

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. Обзор литературы	4
2. Объект и методы исследования.....	5
2.1 Общие сведения, область применения и классификация подшипников.	5
2.1.1. Конструкции подшипников скольжения.....	7
2.1.2. Трение в опорах скольжения и смазка	10
2.1.3. Образование режима жидкостного трения	15
2.1.4. Антифрикционные покрытия подшипников	17
2.2 Устройство и работа компрессора НЦ-6-ДКС «Урал».....	20
2.2.1. Конструкция опорного подшипника	25
2.2.2. Конструкция опорно-упорного подшипника.....	27
2.2.3. Анализ работы подшипникового узла НЦ-6ДКС	29
2.3 Анализ технических решений	33
3. Расчеты и аналитика.....	42
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	50
Социальная ответственность	68
Заключение	79
Список публикаций студента	80
Список использованных источников.....	81
Приложения	83

ВВЕДЕНИЕ

Качество работы опор валов – важнейшая составляющая долговечной работы машины. Подшипники воспринимают приложенные к валу радиальные и осевые нагрузки, перенося их на корпус машины. Порядка 20-25% поломок и выходов из строя центробежных компрессоров для сжатия природного газа связаны с выходом из строя подшипникового узла.

Целью данной работы являются исследование работы подшипникового узла центробежного компрессора НЦ-6ДКС, поиск технического обоснования обнаруженных проблем и анализ технических решений по усовершенствованию существующей конструкции. Были проведены необходимые расчеты, позволяющие полноценно судить о режиме трения в опоре скольжения центробежного компрессора и условиях, при которых этот режим обеспечивается.

Результаты, приведенные в выпускной квалификационной работе в виде рекомендаций по увеличению давления масла на входе в подшипник и применению металлофторопластовых накладок вместо антифрикционного баббитового слоя, могут быть использованы при эксплуатации подшипникового узла центробежного компрессора НЦ-6ДКС «Урал», что позволит увеличить ресурс работы подшипников, а значит, и компрессора, обеспечить оптимальный режим работы подшипников, исключая преждевременный выход из строя оборудования газоперекачивающего агрегата.

1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ

Анализ литературы показывает, что к наиболее слабым их узлам относятся подшипниковые опоры роторов [2, с 4]. В подшипниках скольжения компрессорных машин применяют антифрикционные покрытия из оловянистых баббитов. Оловянистые баббиты обладают высокими антифрикционными свойствами, но имеют основной недостаток, который заключается в том, что оловянистые баббиты обладают низким сопротивлением усталостному разрушению и подвержены быстрому разупрочнению с повышением температуры. [1, с. 15]

Нарушение работоспособности подшипников по причине износа и повреждения их антифрикционного баббитового слоя является одной из наиболее частых причин вынужденных остановок центробежных агрегатов. Становится практически невозможным обеспечение длительной и устойчивой работы роторов турбомашин без замены баббитовой заливки трущейся поверхности их опор на антифрикционный материал с более высокими физико-механическими и триботехническими свойствами. Все другие меры, применяемые до сих пор для этой цели (изменение конструкций подшипников, совершенствование систем очистки масла, подетальная балансировка ротора и др.) [7, с. 2]

Решение задачи по замене баббита усложняется главным образом по причине отсутствия систематизированных данных о поведении и качестве работы антифрикционных материалов в нагруженных гидродинамических подшипниковых узлах (до 2,5 МПа) при скоростях скольжения до 120 м/с. Помимо этого, из-за высоких требований к эксплуатационной надежности оборудования компрессорных станций при устоявшейся и принятой во всем мире системе наплавления баббита на поверхности трения в подшипниках скольжения требуется комплексный подход к решению данной проблемы.

2. ОБЪЕКТ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

2.1 Общие сведения, область применения и классификация

подшипников.

Назначение подшипников – быть опорой для вращающихся валов и осей. Подшипники воспринимают приложенные к валу радиальные и осевые нагрузки, перенося их на корпус машины. При этом необходимо фиксировать вал в заданном положении и не препятствовать вращательному движению вала относительно заданной оси. Качество работы опор валов – важнейшая составляющая долговечной работы машины.

Классификация подшипников производится по характеру трения и от направления воспринимаемой нагрузки.

По характеру трения подшипники делятся на две основные группы:

- подшипники скольжения, где тип трения – трение скольжения;
- подшипники качения, где тип трения – трение качения.

По характеру воспринимаемой нагрузке подшипники делятся на (рис. 2.1):

- радиальные (рис. 2.1, а), которые несут исключительно радиальную нагрузку, направленную перпендикулярно оси вращения вала;
- упорные (рис. 2.1, б), которые несут исключительно осевую нагрузку, направленную вдоль оси вращения вала;
- радиально-упорные (рис. 2.1, в, г), которые могут воспринимать как осевую, так и радиальную нагрузку.

Применение подшипников скольжения резонно в следующих ситуациях:

- когда необходимо обеспечить работу быстроходных валов (подшипники качения при некоторых режимах работы не обладают требуемой долговечностью) ;
- если требуется точность установки валов и осей, в особенности быстроходных;
- если не существует разработанных стандартных подшипников качения соответствующих типоразмеров.

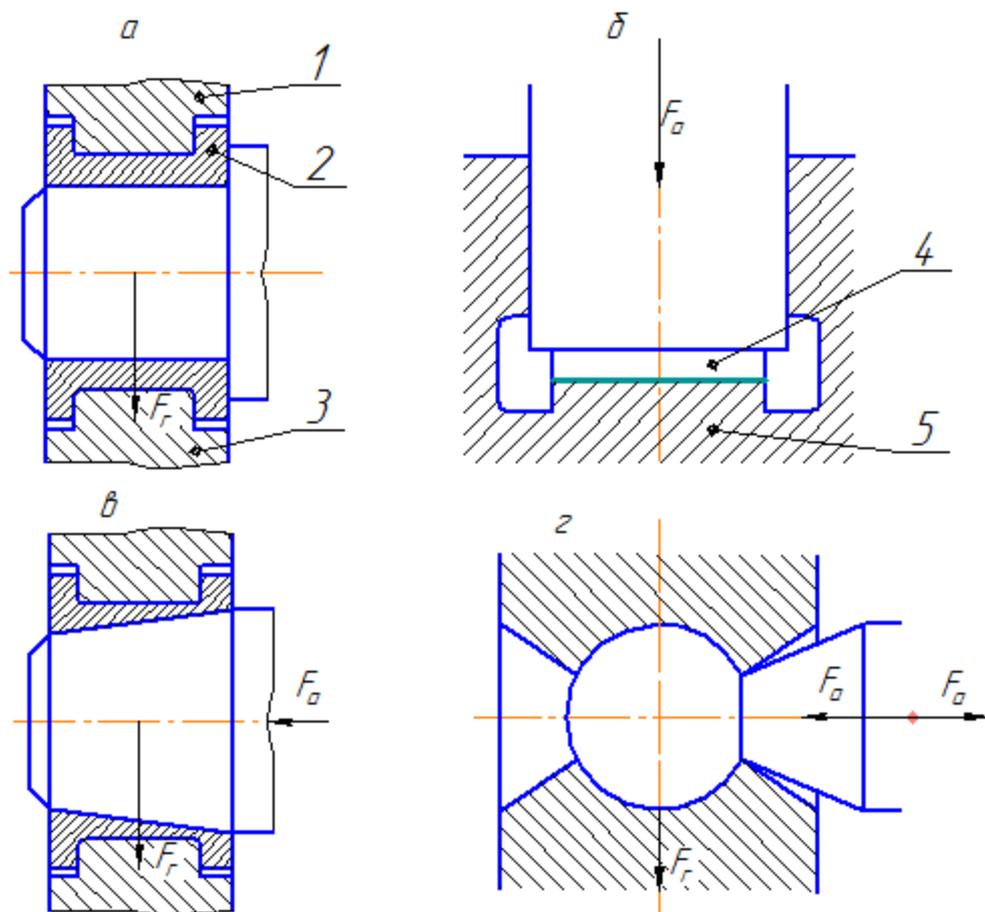


Рисунок 2.1 – Подшипники скольжения (1-крышка, 2-втулка, 3-корпус, 4-пята, 5-подпятник)

От качества изготовления, конструктивных особенностей и правильности монтажа подшипника зачастую зависят основные рабочие параметры машины: долговечность, габариты, надежность. Требования, предъявляемые к подшипниковым узлам высоки и обусловлены в значительной мере ростом скоростей вращения вала и увеличением значений статических и ударных нагрузок, которые действуют на опоры.

Применение же подшипников качения, несмотря на высокое качество изготовления и многообразие их типоразмеров, не может быть зачастую рациональным или даже возможным. Это обусловлено в первую очередь их недостаточными надежностью и долговечностью при работе на высоких скоростях и при значительных динамических нагрузках. Также сфера применения подшипников качения ограничивается по причине непригодности

их к использованию в случаях, когда требуются разъемные опоры для удобства монтажа/демонтажа подшипникового узла и машины в целом. [1, с. 3]

2.1.1. Конструкции подшипников скольжения

Конструкция подшипников скольжения представляет из себя следующие составные части: корпус, вкладыши, смазывающие и защитные материалы.

По форме рабочей поверхности подшипники скольжения разделяются на подшипники с цилиндрической, плоской, конической или шаровой формой рабочей поверхности. Помимо радиальных нагрузок радиальные подшипники могут воспринимать незначительные осевые нагрузки. Это обусловлено закруглением кромок подшипников и тем, что вал изготавливается ступенчатым с галтелями. Подшипники с конической поверхностью скольжения не находят широкого применения и используются в основном при незначительных нагрузках в случаях, когда требуется регулярно устранять зазор, образованный износом подшипника. Также неширока область применения шаровых подшипников. Их отличительная особенность - они могут самоустанавливаться, допуская перекося оси вала.

Корпус подшипника может быть отдельной, литой или сварной деталью, выполненной цельной или разъемной.

Подшипники скольжения могут быть неразъемными и разъемными:

Неразъемный подшипник скольжения может быть изготовлен как одно целое со станиной (рис. 2.2) или в виде установленной в корпус подшипника втулки (рис. 2.3).

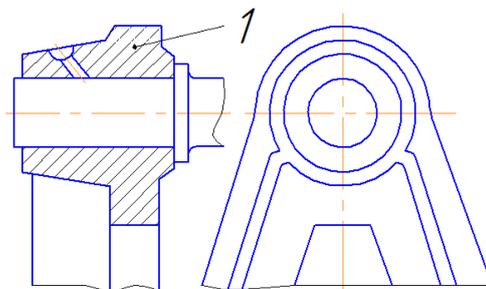


Рисунок 2.2 - Неразъемный подшипник скольжения (1 — станина).

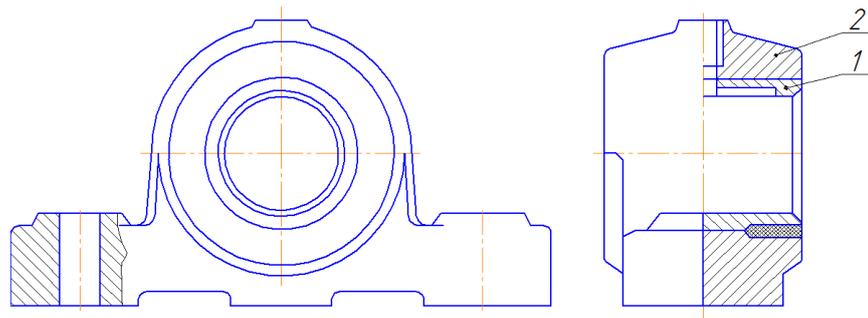


Рисунок 2.3 - Неразъемный подшипник скольжения (1 — втулка; 2 — корпус).

Неразъемные подшипники конструктивно гораздо проще в изготовлении и значительно дешевле, чем разъемные. Но основной и важный недостаток их — неудобство, а в некоторых случаях и невозможность монтажа и демонтажа валов и осей. Это является причиной того, что неразъемные подшипники в основном находят свое применение как опоры концевых цапф валов и осей небольших диаметральных размеров.

Разъемный подшипник (рис. 2.4) различается с неразъемным тем, что втулка в нем заменена вкладышами 2, а корпус подшипника разъемный и состоит из собственно корпуса 1 и крышки 4, которые соединяются болтами или шпильками 3. Подача смазки в рассматриваемом подшипнике осуществляется через отверстие в крышке.

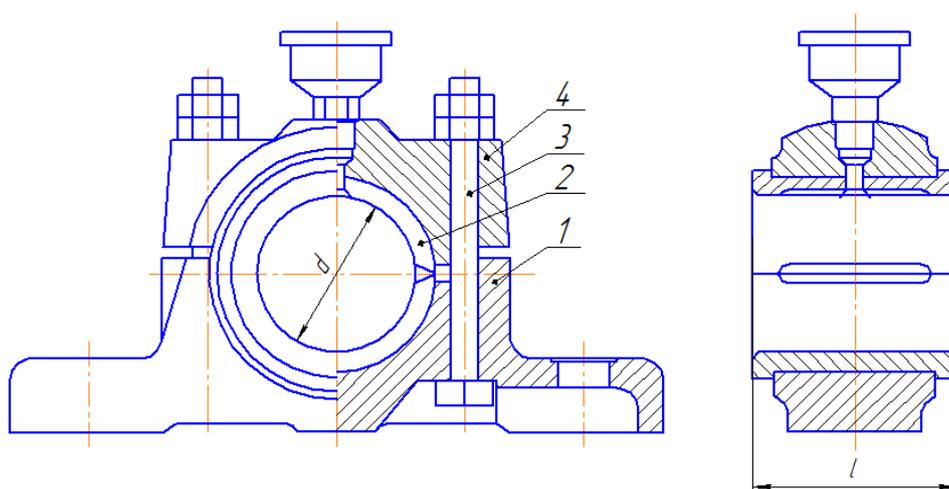


Рисунок 2.4 - Разъемный подшипник скольжения с вкладышем (1- корпус, 2-вкладыш, 3-болт, 4-крышка)

Применение вкладышей обусловлено стремлением к рациональному использованию материала и средств. В общем случае не требуется производить корпус опор целиком из дорогостоящего антифрикционного материала. Помимо этого, применение вкладышей облегчает проведение ремонтных работ. Для предотвращения проворачивания вкладыши устанавливают с натягом в корпус с использованием установочных штифтов. Обычно в подшипниках два вкладыша: нижний и верхний, но иногда могут использоваться многовкладышевые разъемные подшипники.

Между крышкой 4 и корпусом 1 подшипника имеется небольшой зазор, благодаря которому через подтягивание болтов и поджатие крышки 4 можно компенсировать износ рабочей поверхности вкладыша при незначительном его изнашивании. Используя неразъемный подшипник, таким методом компенсировать износ вкладыша невозможно. Помимо этого, к недостаткам неразъемного подшипника относится трудоемкость или невозможность быстрой смены изношенного вкладыша.

Разъем корпуса подшипника скольжения выполняется перпендикулярно направлению воспринимаемой нагрузки. Для предупреждения боковых смещений крышки относительно корпуса плоскость разъема корпуса обычно выполняют ступенчатой или центрируют крышку предусмотренными конструкцией штифтами.

Самоустанавливающиеся подшипники скольжения используются в случаях значительных деформаций вала или в случаях, когда произвести монтаж требуемой точности невозможно. В самоустанавливающихся подшипниках скольжения реализовывают вкладыши с опорными поверхностями сферической формы (рис. 2.5, а), а иногда с опорными поверхностями, представляющими из себя узкий пояс малой угловой жесткости (см. рис. 2.5, б). Такое устройство позволяет незначительный угловой поворот оси вкладыша. Вкладыши самостоятельно устанавливаются и устраняют благодаря этому перекосы цапф, возникшие от деформации вала и неточностей при монтаже.

