и экономических показателей нагнетателей комбинированного и сухого исполнений. Выделены основные преимущества активного подвеса ротора, а также описана целесообразность применения данного подвеса в нагнетателе.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

Список сокращений

МНГКМ – Мыльджинское нефтегазоконденсатное месторождение

ТДКА – турбодетандер-компрессорный агрегат

УКПГ – установка комплексной подготовки газа

МПГ – модуль подготовки газа

НТС – низкотемпературная сепарация

ВНА – входной направляющий аппарат

АВОД – автоматическое выравнивание осевого давления

ЭХЗ – электрохимическая защита

АМП – активные магнитные подшипники

САМП – система активных магнитных подшипников

ЭВМ – электронная вычислительная машина

МС – магнитная система

СМП – система магнитного подвеса

СУ – система управления

ЭМП – электромагнитные подшипники

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
						5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1. Обзор литературы

Анализ литературы показывает, что для подвеса роторов наибольшее распространение получили электромагнитные опоры в связи с наличием большой удельной грузоподъемности, что очень важно для тяжёлых машин.

Такой подвес в направлении постоянных магнитов очень неустойчив к динамическим нагрузкам, поэтому необходимо в этом направлении создавать специальные демпфирующие устройства, что усложняет систему и делает её мало пригодной для высоконагруженного подвеса ротора ТДКА.[17,18].

В нашей стране получили распространение активные электромагнитные системы, применяемые в космической технике. Такие системы хорошо демпфируют динамические нагрузки в несколько раз превышающие вес ротора. [19].

Магнитный подвес на постоянных магнитах (пассивный подвес) является наиболее простым с конструктивной и энергетической точек зрения. Однако по теореме Эрншоу нельзя иметь пассивный подвес устойчивый во всех направлениях, т.е. в одном из направлений для обеспечения устойчивости необходимо использовать активные электромагнитные опоры, в другом постоянные магниты.

Применение электромагнитных систем в сочетании с постоянными магнитами (так называемые активно-пассивные индукторные системы) уменьшает энергопотребление электромагнитов, линеаризует их характеристики, но не исключает возникновения автоколебаний в направлении опор из постоянных магнитов [16].

Учитывая, что подшипники турбодетандера УКПГ воспринимают большие статические, а также динамические нагрузки, вызванные газодинамическими явлениями, в качестве опор ротора целесообразно использовать активные электромагнитные подшипники (ЭМП).

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2. Объект и границы исследования

2.1 Понятие низкотемпературной сепарации

Природный газ, получаемый с промыслов, содержит посторонние примеси: твердые частицы (песок и оскалну), конденсат тяжелых углеводородов, водяные пары и часто сероводород, и углекислый газ. Присутствие твердых частиц в газе приводит к быстрому износу соприкасающихся с газом деталей турбодетандеров. Твердые частицы засоряют и портят арматуру газопровода и контрольно-измерительные приборы; скапливаясь на отдельных участках газопровода, они сужают его поперечное сечение. Жидкие частицы, оседая в пониженных участках трубопровода, так же вызывают уменьшение площади его поперечного сечения. Они, кроме того, оказывают корродирующее действие на трубопровод, арматуру и приборы. Влага в определенных условиях приводит к образованию гидратов, выпадающих в газопроводе в виде твердых кристаллов. Гидратные пробки могут полностью закупорить трубопровод. При промышленном использовании газа содержащийся в нем сероводород отрицательно сказывается на качестве выпускаемой продукции. В присутствии влаги сероводород вызывает сильную коррозию металлов. Углекислый газ вреден главным образом тем, что он снижает теплоту сгорания газа. Перед поступлением в магистральный газопровод газ должен быть осушен и очищен от вредных примесей.

Подготовка газа осуществляется на промысловых газовых сборных пунктах главным образом методами низкотемпературной сепарации, основанными на однократной конденсации продукции скважин с использованием ингибиторов гидратообразования, а также методами абсорбции и адсорбции с последующей очисткой газа от сероводорода.

Метод извлечения жидких углеводородов из газов газоконденсатных месторождений, в основе которого лежат процессы однократной конденсации при температурах от -10 до -25 °С и газогидромеханического разделения

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

равновесных жидкой и газовой фаз, называется низкотемпературной сепарацией.

Метод НТС для извлечения жидких углеводородов из продукции скважин газоконденсатных месторождения был впервые использован в США, где в 1950 г. Была пущена в эксплуатацию первая промышленная установка НТС. Получение низкой температуры сепарации достигалось дросселированием газа с избыточного давления.

Первая установка состояла из низкотемпературного сепаратора со змеевиком в нижней части, предназначенным для расплава гидратов. Теплый газ из скважины проходил через змеевик, затем по выходе из змеевика сепаратора дросселировался и поступал в сепаратор. Отсепарированный газ направлялся в газопровод.

Дальнейшее развитие НТС шло по пути усложнения установок. В схему сначала включили рекуперационный теплообменник, затем системы впрыска и регенерации ингибитора гидратообразования, далее холодильные машины и систему стабилизации конденсата. Такой же путь развития прошли установки и на отечественных промыслах.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

2.2 Понятие и назначение установки комплексной подготовки газа

УКПГ предназначена для сбора и подготовки природного газа Мыльджинского нефтегазоконденсатного месторождения (далее МНГКМ) до соответствия требованиям СТО Газпром 089-2010 «Газ горючий природный, поставляемый и транспортируемый по магистральным газопроводам» с последующей подачей его в магистральный газопровод «Мыльджино-Вертикос» с давлением 3,2 – 5,5 МПа.

Подготовка газа на УКПГ осуществляется методом низкотемпературной сепарации в трех параллельно расположенных МПГ. Каждый из трех МПГ работает автономно. МПГ-1 включает в свой состав сепараторы первой С-1, второй С-2 и третьей С-3 ступеней сепарации; разделители жидкости РЖ-1 и РЖ-2, теплообменники «газ - газ» Т-1 и Т-2, теплообменник «конденсат-конденсат» ТР-2. МПГ-2 и МПГ-3 включают в свой состав сепараторы первой С-1, второй С-2 и третьей С-3 ступеней сепарации; разделители жидкости РЖ-1 и РЖ-2, теплообменники «газ - газ» Т-1 и Т-2, турбодетандер-компрессорный агрегат ТДКА, теплообменник «газ-конденсат» ТК-1, теплообменник «конденсат-конденсат» ТР-2. Принятой технологической схемой УКПГ предусмотрено, что каждый из трех МПГ может находиться в рабочем или резервном режиме.

Отделение основной массы (75 %) капельной, жидкой фазы и механических примесей из газожидкостной смеси, поступающей от кустов скважин, осуществляется на 1-й и 2-й ступенях сепарации. При этом более половины общего количества жидкости отделяется в сепараторах первой ступени С-1.

В МПГ-1 осушка газа до требуемой точки росы по влаге и углеводородам производится за счет снижения температуры газа, получаемого в результате эффекта Джоуля-Томсона (изменение температуры газа при дросселировании)

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

на дросселирующих клапанах КР-3, установленных перед сепараторами С-3, дросселиции на эжекторах ЭЖ-1, ЭЖ-2 и рекуперации холода в теплообменниках Т-1, Т-2.

В МПГ-2 и МПГ-3 осушка газа до требуемой точки росы по влаге и углеводородам производится за счет снижения температуры газа с помощью турбодетандер-компрессорного агрегата и рекуперации холода в теплообменниках Т-1, Т-2.

Товарная продукция УКПГ – сухой газ подаётся в систему магистральных газопроводов ООО «Газпром Трансгаз Томск». Сухой газ УКПГ используется также в качестве топливного газа на газодизельной электростанции (ГДЭС) для производства электроэнергии, на котельной МГКМ, на печах огневого нагрева УДСК, в качестве продувочного, топливного газа на факела высокого и низкого давления (ФВД, ФНД), а также в качестве топливного газа и для сухих газодинамических уплотнений дожимной компрессорной станции (ДКС).

Жидкость из сепаратора С-1 направляется в 3-фазный разделитель РЖ-1, где разделяется на газ, конденсат и метанольную воду. Из РЖ-1 газ подается на осушку в С-3, конденсат поступает в разделитель жидкости РЖ-2.

Метанольная вода из разделителя жидкости РЖ-1 через выветриватель газа ВГ-1/1 сбрасывается в производственную канализацию и собирается в двух подземных емкостях ЕП-1,2 по 63 м³ каждая. Из подземных емкостей промышленные стоки насосом НЛ-1 откачиваются на очистные сооружения, и далее поступают в узел закачки очищенных стоков (далее – промстоков), где закачиваются в две поглощающие скважины 1, 2бис куста скважин №4.

Жидкость из сепараторов С-2 и С-3, пройдя предварительный подогрев в теплообменниках ТК-1 и ТР-2, поступает в трёхфазный разделитель РЖ-2, откуда газ направляется в эжектор ЭЖ-1. Метанольная вода, из разделителя

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

жидкости РЖ-2 через выветриватель газа ВГ-1/2 подается на колонну отдувки метанола К-1 насосами Н-1/1,2,3, либо направляется в промливневую канализацию и далее на очистные сооружения.

Нестабильный конденсат из РЖ-2 направляется на УДСК. В случае аварии на УДСК конденсат временно может собираться в аварийных емкостях Е-8/1,2 и Е-8,3,4 без остановки МПГ. Кроме того, в аварийные емкости предусмотрена подача метанольной воды из разделителей жидкости РЖ-2. Освобождение аварийных емкостей осуществляется газом передавливания, который подается из трубопровода сухого газа, выходящего от МПГ.

Нестабильный конденсат на УДСК методом ректификации разделяется на метан-этановую фракцию (МЭФ), ШФЛУ и стабильный конденсат. ШФЛУ закачивается в магистральный газопровод, либо одорируется и в качестве СПБТ отгружается на ГНП.

Для предотвращения гидратообразования при понижении температуры газожидкостной смеси перед аппаратами Т-1, Т-2, КР-3, КР-1, ТР-2 в поток газа и жидкости предусмотрен впрыск метанола. Для обратного снабжения УКПГ метанолом, предусмотрена колонна отдувки метанола К-1, она позволяет уменьшать потребление свежего метанола за счет его повторного использования.

Для создания запаса метанола, необходимого для вывода скважин на режим эксплуатации и постоянной подачи на установку комплексной подготовки газа (УКПГ), имеется Базисный склад метанола (далее БСМ).

При необходимости сброса жидкости во время технологического процесса предусмотрена подземная дренажная емкость Е-1. Дренаживание во время промывки и пропарки аппаратов МПГ производится в промливневую канализацию.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

Питание приборов КИПиА сжатым воздухом осуществляется от АВКС с блоком осушки воздуха до точки росы по влаге минус 60 °С или от воздушной компрессорной станции.

Централизованное управление технологическим процессом предусмотрено из центральной операторной, размещенной в здании СЭБ.

Освобожденный от капельной жидкости газовый поток из С-2/3, по трубопроводу Ду 150, с давлением 7,2 МПа и температурой до минус 20°С, поступает на лопатки входного направляющего аппарата (ВНА) детандер компрессорного агрегата, где давление снижается до 5,0 МПа. Расширение газа на турбине позволяет преобразовать его потенциальную энергию давления в механическую работу, таким образом, обеспечивая его охлаждение до температуры, минус 40°С. Нагрузкой турбины является центробежный компрессор. Оператор, дистанционно или по месту, изменяя степень открытия лопаток ВНА, приводимым в действие воздухом КИПиА, имеет возможность изменять расход газа через турбину в диапазоне от 2,4 млн. нм³/сутки до 5,5 млн. нм³/сутки. После турбины газ поступает в низкотемпературный сепаратор третьей ступени С-3/3. Так же на вход низкотемпературного сепаратора С-3/3 с давлением 3,7...5,0 МПа поступают газы с блочной компрессорной станции, охлажденные до температуры минус 15°С в трубном пространстве теплообменника ТК-1/3 обратным потоком конденсата от сепараторов С-2/3 и С-3/3.

Нагретый до 12-15 °С газовый поток из теплообменников Т-1/3, Т-2/3 поступает в компрессорную часть ДКА, где дожимается до давления 5,5 МПа.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

2.3 Турбодетандер

Общие сведения о центробежных турбодетандерах

Турбодетандеры прошли длинный путь за последние 20 лет. Высокая эффективность и надежность привели к широкому распространению детандерных агрегатов по всему миру.

Криогенные турбодетандеры применяются в технологических циклах для понижения температуры (энтальпии) газа в таких отраслях, как нефтехимия, газопереработка, разделение воздуха, а также в других криогенных процессах.

Турбодетандер представляет собой радиальную центробежную турбину, соединенную с нагружающим устройством (как правило центробежным компрессором) при помощи одного жесткого вала. Радиальные и упорный подшипники расположены между крыльчатками детандера и компрессора. (Рис. 1) Скорость вращения вала для больших установок варьируется от 5000 до 10000 об. мин. и для маленьких от 50000 до 100000 об.мин.

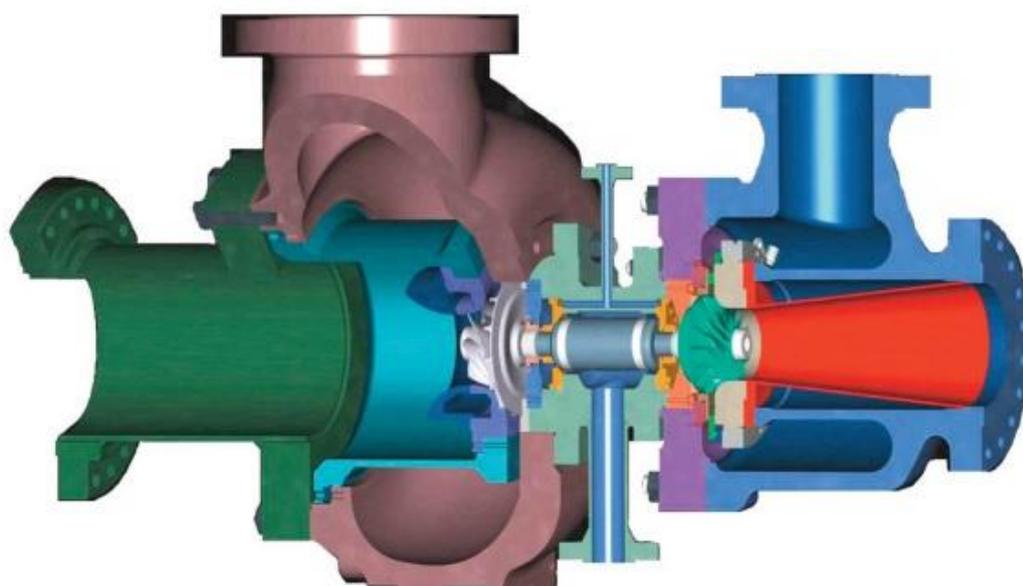


Рисунок 1.1 – Общий вид турбодетандера

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

Так же существуют другие виды турбодетандеров в которых ступень детандера вращает вал генератора. Вырабатываемая в ходе расширения газа на рабочем колесе детандера энергия конвертируется через установленный на другом конце вала генератора в электрическую. Тем не менее турбодетандер-компрессор и турбодетандер-генератор имеют схожую конструкцию. (Рис. 2)

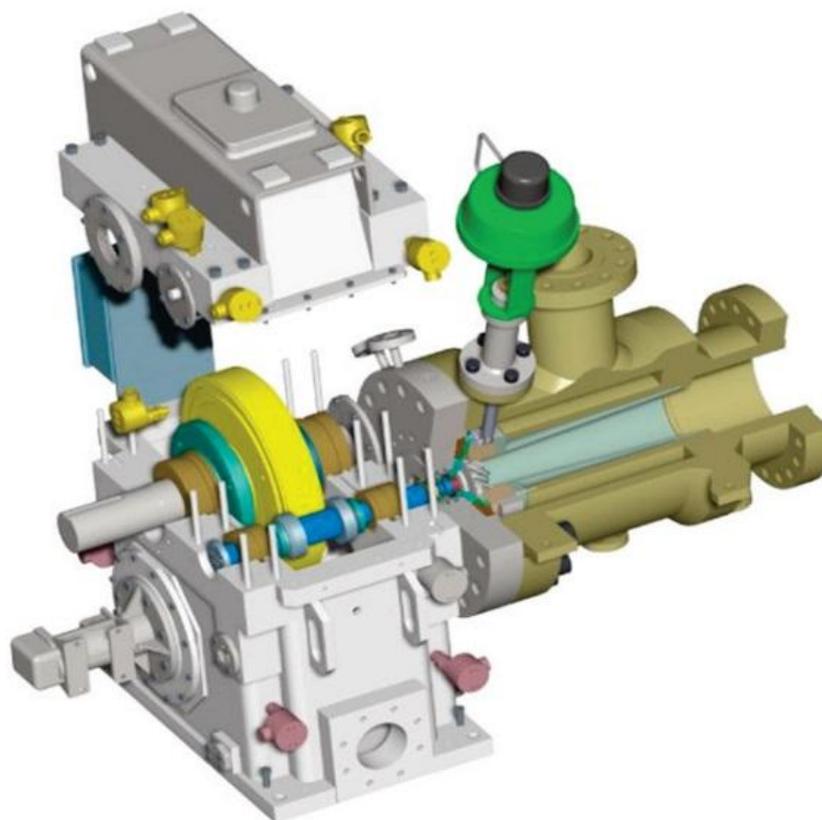


Рисунок 1.2 – Общий вид детандера-генератор

Почти все турбодетандеры используются для извлечения энергии из газового потока, тем самым газ совершает работу и охлаждается. Охлаждающий эффект является основной причиной использования турбодетандеров.

