

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Институт нефти и газа
Технологические машины и оборудование нефтегазового комплекса

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

_____ Э.А. Петровский
подпись инициалы, фамилия

« ____ » _____ 2016 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Разработка и исследование подшипников скольжения для ремонта насосных
нефтеперекачивающих установок НПС 200-700 на Ачинском НПЗ

тема

15.03.02 Технологические машины и оборудование

код и наименование направления

15.04.02.02 Надежность машин и оборудования нефтегазового комплекса

код и наименование магистерской программы

Научный руководитель _____ Э.А. Петровский
подпись, дата должность, ученая степень инициалы, фамилия

Выпускник _____ А.П. Бжитских
подпись, дата инициалы, фамилия

Рецензент _____
подпись, дата должность, ученая степень инициалы, фамилия

Красноярск 2016

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Институт нефти и газа
Технологические машины и оборудование нефтегазового комплекса

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

_____ Э.А. Петровский
подпись инициалы, фамилия

« ____ » _____ 2016 г.

**ЗАДАНИЕ НА ВЫПУСКНУЮ
КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
В ФОРМЕ МАГИСТЕРСКОЙ ДИССЕРТАЦИИ**

Студенту Бжитских Александру Павловичу

фамилия, имя, отчество

Группа 14-01М Направление (специальность) 15.03.02

номер

код

Технологические машины и оборудование

наименование

Тема выпускной квалификационной работы Разработка и исследование подшипников скольжения для ремонта насосных нефтеперекачивающих установок НПС 200-700 на Ачинском НПЗ

Утверждена приказом по университету № _____ от _____

Руководитель ВКР Э.А. Петровский, зав. кафедры, д.т.н., ТМО НГК ИНИГ

инициалы, фамилия, должность, ученое звание и место работы

Исходные данные для ВКР Паспорт ТУ 26-02-767-78, агрегатный журнал, данные по интенсивности отказов

Перечень разделов ВКР 1. Литературно-патентный обзор; 2. Разработка подшипника скольжения; 3. Разработка технологии изготовления подшипника; 4. Расчет несущей способности подшипника с регулярным микрорельефом; 5. Экспериментальные исследования.

Перечень графического материала 1. Маршрутно-операционная карта изготовления детали «промежуточное кольцо подшипника скольжения с регулярным микрорельефом»; 2. Презентационный комплекс (18 слайдов).

Руководитель ВКР _____

подпись

инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению _____

« ____ » _____ 2016 г

АННОТАЦИЯ

Проблема повышения качества деталей и узлов машин в настоящее время стоит весьма остро. Наиболее распространенным узлом, применяемым практически во всех машинах, являются подшипники. Несмотря на массовость применения подшипников качения, все большее распространение получают подшипники скольжения, которые являются более надежным узлом, и менее прихотливы к рабочим характеристикам. Основным видом дефектов подшипников скольжения является усталостное изнашивание, которое обусловлено, отсутствием смазочного материала между поверхностями скольжения в момент пуска машины. Этот этап работы подшипника характеризуется повышенным износом сопряженных поверхностей, высоким уровнем шума, снижением надежности узла.

Основной способ повышения надежности подшипникового узла скольжения заключается в обеспечении наличия смазочного материала в зоне контакта сопряженных поверхностей в момент пуска машины. Это может достигаться разными способами. Наиболее приемлемым с технологической точки зрения, является метод образования на рабочей поверхности подшипника ячеек регулярного микрорельефа, которые будут выполнять роль смазочных карманов, обеспечивая постоянное наличие смазки в зоне трения рабочих поверхностей.

Таким образом, основная идея работы заключается в изыскании наиболее технологичного способа образования элементов регулярного микрорельефа на рабочей поверхности подшипника скольжения.

Для достижения цели предложено использовать в подшипнике промежуточное кольцо – третье тело, на рабочей поверхности которого выполнены элементы регулярного микрорельефа. Причем кольцо выполняется в виде развертки, что позволяет производить формирование требуемых геометрических характеристик рабочей поверхности на плоскости, с последующей сборкой кольца.

РЕФЕРАТ

Магистерская диссертация по теме «Разработка и исследование подшипника скольжения для ремонта насосных нефтеперекачивающих установок НПС 200-700 на Ачинском НПЗ» содержит 75 страниц текстового документа, 7 приложений, 18 использованных источников, презентационный комплекс – 17 слайдов.

ПОДШИПНИК СКОЛЬЖЕНИЯ, РЕГУЛЯРНЫЙ МИКРОРЕЛЬФ, ПРОМЕЖУТОЧНОЕ КОЛЬЦО, НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ОПОРЫ, НАСОС ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ.

Объект работы – подшипниковый узел центробежного насоса НПС 200-700 Ачинского НПЗ.

Цель работы: Повышение надежности подшипниковой опоры насоса.

В результате проведения анализа интенсивности отказов насоса НПС 200-700, было выявлено, что подшипниковая опора вала является слабым местом в конструкции. Применяемые подшипники качения не обеспечивают требуемого уровня надежности работы оборудования, требуют значительных затрат времени на проведение ремонтов и технического обслуживания.

В качестве наиболее технологичного способа повышения надежности опоры вала насоса было сделано предложение по применению подшипников скольжения с регулярным микрорельфом.

В итоге был разработан подшипник скольжения с регулярным микрорельфом ячеистого типа на рабочей поверхности кольца, установленного между цапфой вала и вкладышем. Произведен расчет численного значения несущей способности гидродинамической опоры, возникающей в подшипнике с регулярным микрорельфом, разработана технология изготовления такого подшипника.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	7
Глава 1 – Литературно – патентный обзор.....	12
Глава 2 – Разработка подшипника скольжения.....	20
2.1 Определение геометрических характеристик подшипника.....	20
2.2 Расчет рабочей поверхности промежуточного кольца подшипника скольжения.....	29
2.3 Определение несущей способности подшипника скольжения с регулярным микрорельефом.....	37
2.4 Выводы.....	48
Глава 3 – Разработка технологии изготовления подшипника скольжения с регулярным микрорельефом ячеистого типа.....	49
3.1 Разработка технологической карты для изготовления подшипника скольжения с регулярным микрорельефом ячеистого типа на горизонтально-фрезерном станке.....	49
3.2 Выводы.....	56
Глава 4 – Экспериментальные исследования.....	57
4.1 Разработка методики проведения экспериментального исследования.....	57
4.2 Разработка матрицы эксперимента.....	60
4.3 Анализ и обработка экспериментальных данных.....	63
4.4 Выводы.....	69
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	71
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	75
ПРИЛОЖЕНИЕ А – Ж Отчет о проведении литературно-патентного обзора.....	76 – 118

ВВЕДЕНИЕ

АО «Ачинский НПЗ ВНК» является единственным крупным нефтеперерабатывающим предприятием в Красноярском крае, а также играет важную роль на рынке нефтепродуктов прилегающих регионов [1]. Завод является одним из ведущих предприятий топливно-энергетического комплекса Красноярского края.