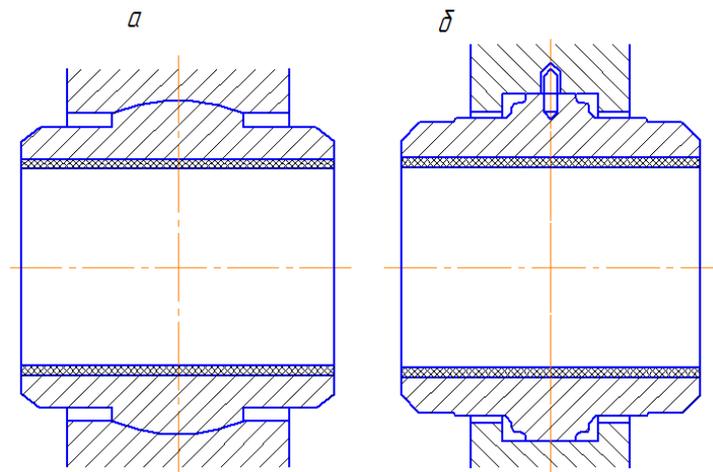


Рисунок 2.5 – Самоустанавливающиеся подшипники скольжения с опорными поверхностями: а) сферическими; б) в виде узкого пояса с малой угловой жесткостью.

В подшипниках скольжения быстроходных малонагруженных валов, а также в подшипниках большой несущей способности для противодействия вибрации валов нашли применение самоустанавливающиеся сегментные вкладыши (рис. 2.6). В ходе работы подшипников образуется сразу несколько масляных клиньев, благодаря которым обеспечивается устойчивая работа подшипников скольжения и их высокая несущая способность.

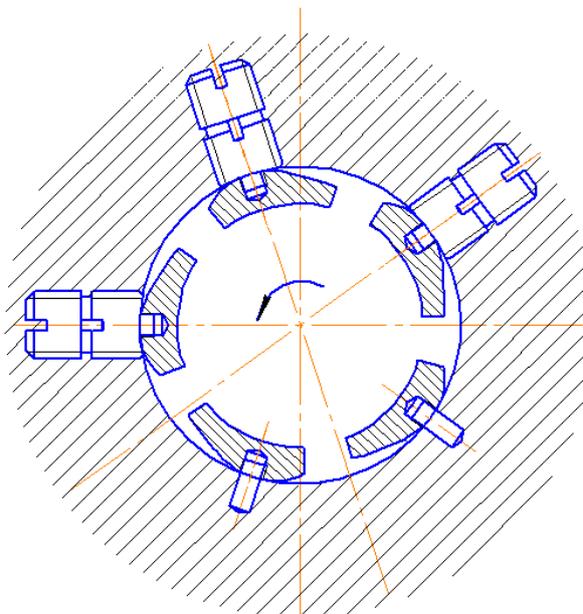


Рисунок 2.6 – Подшипник скольжения с самоустанавливающимися сегментными вкладышами.

2.1.2. Трение в опорах скольжения и смазка

Основная задача смазки — уменьшением трения сокращение износа механизма и потерь КПД на трение. Смазка предотвращает попадание пыли и других загрязняющих веществ в механизм. Свое применение в качестве смазки в подшипниках скольжения находят различные масла, пасты, пластичные смазки. Смазки для подшипников скольжения должны обладать высокими противоизносными и противозадирными свойствами, поскольку их работа связана с большими статическими и динамическими нагрузками.

Трение в подшипнике скольжения в зависимости от режима работы подшипника бывает жидкостное, полужидкостное и граничное.

При жидкостном трении в подшипнике скольжения рабочие поверхности вала и вкладыша разделены друг от друга слоем масла, толщина h которого должна быть больше, чем сумма высот R_{z1} и R_{z2} шерховатостей поверхностей (рис. 2.7). Если это условие выполнено, то масло будет воспринимать внешнюю нагрузку и предотвращать износ рабочих поверхностей вала и вкладыша, не допуская их непосредственного соприкосновения. При этом сопротивление движению будет оказывать только внутреннее трение в масляном слое.

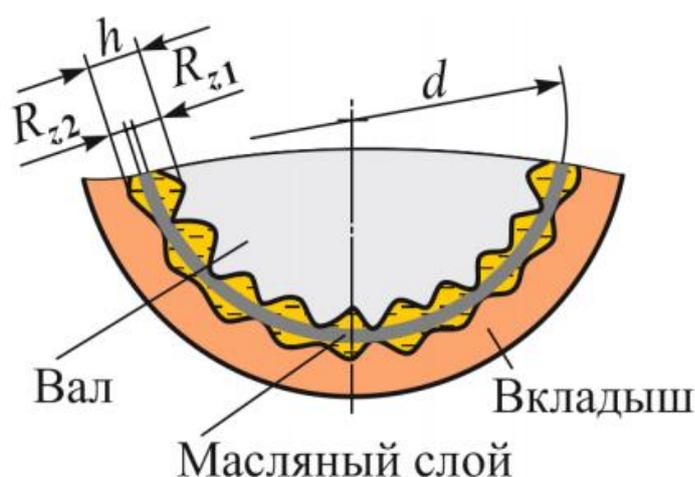


Рисунок 2.7 – Микрогеометрия вала и вкладыша.

Коэффициент трения при жидкостной смазке незначителен (0,005—0,0005), потери на трение и тепловыделение в подшипнике невелики. Поэтому жидкостная смазка считается максимально пригодной для работы опор скольжения.

Обязательное условием жидкостной смазки – непрерывная и обильная подача масла в подшипник. Давления в масляной пленке, необходимые для восприятия действующих на подшипник нагрузок и предупреждения контакта между металлическими поверхностями, создаются при эксцентричном положении вала в подшипнике в результате непрерывного нагнетания вращающимся валом масла в суживающуюся часть зазора. Этот самоподдерживающийся процесс создания давления в масляной пленке носит название гидродинамической смазки.

Полужидкостная смазка отличается от жидкостной тем, что нарушается сплошность масляной пленки и происходит соприкосновение микронеровностей поверхности вала и вкладыша подшипника. Этот вид смазки наблюдается при недостаточности подачи масла или при отсутствии механизма гидродинамической смазки, например, в подпятниках с плоскими несущими поверхностями. Полужидкостное трение также может возникать в подшипниках с гидродинамической системой смазки в случае, когда толщина пленки масла слишком мала для того, чтобы предотвращать соприкосновения вала и вкладыша подшипника. Этот вид трения сопровождается износом трущихся поверхностей даже в случаях, когда отсутствует попадание в рабочую область трения внешних абразивных частиц. Коэффициент полужидкостного трения зависит от материалов соприкасающихся поверхностей и качества используемой смазки. Для распространенных антифрикционных материалов коэффициент полужидкостного трения приблизительно равен 0,008...0,1.

Коэффициент трения при полужидкостной смазке значительно выше, чем при жидкостной. Значительно выше и тепловыделение в подшипнике качения.

По этим причинам возникновение полужидкостного трения в подшипниках, работающих при больших частотах вращения, сопряжено с опасностью перегрева и выхода их из строя.

При граничной смазке поверхности вала и подшипника соприкасаются полностью или на участках большой протяженности. Отсутствует слой масла, который должен разделять поверхности трения вала и вкладыша. Масло находится на металлических поверхностях только в виде адсорбированной масляной пленки. Благодаря наличию адсорбированного слоя масла потери на трение при граничном трении меньше, чем без смазки, но значительно больше, чем при полужидкостной и тем более жидкостной смазке, оптимальной для работы подшипника скольжения.

Граничное трение наблюдается при нарушении механизма подачи гидродинамической смазки, либо ее недостаточности.

Подшипники, работающие в режиме жидкостного трения описывает теория гидродинамической смазки. Процесс, протекающий в опоре скольжения при оптимальных условиях жидкостного трения, можно иллюстрировать следующим образом: в состоянии покоя цапфа занимает в подшипнике положение, показанное на рис. 2.8 (центр ее O_1 располагается в случае вертикальной нагрузки P непосредственно под центром подшипника O на линии действия силы P). [1, с. 60]

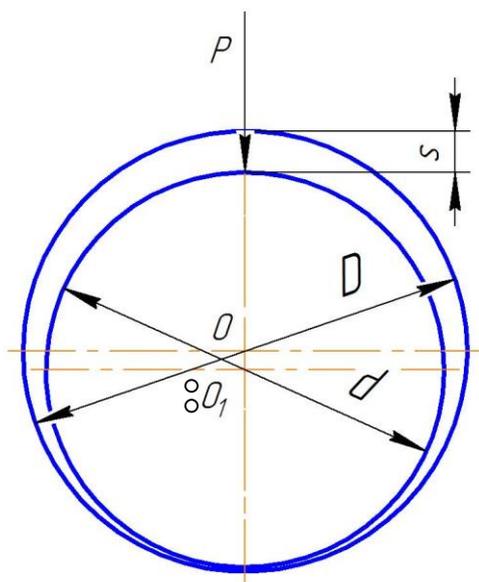


Рисунок 2.8 – Положение неподвижной цапфы в подшипнике

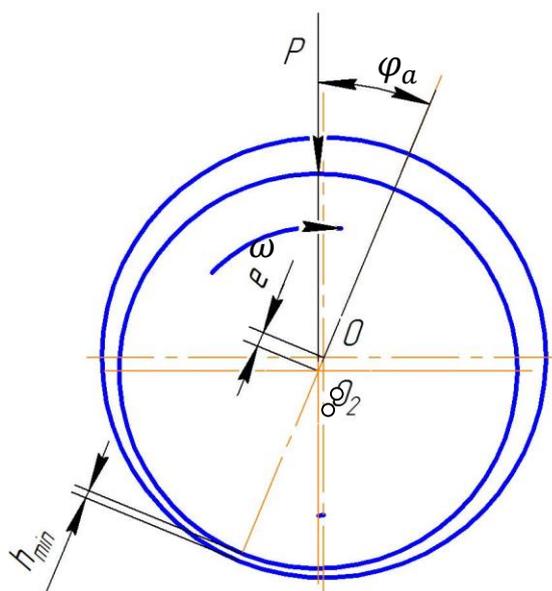


Рисунок 2.9 – Всплытие цапфы в смазочном слое подшипника

В нижней части, где цапфа соприкасается с подшипником, зазора нет, а на диаметрально противоположной стороне образуется максимальный зазор s ($s = D - d$), где D и d — диаметры подшипника и цапфы с учетом отклонений размеров в соответствии с выбранной посадкой. При определенной скорости вращения, между трущимися поверхностями образуется непрерывный смазочный слой, отделяющий эти поверхности друг от друга (рис. 2.9). Центр цапфы из точки O_2 смещается в сторону вращения в точку O , и между поверхностями подшипника и цапфы возникает клиновидный зазор. Смазочный слой, заполняющий этот зазор, называют масляным клином. В сечении плоскостью, проходящей через ось подшипника и линию центров OO_2 , смазочный слой имеет минимальную толщину h_{\min} , однако она достаточна для перекрытия неровностей и отделения рабочих поверхностей друг от друга. При дальнейшем повышении скорости вращения ω , центр цапфы продолжает подниматься, смещаясь одновременно в сторону вращения — цапфа всплывает в смазочном слое под действием гидродинамических сил, возникающих в масляном клине. [1, с. 61]

2.1.3. Образование режима жидкостного трения

Для иллюстрации процесса изменения коэффициента трения в подобных подшипниках скольжения служит кривая Герси-Штрибека (рис.2.10), изображающая зависимость между коэффициентом трения f и безразмерной характеристики режима работы λ :

$$\lambda = \frac{\mu\omega}{p}$$

где μ — динамическая вязкость; ω — угловая скорость шипа; p — средняя удельная нагрузка на подшипник:

При весьма малой скорости скольжения порядка 0,1 мм/сек и очень тонком смазочном слое порядка 0,1 мкм имеет место граничное трение. При дальнейшем увеличении скорости вращения происходит быстрое уменьшение коэффициента трения; поверхности скольжения разобщаются друг с другом, но недостаточно для исключения возможности касания отдельных выступов шероховатых поверхностей. Этот участок трения (участок 1—2 кривой) называется полужидкостным. [1, с. 9]

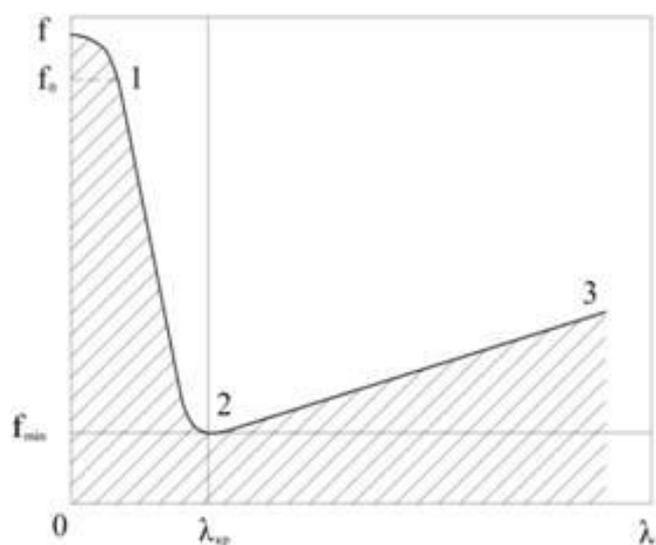


Рисунок 2.10 – Диаграмма Герси-Штрибека.

Коэффициент трения f имеет минимальное значение в том случае, когда слой смазки лишь покрывает шероховатости поверхностей скольжения; дальнейшее течение кривой f определяется в зависимости от безразмерной характеристики режима работы λ ($\lambda = \frac{\mu\omega}{p}$).

По мере роста значения величины λ толщина слоя смазки увеличивается, с избытком перекрываются все шероховатости, и непосредственный контакт их исключен. При этом сопротивление движению производится исключительно трением между слоями вязкой жидкости, и трение на этом участке кривой является жидкостным (участок 2—3 кривой). С увеличением λ и толщины смазочного слоя коэффициент трения несколько возрастает, соответственно увеличивается и тепловыделение в рабочей зоне подшипника. Теоретически самое выгодное условие работы подшипника скольжения следует искать в точке 2, когда значение коэффициента трения f минимально. Но при внезапном малейшем уменьшении величины λ , например, вследствие снижения вязкости жидкости или угловой скорости, последует рост коэффициента трения и соответственно большее тепловыделение, что обусловит повышение температуры смазочного слоя и еще большее снижение динамической вязкости смазки μ . Так, переход от точки 2 влево влечет за собой прогрессирующее возрастание коэффициента трения. Наоборот, при увеличении λ в зоне жидкостного трения на участке 2—3 кривой работа подшипника характеризуется стабильностью. Если расчетному режиму работы соответствует некая точка, лежащая в промежутке между точками 2 и 3, то при отклонении от заданного режима вправо по направлению к точке 3 коэффициент трения f увеличится, соответственно возрастет тепловыделение, температура смазочного слоя поднимется, что вызовет снижение динамической вязкости μ , и уменьшение λ , т. е. возвращение этой величины к ее расчетному значению. [1, с. 10]

Аналогичный эффект возникнет и при отклонении от расчетного режима влево по направлению к точке 2. При этом коэффициент трения снижается,

тепловыделение уменьшается, температура падает, а вязкость возрастает — в результате λ увеличивается, приближаясь к расчетному значению. Следовательно, практически оптимальному режиму работы соответствует не точка 2, а некоторое положение вправо от нее.

Образование режима жидкостного трения является основным критерием расчета большинства подшипников скольжения. При этом одновременно обеспечивается работоспособность по критериям износа и заедания. Для образования режима жидкостного трения необходимо соблюдать следующие основные условия:

1. Зазор, образуемый между скользящими поверхностями, должен обладать клиновидной формой;
2. Непрерывность заполнения зазора маслом соответствующей вязкости;
3. Скорость относительного движения поверхностей должна быть достаточной для создания в слое масла уравнивающего внешнего нагружения давления. [1, с. 10]

2.1.4 Антифрикционные покрытия подшипников.