В результате расширения газа на рабочем колесе турбодетандера возникает резкое понижение температуры, вырабатываемая в ходе расширения газа на рабочем колесе детандера энергия передается через общий вал на рабочее колесо компрессора и утилизируется в технологии.

Ступень турбодетандера

Ступень турбодетандера относится к машинам кинетического типа действия и предназначена для понижения энтальпии, следовательно, температуры рабочего газа. Состоит из входного устройства, направляющего аппарата, рабочего колеса и выходного диффузора.

Принцип работы. Входное устройство равномерно подводит газ к каналам направляющего аппарата.

В направляющем аппарате потенциальная энергия давления частично преобразуется в кинетическую энергию ускоренного потока. Газ со скоростью близкой к скорости звука под малым углом покидает направляющий аппарат и поступает в рабочее колесо.

В рабочем колесе кинетическая энергия потока и оставшаяся часть потенциальной энергии преобразуются в работу, которая отводится по валу в ступень турбокомпрессора. Совершивший работу газ охлаждается и с низким давлением и малой скоростью попадает в выходной диффузор.

В выходном диффузоре скорость уменьшается до значений принятых для труб. Из выходного диффузора холодный газ поступает к потребителю.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

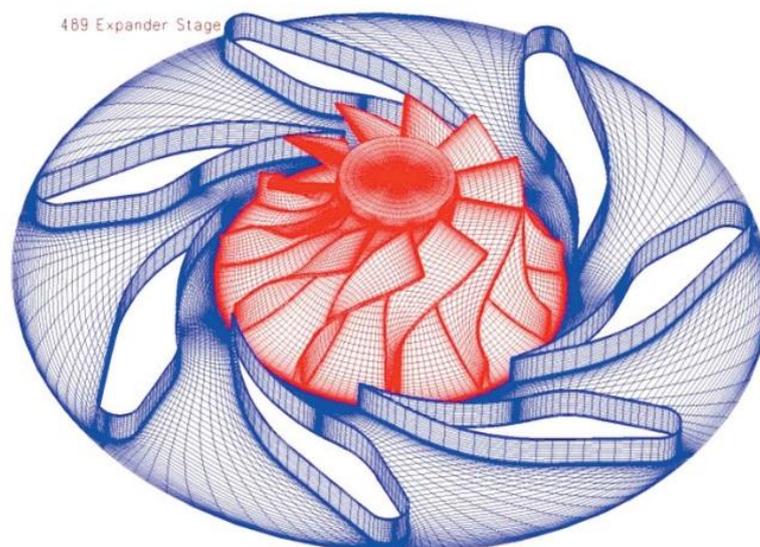


Рисунок 1.3 – Крыльчатка и входной направляющий аппарат

Ступень турбокомпрессора

Ступень турбокомпрессора относится к машинам кинетического типа действия и предназначена для повышения рабочего давления газа за счёт работы детандерной ступени. Состоит из входного конфузора, рабочего колеса, диффузора и выходной камеры.

Принцип работы. Входной конфузор равномерно подводит газ к каналам рабочего колеса, немного ускоряя поток. В рабочем колесе работа, подведённая от детандера, преобразуются в кинетическую энергию потока и частично в потенциальную энергию давления. На выходе из рабочего колеса скорость потока близка к скорости звука. Далее поток поступает в диффузор. В диффузоре происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную давления. Выходная камера собирает сжатый горячий газ за диффузором и направляет его с малой скоростью к потребителю.

Входной направляющий аппарат.

Падение давления при проходе ВНА используется для ускорения газа. Главная цель сделать это с минимальными потерями в полном давлении. С одинаковой скоростью и углом на выходе из ВНА.

						КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			16

Стоит отметить, что расширение газа при прохождении ВНА является изоэнтальпийным процессом, при котором энтальпия на входе равна энтальпии на выходе. Однако, часть полного давления будет теряться на увеличение температуры (нагрев, вызванный трением). Эффективность ВНА обычно составляет не менее 95 процентов для хорошо спроектированных лопастей. Рисунки 6 и 7 показывают снижение статического давления на ВНА и соответствующее увеличение в скорости. График полного давления на рисунке 8 показывает, что поток газа ускорился с минимальными потерями полного давления.

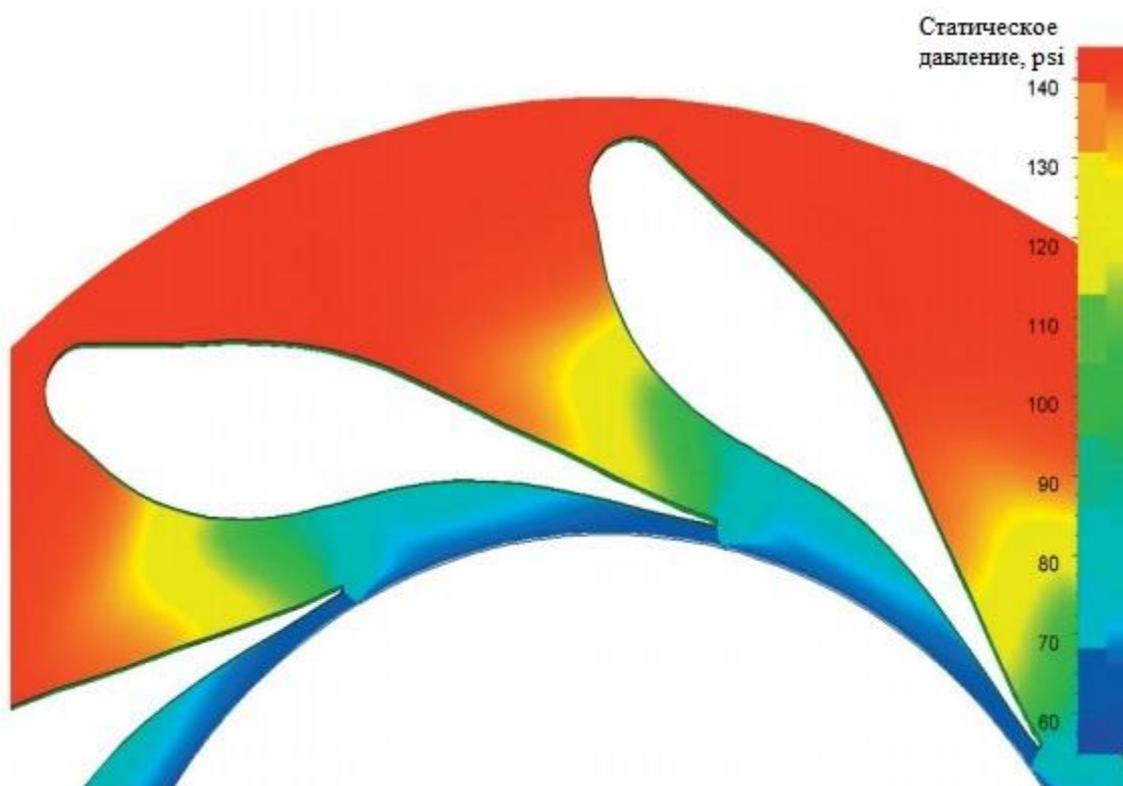


Рисунок 1.4 – Контур статического давления в ВНА

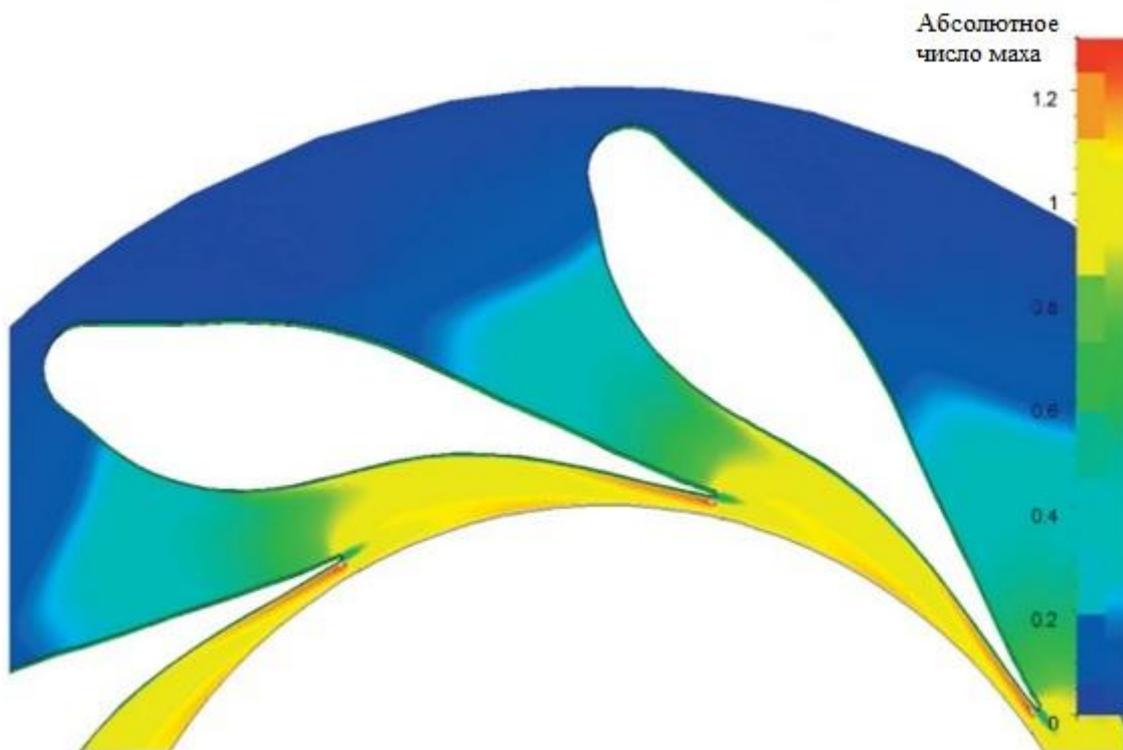


Рисунок 1.5 – Контур абсолютного числа Маха в ВНА

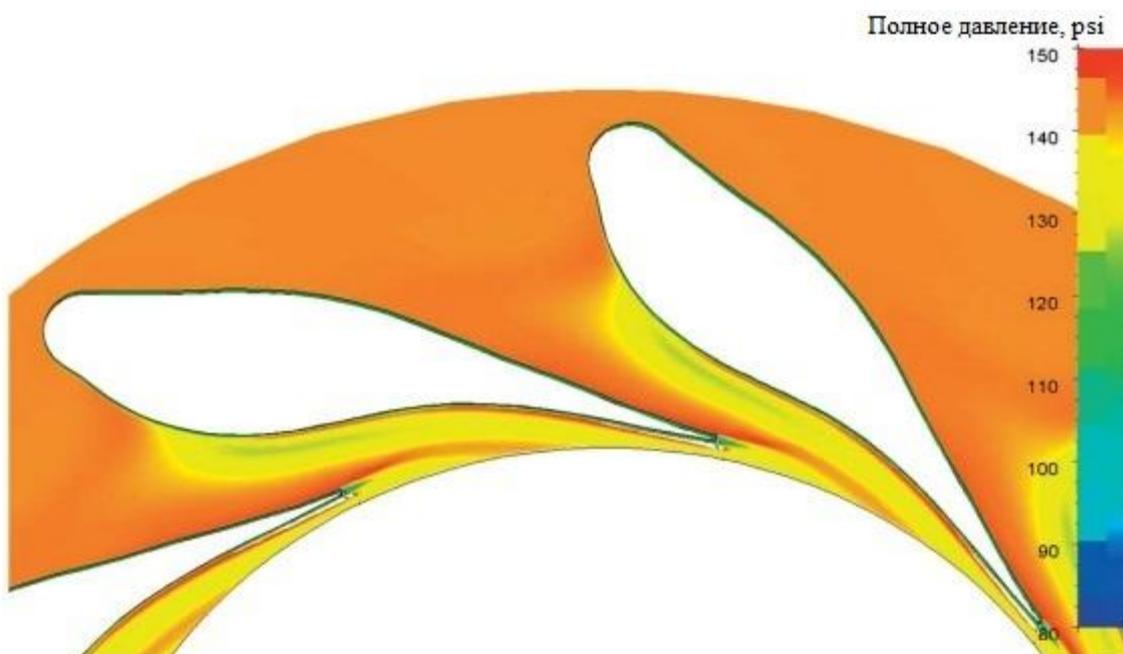


Рисунок 1.6 – Рисунок Контур полного давления в ВНА

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КТПМ-14/08.00.00.00

Лист

18

Система автоматического выравнивания осевого давления (АВОД)

АВОД предохраняет подшипники осевого вала от чрезмерных перегрузок и повреждения.

Действие АВОД основано на сигналах осевого давления, поступающих от каждого подшипника, АВОД постоянно подстраивает давление на тыльную сторону рабочего колеса компрессора, балансируя сборку вращения и предотвращая её смещение в осевом направлении. Повышение давления на осевых подшипниках в сторону детандера автоматически смещает поршень золотникового клапана системы в закрытое положение и давление на тыльную сторону рабочего колеса компрессора растёт. Повышение давления на осевых подшипниках в сторону компрессор автоматически смещает поршень золотникового клапана системы в открытое положение, и давление на тыльную сторону рабочего колеса компрессора снижается.

Компенсирующие подстройки проходят постоянно, в автоматическом режиме и при всех скоростях вращения.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

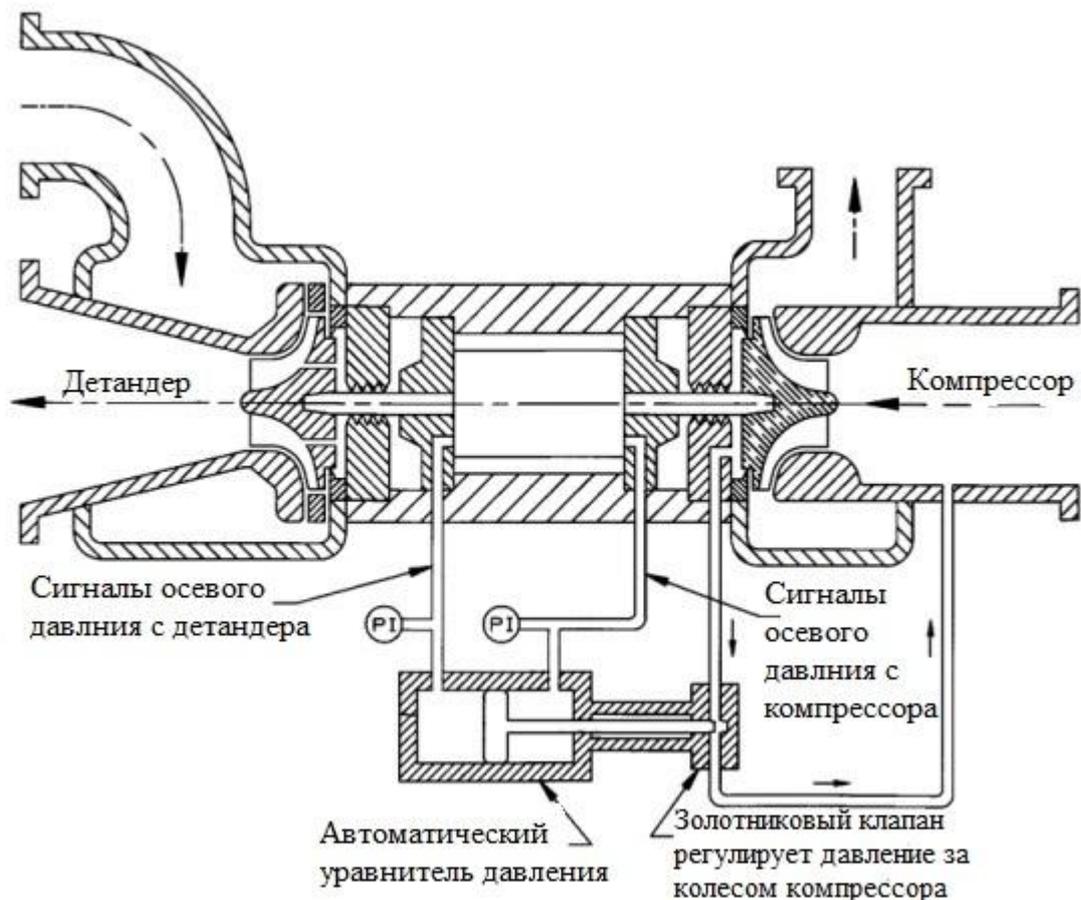


Рисунок 1.7 – Система автоматического выравнивания осевого давления

Система газовых уплотнений.