Мощность НПЗ составляет 7,5 млн. т. нефти в год [2]. Завод перерабатывает западносибирскую нефть, поставляемую по системе трубопроводов АК «Транснефть». Вторичные перерабатывающие мощности завода включают установки каталитического риформинга, изомеризации, гидроочистки реактивного и дизельного топлива.

Завод специализируется на производстве моторного и авиационного топлива. Ачинский НПЗ производит более 100 наименований нефтепродуктов. Продукция завода реализуется преимущественно на территории Красноярского края и соседних регионов – Новосибирская, Томская, Кемеровская, Иркутская области, республики Хакасия и Тыва, Алтайский, Приморский и Хабаровский края; часть продукции отправляется на экспорт.

С 2014 года Ачинский НПЗ производит весь автомобильный бензин соответствующий стандарту Евро-5.

Ведутся строительно-монтажные работы на комбинированной установке производства нефтяного кокса мощностью 3 млн. т. в год по мазуту и по комплексу гидрокрекинга с интегрированной установкой гидроочистки дизельного топлива мощностью 3,65 млн. т. в год с объектами общезаводского хозяйства (57 объектов).

На предприятии разработана и внедрена интегрированная система менеджмента (ИСМ) в области качества, экологической и промышленной безопасности, соответствующая международным стандартам ISO 9001:2008, ISO 14001:2004, ОН SAS 18001:2007.

Несмотря на активную динамику развития производственных мощностей завода, большая часть основного оборудования работает с момента выпуска первой продукции – 12 декабря 1982 года. Насосы, теплообменные аппараты, электродегидраторы и большая часть существующих трубопроводов непрерывно эксплуатируется уже более 30 лет. Значительное время эксплуатации оборудования, с учетом специфики предприятия, обусловленной наличием абразивных сред, высокими температурами, избыточным давлением, приводит к его быстрому моральному и физическому износу. Перечисленные факторы негативно сказываются на общей динамике работы оборудования, приводят к увеличению внеплановых остановок, значительным затратам времени на ремонтно-восстановительные работы.

Таким образом, на сегодняшний день существует высокая необходимость в модернизации действующего технологического оборудования, применении и активном внедрении новых материалов, способ обработки и ремонта. В условиях современных международных отношений России вопрос самостоятельного повышения надежности оборудования стоит для многих предприятий как никогда остро.

Одним из основных агрегатов Ачинского НПЗ, применяемым повсеместно в нескольких цехах, на различных этапах переработки нефти является электронасосный агрегат НПС 200–700. Производитель – ОАО "Бобруйский машиностроительный завод".

НПС 200–700 насос центробежный горизонтальный нефтяной секционный, предназначен для перекачивания нефти, сжиженных углеводородных газов и других нефтепродуктов при температуре от -20°C до $+200^{\circ}\text{C}$ [3]. Перекачиваемая жидкость не должна содержать твердых взвешенных частиц в количестве более 0,2% по массе и размером более 0,2 мм.

Условное обозначение электронасосного агрегата состоит из основной и дополнительной частей, разделенных знаком тире. В основную часть обозначения входят буквы НПС (Н – нефтяной, П – с плоским разъемом корпуса, С – секционный) и числа, указывающие наибольшие оптимальные

параметры: 200–700 (подача–напор). В дополнительную часть обозначения входят буквы и цифры, характеризующие исполнение конструктивных элементов, при которых насос обеспечивает требуемые параметры.

В таблице 1 представлены основные технические характеристики насоса, на рисунке 1 – общий вид электронасосного агрегата.

Таблица 1 – Технические характеристики насоса НПС 200–700

Характеристика	Значение
Подача, м ³ /ч	199
Напор, м	580
Диапазон рабочих температур, °С	- 20... + 400
Диаметр колеса, мм	280
Габаритные размеры (LxBxH), мм	2200x720x735
Масса, кг	6808
Мощность двигателя, кВт	250
Частота вращения вала, об/мин	2950
Нормативный документ	ТУ26-02-767-78

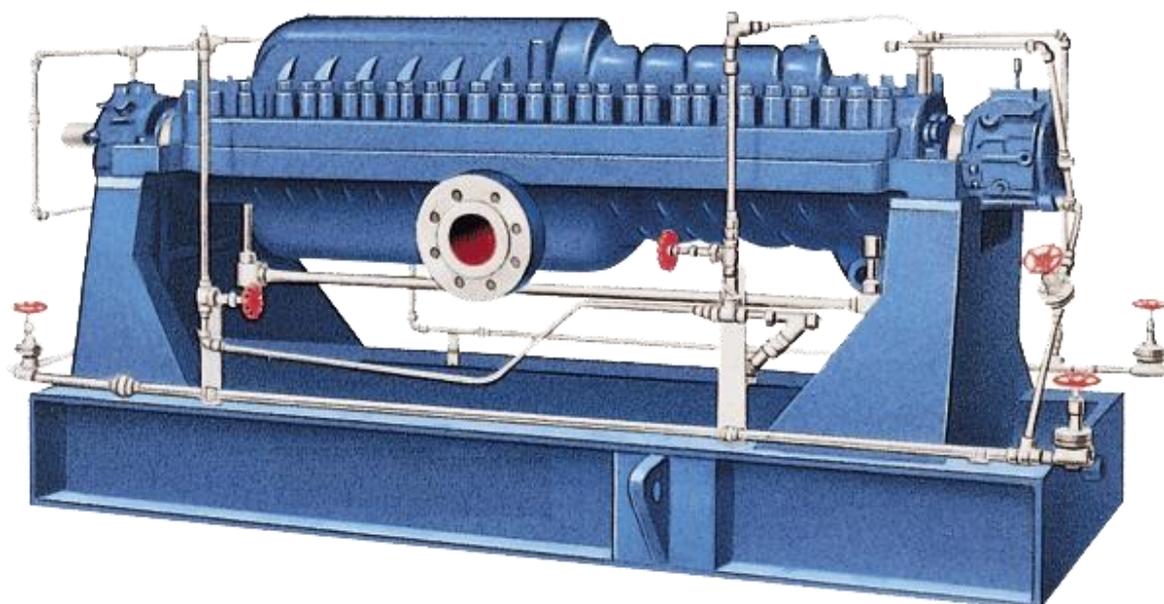


Рисунок 1 – Общий вид электронасосного агрегата НПС 200–700

Вал насоса вращается в двух шарикоподшипниковых выносных опорах. Опора, расположенная у муфты, состоит из двух радиально–упорных подшипников 46416Л ГОСТ 831–75. Противоположная опора из двух радиальных подшипников 416Л ГОСТ 8338–75. Смазка подшипников – жидкая. Предусмотрена местная, автономная циркуляция масла с автоматическим поддержанием его уровня. В качестве смазки применяется масло турбинное Т₃₀ ГОСТ 32–74. Температура в подшипниковых узлах поддерживается за счет циркуляции охлаждающей жидкости, рабочая температура в подшипниках не должна превышать +60°С.