В подшипниках скольжения компрессорных машин применяют антифрикционные покрытия из оловянистых баббитов. Оловянистые баббиты обладают высокими антифрикционными свойствами, но имеют основной недостаток, который заключается в том, что оловянистые баббиты обладают низким сопротивлением усталостному разрушению и подвержены быстрому разупрочнению с повышением температуры. Так, прочностные характеристики оловянистых баббитов ухудшаются приблизительно в 2 раза с изменением их температуры от 20 до 150°C. [3, с. 45]

Таблица 1 – Химический состав баббита Б83(в %).

Олово	Сурьма	Медь	Свинец	Железо	Висмут	Мышьяк	Цинк
			не более				
Остальное (80.9 - 84.5)	10,0- 12,0	5,5- 6,5	0,35	0,10	0,05	0,10	0,03

Таблица 2 – Предельные режимы работы изделий из материала Б83.

Нагрузка	Скорость	Температура	ГОСТ
МПа	м/с	град.	-
15	50	70	1320-74

Известны две технологии присоединения баббита в подшипниках скольжения центробежных компрессорных машин и паровых и газовых турбин, основанные на прилуживании его оловом к основному металлу вкладыша:

1. С заливкой баббита на поверхность с элементами механического крепления его;
2. С заливкой баббита на гладкую поверхность.

В первом случае прочность сцепления баббита с основным металлом обеспечивается прилуживанием баббита и механическим креплением, во втором – только прилуживанием баббита.

При заливке олово образует с железом хрупкое соединение $FeSn_2$, и толщина слоя этого хрупкого соединения тем больше, чем выше температура лужения и чем длительнее процесс погружения детали в олово. Поэтому в целях недопущения таких процессов лужение стали необходимо производить при температурах, не превышающих $350^{\circ}C$. Время погружения зависит от габаритов подшипника. [3, с. 46]

Особенность первого метода заключается в предварительном выполнении на поверхности вкладыша, в последствии подвергаемой заливке, различного рода пазов, отверстий, выточек, канавок или винтовой нарезки. Качество сцепления баббита с телом вкладыша зависит от качества процесса подготовки поверхности под лужение, а в большинстве случаев элементы механического крепления баббита в виде пазов, отверстий, выточек усложняют или даже препятствуют этому процессу. Из практики известно, что отставание баббита чаще всего наблюдается в местах резких переходов сечений. Само по себе отставание баббита – причина образования воздушной прослойки и значительного уменьшения теплопроводности подшипника и, вследствие этого, повышение температуры поверхности скольжения подшипника, что в свою очередь значительно снижает вязкость масла и приводит к падению несущей способности подшипника скольжения. [3, с. 46]

Кроме того, подлежащие заполнению канавки на поверхности вкладыша увеличивают толщину слоя баббита. При невысокой теплопроводности оловянистых баббитов – это еще одна причина повышения температуры поверхности скольжения. Также толстый слой баббита обладает невысокой усталостной прочностью, что приводит к его выкрашиванию и растрескиванию.

При этих положительных моментах способа заливки баббита на гладкую поверхность трудоемкость его значительно меньше, чем у подшипников с элементами механического крепления баббита. Таким образом, при соединении баббита с основным металлом предпочтение за некоторыми исключениями отдается именно этому методу.

Толщину баббитового слоя выбирают из следующих факторов и характеристик:

- толщина слоя баббита должна быть достаточна для того, чтобы попадающие с маслом на поверхность трения твердые частицы могли быть «поглощены» слоем баббита;
- величина износа баббита при приработке;

- допустимая величина износа баббита до смены вкладыша и срок службы до этого момента;
- допустимая величина осевого сдвига при оплавлении колодок упорного подшипника и др.

Но толщина баббита должна быть выбрана конструктором не большей, чем необходимо, потому что это приводит к повышению температуры поверхности скольжения, к выкрашиванию, растрескиванию и к снижению усталостной прочности.

2.2 Устройство и работа компрессора НЦ-6-ДКС «Урал»

Центробежный компрессор НЦ-6ДКС «Урал» предназначен для сжатия природного газа до требуемых параметров и транспортирования газа по магистральным трубопроводам в составе газоперекачивающего агрегата (ГПА).

Условное обозначение - НЦ6ДКС.0000-00, где

НЦ – нагнетатель центробежный;

6 – мощность компрессора, МВт;

ДКС – исполнение компрессора для дожимной компрессорной станции.

Для обеспечения режимов работы дожимной компрессорной станции используются сменные проточные части, размещаемые в базовом корпусе компрессора. Наименование сменной проточной части компрессора центробежного – СПЧ 75/140-1,5, где

СПЧ – сменная проточная часть;

75 - Давление на выходе из компрессора, абсолютное, кгс/см²;

140 – номинальная объемная производительность при условиях всасывания, м³/мин;

1,5 - номинальная степень повышения давления (степень сжатия).

Компрессор изготавливается в климатическом исполнении УХЛ. Категория размещения 3.1 по ГОСТ 15150-69 для эксплуатации в рабочем состоянии в температурном диапазоне от плюс 5 до плюс 45 °С, для эксплуатации в нерабочем состоянии в температурном диапазоне от минус 60 до плюс 45 °С .

Таблица 3 – Габариты центробежного компрессора НЦ-6ДКС

Длина, мм	2336
Ширина, мм	2237
Высота, мм	1680
Диаметр корпуса компрессора, мм	1200

Таблица 4 – Основные параметры центробежного компрессора НЦ-6ДКС

Наименование параметра	СПЧ	СПЧ
	75/140-1,5	75/100-2,2
Производительность объемная (при температуре 20°С и давлении 0,1013 МПа), 10 ⁶ м ³ /сут	8,144	4,850
Количество рабочих колес	2	5
Давление газа на входе, МПа	4,85	3,34
Давление на выходе из компрессора, абсолютное, МПа	7,35	7,35
Температура на входе, °С	25	
Температура на выходе, °С	59	93
Размах колебаний ротора, мкм, не более	55	
Номинальная степень повышения давления (степень сжатия)	1,5	2,2
Номинальная частота вращения, об/мин	9000	
Номинальная мощность, МВт	6	
КПД, %	83	82

Компрессор состоит из следующих составных частей:

- корпус;
- корпус внутренний;
- крышка всаса;
- крышка нагнетания;
- кожухи;
- опорный подшипник;
- опорно-упорный подшипник;
- узлы уплотнения;
- рама.

Масса компрессора – не более 16600 кг (без упаковки) при массе наиболее тяжелой монтируемой части при сборке – внутреннего корпуса – 4500 кг. Масса ротора составляет 310 кг.

Центробежный компрессор НЦ-6ДКС «Урал» (Приложение А) представляет собой герметичный сосуд (корпус сжатия) состоящий из корпуса поз. 1 с окнами для входного и выходного патрубков, закрытого коваными крышкой всаса поз. 2 и крышкой нагнетания поз. 3. Внутренний корпус поз. 4 центрируется в корпусе компрессора по посадочным поверхностям на крышках поз. 2, 3. Уплотнение крышек осуществляется кольцами резиновыми уплотнительными поз. 13. Фиксация внутреннего корпуса в осевом направлении осуществляется за счет подогнанными «по месту» кольцами разрезными поз. 5,6 через держатели поз. 19, устанавливаемые на шпильки поз. 30 с гайками поз. 31 и болты поз. 26. Фиксация внутреннего корпуса от проворота в корпусе - стопором поз. 11.

Компрессор устанавливается на раму и крепится к ней на лапах, приваренных на уровне горизонтальной оси корпуса, шпильками и гайками.

В центральной части крышек всаса и нагнетания выполнены посадочные места под установку подшипниковых узлов поз. 7, 8, а также посадочные места для фланцев масляных и газовых трубопроводов, которые обеспечивают работу подшипников и уплотнений.

Внутренний корпус поз. 4 является сменной проточной частью (СПЧ). Для базовой комплектации компрессора НЦ6ДКС.0000-000 внутренний корпус представляет собой двухступенчатый, а с СПЧ75/100-2,2 - пятиступенчатый аэродинамический узел с рабочими колесами, расположенными последовательно. Сжатие газа осуществляется во внутреннем корпусе следующим порядком: поток газа через входное окно в корпусе поступает по всасывающую камеру А, где разделяется центральным ребром и направляется профилированной боковой поверхностью во входной направляющий аппарат Б, который формирует равномерный поток газа на входе в колесо В, осуществляющее сжатие. На выходе из колеса В газ поступает в безлопаточный диффузор Г этой ступени и, после разворота, на лопатки обратного направляющего аппарата Д. и в колесо второй ступени. Входной направляющий аппарат, колесо, диффузор, обратный направляющий аппарат образуют ступень сжатия.

В компрессоре с СПЧ75/140-1,5 газ из второго рабочего колеса через диффузор подается в «сборную камеру» Е и направляется в выходное окно корпуса. Сборная камера образована улиткой Ж и кольцом дистанционным З.

В компрессоре, укомплектованным СПЧ75/100-2,2, газ проходит дополнительное трехступенчатое сжатие до попадания в «сборную камеру» Е.

Для минимизации протечек газа между ступенями установлены лабиринтные втулки над колесами и между ступенями сжатия.

Ротор компрессора соединяется с валом мультипликатора трансмиссией. На переднем конце ротора выполнены шлицы для установки фланца трансмиссии. Направление вращения ротора компрессора при взгляде наблюдателя со стороны привода - против часовой стрелки. Ротор поз. 34 с двумя (пятью) колесами вращается в компрессоре на двух подшипниках опорном и опорно-упорном. Рабочие колеса (для базового варианта) - сварные с фрезерованными лопатками на основном диске. Рабочие колеса (для варианта с СПЧ75/100-2,2) первых трех ступеней - сварные с фрезерованными лопатками на основном диске. Рабочие колеса четвертой и пятой ступени - паяные.

Уплотнение внутренней камеры осуществляется узлами уплотнения поз. 35. Тип уплотнений - сухие газовые уплотнения.

Для снижения осевой газодинамической силы, действующей на упорный подшипник при работе компрессора, на ротор установлен думмис поз. 33, а задуммисная полость соединена трубопроводами с полостью камеры всасывания.

Ротор вращается в масляных опорном поз. 7 и опорно-упорном поз. 8 подшипниках, последний воспринимает и осевые нагрузки. Крепление подшипников на крышках производится болтами поз. 24, 25, 27, 28. Полости подачи масла к подшипникам в крышках поз. 2, 3 изолируются уплотнительными кольцами поз. 12, 16, 17. На подшипниках установлены штуцеры поз. 33 для трубопроводов подвода масла к термопреобразователям сопротивления.

Подшипники крепятся к крышкам и закрыты кожухами поз. 9, 10. Крепление кожухов к крышкам поз. 2, 3 выполняется винтами поз. 20, законтренными проволокой. Ориентация кожухов на крышках выполняется штифтами поз. 23. Герметизация мест разъема кожухов на крышке поз. 3 выполняется шнуром уплотнительным поз. 32, на крышке поз. 2 - кольцом уплотнительным поз. 18. В кожухах происходит сбор и организация слива отработанного в подшипниках масла.

Кожух компрессора поз. 10 выполнен в виде маслозащитного узла М и обеспечивает защиту трансмиссии от возможного попадания масла из опорного подшипника. В кожухе установлена лабиринтная втулка, которая надувается воздухом через коллектор кожуха.

Для замера вибрации ротора применяются первичные преобразователи виброперемещений. Контролируется осевое перемещение и вибрация вала ротора относительно подшипника. Принцип работы заключается в параметрах тока, изменяющихся при уменьшении или увеличении зазора между валом и катушкой.

Для контроля температуры на каждом подшипнике установлен датчик температуры.

2.2.1 Конструкция опорного подшипника.

Подшипник опорный (КТПМ-014.16.02.01.00 СБ) состоит из корпуса поз. 1, устанавливаемого в центральную проточку крышки нагнетания или всаса, и навешенных на него корпусов поз. 2, 3, которые имеют общий горизонтальный разъем и стянуты болтами поз. 4. В центральную расточку корпусов установлены обоймы поз. 5, 6, с 5-ю колодками поз. 7. Фиксация колодок осуществляется винтами поз. 8. Для однозначности установки колодок имеется 5 упоров поз. 9 - т.к. колодки несимметричны. Фиксация обоймы поз. 5 - винтами поз. 10, установленными в корпус поз. 2. Фиксация обоймы поз. 6 - штифтом поз. 11 по пазу в корпусе опорном поз. 3.

В обоймы поз. 5 и 6 установлены вкладыши поз. 12 и 13 соответственно. Так же вкладыши поз. 12, 13 установлены в крышки поз. 14, 15. Вкладыши поз. 12, 13 закреплены в расточках обойм поз. 5, 6 и крышек поз. 14, 15 винтами поз. 10. Крепление крышек поз. 13, 14 к корпусам поз. 2, 3 - болтами поз. 16.

Вкладыши несут функцию уплотнения, обеспечивающего создание масляной полости в опорном подшипнике и задание расхода масла.

Корпуса поз. 2 и 3, обоймы 5 и 6 крышки поз. 14 и 15, вкладыши поз. 12 и 13 (имеющие горизонтальный разъем) изготавливаются и применяются совместно. Совместность применения обозначена маркировкой деталей одним порядковым номером. Ориентация корпусов поз. 2, 3 относительно корпуса поз. 1 - штифтом поз. 17.

Контроль винтов поз. 8, 16, болтов поз. 4 осуществляется прокладками поз. 18, 19, устанавливаемыми в отверстие на резьбе крепежа. При установке подшипника масло заливается в полость, где установлены колодки, через отверстие, которое глушится пробкой поз. 20 с прокладкой поз. 21.

Основные характеристики подшипника представлены в таблице 5.

Таблица 5 - Технические характеристики опорного подшипника

Параметр	Единица измерения	Значение
Вес ротора	Н	9750
Частота вращения вала, макс.	об/мин	9000
Направление вращения (см. со стороны свободного конца)	Против часовой стрелки	
Тип смазки	Тп-22	
Давление смазки на входе в подшипник	кгс/см ²	2,2
Рабочее давление масла в корпусе подшипника	кгс/см ²	0,9...1,5
Температура масла на входе в подшипник	°С	45
Температура смазочного слоя, макс.	°С	62,5
Расход смазочного масла через подшипник	л/мин	5,5 (7,5)
Несущая способность	Н	8743

При изготовлении использованы следующие материалы:

- корпуса поз. 1, 2, 3, обоймы поз. 5, 6 крышки поз. 14, 15 изготовлены из Стали 20;
- вкладыши поз. 12.13 из алюминиевого сплава АМг6;
- материал основы: колодок поз.7 Сталь 20 с наплавкой баббита Б83;
- материал прокладок поз. 18. 19 - капролон.

2.2.2. Конструкция опорно-упорного подшипника

Подшипник опорно-упорный предназначен для восприятия осевых усилий, возникающих на роторе агрегата. При вращении упорного диска масло затягивается в клиновидный зазор, образованный плоскостью диска и рабочей поверхностью колодок, где в результате торможения одного слоя масла относительно другого возникает избыточное гидродинамическое давление, усилие которого уравнивает осевое усилие ротора.

Подшипник упорный (КТПМ-014.16.02.02.00 СБ) состоит из корпуса упорного подшипника поз. 1, устанавливаемого в центральную проточку крышки всаса. В центральную расточку корпуса упорного подшипника поз. 1 установлены кольцо упорное внутреннее поз. 2, кольцо упорное поз. 3 и кольцо уплотнительное поз. 4.