Технологический газ заперт в корпусе центробежного компрессора и турбодетандера, и отсечен от соединяющего вала термоизолированными лабиринтными уплотнениями. Технологический газ заполняет лабиринтные уплотнения, предотвращая проникновение смазочного масла в корпус турбодетандера. Для предотвращения утечек технологического газа, в лабиринтные уплотнения подается поток теплового сухого газа под давлением. Количество подаваемого газа чуть превышает расход через лабиринтные уплотнения. Подаваемый газ называется “уплотняющим”.

Уплотняющий газ не допускает смешения смазочного масла с технологическим газом и контакта холодного технологического газа с подшипниками. Уплотняющий газ, поступающий через лабиринтные уплотнения в корпус детандера, смешивается с технологическим газом, а поступающий в сборку вращения (вал и подшипники) – растворяется в смазочном масле.

										Лист
										20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Смесь уплотняющего газа и смазочного масла из подшипников попадает в маслобак, находящийся под давлением. В нем уплотняющий газ отфильтровывается от масла.

Про нормальном режиме работы агрегата источником уплотняющего газа служит газ с нагнетания компрессорной ступени ТДКА.

Когда ТДКА находится в горячем резерве, система уплотняющего газа и маслосистема активированы и находятся под давлением, уплотняющий газ должен подаваться на лабиринтные уплотнения через линии подачи уплотняющего газа.

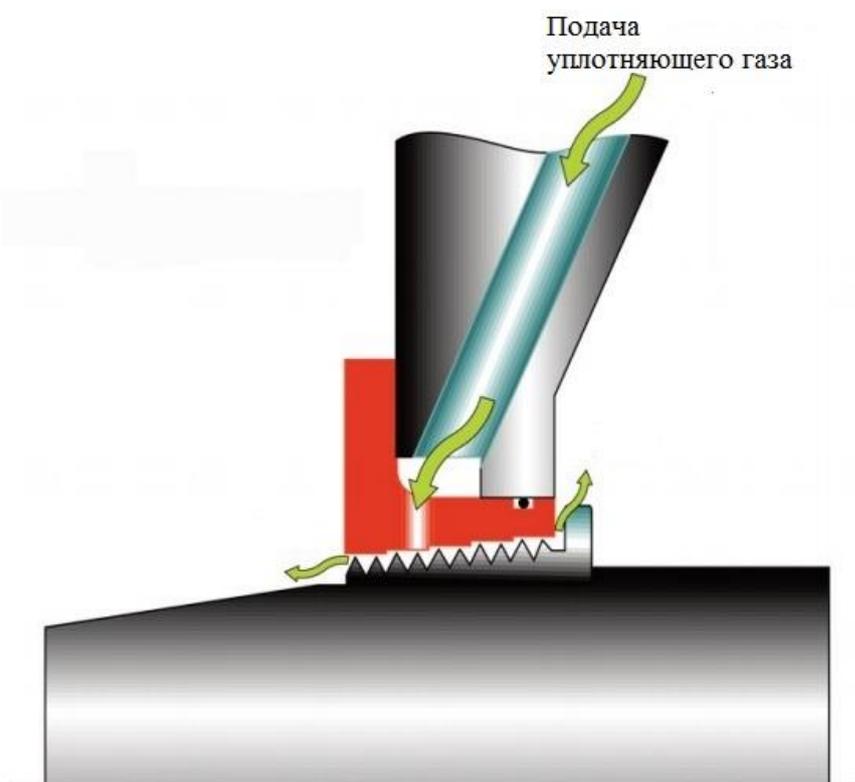


Рисунок 1.8 – Лабиринтное уплотнение

Активный магнитный подвес ротора

Описание активных магнитных подшипников

Активный магнитный подшипник – это управляемое электромагнитное устройство, удерживающее ротор в заданном положении относительно статора.[8]

Магнитные силы притяжения, которые действуют на ротор со стороны электромагнитов, имеют электронную систему управления. Конструктивно активный магнитный подшипник состоит из следующих частей (рис. 1.8):

- электромеханической части (подшипник);
- электронной системы управления.

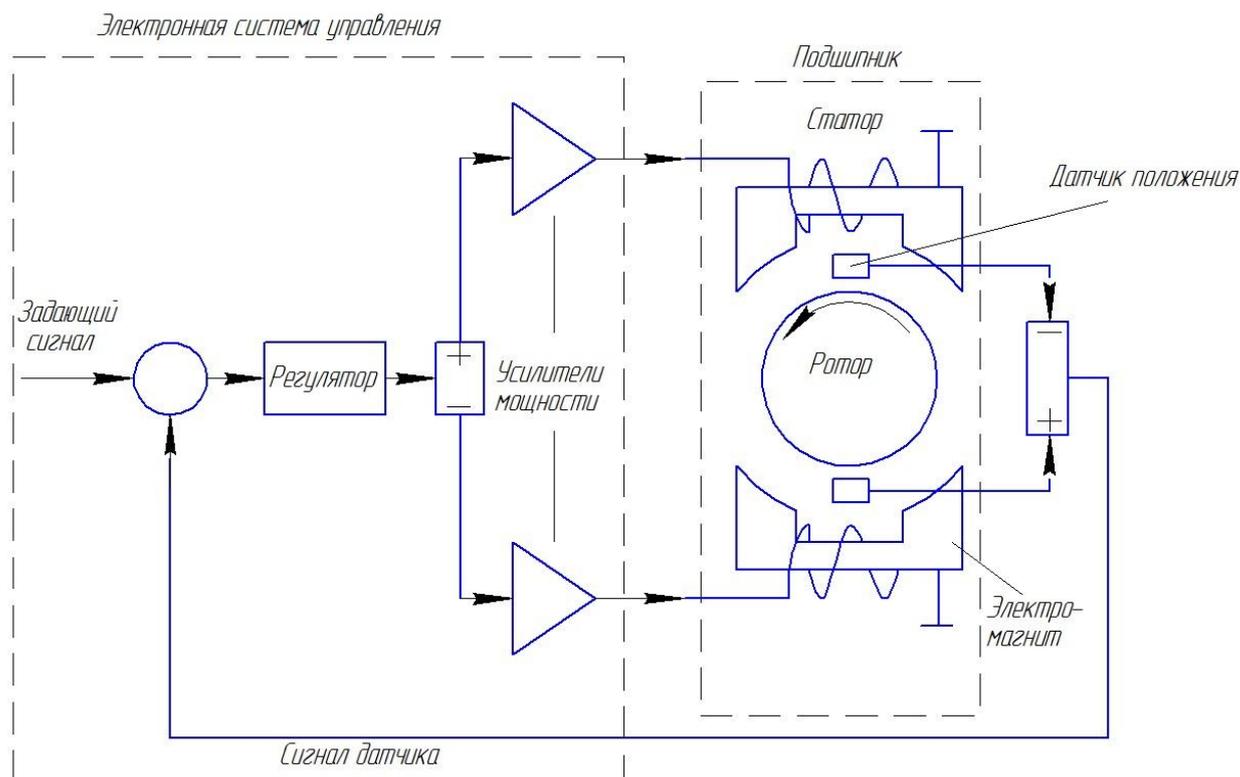


Рисунок 1.9 – Принцип действия активного магнитного подшипника

Подшипник состоит из подвешенного в магнитном поле ротора, электромагнитов, закрепленных на статоре, а также датчиков положения ротора. Механический контакт между статором и ротором отсутствует.

Датчики положения фиксируют смещения ротора из заданного положения равновесия. Сигнал с датчиков положения поступает на электронную систему управления, где происходит его обработка. Обработка происходит таким образом, что электромагнитные силы возвращают ротор в заданное положение. Также в конструкции предусмотрены так называемые страховочные подшипники. Они служат в качестве опоры ротора в случаях когда подвес отключен или же в аварийных случаях. В качестве страховочных подшипников в большинстве случаев используются шарикоподшипники. Страховочные подшипники устанавливаются с зазором, следовательно при включенном подвесе они не вращаются.

Электронная система управления состоит из следующих основных элементов:

- регулятор;
- усилитель мощности.

При обработке сигналов, поступающих с датчиков положения, электронная система управляет положением ротора. Управление происходит за счет изменения токов в электромагнитах. Благодаря выбору режимов управления токов можно обеспечить устойчивое положение ротора. Помимо этого электронная система управления позволяет достичь оптимальные значения жесткости подвеса и демпфирования.

Электронная система управления представляет собой электронный блок, соединенный с помощью кабелей с подшипниками, а также с источниками питания.

Рассмотрим ротор как твердое тело.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

Ротор имеет шесть степеней свободы (рис. 1.9). Относительно статора перемещения ротора происходят в четырех радиальных направлениях: X, Y, X_1, Y_1 , а также одном осевом Z , и во вращательном движении на угол α вокруг оси.

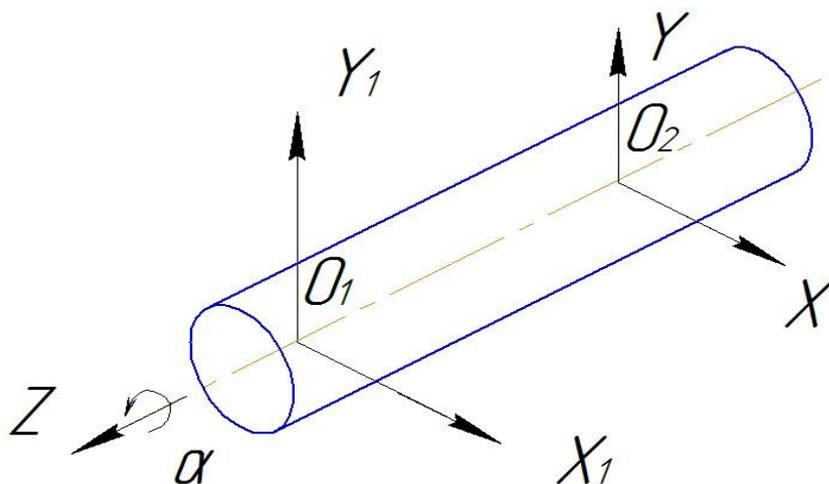


Рисунок 1.10 – Схема ротора как твердого тела

Рабочим движением ротора является вращение ротора α . Именно поэтому полный активный магнитный подвес ротора должен ограничить его радиальные и осевые перемещения, а также воспринимает нагрузку в этих пяти направлениях.

Активные магнитные подшипники классифицируются в зависимости от направления воспринимаемой нагрузки и разделяются на следующие основные виды:

- радиальные
- осевые (упорные)
- радиально-упорные (конические)

Для того чтобы обеспечить ротор полным магнитным подвесом, необходим один осевой и, как минимум, два радиальных АМП (рис. 1.10, а), либо два конических АМП (рис. 1.10, б).

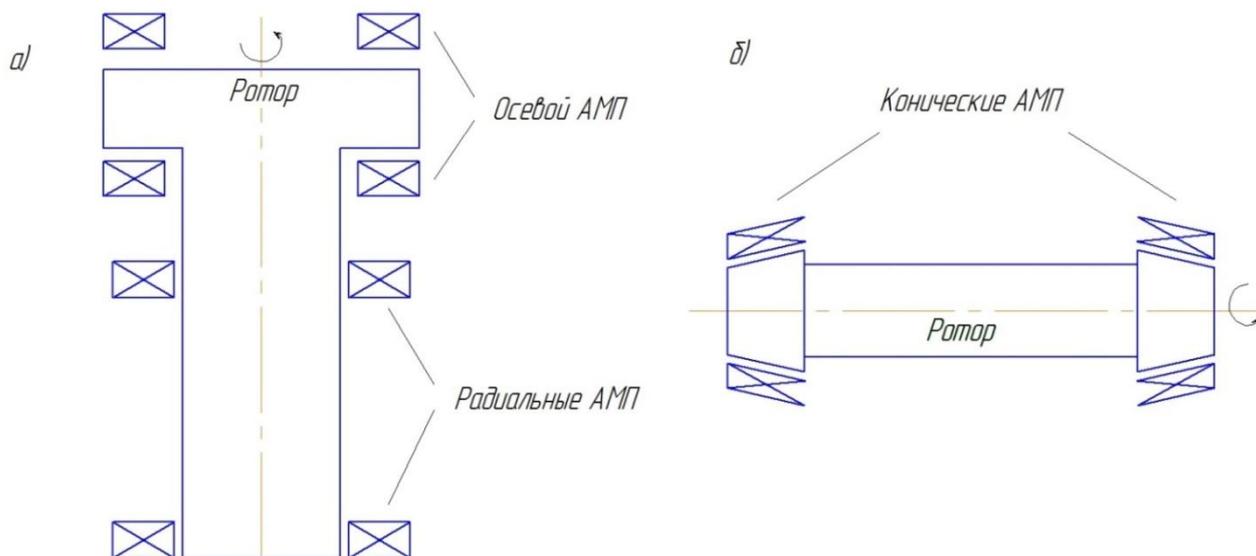


Рисунок 1.11 – Варианты полного магнитного подвеса ротора: а – в двух радиальных и одном осевом АМП; б – в двух конических АМП.

Конструкции магнитных подшипников

За последние несколько десятилетий было разработано множество конструктивных вариантов активных магнитных подшипников. Однако так и не удалось разработать уникальную конструкцию, которая бы использовалась везде. Но некоторые конструкции получили большую известность. Рассмотрим данные конструкции ниже.

Радиальный подшипник. Классифицируется в зависимости от направления магнитного потока в теле ротора относительно его продольной оси. Существует два варианта исполнения радиального активного магнитного подшипника:

- с поперечным направлением потока (рис 1.11, а);
- с продольным направлением потока (рис 1.11, б).

В отличие от подшипников с продольным направлением потока, подшипники с поперечным направлением потока имеют меньшие продольные размеры, а также более просты в изготовлении. В данных подшипниках статор вместе с магнитоактивной частью ротора (цапфой) выполняются шихтованными. Это необходимо для того, чтобы уменьшить потери на вихревые токи. Этот вид подшипников более широкое применение.

В подшипниках с продольным направлением потока ротор изготавливается не шихтованным. Применяются данные подшипники в условиях, когда ротор цельнометаллический.

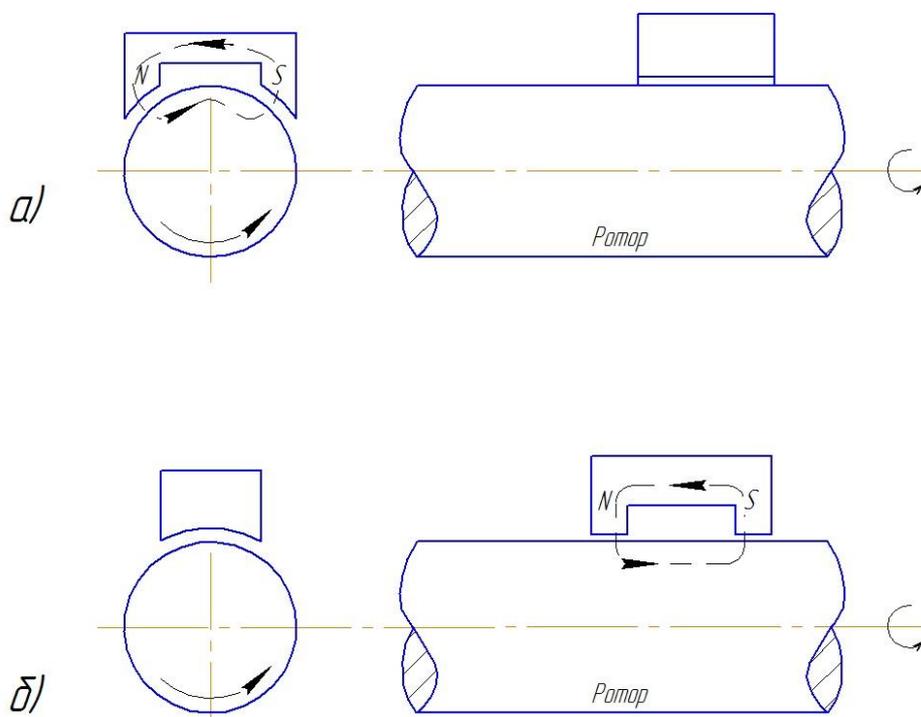


Рисунок 1.12 – Конструктивные варианты радиального подшипника: а – с поперечным направлением потока; б – с продольным направлением потока.