Корпус подшипниковых опор выполнен разъемным, с плоским разъемом корпуса в горизонтальной плоскости. Материал корпуса – стальная отливка 25Л-II ГОСТ 977-75. Вал выполнен из термообработанной стали марки 40Х ГОСТ 4543-71.

Применяемый тип подшипниковых опор вала насоса имеет высокие требования к воспринимаемым нагрузкам, отсутствию ударных и вибрационных воздействий. Кроме того, подшипники качения даже при незначительных дефектах могут сами являться источником вибрации, что приводит к быстрому износу вращающихся частей агрегата, повышенному шуму, снижению производительности. Шарикоподшипниковая опора требует постоянного контроля уровня масла, температуры в корпусе, при этом есть необходимость контроля качества подаваемого масла, отсутствия в нем примесей или воды.

Подшипники качения требуют частого проведения технического обслуживания, постоянного мониторинга уровня вибрации. Каждые три месяца необходимо производить полную замену масла в подшипниковых узлах насоса, промывать подшипники и корпуса. Необходима обязательная замена подшипников после разборки насоса, установка реставрированных подшипников качения запрещается.

Перечисленные недостатки подшипниковых опор качения открывают широкие перспективы для применения подшипников скольжения, которые

получили широкое применение во многих отраслях современного машиностроения, благодаря простоте конструкции и легкости в использовании. Подшипники скольжения могут применяться при высоких частотах вращения и значительных нагрузках, могут эффективно работать в агрессивных средах, имеют малую чувствительность к ударным нагрузкам.

Перечисленные достоинства подшипников скольжения, делают их наиболее подходящими для применения в качестве опор вала насоса НПС 200-700. Кроме того, существующая конструкция подшипниковых опор позволяет произвести замену типа подшипника при минимальном изменении корпусов, с сохранением имеющихся систем охлаждения и подачи смазочного материала. А предлагаемая конструкция подшипника скольжения, имеющего промежуточное кольцо с регулярным микрорельефом, позволяет использовать в качестве смазочного материала жидкое турбинное масло Т₃₀.

Таким образом, цель работы заключается в изыскании наиболее технологичного способа образования элементов регулярного микрорельефа на рабочей поверхности подшипника скольжения для повышения надежности узла.

Для достижения поставленной цели необходимо выполнить следующие задачи: проанализировать существующий уровень технологии в области разработки подшипниковых опор скольжения с регулярным микрорельефом, определить наиболее близкое по технической сущности решение; проанализировать возможность применения в насосе НПС 200-700 подшипниковых опор скольжения; произвести расчет геометрии подшипника скольжения с регулярным микрорельефом; разработать технологию изготовления подшипника; произвести численную оценку возникающего гидродинамического эффекта в подшипнике; произвести экспериментальные исследования для подтверждения теоретических рассуждений.

Глава 1

ЛИТЕРАТУРНО-ПАТЕНТНЫЙ ОБЗОР

Для выявления существующего уровня технологии в применении элементов регулярного микрорельефа поверхности в подшипниках скольжения, был проведен обзор научных публикаций, статей, заявок на изобретение и полезные модели.

Так было выявлено, что идея нанесения элементов регулярного микрорельефа на внутреннюю поверхность вкладыша подшипника скольжения широко используется в отечественной и зарубежной промышленности. Например, для продления срока службы двигателя внутреннего сгорания авторы В.К. Глемба, К.В. Глемба предлагают наносить на рабочую поверхность винтовые маслосгонные канавки, представленные на рисунке 1.1. [Приложение А].

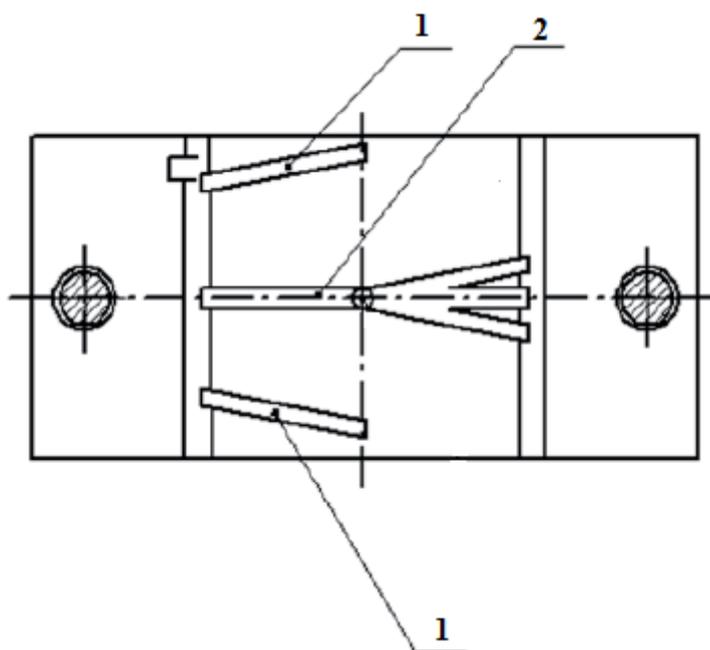


Рисунок 1.1 – Поперечный разрез вкладыша подшипника скольжения ДВС: 1 – резьбовая канавка; 2 – средняя кольцевая канавка

Недостатком данного технического решения является ограниченность площади поверхности занимаемой канавками, что препятствует равномерному распределению смазочного материала в зазоре. Кроме того, подобные канавки не обеспечат возникновения гидродинамического клина в установившемся режиме работы. Такой режим трения увеличивает силу сцепления поверхностей скольжения особенно при высоких температурах и снижает ресурс работы узла.

Также известен подшипник скольжения с фторопластовыми вкладышами, представленный на рисунке 1.2, по наружной поверхности которых выполнены конусообразные полости с вершиной в удаленной от поверхности трения части, служащие для размещения и удержания антифрикционного приработочного материала, например фторопластового лака [Приложение Б].