Кольцо упорное внутреннее (КТПМ-014.16.02.03.00 СБ) состоит из кольца несущего внутреннего поз. 1 с закрепленными на нем 10-ю упорными колодками поз. 2. Колодки применяются комплектно. Фиксация колодок осуществляется штифтами поз. 3 и винтами поз. 4. Для крепления штифта поз. 3 его конец развальцован.

Кольцо упорное (КТПМ-014.16.02.04.00 СБ) состоит из кольца наружного поз. 1 с закрепленными на нем 10-ю упорными колодками поз. 2. Колодки применяются комплектно. Фиксация колодок осуществляется штифтами поз. 3 и винтами поз. 4. Для крепления штифта поз. 3 его конец развальцован.

На корпус упорного подшипника поз. 1 (КТПМ-014.16.02.02.00 СБ) установлены корпуса опорные поз. 5 и 6, имеющие общий горизонтальный разъем и стянутые болтами поз. 7. Фиксация обойм поз. 8, 9 с пятью колодками поз. 10 в центральной расточке корпусов поз. 5 и 6 аналогична фиксации обойм в опорном подшипнике.

Ориентация корпусов опорных поз. 5, 6 относительно корпуса упорного поз. 1 осуществляется штифтом поз. 20. Ориентация кольца упорного внутреннего поз. 2 и кольца упорного поз. 3 – штифтами поз. 21. Контровка болтов поз. 7 и винтов поз. 11, 19 осуществляется прокладками поз. 22, 23.

При установке подшипника заливается масло в полости, в которых установлены колодки поз. 10, кольцо упорное внутреннее поз. 2 и кольцо упорное поз. 3, через отверстия, которые глушатся пробками поз. 24 с прокладкой поз. 25.

Таблица 6 - Технические характеристики упорного подшипника

Параметр	Единица измерения	Значение
Несущая способность	кгс	9600
Частота вращения вала:	об/мин	
– номинальная		9000
– рабочий диапазон		6300...9450
Направление вращения (см. со стороны свободного конца)	Против часовой стрелки	
Тип смазки	Тп-22	
Давление смазки на входе в подшипник	кгс/см ²	2,2
Температура масла на входе в подшипник	°С	50
Температура масла на сливе	°С	63
Максимальная температура масла в клине	°С	106,5
Расход смазочного масла через подшипник	л/мин	193,1

При изготовлении использованы следующие материалы:

- корпус упорный поз. 1, корпуса опорные поз. 5, 6, обоймы поз. 8, 9, крышки поз. 17, 18 изготовлены из стали 20:
- вкладыши поз. 15, 16 - кольцом уплотнительное поз. 4 из алюминиевого сплава АМг6;
- материал основы колодок поз. 10 - сталь 20 с наплавкой баббита Б83
- материал основы упорных колодок - сталь 20 с наплавкой баббита Б83.

– материал втулок поз. 22, 23 - капролон.

Основные технические характеристики упорного подшипника указаны в таблице 6.

2.2.3. Анализ работы подшипникового узла НЦ-6ДКС

В процессе перекачки больших объемов газа под давлением подшипниковый узел компрессора подвергается нагрузкам от давления газа в осевом направлении, а также испытывает нагрузку от ротора и навешанных на него деталей: колес СПЧ, думмиса, упорного диска и т. д.

Применяемые в компрессоре НЦ-6ДКС опорный и опорно-упорный подшипник для надлежащего и исправного функционирования в сложных условиях работы должны обладать рядом высоких свойств. Во время эксплуатации опорный и опорно-упорный подшипниковые узлы должны удовлетворяться требованиям к ним: должны быть достаточно жесткими и прочными; должны обеспечивать необходимую несущую способность, износостойкость; работать в температурном диапазоне, соответствующем нормальным условиям эксплуатации. Установленные на центробежный компрессор НЦ-6ДКС «Урал» подшипники скольжения должным образом удовлетворяют предъявляемым требованиям, выдерживают расчетную нагрузку при комплектации компрессора СПЧ 75/140-1,5 - сменной проточной частью, состоящей из двух ступеней сжатия (при базовой комплектации).

Для контроля и анализа причин возникновения виброперемещения, отклонения фазового положения о осевого сдвига ротора компрессора применены измерительный комплекс бесконтактных датчиков фирмы «METRIX» (США) и программное обеспечение Simatic Step 7 фирмы «Siemens».

Однако, при установке СПЧ 75/100-2,2 - сменной проточной части, состоящей из пяти ступеней сжатия – возникает повышенная вибрация в подшипниках во всех направлениях. В опорно-упорном подшипнике отмечено, что значения виброперемещения в горизонтальном направлении достигают

аварийных и близких к ним значений во время пуска компрессора в работу. На частотах вращения вала около 4300 об/мин горизонтальное виброперемещение ротора колеблется в больших диапазонах от 25,5 мкм до 85 мкм, что превышает допустимую норму. После достижения частоты вращения вала значений, близких к 6000 об/мин, величина виброперемещения возвращается в допустимую норму 25 мкм.

Рассуждая о причинах возникновения повышенной вибрации, проявляемой только на определенном диапазоне частот рассмотрим тренд виброперемещения на ГПА-1 (Приложение Б). Небольшие и незначительно колеблющиеся показания виброперемещения около 34 мкм наблюдаются вплоть до достижения частоты вращения ротора значений, близких к 7000 об/мин. При дальнейшем увеличении частоты вращения вала вертикальное виброперемещение ротора в передней опоре растет прямо пропорционально.

Аналогично, при тех же частотах наблюдается рост вибрации на ГПА-2 по тренду (Приложение В), но отмеченный рост не столь высок, как на ГПА-1, и можно считать его правильным и сделать вывод о нормальной работе подшипников. Значительный рост вибрации на ГПА-1 не должен наблюдаться в условиях нормальной работы подшипников скольжения и это требует поиска причин ненормально больших и скачкообразных значений виброперемещения.

Рассмотрим основные параметры режима работы подшипника в момент скачкообразных перемещений при установке СПЧ 75/100-2,2:

- Частота вращения вала – 6085 об/мин;
- Давление всаса – 3,59 МПа;
- Давление нагнетания – 6,93 МПа;
- Степень сжатия – 1,906;
- Температура подшипника – 54 °С.

При работе в рассмотренном режиме температура подшипника повысилась всего на 4 градуса по сравнению с температурой в момент запуска центробежного компрессора. Наблюдаемое увеличение температуры слишком незначительно для того, чтобы повлиять на режим работы подшипникового узла и вызвать столь

значительные и скачкообразные виброперемещения. Одной из наиболее вероятных причин наблюдаемого явления именно на частотах вращения вала в диапазоне от 4000 до 6000 об/мин считаю то, что не происходит образование масляного клина. Рассмотрим проблему образования масляного клина при таких оборотах и нагрузке.

При работе компрессора, укомплектованного СПЧ 75/140-1,5 масляный клин образовывался на первых секундах запуска центробежного компрессора НЦ-6ДКС при работе компрессора на низких оборотах и сохранялся по протяжении всего периода набора частоты вращения вала до рабочего значения в 9000 об/мин.

В случае установки трех ступеней, следовательно, в случае увеличения нагрузки на подшипник скольжения масляный клин не образуется на частотах вращения вала в диапазоне от 4000 до 6000 об/мин. В таких условиях компрессор наращивает обороты около двух минут. А отсутствие установившегося масляного клина позволяет говорить о том, что подшипник работает в режиме полужидкостного или граничного до того момента, когда частота вращения ротора достигнет значений 6000 об/мин. В течение этих двух минут нарушается сплошность масляной пленки и происходит соприкосновение микронеровностей поверхности вала и вкладыша подшипника. Этот вид трения сопровождается увеличенным износом трущихся поверхностей даже в случаях, когда отсутствует попадание в рабочую область трения внешних абразивных частиц, что влечет за собой уменьшение срока службы подшипника скольжения и может быть причиной выхода его из строя

Однако, при увеличении скорости вращения вала нагрузка на подшипниковый узел увеличивается. Закономерно, что вибрация должна продолжать расти, но значение виброперемещения снижается до 25 мкм и подшипник возвращается в рабочий режим. Поэтому рассмотрим другие причины возникновения вибрации. Имеются разные частоты колебаний и на этой частоте колебания совпадают, что вызывает скачкообразное перемещение.

К числу прочих возможных причин ненормально большой и скачкообразной вибрации относятся следующие:

- 1) Пусковой регламент паровой турбины длится продолжительное время и отличается наличием нагрузок от предварительной расцентровки.
- 2) Значительное влияние на величину остаточных осевых сил оказывают зубчатые муфты, причем их влияние усиливается в процессе эксплуатации и возрастает в разы по сравнению с исходным состоянием. Из-за ограниченной компенсирующей способности зубчатых муфт, которая дополнительно снижается даже при незначительных изменениях условий контакта зубчатой пары, в пусковых и переходных режимах подшипники эксплуатируются продолжительное время в условиях высоких нагрузок при неоптимальной (для их несущей способности) частоте вращения. Это ускоряет процесс износа и снижает ресурс.
- 3) По причине недостаточности несущей и демпфирующей способности подшипниковых узлов интенсивно изнашиваются межступенчатые и концевые уплотнения, втулки ротора, что неоднократно наблюдается при проведении ревизии и ремонтов.
- 4) Опорные подшипники скольжения с пятью колодками надёжно работают только в узком расчётном диапазоне частоты вращения ротора центробежного компрессора. Помимо этого, штатные подшипники не обладают достаточной несущей способностью и демпфирующими свойствами даже в номинальном режиме, а в пусковых и переходных режимах из-за низкой несущей способности происходит интенсивный износ подшипников. К тому же, штатные подшипники не защищены от электроэрозионного износа.
- 5) С увеличением срока эксплуатации неизбежно появляются дополнительные нагрузки на опоры, обусловленные износом элементов проточной части и ротора, накоплением ремонтных

погрешностей. В частности, возрастает осевая сила до величин превосходящих несущую способность упорного подшипника.

- б) В процессе эксплуатации ТКА происходят изменения в уплотнительных зазорах, в проточных частях и соответственно перераспределения давления, приводящие к существенному отклонению условий работы упорного подшипника от тех, на которые он первоначально проектировался.

2.3. Анализ технических решений.

Конструкционная схема опорного подшипника, применяемого в качестве опоры центробежного компрессора НЦ-6ДКС, укомплектованного СПЧ 75/140-1,5, которая состоит из двух ступеней сжатия, удовлетворяет предъявляемым к ней эксплуатационным требованиям. При установке сменной проточной части СПЧ 75/100-2,2 повышается нагрузка на подшипник скольжения, и наблюдаются значительные колебания значений виброперемещения при пуске центробежного компрессора и наборе им необходимой частоты вращения ротора.

Необходимо рассмотреть технические решения усовершенствования конструкции подшипника центробежного компрессора с целью повышения его несущей способности.

Основные направления поиска технических решений основаны на анализе факторов, влияющих на несущую способность подшипника, таких как:

- антифрикционные материалы, используемые в качестве трущейся поверхности подшипника;
- конструкция крепления и количество самоустанавливающихся сегментов подшипник;
- качество и количество масла;
- температура нагрева поверхности и прочее.

Как показывает опыт эксплуатации турбомашин к наиболее слабым их узлам относятся подшипниковые опоры роторов (20-25% аварийных остановок турбоагрегатов). Нарушение их работоспособности из-за повреждения и износа

баббитового антифрикционного слоя продолжает оставаться одной из основных причин вынужденных остановок центробежных агрегатов. Становится практически невозможным обеспечение длительной и устойчивой работы роторов турбомашин без замены баббитовой заливки трущейся поверхности их опор на антифрикционный материал с более высокими физико-механическими и триботехническими свойствами.

В комплектных подшипниках НЦ-6ДКС в качестве антифрикционного материала используется баббит Б-83. Известно, что увеличение рабочих температур поверхностей трения существенно влияет на физико-механические свойства баббита. Так, например, увеличение температуры рабочей поверхности до 120 °С снижает твердость баббита до НВ=12...14 против 20...22 при рабочих температурах до 60 °С. Предел прочности снижается при тех же изменениях рабочих условий с 7,2 МПа до 5 МПа. В результате возрастает вероятность пластической деформации поверхности, баббит изнашивается, выкрашивается, выплавляется, в условиях повышенной вибрации опор увеличивается вероятность «лавинного» разрушения баббита. Таким образом, изменение свойств баббита может сопровождаться тяжелыми последствиями для турбоагрегатов.

Наиболее перспективным для замены баббита в подшипниках скольжения является металлофторопластовый материал в виде накладок на стальной основе. Антифрикционный слой материала толщиной 0,35..0,37 мм состоит из пористой оловянистой бронзы (порошок), нанесенной методом напекания на стальную ленту толщиной 1,2 мм и пропитанной фторопластом-4 и дисульфидом молибдена. Такая структура антифрикционного слоя полностью исключает «наволакивание» продуктов износа слоя на вращающихся поверхностях трения ротора центробежного компрессора и предотвращает их эрозионный износ. Микрорельеф, сформированный на поверхности трения штамповкой, предназначен для увеличения маслосъемности антифрикционного слоя, он снижает интенсивность изнашивания слоя приработки не менее чем в 2 раза. [17, с. 22]

Металлофторопластовый ленточный материал по сравнению с баббитом обладает более высокими физико-механическими и триботехническими свойствами, обеспечивающими низкий коэффициент сухого трения (0,01), повышенную несущую способность (до 5 МПа), сохраняет работоспособность при температурах до 200°С. Наибольшая работоспособность металлополимерной композиции наблюдается при близком объемном соотношении и сравнительно равномерном распределении в ней металлической и полимерной составляющих. [17, с. 22]

Как показывает полученный опыт эксплуатации, такая замена позволяет продлить ресурс работы подшипника в условиях высоких температур и на нерасчетных режимах, но сама по себе она не оказывает влияния на несущую способность масляного клина. Использование в упомянутых подшипниках наряду с антифрикционными накладками индивидуального подвода смазки позволяет сократить потери мощности на трение и необходимый расход смазки и несколько улучшить температурный режим работы подшипника.

Создана конструкция опорно-упорных и опорных подшипников с индивидуальным подводом масла в упорные колодки и опорные сегменты, оснащенная средствами для подавления виброактивности. Для этого в каждой упорной колодке со стороны входной кромки образована масляная камера (рис. 2.11) с индивидуальным подводом масла из коллектора посредством маслопроводящего штуцера. [17, с. 23]

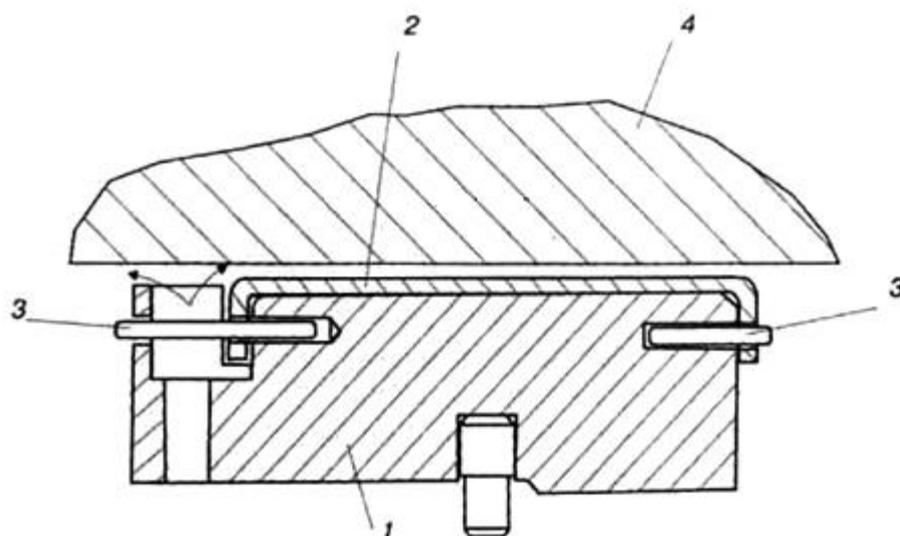


Рисунок 2.11 – Колодка с маслоснабжением (1 – колодка упорная, 2 – накладка, 3 – стопоры накладки, 4 – диск упорный).