На рис. 1.13 представлена конструктивная схема классического радиального активного магнитного подшипника. Подшипник состоит из следующих частей: силовая часть, измерительная часть и страховочный подшипник. Силовая часть подшипника предназначена для того, чтобы воспринимать нагрузки в радиальных направлениях. Состоит из статора и цапфы б, которая укреплена на

валу 1. Цапфа расположена внутри статора с радиальным зазором β . Статор состоит из многополюсного кольцевого шихтованного пакета железа 4 и обмоток полюсов 5. Цапфа выполнена в виде пакета железа в форме полого цилиндра. Пакет статора и цапф состоит из листовой электротехнической стали толщиной 0,1-0,5 мм. Статор имеет не менее трех пар полюсов, для того чтобы вызвать силу в любом радиальном направлении. В практике распространены конструкции с четырьмя парами полюсов (образуются четыре электромагнита). В такой конструкции обмотки каждых двух соседних полюсов соединены между собой и вместе с этими полюсами образуют электромагнит.

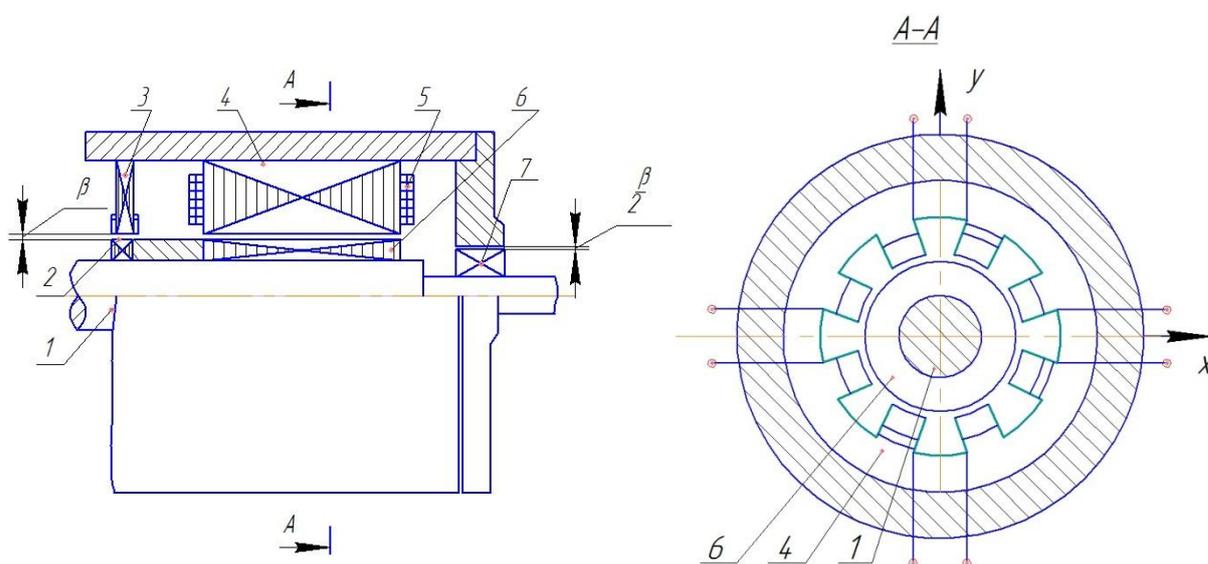


Рисунок 1.13 – Конструктивная схема радиального активного магнитного подшипника

Два из четырех электромагнита отвечают за удержание цапфы на оси Ox , два остальных – по оси Oy . Очевидно, что шестиполюсная конструкция менее удобна в плане управления, чем восьмиполюсная конструкция. В случаях больших подшипников целесообразно использование большего числа полюсов, благодаря такому решению возможно уменьшение габаритных размеров подшипников. Соседние полюса соседних электромагнитов имеют одинаковую полярность для того чтобы снизить потери на гистерезис.

В измерительной части подшипника имеются датчики перемещений ротора в радиальных направлениях Ox и Oy . Датчики по принципу действия делятся на:

- индуктивные;
- индукционные (вихревые);
- емкостные;
- оптические.

Наиболее распространены индуктивные датчики. Данный датчик состоит из статора 3 и мерительного кольца 2, укрепленного на валу. Такой датчик состоит из статора 3 и укрепленного на валу мерительного кольца 2, конструкции которых аналогичны конструкциям силового статора и цапфы соответственно. Разница состоит лишь в значительно меньшей толщине пакетов железа и большем числе полюсов и обмоток.

Страховочный подшипник 7 может быть либо шарикоподшипником, либо подшипником скольжения. Он служит для двух целей: опирания ротора при отключенном АМП и обеспечения выбега ротора кратковременно или до полной остановки в случае аварийного отказа АМП. Зазор в страховочном подшипнике обычно равен половине рабочего зазора в АМП. Шарикоподшипник может закрепляться как на валу, так и в корпусе машины. Подшипник скольжения содержит вкладыш, выполненный из графита, бронзы, фторопласта, тефлона.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

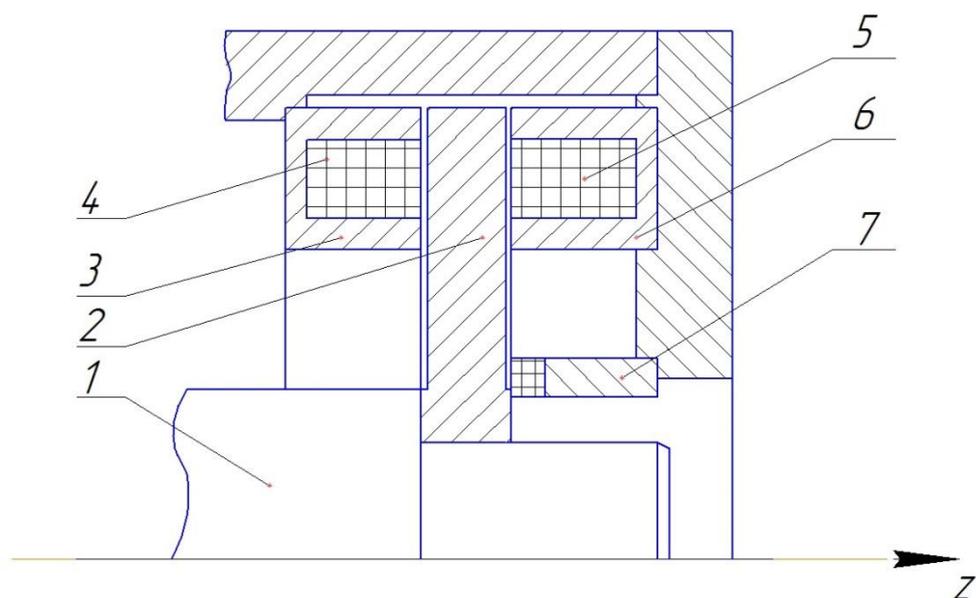


Рисунок 1.14 – Конструктивная схема осевого активного подшипника

Радиально-упорный АМП имеет коническую расточку статора и коническую цапфу; в остальном его конструкция аналогична рассмотренной конструкции радиального АМП.

Осевой подшипник. Осевой АМП двустороннего действия (рис. 1.13) содержит укрепленный на валу 1 сплошной (нешихтованный) ферромагнитный диск 2, расположенный между двумя кольцевыми электромагнитами 3 и 6 с обмотками 4 и 5. Для измерения осевых перемещений ротора служит датчик 7. При действии на ротор значительной постоянной осевой нагрузки (например, силы тяжести) можно использовать осевой АМП одностороннего действия, имеющий один электромагнит.

Технические характеристики АМП

Основными техническими характеристиками АМП являются: предельная частота вращения ротора; рабочий зазор; несущая способность; габаритные размеры и масса; жесткость; точность позиционирования оси ротора; потери на трение; энергопотребление; эксплуатационная надежность.

Предельная частота вращения ротора зависит только от прочности на разрыв материала цапфы или диска. Известно, что для электротехнических сталей допустимая окружная скорость составляет 200 м/с. Поэтому, например, при диаметре цапфы 20 мм ротор может вращаться с частотой до 200 000 об/мин. Еще большие скорости вращения можно получить за счет использования аморфного железа, допускающего окружную скорость 350 м/с.

Рабочий зазор в АМП на один-два порядка больше, чем в газовых подшипниках. Так, характерные значения радиального зазора: $\beta=0,3$ мм при диаметре цапфы 70 мм; $\beta=0,6$ мм при диаметре цапфы 320 мм. В специальных случаях зазор может достигать нескольких десятков миллиметров. Относительно большие зазоры облегчают технологию изготовления и снижают чувствительность подшипника к эксплуатационному загрязнению.

Несущая способность АМП зависит от габаритных размеров и используемого материала и достигает 60 Н на 1 см² площади полюса для электротехнических сталей и 100 Н на 1 см² – для кобальтовых сталей. Примерно такой же несущей способностью обладают газостатические подшипники; несущая способность подшипников качения значительно выше. В оценочных расчетах руководствоваться следующими значениями удельной несущей способности: для радиального АМП – 20 Н на 1 см² площади диаметрального сечения цапфы; для осевого АМП – 40 Н на 1 см² площади полюсов.

Габаритные размеры и масса АМП существенно больше, чем подшипников качения при одинаковой несущей способности. Размеры радиального АМП можно оценить через площадь диаметрального сечения цапфы, равной отношению требуемой несущей способности к удельной несущей способности (20 Н/см²). Отсюда, зная диаметр цапфы, можно найти ее длину. Наружный диаметр АМП приблизительно вдвое больше диаметра цапфы. Масса АМП примерно равна произведению объема статора АМП на удельную плотность стали.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Жесткость АМП, определяемая как отношение амплитуды реакции подшипника к амплитуде колебаний цапфы, зависит от параметров системы управления и от частоты возмущения. Минимальное значение жесткости имеет место на частоте возмущения, равной собственной частоте подвеса ω_0 , и составляет $c_{min} = M \omega_0^2$, где M – масса ротора. Значение ω_0 зависит от параметров системы управления и обычно находится в пределах 50-500 Гц. Статическая жесткость АМП за счет введения в регулятор интегрирующего звена может быть чрезвычайно высокой, в десятки раз превышающей значение c_{min} .

Точность позиционирования оси ротора АМП относительно статора определяется главным образом качеством сигнала датчика положения и жесткостью подвеса. При использовании индуктивных датчиков может быть достигнута точность до 0,5 мкм.

Важной особенностью АМП является возможность создания контролируемых микроперемещений ротора в зазоре путем подачи в систему управления соответствующего задающего сигнала (см. рис. 1.8).

Потери на трение в АМП вызваны потерями на вихревые токи и перемагничивание в пакетах ротора. Эти потери меньше в 5-20 раз по сравнению с подшипниками качения и в 100-200 по сравнению с гидродинамическими подшипниками. Их покрытие осуществляется двигателем, приводящим ротор во вращение.

Энергопотребление АМП – это электрическая мощность, потребляемая подвесом от источника электроэнергии и обусловленная потерями в обмотках электромагнитов и усилителях мощности, приблизительно равная $\Delta P = 30\sqrt{M}$, Вт, где M – масса ротора, кг. Так, в машине с ротором массой 1000 кг и гидродинамическими подшипниками потребление мощности на трение и снабжение маслом составляет 150 кВт. При использовании АМП эта мощность

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
						31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

равна всего 1 кВт. Энергопотребление АМП зависит также от типа привода вращательного движения ротора.

Эксплуатационная надежность АМП определяется, прежде всего, надежностью электронной схемы и системы электроснабжения. Повышение надежности электронной схемы достигается путем резервирования отдельных электронных элементов и цепей, а также обмоток электромагнитов. При внезапном прекращении электроснабжения питание системы управления может осуществляться либо от запасных аккумуляторных батарей, либо от встроенного специального генератора малой мощности. При повреждении кабеля подвода тока к АМП выбег ротора до полной остановки происходит на страховочных подшипниках. Эксплуатационная надежность АМП с резервным исполнением очень высока и составляет 99% в течении 10 лет работы. [4]

Преимущества и недостатки АМП

Преимущества АМП вытекают из двух основных присущих им особенностей:

- отсутствия механического контакта между вращающейся и неподвижной частями машины;
- наличие электронной системы управления;

Перечень преимуществ АМП и вытекающих из них положительных технических следствий приведен в табл. 1.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

Преимущество	Следствие
<i>Отсутствие механического контакта</i>	
Отсутствие изнашивания	Неограниченный ресурс Снижение расходов на обслуживание и ремонт
Отсутствие смазки	Отсутствие системы подготовки и подачи смазочного материала (насосов, фильтров, уплотнений, сборников, и т.д.) Экологическая чистота
Высокие скорости вращения	Снижение габаритных размеров машины Высокоскоростные технологии
Низкое энергопотребление	Снижение эксплуатационных расходов за счёт экономии электроэнергии Малая отдача теплоты в окружающую среду Малый коэффициент трения
Возможность работы в экстремальных условиях	Работа в вакууме Работа при низких и высоких температурах (от -150 до +450 °С) Работа в условиях радиации Работа в агрессивных средах Сверхчистые технологии
Большой зазор	Невосприимчивость к загрязнению
<i>Наличие электронной системы управления</i>	
Контролируемость положения оси ротора	Возможность создания контролируемых микроперемещений ротора в зазоре Вращения ротора вокруг оси инерции (самоцентрирование ротора) и отсутствие вибраций вследствие дисбаланса

	Возможность создания системы активного погашения колебаний ротора
Регулируемость жесткости и демпфирования подвеса	Высокая точность позиционирования Облегченный переход через критические скорости Отсутствие шума и вибраций
Возможность использования датчиковых сигналов для контроля параметров рабочего процесса	Контроль скорости вращения Контроль нагрузки на подшипники Контроль положения ротора Контроль дисбаланса и балансировки ротора

Таблица 1– Положительные свойства АМП

К недостаткам АМП можно отнести:

- необходимость во внешнем источнике электроэнергии;
- сложность электронного блока управления;
- относительно высокая стоимость;
- необходимость в персонале высокой квалификации для технического обслуживания. [9]

2.7 Сведения о существующих патентах

5. Гузельбаев Я.З., Андрианов А.В., авторское свидетельство № 2246644, «Подшипник системы энергонезависимого активного магнитного подвеса ротора».

Изобретение относится к подшипниковым устройствам машин с вращающимся ротором. Устройство содержит размещенный в корпусе статор радиальной опоры и установленный на валу соответствующий ему ротор с зубцами на цилиндрической поверхности, обращенной к рабочей поверхности статора радиальной опоры, на поверхностях боковых полюсов которого расположены зубцы, обращенные к ротору и смещенные друг относительно друга на половину шага зубца. На среднем полюсе статора радиальной опоры расположена обмотка возбуждения, а на его боковых полюсах – генераторные обмотки, соединенные последовательно-встречно и подключенные свободными выводами ко входам выпрямителя напряжения. Устройство снабжено расположенными в корпусе статором и ротором осевой опоры, страховочным шарикоподшипником, внешней обоймой контактирующим с корпусом упругими элементами, выполненными с возможностью перемещения вала в осевом и радиальном направлениях, комбинированным датчиком регистрации радиального и осевого положений роторов опор. Статор датчика связан с корпусом модулем управления, соединенным посредством информационного канала с системой автоматического управления. Ротор осевой опоры, ротор комбинированного датчика регистрации радиального и осевого положений роторов опор, внутренняя обойма страховочного шарикоподшипника дополнительно установлены на валу. Средний полюс статора радиальной опоры выполнен беззубцовым с дополнительным размещением на нем обмотки управления, при этом магнитная цепь статора радиальной опоры выполнена в виде систем полюсов, образующих зоны притяжения с осями, расположенными под углом 120° в радиальных направлениях сечения опоры. Технический результат заключается в разгрузке страховочных подшипников в рабочих

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
						35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

режимах машины и повышении надежности и увеличении ресурсов подшипника. 8 з.п. ф-лы, 2 ил.

Статор радиальных опор содержит две группы электромагнитов, образующих зоны притяжения по двум взаимно перпендикулярным радиальным осям, причем по каждой оси имеются две зоны притяжения, создающие усилия в противоположных направлениях. Стабилизация ротора по каждой из радиальных осей осуществляется соответствующим регулированием токов электромагнитов противоположных зон притяжения.

Ротор радиальных опор выполняется в виде пакета электротехнической стали с цилиндрической рабочей поверхностью, обращенной к электромагнитам статора.