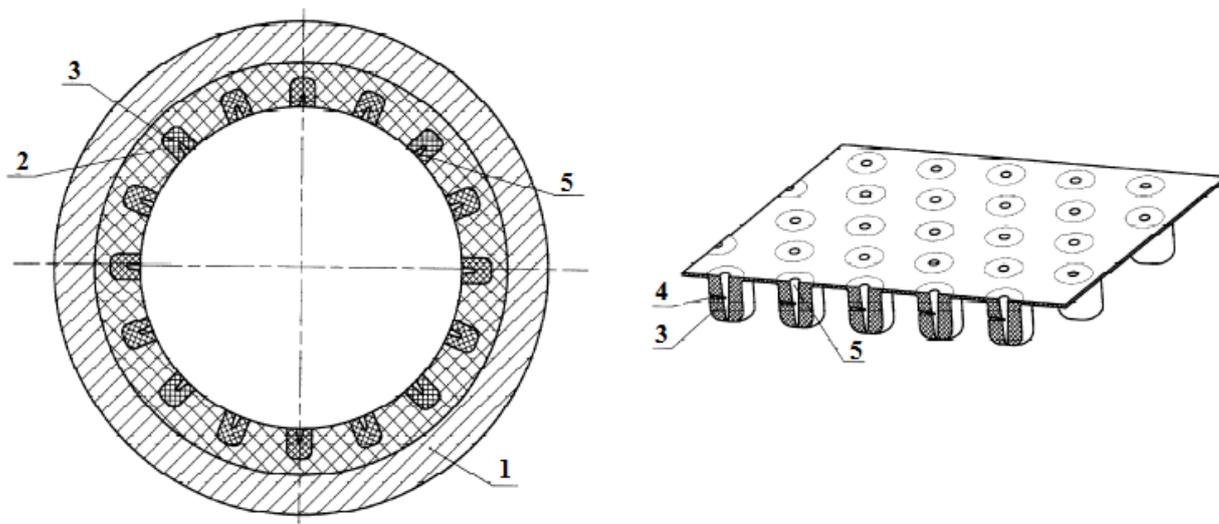


Рисунок 1.2 – Вкладыш подшипника скольжения с антифрикционными вставками на рабочей поверхности: 1 – обойма; 2 – силовой слой вкладыша; 3 – фторопластовые цилиндрические элементы; 4 – продольные разрезы; 5 – конусообразные полости

Недостатком такого вкладыша является низкая нагрузочная способность фторопласта и сложность изготовления подшипника. Такой подшипник не может применяться в тяжело нагруженных ответственных передачах, а сложность изготовления увеличивает стоимость производства и использования таких подшипников.

Известен также подшипник скольжения, изготовленный способом намотки пропитанной антифрикционной пропиткой ткани на перфорированную втулку, для получения элементов регулярного микрорельефа на тонкой слоистой вставке в подшипник. Рисунок 1.3. [Приложение В].

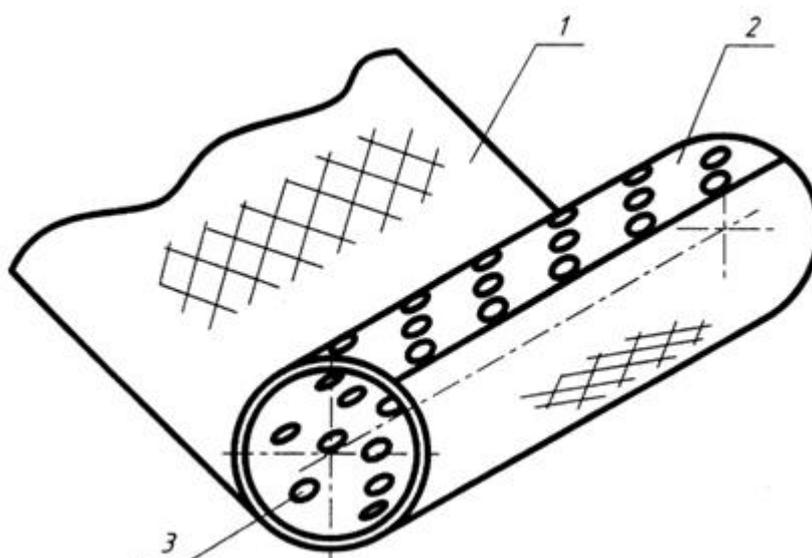


Рисунок 1.3 – Подшипник скольжения изготовленный намоткой слоистого материала на перфорированную втулку: 1 – слоистый, пропитанный антифрикционной пропиткой материал; 2 – перфорированная втулка; 3 – элементы регулярного микрорельефа.

Недостатком такого технического решения является наличие сквозных перфорированных отверстий в поверхности трения, что не обеспечивает необходимую жесткость. А слоистый материал, в условиях граничного трения в моменты пуска и остановки быстро потеряет свою работоспособность.

Существует подшипник скольжения с регулярным микрорельефом [приложение Г], отличающийся наличием дополнительной съемной втулки, напрессованной на шейку вала, на наружной стороне которой нанесен регулярный микрорельеф, ширина и шаг которого равны удвоенной величине максимального линейного износа вкладыша подшипника скольжения – рисунок 1.4.

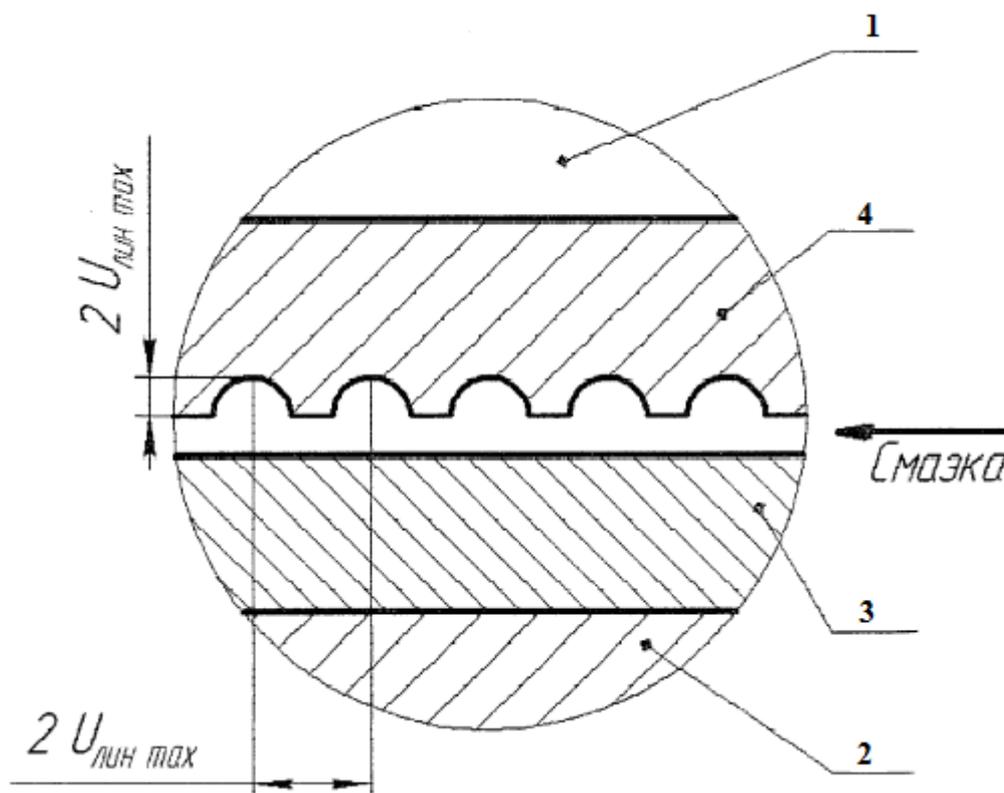


Рисунок 1.4 – Подшипник скольжения с регулярным микрорельефом на наружной поверхности втулки: 1 – вал; 2 – подшипник; 3 – антифрикционный вкладыш; 4 – промежуточная втулка с регулярным микрорельефом

Недостатком такого решения является наличие обратной пары трения, при которой элементы регулярного микрорельефа являются динамической частью узла, что приводит к увеличенным потерям на трение. Кроме того, предложенная форма и расположение элементов регулярного микрорельефа не

способствуют возникновению гидродинамического режима трения с учетом динамики работы узла.