При работе такого подшипника одна часть масла из камеры увлекается упорным диском в направлении вращения и формирует масляный клин между колодкой и упорным диском, а другая часть – вытекает в направлении против вращения из камеры через зазор между упорным диском ротора и стенками камеры, охлаждает упорный диск и смывает горячий слой масла с рабочей поверхности диска. Таким образом предотвращается попадание горячего масла с поверхности предыдущей колодки на поверхность последующей. [17, с. 23]

Оснащение подшипников скольжения в опорных и упорных узлах турбомашин взаимозаменяемыми и восстанавливаемыми металлофторопластовыми накладками при организации рационального маслоснабжения и эффективного охлаждения нагруженной зоны предопределяет многократное увеличение ресурса их работы, снижение затрат на обслуживание и сокращение потребности в запасных частях.

В таком подшипнике все упорные колодки находятся в одинаковых условиях маслоснабжения, что повышает надежность их работы. При этом свободный слив отработанного масла в картер подшипника исключает большую часть механических потерь в нем.

На упорных колодках из стали 40Х специальным стопором фиксируют антифрикционные накладки, штампованные из металлофторопластовой ленты. Металлофторопластовые накладки взаимозаменяемы, что позволяет во время эксплуатации расширить ресурс путем перестановки накладок с более нагруженных колодок на менее нагруженные.

С целью радикального снижения виброактивности опорных подшипников и исключения масляной вибрации под каждым опорным сегментом размещена регулирующая планка (рис. 2.12), позволяющая за счет изменения ее толщины устанавливать радиальный зазор в подшипниках с заданным коэффициентом поджатия

$$K = (1 - \delta_n / \delta_c) \approx 0,2 \dots 0,4,$$

Где δ_n – зазор в подшипнике, δ_c – расчетный зазор между сегментом и валом.

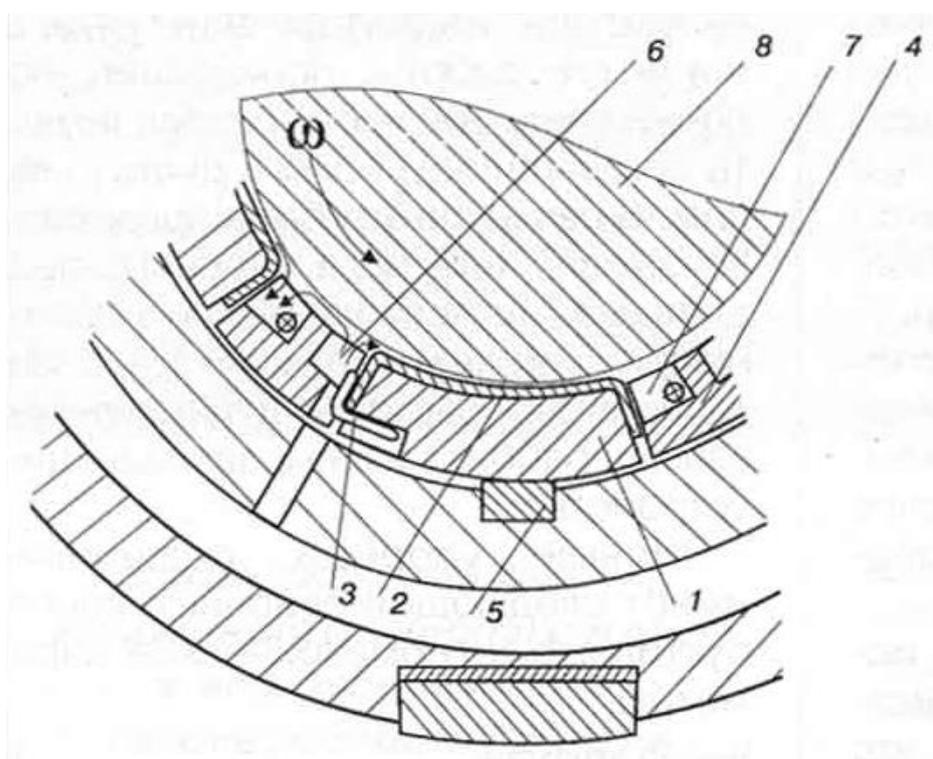


Рисунок 2.12 – Фрагмент опорного подшипника с маслоснабжением каждого сегмента (1 – сегмент опорный, 2 – накладка, 3 – стопоры накладки, 4 – перемишка сепаратора, 5 – планка регулирующая, 6 – камера подвода масла, 7 – камера слива масла, 8 - вал).

На каждом сегменте из стали 40X специальным стопором фиксируют антифрикционные накладки, штампованные из металлофторопластовой ленты. Накладки взаимозаменяемы.

С 1994 по 2001 в ОАО «Метафракс» были оснащены новыми вкладышами, штампованными из металлофторопластовой ленты все ключевые агрегаты: паровая турбина фирмы «Нуово-Пиньоне» НК-40/45 мощностью 16 МВт; двухцилиндровый компрессор синтез-газа BCL-607 фирмы «Нуово-Пиньоне»; компрессор рециркуляции PCL-802. Суммарная наработка по состоянию на август 2002 составляет свыше 550000 часов. За весь период работы турбоагрегатов с новыми вкладышами аварийных ситуаций из-за неудовлетворительной работы подшипников не возникало, проведения доводочных или наладочных работ не требовалось, расход и давление масла оставались в заданных диапазонах. [17, с. 23]

С 2000 по 2002 г. Новые вкладыши были разработаны и установлены на Саратовском нефтеперерабатывающем заводе в компрессоре 5RSA, в ЗАО «Куйбышевазот» (г. Тольятти) и в ОАО «Череповецкий Азот» в компрессоре K1290-121-1 для сжатия технологического воздуха при производстве аммиака, в ОАО «Уфаоргсинтез» в компрессоре K500-61-1 для сжатия воздуха общего назначения, в ООО «Сургутгазпром» для газовой турбины ГТК-10М. [17, с. 24]

На Саратовском НПЗ в результате применения новых подшипников полностью устранилась масляная вибрация, прекратились аварийные остановки по причинам вибрации, стабилизировалась работа технологической установки.

Другим методом гашения вибрации является создание демпфирующего слоя между стенкой сегмента и корпуса подшипника. Часть масла из зоны максимального давления гидродинамического клина поступает в камеру на спинке сегмента. При этом давление в камере повышается таким образом, что действующая на спинку сегмента эпюра давления уравнивает силу со стороны давления гидродинамического клина. В результате этого между спинкой колодки и корпусом возникает масляная пленка, которая играет роль

демпфера. Благодаря наличию демпфирующей пленки подшипник способен воспринимать и гасить значительные вибрационные нагрузки и угловые перекосы оси ротора, что для нашей задачи является решением. Важно осуществлять контроль температуры: отбором масла с нагруженной колодки и подводом его на датчик температуры.

Проведенный анализ позволяет сделать вывод о достигнутых конструкторских решениях по повышению несущей способности опорного подшипника и противодействию вибрации на частотах вращения вала от 4000 до 6000 об/мин:

- оснащение опорных подшипников взаимозаменяемыми и восстанавливаемыми металлофторопластовыми накладками;
- организация схемы маслоснабжения с индивидуальным подводом масла к каждой колодке, обеспечивающей также индивидуальный маслоотвод;
- создание демпфирующего слоя между стенкой сегмента и корпуса подшипника, воспринимающего значительные вибрационные нагрузки.

Достигнуть роста несущей способности упорного подшипника скольжения благодаря увеличению диаметра упорного диска невозможно по конструктивным особенностям компрессора, а также по причине того, что из-за увеличения окружной скорости скольжения за счет роста габаритов, а также по причине нарушения ламинарного режима течения при формировании гидродинамического клина упорной колодки наблюдается значительное повышение тепловыделения. Высокое тепловыделение существенно снижают несущую способность подшипника.

Надежность работы подшипника определяется температурой колодок, которая зависит от нагрузки, действующей на колодку, вязкости масла, расхода, степени очистки и способа подачи масла при нормальном и аварийном режимах работы турбоагрегата, конструкции колодок, их числа и материала, способа

выравнивания нагрузки по колодкам, шероховатости рабочих поверхностей диска и колодок, величины осевого разбега, частоты вращения и др. При использовании традиционных рычажных выравнивающих систем, разность температуры между максимально нагруженной и минимально нагруженной колодкой может составлять 40°C.

Для более равномерного распределения нагрузки между упорными колодками в подшипнике ПДУ-120/260 фирмы ООО "ТРИЗ" была применена рычажная выравнивающая система с повышенными компенсирующими свойствами (рис. 2.13), в которой трение скольжения между рычагами заменено трением качения. Разница температур между колодками в подшипниках, оснащенных такой выравнивающей системой, не превышает 6°C. [18]

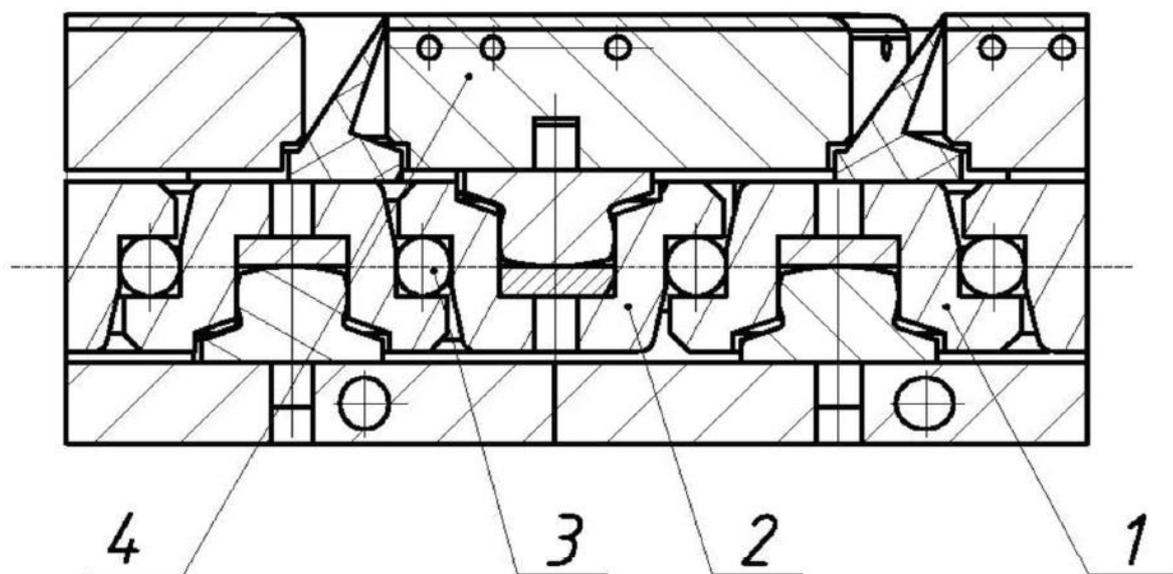


Рисунок 2.13 – Рычажная выравнивающая система с повышенными компенсирующими свойствами

(1 – рычаг нижний, 2 – рычаг верхний, 3 – ролик, 4 – колодка упорная).

По проведенному анализу могу сделать вывод о том, что возможности улучшения основных рабочих параметров опорного подшипника основаны на следующих технических решениях:

- гидростатическая разгрузка упорного диска благодаря рычажной выравнивающей системе с повышенными компенсирующими свойствами;

- оснащение опорно-упорных подшипников металлофторопластовыми накладками;
- организация схемы маслоснабжения с индивидуальным подводом масла к каждой колодке;
- индивидуальный маслоотвод от каждой колодки, обеспечивающий требуемое охлаждение поверхностей трения.

3. РАСЧЕТЫ И АНАЛИТИКА

Оптимальные условия работы опор скольжения обеспечиваются при жидкостном трении, когда смазочный слой полностью отделяет поверхности цапфы и подшипника друг от друга. На кривой Герси-Штрибека этому процессу соответствует ветвь 2-3 (рис. 2.10).

Работоспособность подшипника обусловлена вязкостью смазки и ее количеством, проходящим через зазор в единицу времени; коэффициент трения весьма мал, потери на трение не выше, чем в опорах качения, износ рабочих поверхностей практически пренебрежимо мал. Однако такой режим работы может быть реализован лишь при определенных соотношениях ряда параметров - скорости скольжения, вязкости смазки, удельной нагрузки, размеров подшипника и пр.

Правильное определение основных рабочих характеристик подшипников скольжения во многом обеспечивает надежность и долговечность проектируемого опорного узла при его эксплуатации в режиме жидкостного гидродинамического трения. При работе подшипника скольжения в режиме жидкостного трения цапфа и вкладыш практически не изнашиваются.

Произведем расчет подшипников при подаче смазки под давлением. Рассчитаю минимальную толщину масляного слоя и сравню это значение с критической толщиной масляного слоя, обеспечивающей жидкостное трение с перекрытием микронеровностей контактирующих поверхностей трения. Определю требуемое давление на входе масла в подшипник и сравню это значение со значением давления масла, создаваемого на входе в подшипниковый узел центробежного компрессора НЦ-6ДКС.

Расчет производился согласно рекомендациям [1].

Таблица 7 – Входные данные для расчета.

Характеристика	Условное обозначение	Единица измерения	Значение
Нагрузка на подшипник	P	кгс	994
Диаметр цапфы вала	d	м	0,114
Длина вкладыша подшипника	l	м	0,047
Скорость вращения вала	n	об/мин	9000
Диаметральный зазор между подшипником и цапфой	z	м	0,00018
Средняя температура смазочного слоя	t	°С	60
Температура масла на входе в подшипник	t_1	°С	45
Температура масла на выходе из подшипника	t_2	°С	75
Шероховатость поверхностей трения	Rz	мкм	0,4
Расстояние между серединами опор ротора	L	м	1,276
Давление масла на входе в подшипник	p_m	кгс/см ²	2,2
Расход смазочного масла через подшипник	$Q_{\text{раб}}$	л/мин	5,5

Определим среднюю удельную нагрузку на подшипник p :

$$p = \frac{P}{dl} = \frac{994}{0,114 * 0,047} = 185517 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2} \approx 18,55 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2};$$

Определим угловую скорость цапфы:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 * 9000}{30} = 942 \text{ с}^{-1}.$$

Найдем окружную скорость шейки вала v :

$$v = 0,5 * \omega * d = 0,5 * 942 * 0,114 = 53,694 \frac{\text{м}}{\text{сек}}$$

Найдем относительный диаметральный зазор между колодкой подшипника и цапфой вала ψ , м:

$$\psi = \frac{z}{d} = \frac{0,00018}{0,114} = 0,00158.$$

Определим коэффициент динамической вязкости масла. В системе смазки подшипникового узла НЦ-6ДКС применяется масло турбинное ТП-22, коэффициент динамической вязкости которого в зависимости от температуры смазочного слоя (подставлять в °С) определяется по формуле:

$$\begin{aligned} \mu &= 0,257 * \left(\frac{t}{10}\right)^{-1,578} = 0,257 * \left(\frac{60}{10}\right)^{-1,578} = 0,0152 \text{ Па} \cdot \text{с} \\ &= 0,00152 \text{ кгс} \cdot \text{с/м}^2. \end{aligned}$$

Вычисляем безразмерный коэффициент нагруженности подшипника:

$$\Phi_p = \frac{p\psi^2}{\mu\omega} = \frac{185517 * 0,00158^2}{0,00152 * 942} = 0,3234.$$

По таблице 24 [1] находим соответствующее для полного подшипника значение относительного эксцентриситета, предварительно рассчитав отношение

$$\frac{l}{d} = \frac{0,047}{0,114} = 0,4123.$$

Так, значение относительного эксцентриситета $\chi = 0,65$.