Осевая опора САМП имеет ротор в виде ферромагнитного диска, с противоположных сторон которого расположены два кольцевых электромагнита, образующих статор.

В состав подшипников известных САМП входят также датчики положения ротора, формирующие сигнал отклонения ротора от центрального положения по соответствующей оси, страховочные шарикоподшипники и электронный блок управления, преобразующий сигналы с датчиков положения ротора в соответствующие токи электромагнитов радиальных и осевой опор.

К недостаткам известных САМП следует отнести:

- неравномерность токовой нагрузки электромагнитов радиальных опор, связанная с необходимостью компенсации постоянных сил тяжести от массы ротора;
- необходимость внешних источников электроснабжения в рабочих режимах машины, обеспечивающих бесперебойное электропитание САМП для безаварийного функционирования системы магнитного подвеса;

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

- наличие протяженных силовых и управляющих кабелей связи между подшипниками и блоком управления САМП.

Известно также устройство электромагнитной разгрузки подшипника, содержащее размещенный в корпусе статор радиальной опоры и установленный на валу соответствующий ему ротор с зубцами на цилиндрической поверхности, обращенной к рабочей поверхности статора радиальной опоры, на поверхностях боковых полюсов которого расположены зубцы, обращенные к ротору и смещенные друг относительно друга на половину шага зубца, на среднем полюсе статора радиальной опоры расположена обмотка возбуждения, а на его боковых полюсах – генераторные обмотки, соединенные последовательно-встречно и подключенные свободными выводами ко входам выпрямителя напряжения (см. описание свидетельства РФ на полезную модель №23183, кл. F 16 C 39/06, 2002 г.).

Известное устройство используется для уменьшения статической односторонней нагрузки основных подшипников, например шарикоподшипников, и содержит статор в виде магнитопровода со средним полюсом и обмоткой возбуждения и двумя боковыми полюсами с генераторными обмотками и ротор в виде ферромагнитного зубчатого кольца. В состав устройства входят также двухполупериодный выпрямитель и сглаживающий емкостной фильтр. При вращении ротора устройство создает электромагнитную силу, воспринимающую основную часть силы тяжести от массы ротора, которая разгружает основной подшипник. Учитывая, что по принципу действия УЭМР представляет собой электрическую машину с самовозбуждением, то для его работы не требуются внешние источники электроснабжения. Описанное выше устройство является наиболее близким относительно предлагаемого технического решения.

Недостатком известного устройства является невозможность обеспечения полной разгрузки (статической и динамической) основного подшипника.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Технической задачей предлагаемого изобретения является создание подшипника системы активного магнитного подвеса, полностью компенсирующего статические и динамические усилия от ротора при его вращении, не требующего внешнего электропитания, что позволяет получить технический результат, который заключается в повышении эксплуатационных характеристик роторной машины.

Данный технический результат достигается за счет того, что подшипник системы активного магнитного подвеса, содержащий размещенный в корпусе статор радиальной опоры и установленный на валу соответствующий ему ротор с зубцами на цилиндрической поверхности, обращенной к рабочей поверхности статора радиальной опоры, на поверхностях боковых полюсов которого расположены зубцы, обращенные к ротору и смещенные друг относительно друга на половину шага зубца, на среднем полюсе статора радиальной опоры расположена обмотка возбуждения, а на его боковых полюсах – генераторные обмотки, соединенные последовательно-встречно и подключенные свободными выводами ко входам выпрямителя напряжения, согласно изобретению снабжен страховочным шарикоподшипником, внешней обоймой контактирующим с корпусом через упругие элементы, датчиком положения ротора, статор которого связан с корпусом, модулем управления, соединенным посредством информационного канала с системой автоматического управления машины, ротор датчика положения ротора и внутренняя обойма страховочного шарикоподшипника дополнительно установлены на валу, средний полюс статора радиальной опоры выполнен беззубцовым с дополнительным размещением на нем обмотки управления, при этом магнитная цепь статора радиальной опоры выполнена в виде систем полюсов, образующих зоны притяжения с осями, расположенными под углом 120° в радиальных направлениях сечения опоры, основная система полюсов, имеющая зону притяжения в вертикальном направлении, образована средними боковыми полюсами, а полюса, образующие другие системы с зонами притяжения в

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
						38
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

других направлениях, выполнены беззубцовыми с размещением на них обмоток управления, при этом первые выводы обмотки возбуждения, обмоток управления радиальной опоры соединены между собой, вторые выводы обмоток управления радиальной опоры подключены, соответственно, к первому управляющему выходу модуля управления, третьи управляющие выходы которого связаны с первым и вторым выводами обмотки возбуждения, а выходы датчика положения ротора опор связаны с информационными входами модуля управления.

Сущность изобретения поясняется чертежами, где на рис. 2.1 показана конструкция подшипника системы активного магнитного подвеса, а на фиг.2 – его функциональная схема.

Подшипник в соответствии с рис. 2.1 содержит статор 1 и ротор 2 радиальной опоры, статор 3 и ротор 4 осевой опоры, страховочный шарикоподшипник 5, комбинированный датчик 6 радиального и осевого положений роторов опор и электронный модуль 7 управления.

Статоры радиальной 1 и осевой 3 опор установлены в корпус 8, статор датчика 6 связан с крышкой 9 корпуса, с внешней стороны которой расположены электронный модуль 7 управления. Роторы радиальной 2 и осевой 4 опор, ротор датчика 6 и внутренняя обойма страховочного шарикоподшипника 5 установлены на вращающемся валу машины. Страховочный шарикоподшипник 5 внешней обоймой связан с неподвижным корпусом упругими элементами 10, допускающими небольшие перемещения вала машины в осевом и радиальных направлениях.

Магнитная цепь ротора 2 радиальной опоры имеет зубцы на цилиндрической поверхности, обращенной к статору. Магнитная цепь статора 1 радиальной опоры выполнена с тремя системами полюсов, образующих зоны притяжения с осями, расположенными под 120 угловых градусов (U_A , U_B , U_C) в радиальных направлениях сечения опоры. Основная система полюсов, образующая зону

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
						39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

притяжения в вертикальном направлении (Y_A), имеет средний беззубцовый полюс 11 и два боковых полюса 12, 13 с зубцами, обращенными к ротору и смещенными друг относительно друга на половину зубцового деления. На среднем полюсе основной системы размещены обмотка возбуждения (ОВ) и обмотка управления (OY_A), а на боковых полюсах размещены генераторные обмотки (ОГ1 и ОГ2). Системы полюсов, образующие зоны притяжения в двух других направлениях, выполнены беззубцовыми и на них размещены только обмотки управления (OY_B и OY_C).[11].

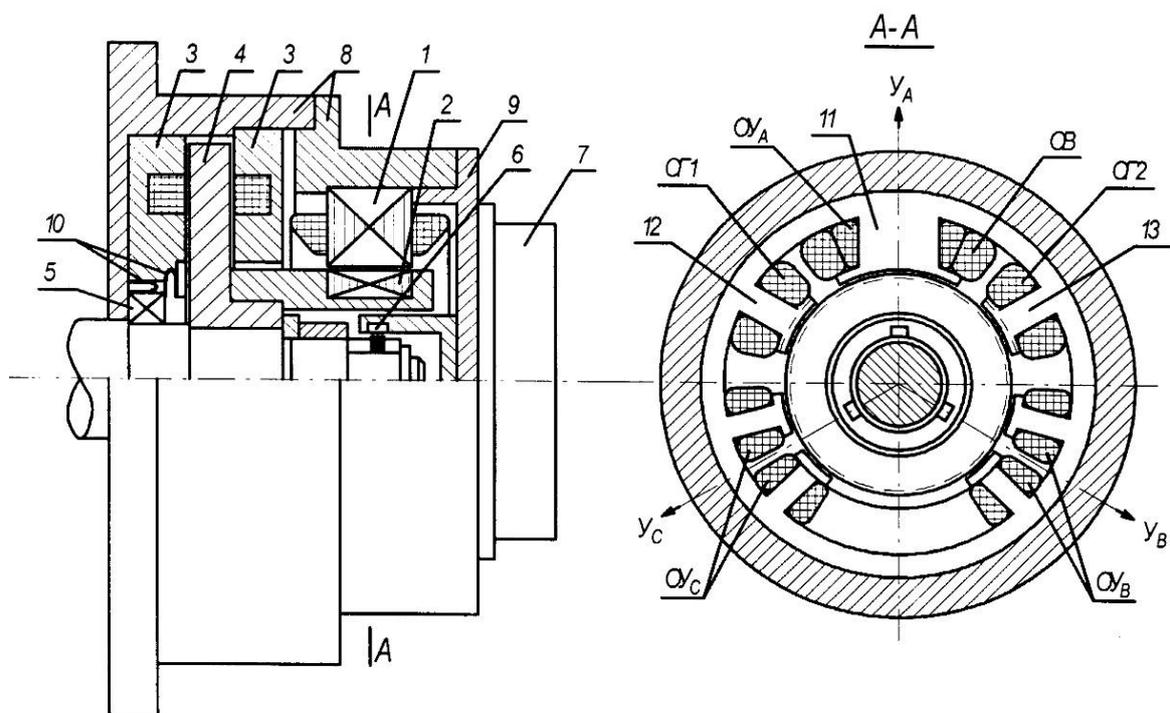


Рисунок 2.1 – Подшипник активного магнитного подвеса

Глава 3 Расчетно-конструкторская часть

При разработке активного электромагнитного подвеса ротора компрессора главной целью является оптимизация магнитной системы подшипника.

Данная оптимизация включает в себя подбор оптимальной магнитной системы, а также определение ее параметров.

Решение данных задач является очень актуальной темой, так как, во-первых, позволит оптимизировать массо-габаритные показатели электромагнитных подшипников, а именно привести данные показатели к показателям аналогичных масляных подшипников, во-вторых подбор магнитной системы повлияет на закон управления ЭМП, в-третьих, позволит добиться необходимых геометрических параметров ЭМП, которые будут удовлетворять технико-эксплуатационным показателям электромагнитного активного подвеса.

Основные критерии оптимизации магнитной системы электромагнитного активного подвеса:

- Добиться максимально усилия;
- Сократить потери в обмотках управления до минимума;
- Уменьшить массо-габаритные показатели;
- Для радиальных подшипников сократить показатели дестабилизирующей силы.

На практике не удастся добиться всех поставленных целей, поэтому один или два критерии будут определяющими, а остальные накладывать некие ограничения на главные цели.

Для радиального центрирования ротора нагнетателя используются многополюсные магнитные системы. Статоры таких систем подобны статору обычной электрической машины постоянного тока. Радиальные ЭМП создают

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

как центрирующее усилие, так и дестабилизирующее усилие. Последнее создается при поперечном смещении ротора. Дестабилизирующее усилие снижает жесткость подвеса, а также создает необходимость усложнять систему регулирования.

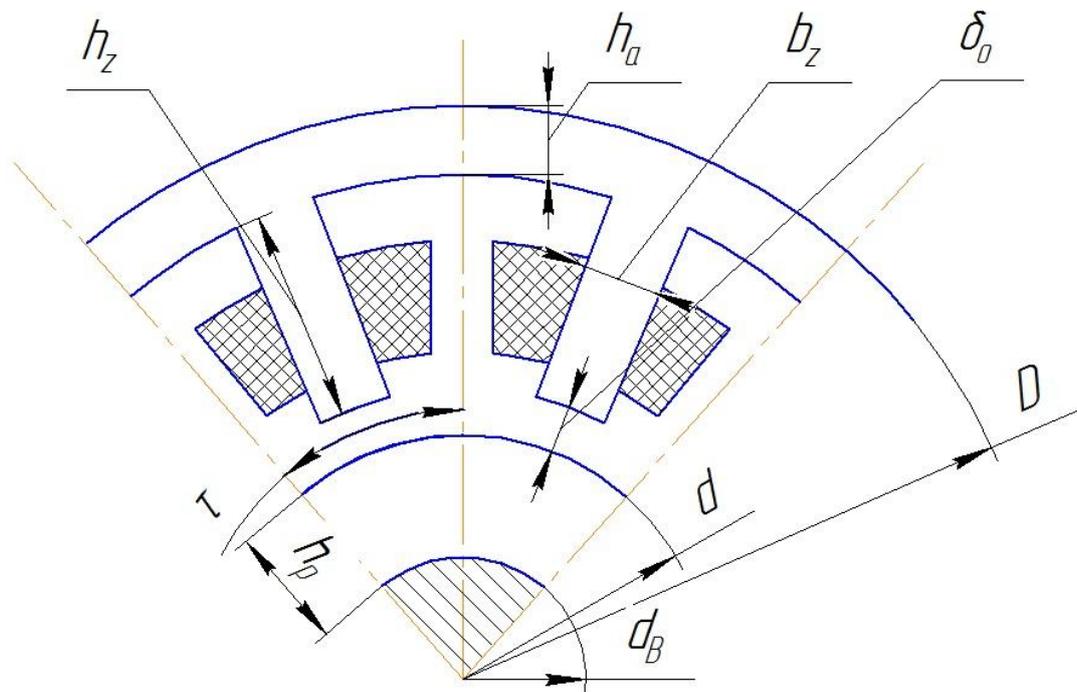
Энергопотребление ЭМП в несколько десятков – сотен раз меньше общего энергопотребления всего компрессора, следовательно не имеет смысла рассматривать в качестве основных критериев оптимизации такие критерии как минимум энергопотребления и максимум усилия.

Существует два основных параметра для радиальных ЭМП, которые существенно оказывают влияние на выбранные критерии оптимизации,- это относительная ширина зубца α , которая равна отношению ширины зубца b_z к полюсному делению τ , а также число зубцов МС z , причем α это функция $z(\alpha=f(z))$.

Для оптимизации осевого ЭМП существует варьируемый параметр – относительная ширина ЭМП L , которая равна отношению длины ЭМП к его высоте.

К независимым параметрам при оптимизации ЭМП относятся – величина максимальной нагрузки на подшипник F_{max} , допустимая плотность тока в обмотке J , индукция в воздушном зазоре B_δ , диаметр ротора ЭМП d , а также величина воздушного зазора δ_0 . [12]

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42



D – наружный диаметр статора, τ – полюсное деление, b_z – ширина зубца
 h_a – высота спинки, h_z – высота зубца, d – диаметр ротора, h_p – высота пакета ротора, d_B – диаметр вала.

Рисунок 3.1 – Схема многополюсного радиального электромагнитного подшипника

Решение задачи по оптимизации массо-габаритных показателей начнем с определения основных соотношений для массы и объема радиального и осевого электромагнитного подшипника в функции независимых и варьируемых переменных. Рассмотрим радиальный многополюсной электромагнитный подшипник (рис. 3.1).

Найдем внутренний диаметр d :

$$d = \sqrt{\frac{S_z \cdot Z}{\pi \cdot k_s \cdot k_L}}$$

$$k_s = 0,7$$

$$k_L = 0,56$$

$$Z = 8$$

$$d = 67 \text{ мм}$$

Определим длину пакета статора:

$$L_s = d \cdot k_L = 35 \text{ мм}$$

Масса радиального ЭМП включает в себя массу статора $m_{СТ}$ и массу ротора m_p . В свою очередь масса ротора складывается из массы спинки $m_{сн}$, массу зубцов m_z и массу обмотки управления $m_{обм.у}$.

Масса радиального ЭМП:

$$m_R = m_{СТ} + m_p = m_{СТ} + m_z + m_{обм.у} + m_p \quad (3.1)$$

Выразим массы частей ЭМП через параметры α и z , а также через геометрические размеры:

$$\begin{aligned} M_r = & 0.5 \cdot \pi \cdot \left(D - \frac{\alpha}{2} \cdot \tau \right) \cdot S_z \cdot K_c \cdot \gamma_c + 0.5 \cdot (D - d - \alpha \cdot \tau) \cdot z \cdot S_z \cdot K_c \cdot \gamma_c + \gamma_{пр} \\ & \cdot \frac{z}{2} \cdot \alpha \cdot \tau + \frac{2S_z}{\alpha \cdot \tau} + \pi \cdot (D - \alpha \cdot \tau) \cdot \frac{K_3}{2} \\ & \cdot \left[\frac{0.5 \cdot 5 \cdot (D + d - \alpha \cdot \tau)}{z} - \alpha \cdot \tau \right] \cdot (D - d - \alpha \cdot \tau) + \frac{\pi}{4} \\ & \cdot \left[d^2 - (d - \alpha \cdot \tau)^2 - \left(\frac{S_z}{\alpha \cdot \tau} + 280 \right) \right] \cdot K_c \cdot \gamma_c \end{aligned} \quad (3.2)$$

S_z – площадь полюса, γ_c – плотность стали, K_c – коэффициент заполнения пакета сталью, $\gamma_{пр}$ – плотность провода обмотки, K_3 – коэффициент заполнения паза медью.