Также известен подшипник скольжения, внутренняя поверхность втулки которого содержит расположенные по окружности клиновидные углубления, глубина которых уменьшается в направлении вращения вала – рисунок 1.5. [Приложение Д].

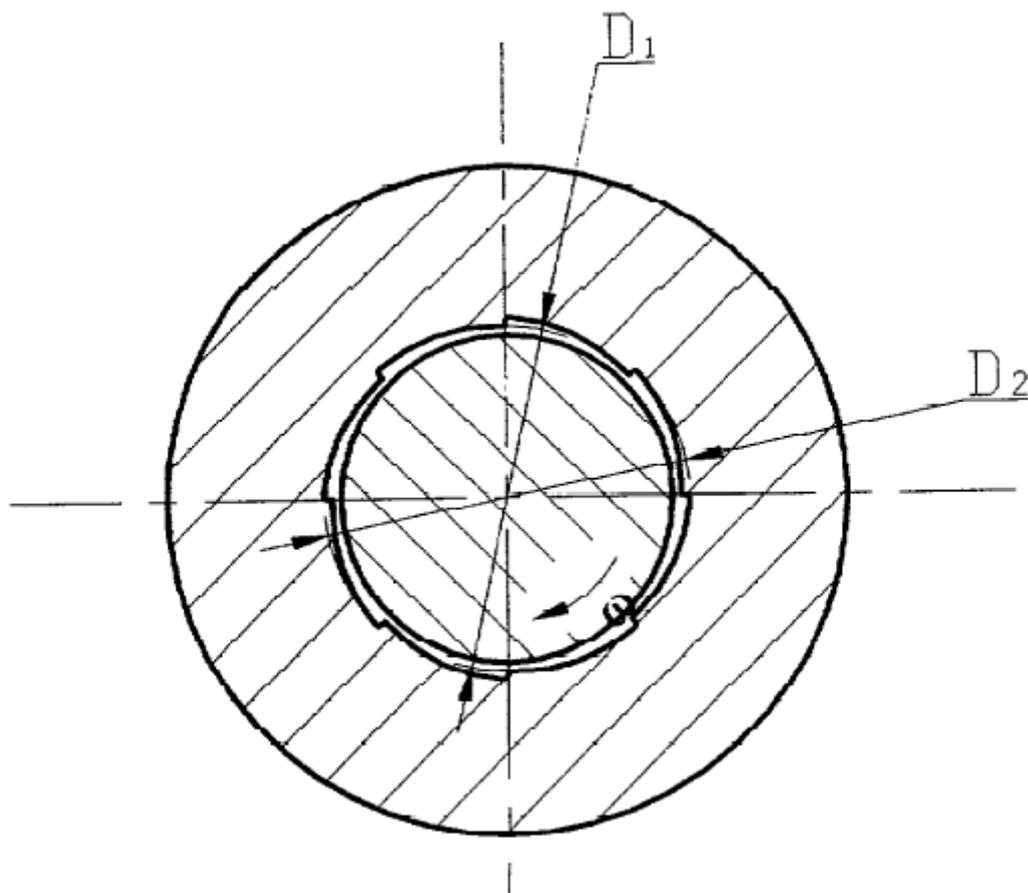


Рисунок 1.5 – Подшипник скольжения с клиновидными канавками на внутренней поверхности втулки

Недостатком такого подшипника является сложность обработки внутренней поверхности втулки, а также наличие кромочных переходов между канавками, что приводит к быстрому износу поверхности трения, увеличению температуры в зоне трения.

Существует также подшипник скольжения, снабженный дополнительной промежуточной втулкой, наружная и внутренняя поверхности которой имеют элементы регулярного микрорельефа, причем втулка выполнена в виде развертки и при монтаже одевается на вал как профильная деталь – рисунок 1.6. [Приложение Е].

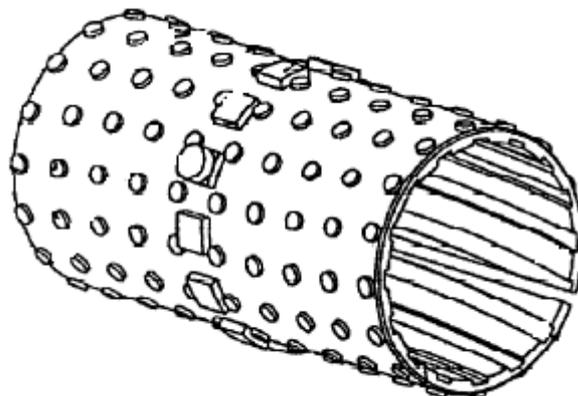


Рисунок 1.6 – Промежуточная втулка подшипника скольжения, выполненная в виде развертки с элементами регулярного микрорельефа

Недостатком такой конструкции является отсутствие радиальной фиксации втулки после сворачивая, что приведет к повышенному шуму и увеличенным нагрузкам на внутреннюю поверхность корпуса подшипника. Кроме того, предложенные элементы регулярного микрорельефа трудно осуществимы технологически.

Наиболее близким по технической сущности к предлагаемому решению является подшипник скольжения и способ его сборки – патент РФ №2044174 С1 [приложение Ж]. В котором автор предлагает установку в подшипник дополнительной промежуточной втулки, выполненной в виде развертки из тонкого листового материала. Для радиальной фиксации втулки после сборки подшипникового узла автор предлагает два способа, представленные на рисунке 1.7

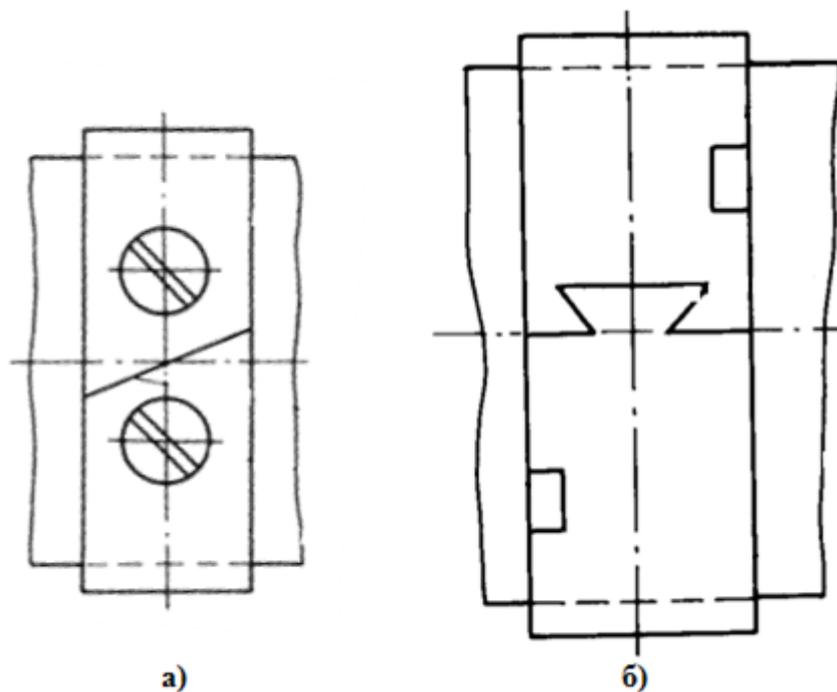


Рисунок 1.7 – Промежуточная втулка выполненная в виде развертки: а – радиальная фиксация осуществляется за счет склеивания кромок под углом с применением дополнительных винтов крепления; б – радиальная фиксация осуществляется применением крепления «ласточкин хвост» выполненным непосредственно в развертке

Основным недостатком данного подшипника скольжения является жесткое закрепления промежуточной втулки на валу по двум вариантам сборки и применение дополнительных элементов крепления. Кроме того, применение крепления «ласточкин хвост» по второму варианту может являться концентратором напряжений и способствовать возникновению осевых деформаций втулки.