Таким образом, можно определить минимальную толщину масляного слоя по формуле:

$$\begin{aligned} h_{min} &= 0,5\psi d(1 - \chi) = 0,5 * 0,00158 * 0,114(1 - 0,65) = 0,000032 \text{ м} \\ &= 32 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

Для определения критической толщины масляного слоя $h_{кр}$ требуется предварительно вычислить прогиб шипа в подшипнике y_0 , учитывая, что максимальный прогиб вала $y_{max} = 100$ мкм:

$$y_0 = 1,6 \frac{l}{L} y_{max} = 1,6 \frac{0,047}{1,276} 100 = 5,9 \text{ мкм};$$

Рассчитаем критическую толщину масляного слоя $h_{кр}$ по формуле:

$$h_{кр} = 2 Rz + y_0 = 2 * 0,4 + 5,9 = 6,7 \text{ мкм}.$$

Теоретически оптимальный режим работы подшипника скольжения реализуется при $h_{min} = h_{кр}$, когда коэффициент трения минимален. Этому равенству соответствует точка 2 кривой Герси-Штрибека (рис. 2.10). Но в этом случае не обеспечивается запас толщины смазочного слоя. Для большей надежности необходимо выполнение условия

$$h_{min}/h_{кр} \geq 1,1.$$

Проверим соотношение:

$$h_{min}/h_{кр} = 32/6,7 = 4,78.$$

Расчет на жидкостное трение основывается на том, что масляный слой должен воспринимать всю нагрузку, при этом его толщина должна быть больше сумм неровностей поверхности цапфы и вкладыша.

Условие $h_{min}/h_{кр} \geq 1,1$ удовлетворено с запасом, что говорит о том, что подшипник работает в условиях, обеспечивающих жидкостное трение поверхностей ротора и опоры. Этому процессу на кривой Герси-Штрибека (рис. 2.10) соответствует ветвь 2-3.

Определим количество тепла W , выделяющегося в подшипнике в единицу времени.

Для проведения расчетов из табл. 26 [1] по известным значениям $\frac{l}{d}$ и χ находим соотношение $f/\psi = 12,67$. Тогда, зная относительный диаметральный зазор между колодкой подшипника и цапфой вала $\psi = 0,00158$, определим коэффициент трения f :

$$f = (f/\psi) * \psi = 12,67 * 0,00158 = 0,02.$$

Количество тепла, выделяющегося в подшипнике в единицу времени:

$$W = \frac{fPv}{427} = \frac{0,02 * 994 * 53,694}{427} = 2,5 \text{ ккал/сек}.$$

В тепловых процессах, происходящих в подшипниках скольжения, различают три основные стадии.

1. Неупорядоченный режим, характеризующийся неравномерностью распределения температур по элементам подшипника во времени.
2. Упорядоченный или регулярный режим, характеризующийся постоянной скоростью изменения температуры во всех точках подшипника.
3. Стационарный режим, устанавливающийся через достаточно длительный срок после пуска; этот режим характеризуется постоянством распределения температур во времени.

Первый режим соответствует периодам пуска и останова, второй — плавному изменению нагрузки и скорости вращения. Тепло, выделяющееся при возрастании нагрузки и скорости, идет в основном на нагрев деталей подшипника и соприкасающихся с ним частей машины, и в некоторой степени отводится смазкой и уходит в окружающую среду через поверхность, омываемую воздухом. При достижении номинальной нагрузки и соответствующей скорости вращения устанавливается третий режим с постоянным тепловыделением в рабочей зоне подшипника; все тепло отсюда отводится смазкой и во внешнюю среду.

Условие теплового равновесия при стационарном режиме имеет вид

$$W = W_1 + W_2,$$

где W — количество тепла, выделяющегося в подшипнике в единицу времени; W_1 — количество тепла, отводимого смазкой; W_2 — количество тепла, уходящего во внешнюю среду.

Рассчитаем количество тепла, отводимого через крышку подшипника, принимая площадь наружной поверхности равной

$$F_k = 2,5\pi dl = 2,5 * 3,14 * 0,114 * 0,047 = 0,042 \text{ м}^2,$$

коэффициент k принимается равным $k = 10 \text{ ккал/м}^2\text{ч}^\circ\text{С}$.

Количество тепла W_2 , отводимого через крышку подшипника:

$$W_2 = \frac{kF_k * (t - t_{\text{возд}})}{3600} = \frac{10 * 0,042 * (60 - 20)}{3600} = 0,005 \text{ ккал/сек.}$$

Количество тепла W_1 , которое должно отводиться смазкой:

$$W_1 = W - W_2 = W - W_2 = 2,5 - 0,005 = 2,495 \frac{\text{ккал}}{\text{сек}}$$

В сущности величину W_2 , весьма малую по сравнению с W , можно и не учитывать, полагая, что все тепло из подшипника отводится смазкой. Примем требуемое количество тепла, которое должно отводиться смазкой, равным $W_1 = 2,5$ ккал/сек.

Рассчитаем секундный расход масла, необходимый для отвода тепла W_1 по формуле:

$$Q = \frac{W_1}{c\gamma(t_2 - t_1)}$$

Для этого рассчитаем удельный вес масла γ_{60} при $t = 60^\circ\text{C}$.

$$\gamma_t = \gamma_{20} [1 - 0,75 * 10^{-3} * (t - 20)].$$

$$\begin{aligned} \gamma_{60} &= 0,90 * [1 - 0,75 * 10^{-3} * (60 - 20)] \\ &= 0,90 * [1 - 0,75 * 10^{-3} * (60 - 20)] = 0,873 \text{ Г/см}^3. \end{aligned}$$

Коэффициент c вычисляем по формуле:

$$c = 0,433 + 0,0011 * (60 - 15) = 0,4825 \text{ ккал/кг.}$$

Следовательно, искомый расход смазки равен:

$$Q = \frac{W_1}{c\gamma(t_2 - t_1)} = \frac{2,5}{0,4825 * 0,873(75 - 45)} = 0,198 \frac{\text{л}}{\text{сек}}$$

В подшипниковом узле центробежного компрессора НЦ-6ДКС обеспечивается расход смазочного масла через опорный подшипник равный $Q_{\text{раб}} = 5,5$ л/мин = $0,092$ л/сек, что меньше найденного аналитически расхода смазки ($Q_{\text{раб}} < Q$), чего наблюдаться не должно.

Полный коэффициент расхода смазки q определяется по формуле:

$$q = \frac{Q}{0,5\psi\omega l d^2} = \frac{0,198 * 10^{-3}}{0,5 * 0,00158 * 942 * 0,047 * 0,114^2} = 0,436.$$

Также полный коэффициент расхода смазки q можно рассматривать как сумму трех коэффициентов:

$$q = q_1 + q_2 + q_3,$$

где q_1 – коэффициент расхода смазки через торцы нагруженной зоны; q_2 – коэффициент расхода смазки через торцы ненагруженной зоны; q_3 – коэффициент, учитывающий дополнительное истечение смазки через канавки, расположенные на поверхности вкладыша.

Из табл. 27 [1] при $\chi = 0,65$ $q_1 = 0,282$.

Для вычисления q_2 и q_3 находим из табл. 28 [1] значения $\beta = 0,213$ и $\vartheta = 0,129$. Получим выражения для q_2 и q_3 :

$$q_2 = \beta \Phi_p \left(\frac{d}{l}\right)^2 \frac{p_e}{p} = 0,213 * 0,3234 * \left(\frac{0,114}{0,047}\right)^2 \frac{p_e}{p} = 0,405 \frac{p_e}{p};$$

Принимаем размеры канавок: $b = 0,15d$; $a = 0,1l$, тогда:

$$\begin{aligned} q_3 &= \vartheta \Phi_p \frac{b}{d} \cdot \left(\frac{l}{a} - 2\right) \left(\frac{d}{l}\right)^2 \frac{p_e}{p} = 0,129 * 0,3234 * 0,15 \cdot (10 - 2) \left(\frac{0,114}{0,047}\right)^2 \frac{p_e}{p} \\ &= 0,295 \frac{p_e}{p}. \end{aligned}$$

Подставим найденные значения и выражения в:

$$q = q_1 + q_2 + q_3;$$

$$0,436 = 0,282 + (0,405 + 0,295) \cdot \frac{p_e}{p},$$

Откуда

$$\frac{p_e}{p} = \frac{0,436 - 0,282}{0,405 + 0,295} = 0,22.$$

Требуемое давление масла на входе:

$$p_e = 0,22p = 0,22 \cdot 18,55 = 4,081 \frac{\text{кГ}}{\text{см}^2}.$$

В подшипниковом узле центробежного компрессора НЦ-6ДКС создается давление масла на входе в подшипник, равное равный

$p_m = 2,2 \text{ кГ/см}^2$, что меньше расчетного требуемого давления масла на входе $p_e = 4,081 \text{ кГ/см}^2$, чего наблюдаться не должно.

Рекомендуется увеличить давление масла на входе в подшипник для обеспечения полноценного требуемого отвода тепла смазкой со внешней средой.

Так, увеличив давление масла на входе вдвое до $p_m' = 4,4 \text{ кг/см}^2$, получим полный коэффициент расхода смазки q' :

$$q' = q_1 + q_2' + q_3' = 0,282 + (0,405 + 0,295) \cdot \frac{4,4}{18,55} = 0,448.$$

Что должно обеспечить расход смазки через опорный подшипник, равный:

$$\begin{aligned} Q' &= 0,5q'\psi\omega l d^2 = 0,5 * 0,448 * 0,00158 * 942 * 0,047 * 0,114^2 \\ &= 0,000204 \text{ м}^3/\text{с} = 0,204 \text{ л/с}. \end{aligned}$$

ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ

1. SWOT-анализ

Первый этап заключается в описании сильных и слабых сторон проекта, в выявлении возможностей и угроз для реализации проекта, которые проявились или могут появиться в его внешней среде. Дадим трактовку каждому из этих понятий.

Результаты первого этапа SWOT-анализа представлены в табличной форме (табл. 8).

Таблица 8

Матрица SWOT

	Сильные стороны научно-исследовательского проекта:	Слабые стороны научно-исследовательского проекта:
	<p>С1. Наличие бюджетного финансирования;</p> <p>С2. Расчет толщины масляного слоя, обеспечивающего жидкостное трение, при заданных условиях работы компрессора;</p> <p>С3. Наличие данных по анализу виброперемещений при работе подшипникового узла компрессора НЦ-6ДКС;</p> <p>С4. Отсутствие необходимости закупки материалов и комплектующих;</p> <p>С5. Квалифицированный персонал.</p>	<p>Сл1. Отсутствие возможности проверки результатов исследования с помощью практических опытов;</p> <p>Сл2. Допущения, производимые при расчетах;</p> <p>Сл3. Отсутствие учета износа поверхностей трения ротора и подшипников;</p> <p>Сл4. Отсутствие у потенциальных потребителей квалифицированных кадров по работе с результатами исследования;</p> <p>Сл5. Неоднозначность в определении причин вибрации.</p>

Продолжение таблицы 8

<p>Возможности: В1. Использование инновационной инфраструктуры ТПУ; В2. Сотрудничество с предприятием-изготовителем центробежных компрессоров; В3. Сотрудничество с предприятием, эксплуатирующим исследуемый центробежный компрессор НЦ-6ДКС; В4. Получение гранта для дальнейших исследований; В5. Повышение стоимости конкурентных исследований.</p>		
<p>Угрозы: У1. Отсутствие спроса на результаты исследования; У2. Развитая конкуренция технологий; У3. Снижение бюджета на исследование; У4. Недостаточная точность расчетов, обусловленная упрощениями при их проведении; У5. Отсутствие экономической обоснованности применения результата исследования.</p>		

После того как сформулированы четыре области SWOT переходим к реализации второго этапа.

Второй этап состоит в выявлении соответствия сильных и слабых сторон научно-исследовательского проекта внешним условиям окружающей среды. Это соответствие или несоответствие должны помочь выявить степень необходимости проведения стратегических изменений.

Интерактивная матрица проекта представлена в табл. 9, табл. 10, табл. 11, табл. 12.

Таблица 9

Интерактивная матрица возможностей и сильных сторон проекта

Сильные стороны проекта						
Возможности проекта		C1	C2	C3	C4	C5
	B1	+	-	-	-	+
	B2	-	-	+	+	0
	B3	-	+	+	+	0
	B4	-	0	0	+	+
	B5	-	-	+	+	-

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие возможности и сильные стороны проекта: B1C1C5, B2C3C4, B3C2C3C4, B4C4C5, B5C3C4.

Таблица 10

Интерактивная матрица возможностей и слабых сторон проекта

Слабые стороны проекта						
Возможности проекта		Сл1	Сл2	Сл3	Сл4	Сл5
	B1	-	-	-	-	-
	B2	-	-	-	-	+
	B3	-	+	+	-	+
	B4	+	+	0	+	+
	B5	-	0	-	-	0

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие возможности и слабые стороны проекта: B2Сл5, B3Сл2Сл3Сл5, B4Сл1Сл2Сл4Сл5.

Таблица 11

Интерактивная матрица угроз и сильных сторон проекта

Сильные стороны проекта						
Угрозы проекта		C1	C2	C3	C4	C5
	У1	-	-	-	-	-
	У2	-	-	+	-	-
	У3	-	-	-	-	-
	У4	-	+	0	-	-
	У5	-	-	-	-	-

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие угрозы и сильные стороны проекта: У2С3, У4С2.

Таблица 12

Интерактивная матрица угроз и слабых сторон проекта

Слабые стороны проекта						
Угрозы проекта		Сл1	Сл2	Сл3	Сл4	Сл5
	У1	+	+	+	+	+
	У2	+	+	+	-	+
	У3	0	0	0	-	+
	У4	-	+	+	-	+
	У5	0	-	-	0	-

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие угрозы и сильные стороны проекта: У1Сл1Сл2Сл3Сл4Сл5, У2Сл1Сл2Сл3Сл5, У3Сл5, У4Сл2Сл3Сл5.

Каждая из записей представляет собой направление реализации проекта.

В рамках третьего этапа составляем итоговую матрицу SWOT-анализа, которая приводится в бакалаврской работе (табл. 13).