Зададим числовые значения для геометрических размеров и параметров α и z :

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\begin{array}{lll}
 D = 147,5 & Kc = 0,9 & \gamma_{пр} = 8,92 \\
 \alpha = 0.66 & \gamma_c = 7,65 & K3 = 0,4 \\
 \tau = 75 & d = 88,5 & Sz = 1,036 \cdot 10^4 \\
 z = 6 & &
 \end{array}$$

Подставим в формулу (3.2) числовые значения и посчитаем массу радиального ЭМП:

$$M_r = 4,245$$

Таким образом масса радиально ЭМП равна 4,245 кг

Объем многополюсного ЭМП представим в виде:

$$V(\alpha, z) = \pi * \frac{D}{4} * l_n; \quad (3.3)$$

где

$$D = D_1^2 - (d - \alpha \cdot \tau)^2$$

$$D_1 = f(\alpha, z)$$

$$L_n = \frac{Sz}{\alpha \cdot \tau} + Ll$$

L_n – длина ЭМП; Ll – длина лобовых частей.

Подставим соответствующие значения в формулу (3.3) и получим результат:

$$Ll = \pi \frac{R}{8}$$

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
						45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$R = 50$$

$$Ll = 19,63$$

$$Ln = \frac{S_z}{\alpha \cdot \tau} + L_1$$

$$V = \pi \cdot \frac{D}{4} \cdot Ln$$

$$V = 3.638$$

Таким образом, объем многополюсного радиального ЭМП 0. 3638 м³

Полученные ранее формулы (3.2) и (3.3) определяют зависимость таких параметров как масса и объем от параметров α и z , также независимых параметров. Данные выражения могут быть использованы с целью оптимизации радиальных ЭМП для компрессоров разных мощностей.

Далее определим объем и массу в функции относительно ширины, а также независимых параметров для осевого подшипника. Для осевого подшипника существует два варианта исполнения магнитных систем Ш-образного и П-образного типа, не имеющих полюсных наконечников (рис. 3.2).

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

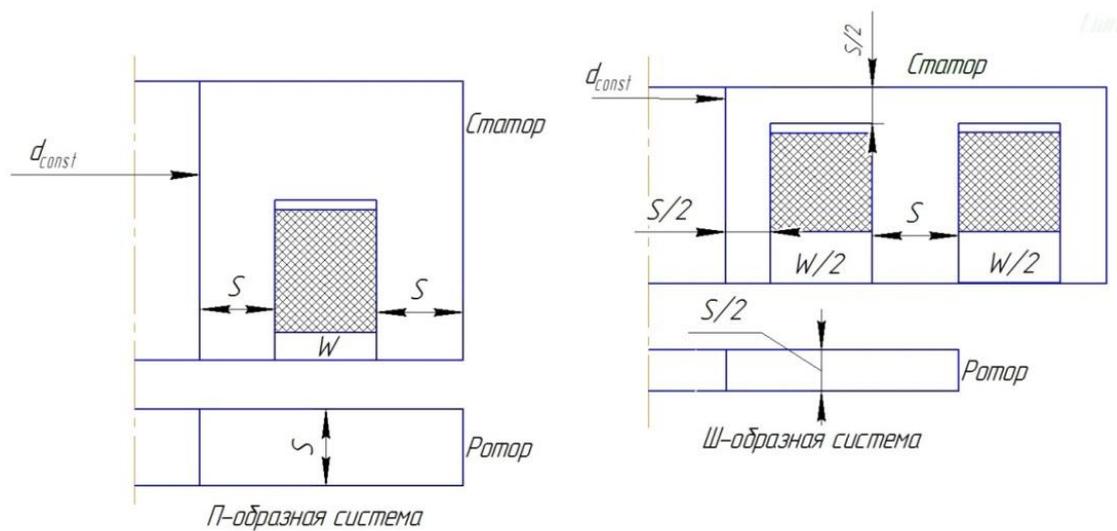


Рисунок 3.2 – Два исполнения магнитных систем, W – число витков, d – внутренний диаметр подшипников, S – сечение полюса

Далее проведено сравнение потребления тока двух вариантов исполнений магнитных систем, - П-образной и Ш-образной, проанализировано и подобрано наиболее эффективное исполнение.

На (рис. 3.3 а,б) приведены схемы замещения для обеих систем, где R_δ – магнитное сопротивление воздушного зазора, i_w – магнитодвижущая сила, Φ – поток в воздушном зазоре.

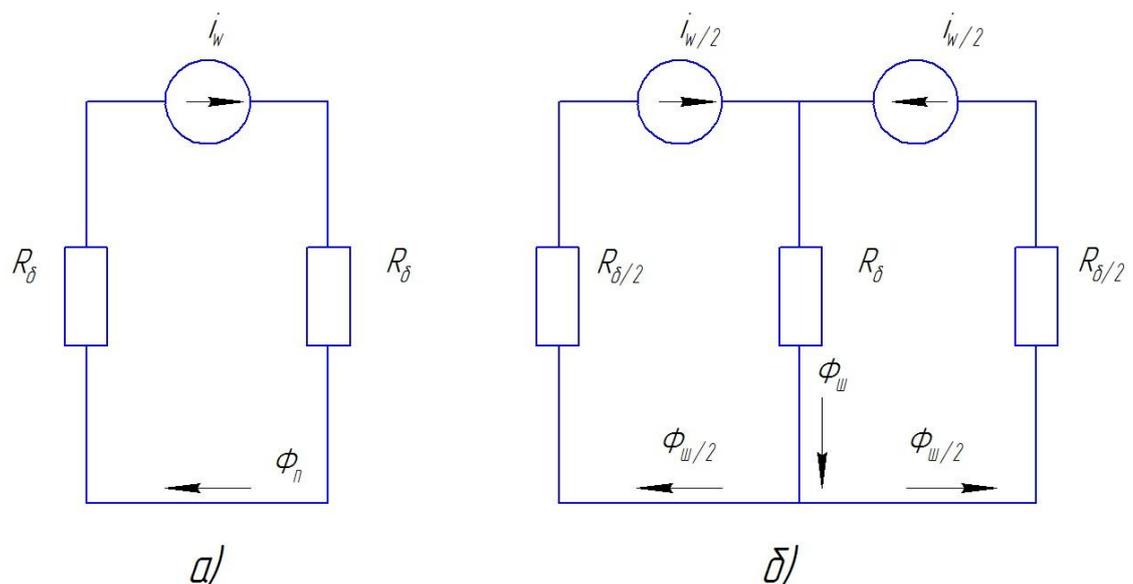


Рисунок 3.3 – Схемы замещения

Поток в П-образной системе определяется как:

$$\Phi_{\text{п}} = \frac{1}{2} * \frac{i_w}{R_{\delta}}, \quad (3.4)$$

Поток в Ш-образной системе:

$$\Phi_{\text{ш}} = \frac{2}{5} * \frac{i_w}{R_{\delta}}. \quad (3.5)$$

Далее составим уравнения усилий по формуле Максвелла для П-образной системы:

$$F_{\text{п}} = \frac{\Phi_{\text{п}}^2}{2\mu_0 S} + \frac{\Phi_{\text{п}}^2}{2\mu_0 S} = \frac{\Phi_{\text{п}}^2}{\mu_0 S} = \frac{1}{4} * (i_w)^2 * \frac{\mu_0 S}{\delta^2}, \quad (3.6)$$

Для Ш-образной системы:

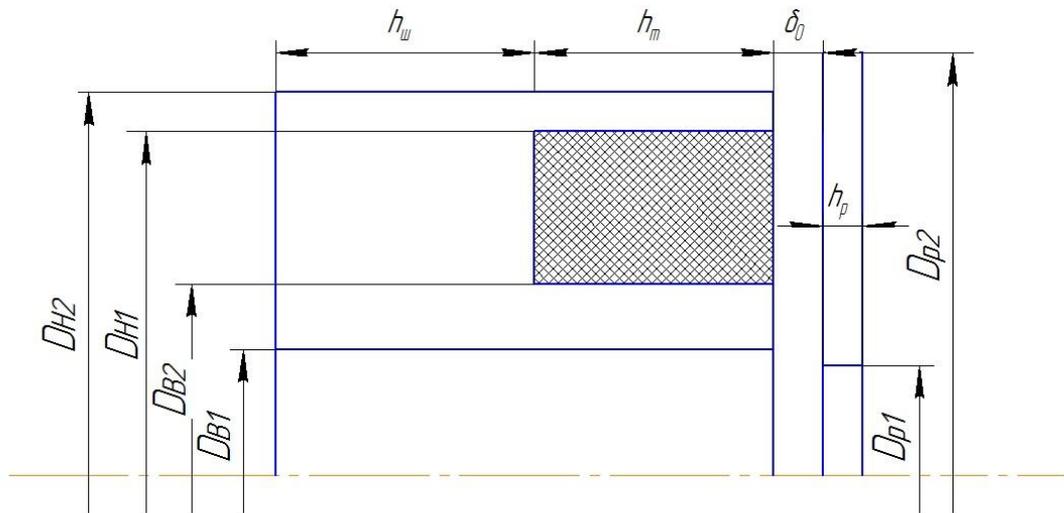
$$F_{\text{ш}} = \frac{(\Phi_{\text{ш}}/2)^2}{2\mu_0 S/2} + \frac{\Phi_{\text{ш}}^2}{2\mu_0 S} + \frac{(\Phi_{\text{ш}}/2)^2}{2\mu_0 S/2} = \frac{\Phi_{\text{ш}}^2}{\mu_0 S} = \frac{4}{25} * (i_w)^2 * \frac{\mu_0 S}{\delta^2}. \quad (3.7)$$

Можно сделать вывод что при одинаковых зазорах, магнитодвижущих силах, площадях полюсов, а также числе витков на подшипник, Ш-образный электромагнит для создания одного и того же усилия потребляет в 1,25 раза меньше тока, чем П-образный. При том Ш-образная магнитная система имеет меньшие массу и габариты. Это обусловлено уменьшением толщины спинки ротора и статора. Однако, если выходные токи усилителей имеют ограничение, то при равных токах и создании одинакового усилия Ш-образная система будет иметь на 1,25 витков больше, чем W/2, и ее показатели массы и габарит увеличатся и будут приближены к П-образной. [6]

Учитывая тот факт, что энергопотребление П-образной системы меньше, а также и технологичность, то целесообразно применять при серийном изготовлении осевых ЭМП П-образные системы. Следовательно, при

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
						48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

рассмотрении вопросов оптимизации будет приниматься магнитная П-образная система (рис. 3.4).



D_{B1} – внутренний диаметр статора ЭМП, D_{H2} – наружный диаметр статора, D_{B2}, D_{H1} – наружный диаметр внутреннего кольца ЭМП и внутренний диаметр наружного кольца ЭМП, D_{P1}, D_{P2} – внутренний и наружный диаметр ротора, h_m – высота обмотки, h_w – высота спинки ЭМП, h_p – длина ротора, δ_0 – величина воздушного зазора.

Рисунок 3.4 – Схема осевого ЭМП с магнитной системой П-образного исполнения

Далее необходимо произвести расчет массы осевого ЭМП. Она включает в себя такие же составляющие как и масса радиального ЭМП. Выразив массы соответствующих частей через размеры, а также относительную ширину L , получаем:

$$m_{oc} = \gamma_c \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot (D_{H1}^2 - D_{B2}^2) \cdot h_{ш} + 2S \cdot L \cdot \left(\frac{D_{H2}}{2} - \frac{D_{B1}}{2} \right) + \gamma_{пр} \cdot \left(L \cdot \left(\frac{D_{H2}}{2} - \frac{D_{B1}}{2} \right) - h_{ш} \right) \cdot \left(\frac{D_{H1}}{2} - \frac{D_{B2}}{2} \right) \cdot K_3 * (2\pi)^2 \cdot \left(\frac{D_{B2}^2}{2} + \frac{D_{H1} - D_{B2}}{2} \right)^2 + \gamma_c \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{H2} + 2\delta_0)^2 - (D_{B1} - 2\delta_0)^2 \right) \cdot h_{ш}, \quad (3.8)$$

$$\text{где } L = \frac{h_m - h_{ш}}{\left(\frac{D_{H2}}{2} - \frac{D_{B1}}{2} \right)}.$$

$$D_{H1} = 276,5 \text{ мм}$$

$$D_{H2} = 304 \text{ мм}$$

$$D_{B1} = 177 \text{ мм}$$

$$D_{B2} = 232,5 \text{ мм}$$

$$h_{\text{ш}} = 15 \text{ мм}$$

$$\delta_0 = 3 \text{ мм}$$

$$m_{oc} = 3,4804 \text{ кг}$$

Таким образом масса осевого ЭМП равна 3,4804 кг.

Выразим полную массу электромагнитного подвеса:

$$M_{\text{п}} = m_{oc} + 2m_R = 11,97 \text{ кг}$$

Формула объема осевого ЭМП представлена в виде:

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot [(D_{H2} + 2\delta_0)^2 - (D_{B1} - 2\delta_0)^2] \cdot (l_{\text{ст}} + 2\delta_0 + h_p), \quad (3.9)$$

где $l_{\text{ст}} = h_M + h_{\text{ш}} = L \cdot \left(\frac{D_{H2}}{2} - \frac{D_{B1}}{2} \right)$ – длина статора, $h_p = h_{\text{ш}}$

Подставив данные получим значение объема осевого подшипника:

$$V = 0,4245 \text{ м}^3$$

Полученные выражения (3.8) и (3.9) определяют зависимость объема и массы от относительной варьируемой ширины L и независимых параметров в осевом ЭМП П-образного исполнения. Данные выражения могут быть использованы при оптимизации осевых ЭМП для компрессоров разной мощности.

Для специализированных ЭВМ разработаны специализированные алгоритмы оптимизации осевых и радиальных ЭМП с использованием параметров α и L ,

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

при этом экстремальные значения V и m находились методом исключения интервалов.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

Глава 4 Экономическая часть проекта

Проведем технико-экономический анализ исходя из следующих данных:

- Среднее время работы турбодетандера с мощностью 1 МВт 3250 часов в год.
- Стоимость работ и материалы приведены в ценах за 2016 год.
- Для всех турбодетандеров используется одинаковая система маслоподачи (при масляном компрессоре) и однотипная структура блока управления электромагнитных подшипников.

Модернизация опор турбодетандера позволяет добиться следующих результатов:

1. Снижение механических потерь нагнетателя, в результате чего увеличивается полезная мощность всего нагнетателя. В уплотнениях и масляных опорах механические потери P_M , МВт, составляют около 1% от полной мощности N всего нагнетателя, при чем $\frac{2}{3}$ приходится на опоры, потери на трение в масляных опорах можно записать как:

$$P_M = 0,0067 \cdot N. \quad (4.1)$$

Механические потери в “сухих” опорах нагнетателя P_c , МВт, составляют:

$$P_c = (0,01 \div 0,03) \cdot 10^{-2} \cdot N. \quad (4.2)$$

Приблизительная разность потерь на трение между опорами масляного и сухого исполнения составляет P_{Π} , МВт:

$$P_{\Pi} = 0,0065 \cdot N \quad (4.3)$$

Механические потери в сухих опорах обусловлены аэродинамическим трением продувочного газа о поверхность подшипника.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
						52
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Полученное выше значение разности потерь означает, что сэкономленная мощность будет использована на увеличение объема перекачиваемого газа.

Известно, что производительность турбодетандера O , м³/с, пропорциональна его мощности N , МВт. Если принять равным для всех детандеров перепад давления 2.1 МПа, то получим формулу для дополнительной производительности:

$$O_g = 0,783 \cdot 10^{-6} \cdot P_{\Pi}. \quad (4.4)$$

Также умножив это значение на время работы детандера в год $t=3250$ часов, получаем дополнительный объем перекачиваемого газа за год:

$$V_d \approx 16.54 \cdot P_{\Pi}. \quad (4.5)$$

$$V_d = 107.5 \cdot 10^3 \text{ м}^3$$

В случае если в работе находится несколько агрегатов, то значение дополнительного объема возрастает на число работающих агрегатов.

2. Увеличение ресурса работы механики опорных узлов.

Срок службы ЭМП составляет 50 ÷ 100 тысяч часов, при этом срок службы масляных подшипников всего 15 ÷ 25 тысяч часов. Сроки служб системы маслообеспечения масляных опор и аппаратуры управления ЭМП приблизительно одинаковы.

3. Сокращение времени и периодичности технического обслуживания и ремонта.