ВЫВОДЫ

Анализ существующих конструкций подшипников скольжения показывает, что на сегодняшний день не существует конструкции, которая удовлетворяла бы всем требованиям качества, надежности и простоты изготовления этого узла. Выявлены наиболее близкие по технической сущности решения проблемы снижения трения в зоне контакта вал – вкладыш. Кроме того, видно, что применение дополнительного элемента в зоне трения (промежуточной втулки) благотворно влияет на работу узла, выступая в роли «третьего тела» в процессе работы.

Основные направления, в которых происходит модернизация подшипников скольжения, ориентированы в одну сторону – либо применение третьего тела, либо нанесение регулярного микрорельефа и применение антифрикционных материалов. Проанализировав существующие конструкции подшипниковых опор скольжения, есть возможность выработки наиболее эффективного решения проблемы трения в подшипнике, которое будет учитывать положительные моменты в нескольких направлениях.

Исходя из выбранного прототипа, сделано предложение по применению в подшипнике скольжения дополнительного кольца, выполненного в виде развертки из тонкого листового материала, что благотворно влияет на динамику износа контактирующих поверхностей и упрощает процесс сборки узла. Кроме того, предлагается нанесение элементов регулярного микрорельефа на внутренней поверхности дополнительного кольца, что благотворно влияет на динамику трения, благодаря специальной форме и расположению элементов микрорельефа. Благодаря тому, что кольцо выполняется в виде развертки, исключены сложные операции по обработке и образованию элементов регулярного микрорельефа на внутренней труднодоступной поверхности.

Глава 2

РАЗРАБОТКА ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

2.1 Определение геометрических характеристик подшипника

Вал насоса НПС 200–700 вращается в двух выносных шарикоподшипниковых опорах. Радиально–упорные подшипники 46416Л установлены парно со стороны муфты, и радиальные подшипники 416Л установлены также парно с противоположной стороны. Кроме того, в корпусе опоры между подшипниками смонтирована упорная втулка, имеется камера для подвода охлаждающей жидкости, отверстие для подачи смазочного масла [3]. Общий вид и геометрические размеры подшипниковых опор вала насоса представлены на рисунке 2.1.

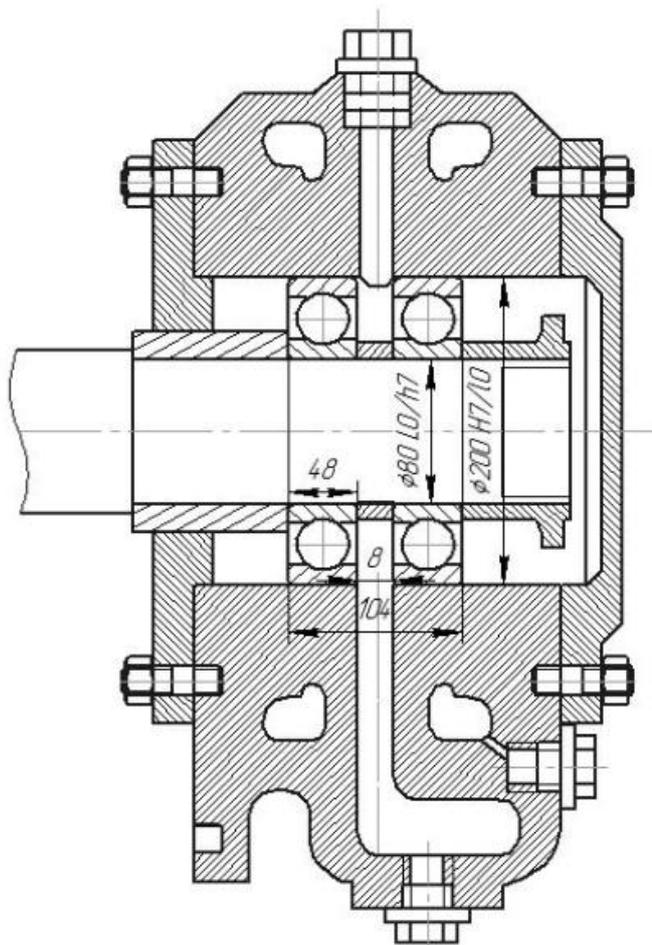


Рисунок 2.1 – Шарикоподшипниковая опора вала насоса НПС 200-700

Рабочей поверхностью вала считается участок, обработанный под запрессовку подшипников длиной 104 мм. Со стороны насоса подшипник от осевого перемещения стопорится уплотнительным кольцом, с противоположной стороны – стопорным кольцом.

При проектировании подшипника скольжения одним из важнейших факторов, определяющих надежность узла, является выбор посадок. Поскольку, именно посадка определяет ресурс работы узла за счет формирования масляного слоя, исключая «сухое трение» сопрягаемых поверхностей деталей [4].

В подшипниках скольжения необходимо обеспечить режим чисто жидкостного трения, при котором контакта между материалом вала и вкладыша нет, и трение происходит между слоями разделяющей их смазки.

В состоянии покоя вал в подшипнике скольжения находится в крайнем нижнем положении, как показано на рисунке 2.2.

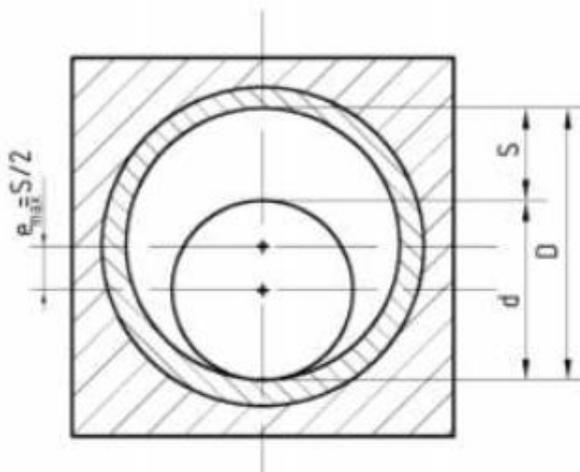


Рисунок 2.2 – Положение вала в корпусе подшипника скольжения в состоянии покоя

При вращении вала, под действием сил трения смазочное масло поступает в постепенно сужающийся масляный клиновидный зазор между валом и вкладышем подшипника, в результате чего возникает гидродинамическое давление, превышающее нагрузку на вал.