Таблица 13

SWOT-анализ

	<p>Сильные стороны научно-исследовательского проекта:</p> <p>С1. Наличие бюджетного финансирования;</p> <p>С2. Расчет толщины масляного слоя, обеспечивающего жидкостное трение, при заданных условиях работы компрессора;</p> <p>С3. Наличие данных по анализу виброперемещений при работе подшипникового узла компрессора НЦ-6ДКС;</p> <p>С4. Отсутствие необходимости закупки материалов и комплектующих;</p> <p>С5. Квалифицированный персонал.</p>	<p>Слабые стороны научно-исследовательского проекта:</p> <p>Сл1. Отсутствие возможности проверки результатов исследования с помощью практических опытов;</p> <p>Сл2. Допущения, производимые при расчетах;</p> <p>Сл3. Отсутствие учета износа поверхностей трения ротора и подшипников;</p> <p>Сл4. Отсутствие у потенциальных потребителей квалифицированных кадров по работе с результатами исследования;</p> <p>Сл5. Неоднозначность в определении причин вибрации.</p>
--	--	--

Продолжение таблицы 13

<p>Возможности: В1. Использование инновационной инфраструктуры ТПУ; В2. Сотрудничество с предприятием-изготовителем центробежных компрессоров; В3. Сотрудничество с предприятием, эксплуатирующим исследуемый центробежный компрессор НЦ-6ДКС; В4. Получение гранта для дальнейших исследований; В5. Повышение стоимости конкурентных исследований.</p>	<p>Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Сильные стороны и возможности»: В1С1С5 – использование инновационной инфраструктуры ТПУ для проведения научного исследования предполагает возможности для реализации бюджетного финансирования с вовлечением квалифицированного персонала; В2С3С4 - Сотрудничество с предприятием-изготовителем позволяет провести более глубокое исследование причин повышенной вибрации при использовании материалов и оборудования предприятия-изготовителя; В3С2С3С4 - Сотрудничество с эксплуатирующим компрессор, подразумевает практическое подтверждение или опровержение результатов расчетов, более глубокое исследование причин повышенной вибрации при проведении исследований на предоставленном предприятии оборудовании; В4С4С5 - Отсутствие необходимости закупки материалов и комплектующих подразумевает незначительные размеры требуемых капиталовложений, что, как и высокая квалификация персонала, увеличивает возможности получения гранта; В5С3С4 – конкурентные исследования могут не обладать результатами анализа вибрации подшипников, что может повлечь за собой дополнительные расходы на его проведение. Отсутствие</p>	<p>Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Слабые стороны и возможности»: В2Сл5 – предприятие-изготовитель, возможно, не будет заинтересовано в сотрудничестве по поиску решений, исключающих вибрацию, при неоднозначном определении ее причин; В3Сл2Сл3Сл5 - предприятие, эксплуатирующее компрессор, может не быть заинтересовано в исследовании проблемы, причины которой неоднозначно обозначены, допускающем некоторые упрощения при расчетах и исключающем учет некоторых факторов. Оценки важности этих факторов мной и предприятием могут не совпадать. В4Сл1Сл2Сл4Сл5 – для получения гранта важны возможности практического применения результатов исследования, следовательно, исходные данные для расчетов должны соответствовать условиям эксплуатации компрессора.</p>
---	--	--

	необходимости закупки материалов и комплектующих делает мое исследование более конкурентоспособным.	
<p>Угрозы:</p> <p>У1. Отсутствие спроса на результаты исследования;</p> <p>У2. Развитая конкуренция технологий;</p> <p>У3. Снижение бюджета на исследование;</p> <p>У4. Недостаточная точность расчетов, обусловленная упрощениями при их проведении;</p> <p>У5. Отсутствие экономической обоснованности применения результата исследования.</p>	<p>Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Сильные стороны и угрозы»:</p> <p>У2С3 – конкурентные исследования могут обладать более точными данными по анализу виброперемещения, что может позволить провести более глубокий анализ и точно определить причину вибрации;</p> <p>У4С2 – при проведении расчета толщины масляного слоя производились допущения и упрощения, что снижает точность расчетов.</p>	<p>Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Слабые стороны и угрозы»:</p> <p>У1Сл1Сл2Сл3Сл4Сл5 - отсутствие спроса на результаты исследования может быть обусловлено влиянием на точность расчетов упрощений и допущений, а также проблемы проверки потенциальными потребителями результатов исследования на своих компрессорах;</p> <p>У2Сл1Сл2Сл3Сл5 – конкурентные исследования могут быть проведены с более высокой точностью и более глубоким анализом причин вибрации;</p> <p>У3Сл5 – снижение бюджета может быть обусловлено недостаточностью анализа проблемы;</p> <p>У4Сл2Сл3Сл5 - недостаточная точность расчетов может быть обусловлена влиянием на точность расчетов упрощений и допущений, а также неверным определением причин исследуемой проблемы.</p>

2. Планирование научно-исследовательских работ Структура работ в рамках научного исследования

Планирование комплекса предполагаемых работ осуществляется в следующем порядке:

- определение структуры работ в рамках научного исследования;
- определение участников каждой работы;
- установление продолжительности работ;
- построение графика проведения научных исследований.

Для выполнения научных исследований формируется рабочая группа, в состав которой могут входить научные сотрудники и преподаватели, инженеры, техники и лаборанты, численность групп может варьироваться. По каждому виду запланированных работ устанавливается соответствующая должность исполнителей.

Таблица 14 – Перечень этапов, работ и распределение исполнителей.

Основные этапы	№ раб	Содержание работ	Должность исполнителя
Разработка технического задания	1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель
Выбор направления исследований	2	Выбор направления исследований	Руководитель
	3	Подбор и изучение литературы по теме	Дипломник
	4	Календарное планирование работ по теме	Руководитель, дипломник

Продолжение таблицы 14

Теоретические и расчетные исследования	5	Поиск необходимых технических решений для усовершенствования конструкции подшипников	Дипломник
	6	Проведение расчетов толщины масляного слоя в подшипниках центробежного компрессора, обеспечивающей их работу в режиме жидкостного трения	Дипломник
Обобщение и оценка результатов	7	Оценка результатов исследования	Руководитель, дипломник
Оформления отчета по исследовательской работе	8	Составление пояснительной записки	Руководитель, дипломник

Определение трудоемкости выполнения работ

Трудовые затраты в большинстве случаев образуют основную часть стоимости разработки, поэтому важным моментом является определение трудоемкости работ каждого из участников научного исследования.

Трудоемкость выполнения научного исследования оценивается экспертным путем в человеко-днях и носит вероятностный характер, т.к. зависит от множества трудно учитываемых факторов. Для определения ожидаемого (среднего) значения трудоемкости $t_{ожі}$ используется следующая формула:

$$t_{ожі} = \frac{3t_{mini} + 2t_{maxi}}{5},$$

где $t_{ожі}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения i -ой работы чел.-дн.;

t_{mini} – минимально возможная трудоемкость выполнения заданной i -ой работы (оптимистическая оценка: в предположении наиболее благоприятного стечения обстоятельств), чел.-дн.;

t_{maxi} – максимально возможная трудоемкость выполнения заданной i -ой работы (пессимистическая оценка: в предположении наиболее неблагоприятного стечения обстоятельств), чел.-дн.

Исходя из ожидаемой трудоемкости работ, определяется продолжительность каждой работы в рабочих днях T_p , учитывающая параллельность выполнения работ несколькими исполнителями. Такое вычисление необходимо для обоснованного расчета заработной платы, так как удельный вес зарплаты в общей сметной стоимости научных исследований составляет около 65 %.

$$T_{pi} = \frac{t_{ожі}}{Ч_i},$$

где T_{pi} – продолжительность одной работы, раб. дн.;

$t_{ожі}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения одной работы, чел.-дн.;

$Ч_i$ – численность исполнителей, выполняющих одновременно одну и ту же работу на данном этапе, чел.

Разработка графика проведения научного исследования

При выполнении дипломных работ студенты в основном становятся участниками сравнительно небольших по объему научных тем. Поэтому наиболее удобным и наглядным является построение ленточного графика проведения научных работ в форме диаграммы Ганта.

Диаграмма Ганта – горизонтальный ленточный график, на котором работы по теме представляются протяженными во времени отрезками, характеризующимися датами начала и окончания выполнения данных работ. Для удобства построения графика, длительность каждого из этапов работ из рабочих дней следует перевести в календарные дни. Для этого необходимо воспользоваться следующей формулой:

$$T_{ki} = T_{pi} * k_{\text{кал}},$$

где T_{ki} – продолжительность выполнения i -й работы в календарных днях;

T_{pi} – продолжительность выполнения i -й работы в рабочих днях;

$k_{\text{кал}}$ – коэффициент календарности.

Коэффициент календарности определяется по следующей формуле:

$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{кал}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}},$$

где $T_{\text{кал}} = 365$ – количество календарных дней в году;

$T_{\text{вых}} = 104$ – количество выходных дней в году;

$T_{\text{пр}} = 14$ – количество праздничных дней в году.

$$k_{\text{кал}} = \frac{365}{365 - 104 - 14} = 1,48.$$

Рассчитанные значения в календарных днях по каждой работе T_{ki} округляем до целого числа. Все рассчитанные значения сводим в таблицу (табл. 15).

Таблица 15 – Временные показатели проведения научного исследования

Название работы	Трудоемкость работ			Исполнители	Длительность работ в рабочих днях, T_{pi}	Длительность работ в календарных днях, T_{ki}
	t_{min} , чел-дни	t_{max} , чел-дни	$t_{ож}$, чел-дни			
Составление и утверждение технического задания	1	3	1,8	Руков.	2	3
Выбор направления исследования	8	12	9,6	Руков.	10	15
Подбор и изучение литературы по теме	7	14	9,8	Дипл.	10	15
Календарное планирование работ по теме	1	3	1,8	Руков. дипл.	1	2
Поиск необходимых технических решений для усовершенствования конструкции подшипников	12	16	13,6	Дипл.	14	21
Проведение расчетов толщины масляного слоя в подшипниках центробежного компрессора, обеспечивающей их работу в режиме жидкостного трения	3	7	4,6	Дипл.	5	8
Оценка результатов исследования	3	9	5,4	Руков. дипл.	6	9
Составление пояснительной записки	7	14	9,8	Руков. дипл.	10	15

На основе таблицы 15 строим план-график

Таблица 16 – Календарный план-график проведения НИР по теме

№	Вид работ	Исполнители	Т _{кi} , кал. дни	Продолжительность выполнения работ											
				Фев.		Март			Апрель			Май			
				2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	
1	Составление ТЗ	Руков.	3	■											
2	Выбор направления	Руков.	15	■	■	■									
3	Изучение литературы	Дипл.	15				□	□							
4	Планирование работ	Руков. дипл.	2					□							
5	Поиск технических решений	Дипл.	21						□	□					
6	Проведение расчетов	Дипл.	8								□				
7	Оценка результатов	Руков. дипл.	9									■	■		
8	Пояснительная записка	Руков. дипл.	15										■	■	■

■ - руководитель, □ - дипломник.

**Бюджет научно-технического исследования.
Основная заработная плата исполнителей темы.**

В настоящую статью включается основная заработная плата научных и инженерно-технических работников, рабочих макетных мастерских и опытных производств, непосредственно участвующих в выполнении работ по данной теме. Величина расходов по заработной плате определяется исходя из трудоемкости выполняемых работ и действующей системы окладов и тарифных ставок. В состав основной заработной платы включается премия, выплачиваемая ежемесячно из фонда заработной платы в размере 20 –30 % от тарифа или оклада. Расчет основной заработной платы сводится в табл. 17.

Таблица 17 – Расчет основной заработной платы

№ п/п	Наименование этапов	Исполнители по категориям	Трудоемкость, чел.-дн.	Заработная плата, приходящаяся на один чел.-дн., тыс. руб.	Всего заработная плата по тарифу(окладам), тыс. руб.
1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель	1,8	3,83	6,89
2	Выбор направления исследования	Руководитель	9,6	3,83	36,77
3	Подбор и изучение литературы по теме	Дипломник	9,8	0,23	2,25
4	Календарное планирование работ по теме	Руководитель, дипломник	1,8	4,06	7,31

Продолжение таблицы 17

5	Поиск необходимых технических решений для усовершенствования конструкции подшипников	Дипломник	13,6	0,23	3,13
6	Проведение расчетов толщины масляного слоя в подшипниках центробежного компрессора, обеспечивающей их работу в режиме жидкостного трения	Дипломник	4,6	0,23	1,06
7	Оценка результатов исследования	Руководитель, дипломник	5,4	4,06	21,92
8	Составление пояснительной записки	Руководитель, дипломник	9,8	4,06	39,79
Итого					119,01

Статья включает основную заработную плату работников, непосредственно занятых выполнением НИИ, (включая премии, доплаты) и дополнительную заработную плату:

$$Z_{зп} = Z_{осн} + Z_{доп} ,$$

где $Z_{осн}$ – основная заработная плата;

$Z_{доп}$ – дополнительная заработная плата (12-20 % от $Z_{осн}$).

$$Z_{доп} = 0,15 * Z_{осн}.$$

Основная заработная плата ($Z_{\text{осн}}$) руководителя (лаборанта, инженера) от предприятия (при наличии руководителя от предприятия) рассчитывается по следующей формуле:

$$Z_{\text{осн}} = T_p \cdot Z_{\text{дн}}$$

где $Z_{\text{осн}}$ – основная заработная плата одного работника;

T_p – продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником, раб. дн. ;

$Z_{\text{дн}}$ – среднедневная заработная плата работника, руб.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{\text{дн}} = \frac{Z_M \cdot M}{F_d},$$

где Z_M – месячный должностной оклад работника, руб.;

M – количество месяцев работы без отпуска в течение года: при отпуске в 24 раб. дня $M=11,2$ месяца, 5-дневная неделя; при отпуске в 48 раб. дней $M=10,4$ месяца, 6-дневная неделя; F_d – действительный годовой фонд рабочего времени научно- технического персонала, раб. дн.

Таблица 18 – Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Дипломник
Календарное число дней	365	365
Количество нерабочих дней		
- выходные	104	104
- праздничные	14	14
Потери рабочего времени		
- отпуск	48	72
- невыходы по болезни		
Действительный годовой фонд рабочего времени	199	175

Месячный должностной оклад работника:

$$Z_M = Z_{\text{тс}} \cdot (1 + k_{\text{пр}} + k_d) \cdot k_p,$$

где $Z_{\text{тс}}$ – заработная плата по тарифной ставке, руб.;

$k_{\text{пр}}$ – премиальный коэффициент, равный 0,3 (т.е. 30% от $Z_{\text{тс}}$);

k_d – коэффициент доплат и надбавок составляет примерно 0,2 – 0,5 (в НИИ и на промышленных предприятиях – за расширение сфер обслуживания, за профессиональное мастерство, за вредные условия: 15- 20 % от $Z_{тс}$);

k_p – районный коэффициент, равный 1,3 (для г. Томска).

Таблица 19 – расчет основной заработной платы

Исполнители	$Z_{тс}$, руб.	$k_{пр}$	k_d	k_p	Z_m , руб.	$Z_{дн}$, руб.	T_p , раб. дн.	$Z_{осн}$, руб.
Руководитель	33162,87	0,3	0,4	1,3	73289,94	3830,23	29	111076,7
Дипломник	3000	0	0	1,3	3900	231,77	46	10661,4
Итого $Z_{осн}$								121738,1

Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления)

В данной статье расходов отражаются обязательные отчисления по установленным законодательством Российской Федерации нормам органам государственного социального страхования (ФСС), пенсионного фонда (ПФ) и медицинского страхования (ФФОМС) от затрат на оплату труда работников.

Величина отчислений во внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы:

$$З_{внеб} = k_{внеб} * (З_{осн} + З_{доп}),$$

где $k_{внеб}$ – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды (пенсионный фонд, фонд обязательного медицинского страхования и пр.). На 2014 г. в соответствии с Федеральным закона от 24.07.2009 №212-ФЗ установлен размер страховых взносов равный 30%. На основании пункта 1 ст.58 закона №212-ФЗ для учреждений осуществляющих образовательную и научную деятельность в 2014 году водится пониженная ставка – 27,1%

Таблица 20 – отчисления во внебюджетные фонды

Исполнитель	Основная заработная плата, руб	Дополнительная заработная плата, руб
	Исп. 1	
Руководитель	111076,7	16661,5
Дипломник	10661,4	1599,2
Коэффициент отчислений во внебюджетные фонды	0,271	
Итого		
Отчисления во внебюджетные фонды, руб.	37939,7	

Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта

Рассчитанная величина затрат научно-исследовательской работы (темы) является основой для формирования бюджета затрат проекта, который при формировании договора с заказчиком защищается научной организацией в качестве нижнего предела затрат на разработку научно-технической продукции.

Таблица 21 – Расчет бюджета затрат НИИ

Наименование статьи	Сумма, руб.	Примечание
	Исп. 1	
1. Затраты по основной заработной плате исполнителей темы	121738,1	
2. Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы	18260,7	15% от 1
3. Отчисления во внебюджетные фонды	37939,7	27,1% от суммы 1-2
4. Накладные расходы	28470,2	16% от суммы 1-3
5. Бюджет затрат НИИ	206408,7	Сумма ст. 1-4

СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ

1. Описание рабочего места

1.1 Вредные проявления факторов производственной среды.