Системы магнитных подшипников имеют большие показатели надежности и ресурса работы, в связи с этим значительно сокращается периодичность технического обслуживания этих систем (проверочные работы, контроль состояния), а также ремонта.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

Для масляных опор и уплотнений периодичность технического обслуживания систем маслоподачи составляет один раз в месяц, а для подшипников два раза в год. ЭМП и блок управления обслуживаются один раз в квартал (проверка работоспособности всех систем и снятие характеристик механики и электроники).

Средний ремонт маслосистемы и масляных подшипников производится через каждые 3 тысячи часов, т.е. два раза в год, а электромагнитных подшипников – один раз в год, и связан с плановым осмотром или же если имеется необходимость ремонта электронных плат.

В связи с тем что электроника систем магнитных подшипников унифицирована неисправность устраняется в течении нескольких минут, это значит что не требуется длительная остановка агрегата, и тем более его демонтаж в отличии от масляной системы.

Капитальный ремонт масляных опор производится раз в год (т.е. каждые 6000 часов), а капитальный ремонт ЭМП производится раз в 100 тысяч часов или же каждые 16 лет.

4. Исключение использования масла для компрессора.

В зависимости от мощности масляный турбодетандер требует каждый год около 2-7 т. масла, которое идет на обслуживание подшипниковых узлов и уплотнений. При использовании магнитных опор потребность в смазке отсутствует.

5. Уменьшение массо-габаритных показателей ТДКА.

Система маслообеспечения на турбодетандерах 1-3 МВт занимает площадь равную в среднем $3 \div 6 \text{ м}^2$, вес оборудования составляет $1 \div 2 \text{ т.}$, а также площадь вспомогательного оборудования $20 \div 50 \text{ м}^2$, а масса $2 \div 5 \text{ т.}$

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

В свою очередь система магнитного подвеса имеет следующие масса-габаритные показатели: площадь, занимаемая СМП равна $0,5 \div 0,8 \text{ м}^2$, масса равна $50 \div 600 \text{ кг}$, а также площадь вспомогательного оборудования (аккумуляторные батареи) равна 1 м^2 , масса 800 кг (для СГУ со специальным оборудованием $1,5 \text{ м}^2$, масса 350 кг).

Очевидно, что масса-габаритные показатели СМП в среднем в 4 раза меньше по массе и в 10 раз меньше по занимаемой площади.

6. Уменьшение потребления электрической мощности.

Система маслохозяйства в среднем потребляет электрическую мощность (как для опор, так и для уплотнений) равную $50 \div 100 \text{ кВт}$, причем $2/3$ приходится на опоры.

При расчете на 1 год данный показатель для опор составляет $(2,1 \div 4,3) \cdot 10^5 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$ в год. Потребление СМП обусловлено мощностью потребления ЭБ от сети переменного тока 380 В или же резервного источника питания. Данный показатель для СМП составляет $1 \div 3 \text{ кВт}$, при расчете на 1 год $0,065 \div 0,195 \cdot 10^5 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$ в год. Можно сделать вывод, что СМП в среднем потребляет в 75 раз меньше электрическую мощность чем масляная система.

7. Уменьшение времени готовности ТДКА к запуску в трассу.

У масляного турбодетандера время подготовки к запуску в трассу составляет от нескольких десятков минут до нескольких часов, у турбодетандера с СМП это время составляет несколько секунд.

Данное различие во времени обусловлено тем, что состояние готовности у масляного турбодетандера определяется временем подготовки его всей МС, которая состоит из множества подсистем, а у магнитного подвеса это время от момента подачи питания на блок, автопроверки систем защиты, до включения ЭМП.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

8. Улучшение качества перекачиваемого газа и экологического показателя на КС в целом.

Это обусловлено отсутствием масла в системе, следовательно газ не будет содержать примесей, а окружающее пространство паров масла.

9. Воздействие на динамические параметры ротора компрессора.

В электромагнитном подвесе можно регулировать жесткость и демпфирование, что нельзя делать в масляных опорах, это очень важно при прохождении критических частот, работе в области таковых частот, и изменении режимов работы агрегата. То есть в активном магнитном подвесе присутствует постоянная возможность подстройки под изменения требований эксплуатации.

10. Повышение диагностических свойств роторной системы.

Наряду с датчиками, которые контролируют работоспособность нагнетателя возможно использование индуктивных датчиков положения ротора ЭМП. Данные датчики измеряют положение ротора по пяти координатам. Например, их можно применить как детектор предпомпажного режима. На основе этого можно сформировать защиту по отключению системы турбодетандера при его работе в критических режимах.

Все описанные выше преимущества сведены в таблице 4.1. Исходя из этих преимуществ, можно сделать вывод, что применение систем магнитного подвеса ротора улучшает технические характеристики ТДКА.

Проведем анализ материальных затрат, возникающих при использовании двух типов ТДКА с ГДУ, которые содержат как традиционные масляные опоры так и электромагнитные. При расчетах будем использовать ТДКА мощностью 1 МВт.

1. Цена газа объемом 1000 м^3 в Российской Федерации в среднем составляет 100 долларов. Дополнительный объем перекачиваемого газа для нагнетателя с ЭМП составляет $107.5 \cdot 10^3 \text{ м}^3$, то есть:

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56

Дополнительно имеем

$P_T = C_T \cdot V = 10750$ долларов прибыли в год с одного агрегата.

2. Для маслосистем и масляных подшипников проводится 2 раза в год ремонт, затраты на который составляет порядка 8 тысяч долларов. При правильной эксплуатации систем магнитного подвеса ремонт элементов блока управления не требуется в течении года. В случае ремонта плат затраты составят 7 тысяч долларов в год.

При масляном исполнении опор нагнетателя проводится ежемесячная профилактическая (техническая) проверка маслосистема подшипников. Затраты на данные проверки составляют 7 тысяч долларов в год. При “сухом” исполнении опор нагнетателя ежеквартально проводится проверка СМП. Затраты составляют 4 тысячи долларов в год.

Так как масляные подшипники имеют низкий ресурс, то каждые 15 тысяч часов, а это 2 года работы производится капитальный ремонт. Затраты на данный ремонт составляют 25 тысяч долларов, то есть в расчете на год получается 12.5 тысяч долларов в год. Капитальный ремонт магнитных подшипников производится каждые 100 тысяч часов или 15 лет. Затраты составляет 55 тысяч долларов, то есть в год порядка 3,7 тысяч долларов.

Затраты, которые идут на обслуживание резервных аккумуляторных батарей примерно равны как для сухого, так и для масляного нагнетателя и составляют порядка 2.5 тысяч долларов.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57

Параметры системы	Система масляных подшипников	Система магнитных подшипников
1. Механические потери, кВт	16,75-167,5	0,25-7,5
2. Ресурс работы, ч	$(15-25) \cdot 10^3$	$(50-100) \cdot 10^3$
3. Расход масла, т	1,3-4,7	-
4. Массо-габаритные показатели А) Системы подшипников, т, м ² Б) Общестанционного вспомогательного оборудования, т, м ²	1-3; 5-12 4-7; 20-50	0,05-0,6; 0,5-0,8 0,8; 0,1
5. Потребляемая электрическая мощность, кВт	33-66	1-3
6. Время ввода в эксплуатацию	От нескольких минут до нескольких часов	Несколько секунд
7. Периодичность А) Технического обслуживания Б) Ремонта	Один раз в месяц Два раза в год	Один раз в квартал Один раз в год
8. Качество перекачиваемого газа	Примеси масла в газе	Чистый газ
9. Экологическая обстановка	Загрязнение маслом отсека нагнетателя и КС	Отсутствие загрязнений от масла в отсеке детандера, улучшение экологической

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КТПМ-14/08.00.00.00

Лист

58

		обстановки на УКПГ
10. Дополнительные характеристики	-	Активное изменение параметров подшипников и управления динамикой ротора, повышение диагностических свойств роторной системы компрессора

Таблица 4.1 – Сравнение параметров систем масляных и магнитных подшипников

Статья затрат	Условное обозначение	Сумма, долл.	
		Масляные опоры	Магнитные опоры
Плановый ремонт	C _{П.Р.}	8 000	7 000
Техническая проверка	C _{Т.П.}	7 000	4 000
Капитальный ремонт	C _{К.Р.}	12 500	3 700
Обслуживание доп. Оборудования	C _О	2 500	2 500

Таблица 4.2 – Затраты на обслуживание систем масляных и магнитных опор

Подсчитаем полные затраты на техническое обслуживание и ремонт по масляным опорам:

$$C_{П.МАС} = C_{П.Р.} + C_{Т.П.} + C_{К.Р.} + C_{О},$$

$$C_{П.МАС} = 8000 + 7000 + 12500 + 2500 = 30\ 000 \text{ долларов}$$

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

по магнитным:

$$C_{\text{П.МАГ}} = C_{\text{П.Р.}} + C_{\text{Т.П.}} + C_{\text{К.Р.}} + C_{\text{О}},$$

$$C_{\text{П.МАГ.}} = 7000 + 4000 + 3700 + 2500 = 17200 \text{ долларов}$$

то есть экономия на обслуживании и ремонт составляет 12 800 долларов в год.

3. В сухом нагнетателе полностью исключается применение масла на подшипниковые узлы, которое равно $M = 2,3$ т. в год. Стоимость масла за одну тонну Z_M равна 1,1 тысячу долларов.

$$C_M = M \cdot Z_M = 2\,530 \text{ долларов.}$$

Следовательно, экономия на масле составляет 2 530 долларов в год.

4. В данном масляном турбодетандере применяется ГДУ и ЭМП, а это значит что применение данных составляющих компрессора освобождает около 30 м² площади, из них 2/3 приходится на опоры $S = 20$ м². Цена 1 м² строительной площади равна $Z_{\text{СТ.П.}}$ равна 2 250 долларов.

$$C_{\text{СТ.П.}} = Z_{\text{СТ.П.}} \cdot S = 45\,000 \text{ долларов.}$$

Масса, занимаемая оборудованием СМП для электромагнитного подвеса на 6,3 т. меньше, чем масляного. Учитывая цену разгрузочно-погрузочных работ в 1 000 долларов для 5 т. груза, получим $C_B = 1\,260$ долларов высвобожденных средств.

5. Разницу в энергопотреблении двух видов опор составляет $P_{\text{Э}} 3 \cdot 10^5$ кВт·ч, в пользу магнитных опор. Энергопотребление магнитного подвеса для ротора ТДКА мощностью 1 МВт составляет 2,5 кВт, при расчёте что турбодетандер работает 3250 ч. в год, получаем $0,82 \cdot 10^5$ кВт·ч в год. Потребление системы магнитного подвеса обусловлено, в основном, мощностью потребления электронного блока от сети переменного тока 380 В или резервного

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

источника питания. Система маслохозяйства для масляного детандера мощностью 1 МВт потребляет в среднем электрическую мощность как для опор, так и для уплотнений, 60 кВт, причем 2/3 мощности приходится на опоры. При работе 3250 ч. в год эта цифра для опор составляет $3,17 \cdot 10^5$ кВт·ч в год.

Цена за 1 кВт·ч \mathcal{E}_C равна 0,03 доллара.

Значит:

$$C_{\mathcal{E}} = P_{\mathcal{E}} \cdot \mathcal{E}_C = 9000 \text{ долларов.}$$

Следовательно, экономия на электроэнергии составляет 9000 долларов в год.

6. Экономия, связанная с уменьшением затрат на пуск и ввод ТДКА с ЭМП, учитывается в п.2 эксплуатационных затрат.

Таким образом, применение в турбодетандере мощностью 1 МВт ГДУ магнитных опор вместо масляных дает дополнительно прибыль и экономию в год в сумме:

$$P_C = P_T + (C_{П.МАС.} - C_{П.МАГ.}) + C_M + C_{\mathcal{E}} = 35080 \text{ долларов.}$$

И высвобождает дополнительно при вводе в эксплуатацию:

$$P_D = C_{Ст.П.} + C_B = 46\,260 \text{ долларов.}$$

Ниже представлена таблица технико-экономических показателей систем масляных и магнитных подшипников.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

Технико-экономические показатели	Система масляных подшипников (долларов в год)	Система магнитных подшипников (долларов в год)
1. Затраты на техническое обслуживание и ремонт (в год)	30000	17200
2. Затраты на масло (в год)	2530	-
3. Затраты на электроэнергию (в год)	9460	2460
4. Суммарные затраты	41990	19660

Таблица 4.3 – Технико-экономические показатели систем масляных и магнитных опор

Рассчитаем срок окупаемости, учитывая что цена $C_{ЭМП}$ одного комплекта ЭМП с СУ составляет 175 000 долларов:

$$PP = (C_{ЭМП} - P_d) / P_c \approx 3.7 \text{ года.}$$

Исходя из расчетов, можно сделать вывод, что основными показателями, влияющими на экономическую эффективность турбодетандера с ЭМП, являются:

- а) потребляемая электрическая мощность;
- б) высвобожденная площадь;
- в) дополнительный объем перекачиваемого газа. [13]

Из проведенного экономического анализа, можно сделать вывод, что применение электромагнитных подшипников в ТДКА вместе с ГДУ дает возможность получить большой экономический эффект за счет увеличения производительности турбодетандера, снижения его эксплуатационных затрат на обслуживание, капитальных затрат на строительство и ввод в газовую трассу.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

5. Социальная ответственность

1. Описание рабочего места на предмет возникновения опасных и вредных факторов, вредного воздействия на окружающую среду.

В соответствии с ГОСТ 12.0.003-74 в машинном зале могут быть выделены следующие опасные и вредные факторы:

- природный газ, как вещество образующее в смеси с воздухом взрывоопасную смесь;
- природный газ, как ухудшающее вещество
- высокие температуры и давление рабочего тела, масла, газа при работе;
- шум и вибрация;
- наличие электроустановок;
- наличие вращающихся и грузоподъёмных механизмов;

Масло марки ТП-22.

Используется для смазки трущихся поверхностей турбодетандер-компрессорного агрегата (ТДКА), основной расход идет на подшипниковые узлы.

Турбинные нефтяные масла с присадками являются малоопасными продуктами, по степени воздействия на организм человека относятся к 4-му классу опасности в соответствии с ГОСТ 12.1.007.

Предельно допустимая концентрация паров углеводородов масел в воздухе рабочей зоны 300 мг/м³. Предельно допустимая концентрация масляного тумана в воздухе 5 мг/м³. [13]

Во избежание попадания масла в другие полости турбодетандера, а также из корпуса в атмосферу в подшипниковом узле предусмотрены два

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

уплотнительных кольца по краям корпуса подшипника. Перед разборкой турбодетандера все масло сливается в расширительный бак.

При разливе масла его необходимо собрать в отдельную тару, место разлива протереть сухой тканью, при разливе на открытой площадке место разлива засыпать песком с последующим его удалением.

Система маслообеспечения (маслосистема) ТДКА предназначена для снабжения блока турбодетандера маслом низкого давления.

При использовании активного магнитного подвеса (АМП) наличие масла исключается полностью.

Повышенный уровень шума и вибрация.

Основным источником шума и вибрации является ТДКА. Повышенный шум влияет на нервную и сердечно-сосудистую системы, вызывает раздражение, нарушение сна, утомление, агрессивность, способствует психическим заболеваниям.

По ГОСТ 12.1.003-83 допустимый уровень шума составляет 80 дБА.

Согласно ГОСТ 12.4.026 укрытие турбодетандера оснащается предупредительным знаком. Для уменьшения шума на всасе устанавливаются глушители. Обслуживающий персонал в качестве индивидуальной защиты слуха использует защитные наушники по ГОСТ 12.4.051.

Микроклимат.

Укрытие ТДКА является замкнутым производственным помещением со своим микроклиматом на которые влияет тепловое излучение работающего турбодетандера, масляного бака, трубопроводов с водой или газом.

Допустимые микроклиматические условия установлены по критериям допустимого теплового и функционального состояния человека не вызывают

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65

повреждений или нарушений состояния здоровья, но могут приводить к возникновению общих и локальных ощущений теплового дискомфорта, напряжению механизмов терморегуляции, ухудшению самочувствия и понижению работоспособности [17].

Согласно СанПиН 2.2.4.548-96 для данного вида работ (средней тяжести): Па категория (общее наблюдение за производственным процессом) на рабочих местах должны соблюдаться следующие условия [17]:

Для поддержания заданной температурой в зимнее время года ангар оборудован тепловой завесой и отоплением.

При работе ТДКА возникают опасные факторы такие как:

- пожаровзрывоопасность;
- термическое травмирование.

Пожаровзрывоопасность.

Взрывозащищенность турбодетандера обеспечивает:

- применение светильников и электрооборудования во взрывобезопасном исполнении;
- герметизация внутренних полостей турбодетандера, исключающей возможность протечек.
- выполнением электромонтажа в соответствии с требованиями комплекса стандарта ГОСТ Р 511330;
- наличием датчиков аппаратуры контроля загазованности в помещении укрытия;
- системой вентиляции

Фактор термического травмирования.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

Источником термических опасностей является такой элемент ГПА, как маслосистема (85 °С).