Масляный клин создается за счет эксцентрического положения вала относительно вкладыша. Образовавшийся масляный клин, благодаря повышенному давлению в нем, обладает несущей способностью и оттесняет нагруженный вращающийся вал вверх и немного по направлению его вращения, как показано на рисунке 2.3.

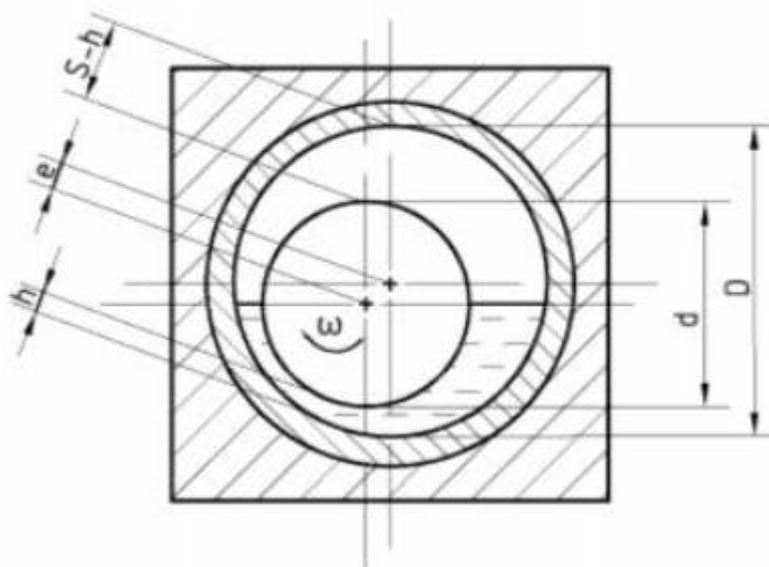


Рисунок 2.3 – Схема работы подшипника скольжения

Качество, надежность и долговечность работы подшипника скольжения зависят от толщины масляного слоя h , который зависит, в том числе, от величины зазора S_p .

Таким образом, сущность расчета посадки, заключается в определении интервала значений зазоров S , при которых будет обеспечено оптимальное значение толщины масляного слоя h .

Исходные данные, необходимые для расчета представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Исходные данные подшипниковых опор насоса НПС 200-700

Параметр	Обозначение	Значение
Номинальный диаметр, мм.	$d_{нс}$	80
Длина цапфы вала, мм.	l	104
Частота вращения, об/мин.	n	2950
Рабочая температура узла, °С	$T_{раб}$	60
Кинематическая вязкость масла при 50°С, мм ² /с.	ν	28-32
Плотность масла, кг/м ³	ρ	895

Используя данные таблицы 2.1, произведем расчет посадки подшипника скольжения:

1. Определим радиальную нагрузку на цапфу:

$$R = \frac{\mu \cdot \omega}{\psi^2} \cdot l \cdot d_{нс} \cdot C_R, \quad (2.1)$$

где ψ – относительный зазор, мм. Для предварительного расчета $\psi = 0,002$ мм.

ω – угловая скорость, рад⁻¹:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{2950}{60} = 308,944 \text{ рад}^{-1}, \quad (2.2)$$

где μ – динамическая вязкость масла, Н·с/м²:

$$\mu = \nu \cdot \rho = 30 \cdot 895 \cdot 10^{-6} = 0,027 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}^2, \quad (2.3)$$

C_R – коэффициент нагруженности подшипника. В зависимости от отношения $l / d_{нс}$, при значении относительного эксцентриситета $X = 0,3$ выбираем из таблицы 2.2. $C_R = 0,529$.

Таблица 2.2 – Значение коэффициента нагруженности C_R в зависимости от отношения l/d_{nc} и величины относительного эксцентриситета X

X	Коэффициент нагруженности C_R при l/d_{nc}									
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3
0,3	0,089	0,133	0,182	0,235	0,287	0,339	0,391	0,440	0,487	0,529

Отсюда получаем

$$R = \frac{0,027 \cdot 308,944}{0,002^2} \cdot 0,104 \cdot 0,08 \cdot 0,529 = 9178H$$

2. Величина среднего давления, Па:

$$P = \frac{R}{l \cdot d_{nc}} = \frac{9178}{104 \cdot 10^{-3} \cdot 80 \cdot 10^{-3}} = 1103125 \text{ Па}, \quad (2.4)$$

3. Допускаемая минимальная толщина масляного слоя $[h_{min}]$:

$$[h_{min}] = k \cdot (4 \cdot R_{aD} + 4 \cdot R_{ad} + \gamma_D), \quad (2.5)$$

где k – коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя, $k \approx 2$;

R_{aD} , R_{ad} – параметры шероховатости, среднее арифметическое отклонение профиля поверхности отверстия, вала. Для предварительного расчета принимаются значения $R_{aD} = 1,25$; $R_{ad} = 0,63$;

γ_D – добавка на неразрывность масляного слоя, учитывающая такие факторы как неравномерность скорости вращения, удары, вибрации, изменение вязкости масла от температуры. $\gamma_D \approx 2 - 3$ мкм.

Отсюда, минимальная толщина масляного слоя:

$$[h_{\min}] = 2 \cdot (4 \cdot 1,25 + 4 \cdot 0,63 + 3) = 21,04 \text{ мкм.}$$

4. Для значения $[h_{\min}]$ рассчитываем значение параметра A_h , определяющего корреляцию зазора в подшипнике в зависимости от минимального значения масляного слоя:

$$A_h = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{d_{nc} \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot \omega}{P}}} = \frac{2 \cdot 21,04 \cdot 10^{-6}}{80 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\frac{0,027 \cdot 308,944}{1103125}}} = 0,19 \quad (2.6)$$

5. По графику, представленному на рисунке 2.4, используя найденное значение $A_h \approx 0,20$ и, пользуясь кривой для отношения $l/d_{nc} = 1,3$