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

- вредные вещества;
- повышенный шум и вибрация;
- плохой микроклимат.

1.1.1. Масло марки ТП-22.

Используется для смазки трущихся поверхностей нагнетателя НЦ-6-ДКС, 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.

Во избежание попадания масла в другие полости компрессора, а также из корпуса в атмосферу в подшипниковом узле предусмотрены два уплотнительных кольца по краям корпуса подшипника. Перед разборкой компрессора 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) НЦ-6-ДКС предназначена для снабжения блока компрессора и мультипликатора маслом низкого давления.

1.1.2. Повышенный уровень шума и вибрация.

Основным источником шума и вибрации является ГПА. 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 компрессора оснащается предупредительным знаком. Для уменьшения шума на всасе устанавливаются глушители. Так же для турбин предусмотрена обшивка с отсосом воздуха из-под неё для понижения шума и тепловыделения в блок, где установлена ГТУ. Изнутри обшивка покрыта шумопоглощающей изоляцией. Обслуживающий персонал в качестве индивидуальной защиты слуха использует защитные наушники по ГОСТ 12.4.051.

1.1.3. Микроклимат.

Укрытие ГПА является замкнутым производственным помещением со своим микроклиматом на которые влияет тепловое излучение работающей газотурбинной установки, нагнетателя, масляного бака, трубопроводов с водой или газом.

Допустимые микроклиматические условия установлены по критериям допустимого теплового и функционального состояния человека не вызывают повреждений или нарушений состояния здоровья, но могут приводить к возникновению общих и локальных ощущений теплового дискомфорта, напряжению механизмов терморегуляции, ухудшению самочувствия и понижению работоспособности.

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:

1) Для тёплого периода года:

- температура воздуха: 21-23 °С;
- влажность: 40-60%;
- скорость движения воздуха: 0,3 м/с;
- оптимальная температура поверхностей: 19-23 °С;
- допустимая температура поверхностей: 18-18 °С.

2) Для холодного периода года:

- температура воздуха: 18-20 °С;
- влажность: 40-60%;
- скорость движения воздуха: 0,2 м/с;
- оптимальная температура поверхностей 18-22 °С;
- допустимая температура поверхностей 16-24 °С.

По санитарным нормам СН-245-71 температура наружных частей ГТУ не должна превышать 45 °С. Для обеспечения нормальных температурных условий необходимо:

- использование наружной и внутренней изоляции;
- воздушное охлаждение внутренней поверхности корпуса, дисков, хвостовиков;
- установка защитных экранов.

Для поддержания нормального микроклимата наиболее совершенным средством является вентиляция. Согласно СНИП 2.04.05086 в укрытии ГТУ с объёмом 20-40 м³ предусматривается приточно-вытяжная вентиляция, обеспечивающая подачу воздуха не менее 20 м³/час на человека [2]. Для поддержания заданной температурой в зимнее время года ангар оборудован тепловой завесой и отоплением.

1.2. Опасные проявления факторов производственной среды.

При работе ГПА возникают опасные факторы такие как:

- пожаровзрывоопасность;
- термическое травмирование.

1.2.1. Пожаровзрывоопасность.

Взрывозащищенность компрессора обеспечивает:

- применение светильников и электрооборудования во взрывобезопасном исполнении;
- герметизация внутренних полостей компрессора, исключающей возможность протечек.

– выполнением электромонтажа в соответствии с требованиями комплекса стандарта ГОСТ Р 511330;

– наличием датчиков аппаратуры контроля загазованности в помещении укрытия;

– системой вентиляции

1.2.2. Фактор термического травмирования.

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.

Технические данные:

- тепловыделение компрессора - не более 120 кВт;

- температура на входе в маслоохладитель, не выше 85°С;

- температура на выходе из маслоохладителя - не выше 52°С;

- температура масла в баке (перед пуском) - не ниже 30°С.

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

2. Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды.

2.1. Анализ действия фактора на организм человека и приведение допустимых норм.

При эксплуатации маслосистемы функцию сброса выделившихся и накопившихся газа и паров масла выполняет система суфлирования.

Данный фактор при отсутствии надлежащей системы очистки вентиляционных выбросов от паров масла крайне негативно влияет на организм человека.

Токсическое действие смазочных масел может проявиться главным образом при чистом попадании масла на открытые участки тела, при длительной

работе в одежде, пропитанной маслом, а также при вдыхании тумана. Токсичность смазочных масел усиливается с повышением температуры кипения масляных фракций, с повышением их кислотности, и увеличением в их составе количества ароматических углеводородов, смол и сернистых соединений.

Масло и охлаждающие смеси в виде аэрозолей (ПДК для масляного аэрозоля - 5 мг/м³) могут оказывать резорбтивное действие, попадая в организм через органы дыхания, а также поражать последние. При этом наибольшую потенциальную опасность представляют смазочные масла, содержащие в своем составе летучие углеводороды (бензин, бензол и др.) или сернистые соединения.

Предельно допустимая концентрация паров углеводородов масел в воздухе рабочей зоны 300 мг/м³ - в соответствии с ГОСТ 12.1.005. «Система стандартов безопасности труда. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны».

2.2. Предлагаемое средство защиты.

Система суфлирования представляет собой систему трубопроводов, осуществляющих связь полостей кожуха стыковой части, кожуха упорного подшипника и воздушной полости маслобака с атмосферой через маслоуловители МУ, которые включают в себя воздушные фильтр-патроны ВЭФ-3, предназначенные для эффективной очистки вентиляционных выбросов от масляного тумана.

В качестве маслоохладителя в маслосистеме применяется аппарат воздушного охлаждения масла. Масло для охлаждения направляется в теплообменные секции аппарата воздушного охлаждения масла. Режим работы АВОМ определяется режимом работы компрессора и мультипликатора, которые обуславливают температуру масла перед маслоохладителем и после него. Изменение режима работы достигается включением и выключением вентиляторов, которые засасывают атмосферный воздух через воздушные клапаны, установленные перед теплообменными секциями.

Воздух проходит через теплообменные секции, отбирает тепло с их поверхности, и через выходные отверстия вентиляторных блоков нагретый

воздух сбрасывается в атмосферу. Поддержание температуры охлаждаемого масла на заданном температурном уровне осуществляется путем плавного изменения частоты вращения рабочих колес вентиляторов за счет изменения частоты питающей их электросети. Нормальная работа аппарата воздушного охлаждения масла обеспечивается системой вентиляей, клапанов, регуляторов температуры.

3. Охрана окружающей среды.

3.1. Защита селитебной зоны.

Селитебная зона не подвержена действию вредных факторов работы газоперекачивающего агрегата Мыльджинского месторождения. Дожимная компрессорная станция 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.

3.2. Анализ воздействия объекта на атмосферу.

Предельно допустимый выброс на единицу топлива: 1,99 г/м³. Эти газы представляют собой смесь продуктов сгорания с избыточным горением. В общем случае продукты сгорания могут содержать:

- продукты полного сгорания горючих компонентов топлива;
- компоненты неполного сгорания топлива;
- окислы азота;
- золотые частицы, образующиеся из негорючих минеральных примесей.

Выхлопные газы, загрязняя атмосферу, приводят к уменьшению потока солнечной энергии на поверхности земли к ухудшению видимости в результате поглощения и рассеивания света взвешенными частицами. Эти частицы представляют также серьёзную угрозу для здоровья человека – попадая в органы дыхания, они приводят к тяжёлым заболеваниям.

Одной из возможностью уменьшить вред от выхлопных газов является улучшенная очистка газа от мех примесей и дополнительная осушка на стадии подготовки топливного газа. Это позволит сжигать более чистый газ в турбине, соответственно выхлопной газ на выходе будет тоже чище.

3.3. Анализ воздействия объекта на гидросферу.

Единственный сброс жидкости с территории ДКС производит охлаждающая система ГПА. 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.

3.4. Анализ воздействия объекта на литосферу.

Работа ГПА 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 ДКС 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.

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

3.5. Требования 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.

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

4. Защита в чрезвычайных ситуациях.

Возможные ЧС на объекте:

- нарушение рабочего режима маслосистемы;
- нарушение герметичности трубопроводов и установки, разливы масла;
- неисправность электрооборудования;
- перегрузка электрических приборов;
- применение открытого огня, проведение сварочных работ вблизи мест расположения горюче-смазочных материалов, сгораемых конструкций и горючих веществ.

Наиболее типичная ЧС:

- нарушение рабочего режима маслосистемы;

Маслосистема снабжена средствами измерения и контроля, а также имеет защитные блокировки: предупредительные и аварийные, обеспечивающие отключение агрегата при нарушении рабочего режима маслосистемы. Большая их часть объединены на щите контроля, который размещен в отсеке компрессора. Основные элементы маслосистемы, кроме агрегата воздушного охлаждения масла, установлены внутри отсека компрессора.

Подготовка и включение маслосистем в работу выполняется согласно описанных ранее правил, т.е. заполнение насосов, удаление воздуха, включение на закрытую напорную задвижку, подача масла в систему смазки. После прогрева масла включаются ВПУ, регулируется давление масла в системе смазки сбросным клапаном, опробуются защиты и блокировки, аварийные маслосистемы ставятся на АВР, пломбируется запорная арматура на МНС в соответствующем положении, проверяется работа системы регулирования. При воздействии на

синхронизатор перемещение РК, диафрагм, СК должно быть плавным без заеданий и толчков. При воздействии на кнопку аварийного останова, СК, РК и диафрагмы должны мгновенно закрываться. При возникновении аварийной ситуации в маслосистеме и невозможности восстановления режима производят разгрузку турбогенератора и его отключение. Причинами повышения температуры масла могут быть: резкое повышение нагрузки турбогенератора, нарушение работы маслоохладителей по причине их завоздушивания и прочее. При возникновении пожаров в маслосистеме турбогенератора и невозможности его устранения производят аварийный останов турбогенератора со срывом вакуума. При загорании масла в ГМБ производят слив масла в БАСМ и производится подача углекислоты в ГМБ.

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

5. 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 компрессора. Основные элементы маслосистемы, кроме агрегата воздушного охлаждения масла, установлены внутри отсека компрессора.

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.

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.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результатом проведения данной работы стали рекомендации по увеличению давления масла на входе в подшипник вдвое с $2,2 \text{ кг/см}^2$ до $4,4 \text{ кг/см}^2$. Это должно обеспечить расход смазки через опорный подшипник, требуемый и достаточный для осуществления теплоотвода от опоры при заданном режиме работы.

Проведены расчёт основных характеристик подшипников скольжения, таких, как толщина масляного слоя, которая обеспечивается при заданных конструкции и режиме работы, и сравнение полученных значений со значениями критической толщины масляного слоя, при которой подшипник работает в режиме жидкостного трения. Результаты анализа говорят о том, что подшипник работает в условиях, обеспечивающих жидкостное трение поверхностей ротора и опоры.

В ходе анализа технических решений, способствующих повышению несущей способности опорного подшипника и противодействию вибрации на частотах вращения вала от 4000 до 6000 об/мин, были вынесены рекомендации по оснащению опорных подшипников взаимозаменяемыми и восстанавливаемыми металлофторопластовыми накладками с организованной при этой конструкции схемой маслоснабжения с индивидуальным подводом масла к каждой колодке, обеспечивающей также индивидуальный отвод горячего масла от колодок

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ СТУДЕНТА

1. Мищенко И.С. Аттракционы с мускульной тягой// Современные техника и технологии Сборник докладов XX Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. Национальный исследовательский Томский политехнический университет. Томск, 2014Издательство: Национальный исследовательский Томский политехнический университет (Томск). — [С. 193-194].
2. Мищенко, И. С. Предварительный расчет толщины обечайки шестигранного контейнера для утилизации среднеактивных ядерных отходов [Электронный ресурс] / И. С. Мищенко, К. К. Манабаев // Высокие технологии в современной науке и технике : сборник научных трудов IV Международной научно-технической конференции молодых ученых, аспирантов и студентов, г. Томск, 21-24 апреля 2015 г. / Национальный исследовательский Томский политехнический университет (ТПУ) ; под ред. А. Н. Яковлева. — Томск: Изд-во ТПУ, 2015. — [С. 371-375].

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Чернавский С.А. Подшипники скольжения: Москва, Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы. 1963. -243 с.
2. Шлыков В. И., Воронцов П. А. Исследование и разработка методов повышения долговечности деталей насосно-компрессорного оборудования газоперерабатывающих заводов П/О "СевКавнефтегазпереработка". Деп. ВНИЦентр, 1984. Инв. 02850027988. 95 с.
3. Герасимов Б. Я. Подшипники скольжения центробежных компрессорных машин. Обзорная информация. М.: Энергетическое оборудование (НИИинформтяжмаш). 1972. 53с.
4. Герасименко С.С., Иванов А.А. Подшипники герметичных насосов; Академия наук Белорусской ССР (АН БССР), Институт ядерной энергетики. – Минск: Наука и техника, 1989. – 159 с.
5. Тыркин Б. А., Шумаков В. В. Монтаж компрессоров, насосов и вентиляторов: учебник – Москва: Высшая школа, 1985. – 247 с.
6. Ястребова Н. А., Кондаков А. И., Спектор Б. А. Технология промышленного ремонта компрессорных машин. Обзорная информация. М.: ЦИНТИхимнефтемаш. 1987. - 42 с.
7. Воронцов П.А. Основы комплексного решения проблемы усовершенствования подшипников скольжения турбомашин. Диссертация. Ростовский государственный университет путей сообщения.: Ростов-на-Дону, 1999. – 305 с.
8. Ведерников М. И. Компрессорные и насосные установки химической, нефтехимической и нефтеперерабатывающей промышленности. - М.: Высшая школа. 1987. - 247 с.
9. Шведков Е. А. Самосмазывающиеся антифрикционные материалы. //Порошковая металлургия. 1983, 6. с. 37-51.
10. Семенов А. П., Кацура А. А. Триботехнические свойства металлофтормономерного материала при температурах до 350°С и в жидких средах.// Трение и износ. 1994, Т. 15, 5. с. 782-787.

11. В.С.Марцинковский, В.И.Юрко, Ю.С. Филоненко. Эффективное повышение несущей способности упорных подшипников скольжения. ООО “ТРИЗ”, г. Сумы, Украина. 2011. – 8 с.
12. Леверов А.В. Многоклиновые, сегментные и комбинированные подшипники John Crane. // Газотурбинные технологии. 2008. № 6. С. 8-10.
13. Муратов Х.И., Сатановский С.В. Замена баббита в гидродинамических подшипниках турбомашин антифрикционными штампованными накладками // Компрессорная техника и пневматика. 2003. № 6. С. 19-22.
14. Селезнев К. П., Нуждин А. С., Федоренко Н. Д. Состояние и перспективы развития компрессоростроения.// Химическое и нефтяное машиностроение. 1989. 8. с.2-5.
15. Воронцов П.А., Шлыков В.И. О пригодности металлофторопластового материала для подшипников насосно-компрессорного оборудования. В сб. "Повышение износостойкости и снижение металлоемкости деталей машин". СтПИ, г. Ставрополь, 1991. с.50-54.
16. Воронцов П.А., Семенов А.П. Металлофторопластовый материал для гидродинамических опор скольжения.// Вестник машиностроения. 1996, 10. с. 911.
17. Муратов Х.И., Воронцов П. А. Высокоскоростной опорный подшипник с металлофторопластовыми антифрикционными элементами. //Химическое и нефтяное машиностроение. 11. 1995 г. с. 90-91.
18. Патент на изобретение 2305212, Россия, F16C 17/04. Рычажная выравнивающая система упорного подшипника. В.С.Марцинковский, Ю.С.Филоненко, В.Н.Кучеренко.

ПРИЛОЖЕНИЯ