Результатом термического воздействия являются ожоги различной степени, в зависимости от температуры и времени контакта.

Мера безопасности - ни при каких обстоятельствах не контактировать с объектами, указанными выше. Работа с ними допускается только при полной остановке и охлаждении ТДКА. Индивидуальным средством защиты являются термостойкие перчатки.

2. Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды

В зависимости от длительного и интенсивного воздействия шума происходит большее или меньшее снижение чувствительности органов слуха, выражающееся временным смещением порога слышимости, которое исчезает после окончания воздействия шума, а при большой длительности и (или) интенсивности шума происходят необратимые потери слуха (тугоухость), характеризующиеся постоянным изменением порога слышимости.

Повышенный шум влияет на нервную и сердечно-сосудистую системы, репродуктивную функцию человека, вызывает раздражение, нарушение сна, утомление, агрессивность, способствует психическим заболеваниям.

Пагубное воздействие оказывает даже шум, не ощущаемый ухом человека (находящийся за пределами чувствительности его слухового аппарата): инфразвуки, к примеру, вызывают чувство тревоги, боли в ушах и позвоночнике, а при длительном воздействии сказываются на нарушении периферического кровообращения.

Также шум влияет на производительность труда. Увеличение уровня шума на 1-2 дБ приводит к снижению производительности труда на 1%.

По ГОСТ 12.1.003-83 «Шум. Общие требования безопасности» допустимый уровень шума на рабочем месте газоперекачивающего агрегата

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

составляет 80 дБ. Однако при работе газотурбинной установки уровень шума может достигать 120 дБ.

Для снижения вредного воздействия шума на организм человека необходимо применение коллективных и индивидуальных средств защиты.

Согласно ГОСТ 12.1.029-80 «Средства и методы защиты от шума. Классификация» внутреннюю часть стен блока, где находится ГТУ, можно покрыть шумопоглощающей изоляцией. Также возможно применение звукоизолирующего кожуха непосредственно для газотурбинной установки.

В качестве средств индивидуальной защиты по ГОСТ 12.1.029-80 персонал необходимо снабдить противошумными наушниками, закрывающими ушную раковину снаружи, либо противошумными вкладышами, перекрывающими наружный слуховой проход и прилегающие к нему.

Воздействие вибрации на организм человека может привести к появлению вибрационной болезни, которая проявляется в нарушении работы сердечно-сосудистой и нервной систем, в поражении мышечных тканей и суставов, нарушении функций опорно-двигательного аппарата.

Воздействие локальной вибрации на организм человека приводит к головным болям, тошноте; оказывает воздействие на процесс кровообращения и нервные окончания.

По ГОСТ 26568-85 к коллективным средствам защиты от вибрации относятся активные средства виброзащиты.

К индивидуальным средствам защиты от вибрации относятся специальные вибродемпфирующие перчатки, рукавицы, нагрудники, специальные костюмы, обувь.

При использовании АМП шум при работающем детандере уменьшается, так как отсутствует трение в опорах, так же уменьшаются вибрации ротора, за счёт постоянного контроля за его положением и внесением поправок в АМП.

Магнитное поле почти не выходит за пределы корпуса ТДКА, следовательно его влияние на человека можно не учитывать.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

3. Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды

В ТДКА установке основным рабочим органом является ротор, частота вращения которого достигает 16800 об/мин. На роторе имеются диски с закрепленными на них лопастями (благодаря им происходит необходимая компрессия воздуха). При несвоевременном обслуживании агрегата возможен отрыв поврежденных лопаток, повреждение агрегата и травмирование человека. В качестве средств защиты необходимо использовать защитные экраны, закрывающие непосредственно детандерную и компрессорную часть ТДКА по ГОСТ 12.2.062-81.

Причиной пожара может стать утечка газа. При использовании АМП риск возгорания возрастает, так как катушки электромагнитов находятся под напряжением, что может вызвать искру. В качестве меры профилактики должны использоваться системы контроля загазованности. На компрессорной станции должна предусматриваться система пенного пожаротушения, состоящая из резервуара с водой, насосной станции, сети пенных трубопроводов. Также должен быть противопожарный трубопровод с установленными гидрантами. Обязательно наличие огнетушителей на территории компрессорной станции.

4 Охрана окружающей среды

4.1 Защита селитебной зоны

Селитебная зона не подвержена действию вредных факторов работы ТДКА Мыльджинского месторождения. УКПГ Мыльджинского месторождения находится значительно более, чем в 500 м от населенных пунктов. ПДК вредных веществ в воздухе рабочих зон и населенных мест удовлетворялись с учетом взаиморасположения новых цехов с действующими, а также с населенными пунктами и господствующими направлениями ветра.

4.2 Воздействие на атмосферу

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69

Воздействие на атмосферу у данного агрегата отсутствует

4.3 Воздействие на гидросферу

Единственный сброс жидкости с территории УКПГ производит охлаждающая система ТДКА. Последствия влечёт за собой сброс в водоёмы нагретой охлаждающей воды. Повышая температуру воды в водоёмах и уменьшая тем самым концентрацию растворённого в ней кислорода, что неблагоприятно влияет на биологические и химические процессы, определяющие жизнедеятельность растительных и животных организмов, населяющих водоёмы.

СТО Газпром 8-2005 нормирует качество сбрасываемой воды в водоемы рыбного хозяйства. Однако, на территории Мыльджинского ГКМ отсутствуют такие водоемы, сброс воды происходит в болото.

4.4 Воздействие на литосферу

Работа ТДКА требует регулярного технического обслуживания. Замена отработавших материалов и объектов влечет за собой образование твердых отходов производства. К ним относятся: металлолом черный и цветной, фторопласт, каучук, поронит, стекловата, прочий бытовой и технический мусор. Твердые отходы производства регулярно собираются с территории УКПГ и вывозятся в места временного хранения отходов. Откуда потом баржами по реке вывозятся для утилизации.

Маслобак для циркулирующего в маслосистеме масла представляет собой цельносварную конструкцию из углеродистой стали с двумя перегородками внутри. Дно бака выполнено с уклоном 2° в сторону задней стенки для обеспечения слива масла. В задней стенке бака выполнено сливное отверстие для отработанного и загрязненного масла, и патрубков для перелива масла в случае повышения сто уровня в маслобаке выше максимально допустимого.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

Несоблюдение техники безопасности при проведении работ по упаковке и транспортировке отработанного масла могут оказать пагубное воздействие на атмосферу, гидросферу и литосферу.

4.5 Решения по обеспечению экологической безопасности

1. При выполнении работ по упаковыванию, погрузке (наливу), выгрузке (сливу), зачистке транспортных средств и хранилищ следует соблюдать инструкции и правила техники безопасности, производственной санитарии и пожарной безопасности, разработанные для каждого предприятия с учетом специфики производства.

Работающие с нефтью и нефтепродуктами должны быть обучены безопасности труда в соответствии с ГОСТ 12.0.004.

2. При работе с отработанными нефтепродуктами, являющимися легковоспламеняющимися и ядовитыми веществами, необходимо применять индивидуальные средства защиты по типовым отраслевым нормам.

3. Для предотвращения загрязнения окружающей среды углеводородами, уменьшения пожарной опасности и улучшения условий труда рекомендуются диски-отражатели, системы размыва и предотвращения накопления осадков в резервуарах, механизированные средства зачистки емкостей, установки для подогрева и слива вязких нефтепродуктов из железнодорожных цистерн, установки герметичного налива и слива, стационарные шланговые устройства, системы автоматизации процессов сливно-наливных операций.

4. Битумы следует наливать в железнодорожные и автомобильные цистерны, освобожденные от воды.

5. Режим слива и налива нефтепродуктов, конструкция и условия эксплуатации средств хранения и транспортирования должны удовлетворять требованиям электростатической искробезопасности по ГОСТ 12.1.018.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		71

Металлические части эстакад, трубопроводы, подвижные средства перекачки, резервуары, автоцистерны, телескопические трубы, рукава и наконечники во время слива и налива нефти и нефтепродуктов должны быть заземлены.

6. В цистернах после слива сжиженных газов избыточное давление должно быть не менее 50540 Па

Научно-техническая документация:

ГОСТ 1510-84. Нефть и нефтепродукты. Маркировка, упаковка, транспортирование и хранение

5 Защита в чрезвычайных ситуациях

5.1 Перечень возможных ЧС на объекте

Возможные ЧС на объекте:

- аварийная остановка при превышении частоты вращения ротора;
- аварийная остановка при превышении уровня вибрации;
- обрыв рабочей лопатки и, как следствие, разрушение компрессора;
- аварийная остановка при выходе из строя АМП

Наиболее типичной ЧС является аварийная остановка при выходе из строя АМП

5.2 Описание превентивных мер по предупреждению ЧС

Так как в процессе моделирования невозможно учесть всех факторов, влияющих на работу АМП, то при его использовании могут возникнуть некоторые неполадки, вызванные данными упущениями, которые в дальнейшем могут привести к возникновению чрезвычайных ситуаций. А потому рекомендуется провести детальные испытания данных с целью предупреждения подобных эксцессов.

Как уже отмечалось, КС является объектом повышенной опасности для всего персонала ДКС, а также объектом, на котором установлено дорогостоящее оборудование, эксплуатировать которое должны сменный персонал,

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		72

специалисты предприятия, которые прошли обучение и знают допуск к работе оборудования, транспорта, а также знают как действовать в случаях аварий, в нештатных ситуациях.

5.3 Описание мер по повышению устойчивости объекта к данной ЧС

Одной из причин поломки может являться отключение электропитания. Поломка возникает вследствие резкого прекращения работы АМП. Поэтому с целью повышения устойчивости объекта к данному виду ЧС следует использовать предохранительные подшипники качения.

В случае возникновения данной аварийной ситуации необходимо действовать согласно инструкции, предписанной данному предприятию на случай возникновения ЧС.

6 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Для удобства обслуживания и контроля большая часть средств обслуживания и контроля объединена на щите контроля, который размещен в отсеке ТДКА. Основные элементы маслосистемы, кроме агрегата воздушного охлаждения масла, установлены внутри отсека ТДКА.

Правила безопасного ведения работ регламентируются ПБ 12-368-00 "Правила безопасности в газовом хозяйстве", который разработан в соответствии с "Положением о Федеральном горном и промышленном надзоре России" и учитывают требования Федерального закона "О промышленной безопасности опасных производственных объектов" от 21.07.97 N 116-ФЗ, а также других действующих нормативных документов.

Допуск к работе имеют лица не моложе 18 лет, прошедшие медицинское освидетельствование в установленном порядке и не имеющие противопоказаний к выполнению данного вида работ, обученные безопасным методам и приемам работы, применению средств индивидуальной защиты, правилам и приемам оказания первой медицинской помощи пострадавшим и прошедшие проверку знаний в установленном порядке.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		73

Лица женского пола могут привлекаться к проведению отдельных газоопасных работ, предусмотренных технологическими регламентами и инструкциями и допускаемых законодательством о труде женщин.

К выполнению работ допускаются руководители, специалисты и рабочие, обученные и сдавшие экзамены на знание правил безопасности и техники безопасности, умеющие пользоваться средствами индивидуальной защиты и знающие способы оказания первой (доврачебной) помощи.

Первичное обучение рабочих безопасным методам и приемам труда; руководителей и специалистов, лиц, ответственных за безопасную эксплуатацию газового хозяйства и ведение технического надзора, а также лиц, допускаемых к выполнению газоопасных работ, должно проводиться в организациях (учебных центрах), имеющих соответствующую лицензию.

Основным органом государственного надзора и контроля за состоянием охраны труда является Федеральная служба по труду и занятости. В ее структуру входят Управление надзора и контроля за соблюдением законодательства о труде, территориальные органы по государственному надзору и контролю за соблюдением трудового законодательства и иных нормативных правовых актов, содержащих нормы трудового права, государственные инспекции труда субъектов Российской Федерации.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		74

Заключение

Результатом проведения данной работы стала модернизация опорных узлов центробежного турбодетандера УКПГ. Также рассмотрены основные теоретические положения о установке комплексной подготовке газа, ТДКА и его основных частей. Выявлены основные преимущества активных магнитных подшипников перед масляными. Проведен расчёт основных характеристик активных магнитных подшипников и массогабаритных показателей.

Проведен экономический расчёт и построен график срока окупаемости. Также в экономической части приведен расчет дополнительного перекачиваемого объема газа на сэкономленную электрическую мощность. Рассчитан срок окупаемости модернизации, равный три года и восемь месяцев.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
						75
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Список используемых источников

1. Шаммазов А.М. и др. Проектирование и эксплуатация насосных и компрессорных станций: Учебник для вузов / Шаммазов А.М. и др. - М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2003. – 404 с.
2. Дячек П.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры: Учебное пособие / Дячек П.И. – М.: Издательство АСВ, 2012. – 432 с.
3. Козаченко А.Н. Эксплуатация компрессорных станций магистральных газопроводов / Козаченко А.Н. – М.: Нефть и газ, 1999. – 463 с.
4. Журавлев Ю.Н. Активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение / Журавлев Ю.Н. – СПб.: Политехника, 2003. – 206 с.: ил.
5. Рогоза А.В. Методика проектирования электромагнитных подшипников / В.П. Верещагин, Т.Н. Савинова, А.В. Рогоза // Труды НПП ВНИИЭМ Вопросы электромеханики, 2010. – т.117. – с. 3-12.
6. Рогоза А.В. Особенности проектирования магнитных подшипников для крупных машин / В.П. Верещагин, А.В. Рогоза // Труды НПП ВНИИЭМ Вопросы электромеханики, 2008. – т.106. – с. 15-18.
7. Рогоза А.В. [Реферат] / Рогоза А.В. // Реф.дисс.: Разработка методик проектирования и расчета электромагнитных подшипников крупных машин. – М.: Труды НПП ВНИИЭМ Вопросы электромеханики, 2012.
8. РЭП Холдинг [Электронный ресурс]: Электроприводные газоперекачивающие агрегаты. Режим доступа: <http://www.reph.ru/production/gas/683/>, свободный.
9. ОАО «Корпорация «ВНИИЭМ» [Электронный ресурс]: Электромагнитные подшипники для газовой промышленности. Режим доступа: http://www.vniiem.ru/ru/index.php?option=com_content&view=article&id=89:2008-04-05-02-51-34&catid=39:2008-04-05-02-40-20&Itemid=64, свободный.
10. Поиск патентов и изобретений, зарегистрированных в РФ и СССР [Электронный ресурс]: Сарычев А.П., Вейнберг Д.М., и др. Магнитная опора компрессора, патент РФ №2251033. Режим доступа: <http://www.findpatent.ru/patent/225/2251033.html>, свободный.
11. Поиск патентов и изобретений, зарегистрированных в РФ и СССР [Электронный ресурс]: Гузельбаев Я.З., Андрианов А.В., Подшипник системы

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		76

активного магнитного подвеса ротора, патент РФ №2246644. Режим доступа:<http://www.findpatent.ru/patent/224/2246644.html>, свободный.

12. Сарычев А.П. Исследование и разработка ряда электромагнитных подшипников для серии компрессоров газоперекачивающих агрегатов: дис. д-ра техн. наук. Москва, 2010. – 224 с.
13. Дунаев В.Ф. Экономика предприятий нефтяной и газовой промышленности / Дунаев В.Ф. - М.: Нефть и газ». 2006. - 352 с.
14. Белов С.В. Безопасность жизнедеятельности / Белов С.В. 7-е изд. - М.: Высшая школа, 2007. - 616 с.
15. Ставкин Г.П. Правила и инструкции по технике безопасности на установках КПП / Ставкин Г.П. – М.: Недра, 1998. - 125 с.
16. Сарычев А.П., Спириин А.В. Исследование силовых характеристик электромагнитного подшипника с подмагничиванием // Труды ВНИИЭМ. - М., 1990. – т. 90. - с. 50-53.
17. Сарычев А.П., Спириин А.В. К расчету усилий в электромагнитном подшипнике с подмагничиванием // Труды ВНИИЭМ. - М., 1989. – т. 89. – с. 106-112.
18. Сарычев А.П., Спириин А.В. Об управлении четырехполюсным радиальным электромагнитным подшипником с подмагничиванием // Труды ВНИИЭМ. - М., 1990. – т. 90. - с. 109-113.
19. Сарычев А.П., Спириин А.В. Четырехполюсный радиальный электро-магнитный подшипник с дополнительными обмотками // Труды ВНИИЭМ. - М., 1988. – т. 88. – с. 125-129.

					КТПМ-14/08.00.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		77