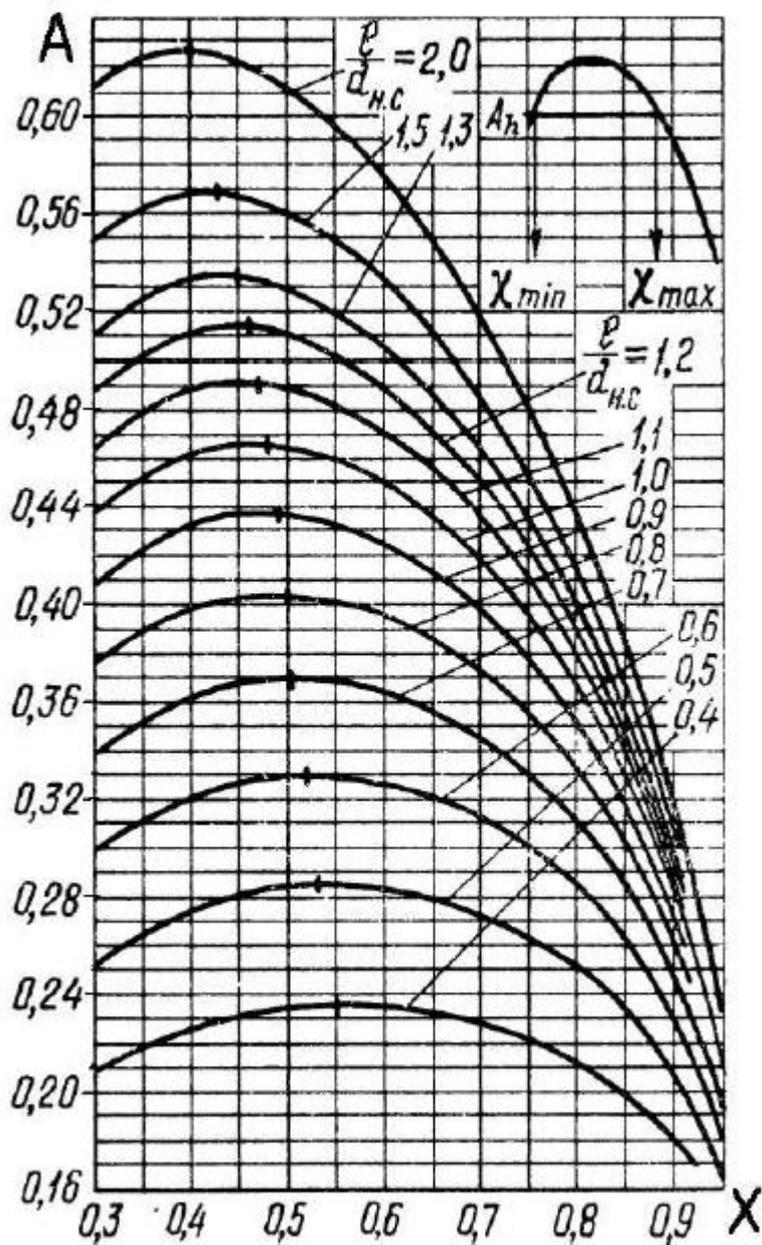


Рисунок 2.4 – График зависимости относительного эксцентриситета X от отношения l/d_{nc} и величины A

По графику видно, что значения минимального относительного эксцентриситета X_{min} в области графика не существует. Поэтому находим значение A_x для $X = 0,3$ для отношения $l/d_{nc} = 1,3$ $A_x = 0,51$.

6. По найденному значению X_{min} рассчитываем минимальный допускаемый зазор $[S_{min}]$:

$$[S_{min}] = 2,857 \cdot [h_{min}] \cdot \frac{A_x}{A_h} = 2,857 \cdot 21,04 \cdot \frac{0,51}{0,19} = 161,35 \quad (2.7)$$

7. По найденному значению A_h , используя график на рисунке 2.4, проведем линию параллельную оси абсцисс и получим, что $X_{max} = 0,95$.

8. По найденному значению X_{max} рассчитываем максимальный допускаемый зазор $[S_{max}]$:

$$[S_{max}] = \frac{2 \cdot [h_{min}]}{1 - X_{max}} = \frac{2 \cdot 21,04}{1 - 0,95} = 841,6 \quad (2.8)$$

9. Принимаем для дальнейших расчетов:

$$S_{min} \geq [S_{min}] = 161,35 \text{ мкм.}$$

$$S_{max} \leq [S_{max}] - 8 \cdot (R_{aD} + R_{ad}) = 841,6 - 8 \cdot (0,5 + 0,25) = 835,6 \text{ мкм.} \quad (2.9)$$

где R_{aD}, R_{ad} – уточненные значения шероховатости вкладыша и вала
Таким образом, выбираемая посадка должна удовлетворять условиям:

$$\begin{cases} S_{min} \geq 161,35 \text{ мкм} \\ S_{max} \leq 835,6 \text{ мкм} \end{cases} \quad (2.10)$$

При выборе посадки принимаем систему «отверстия», т. е. основным отклонением является нижнее отклонение $(EI)H = 0$. В этом случае минимальный зазор обеспечивается подбором основного (верхнего) отклонения вала (es) , исходя из условия (10), оно должно быть таким, чтобы $(EI) - (es) \geq$

S_{min} . Такому отклонению для интервала размеров 65 – 80 мм соответствует основное отклонение $d = -200$ мкм (b). [5, стр. 8].

Расчетный допуск посадки:

$$ITS = S_{max} - S_{min} = 835,6 - 161,35 = 674,25 \text{ мкм} \quad (2.11)$$

Сумма допусков отверстия и вала, образующих посадку, не должна превышать расчетный допуск. Этому условия удовлетворяют два допуска в интервале размеров от 50 до 80 мм для вала по 11 качеству и, в интервале размеров от 80 до 120 для отверстия по 12 качеству [5, стр. 7].:

$$IT12 + it11 = 350 + 190 = 540 \leq 674,25$$

Второе отклонение отверстия и вала определяем по формулам:

– Верхнее отклонение отверстия:

$$ES = EI + IT12 = 0 + 350 = + 350 \text{ мкм} \quad (2.12)$$

– Нижнее отклонение вала:

$$ei = es - it11 = - 200 - 190 = - 390 \text{ мкм} \quad (2.13)$$

Проверяем правильность принятых стандартных значений отклонений:

$$S_{min} = EI - es = 0 - (- 200) = + 200 \geq 161,35$$

$$S_{max} = ES - ei = 350 - (- 390) = + 740 \leq 835,6$$

Таким образом, требуемые параметры неравенства выполняются. Выбранная посадка 80 H12/b11 обеспечивает интервал значений зазоров от

$[S_{min}]$ до $[S_{max}]$, при которых обеспечивается минимальная допустимая толщина масляного слоя $[h_{min}]$.

Действительный размер отверстия лежит в пределах 80,00 – 80,35 мм.

Действительный размер вала лежит в пределах 79,61 – 79,8 мм.

2.2 Расчет рабочей поверхности промежуточного кольца подшипника скольжения

После определения геометрических размеров подшипникового узла скольжения, произведем расчет параметров поверхности вкладыша подшипника с регулярным микрорельефом.

В предлагаемом подшипнике для образования элементов регулярного микрорельефа ячеистого типа предлагается использовать внутреннюю поверхность промежуточного кольца. Причем кольцо выполнено в виде развертки из тонкого листового материала, и в процессе обработки регулярный микрорельеф образуется на плоской поверхности, что обеспечивает простоту технологического осуществления такой обработки.

Для определения длины заготовки под вкладыш воспользуемся формулой для нахождения длины окружности по известному диаметру.

$$l = 2 \cdot \pi \cdot r = \pi \cdot d = \pi \cdot 80 = 251,33 \quad (2.14)$$

В заготовке также необходимо предусмотреть свободные кромочные участки для выполнения крепежных элементов по типу «ласточкина хвоста» и «пазла». Кроме того, соединительный шов на пластине следует выполнять под углом к образующей цилиндра, для исключения возникновения концентратора напряжений при радиальном вращении подшипника, как показано на рисунке 2.5.

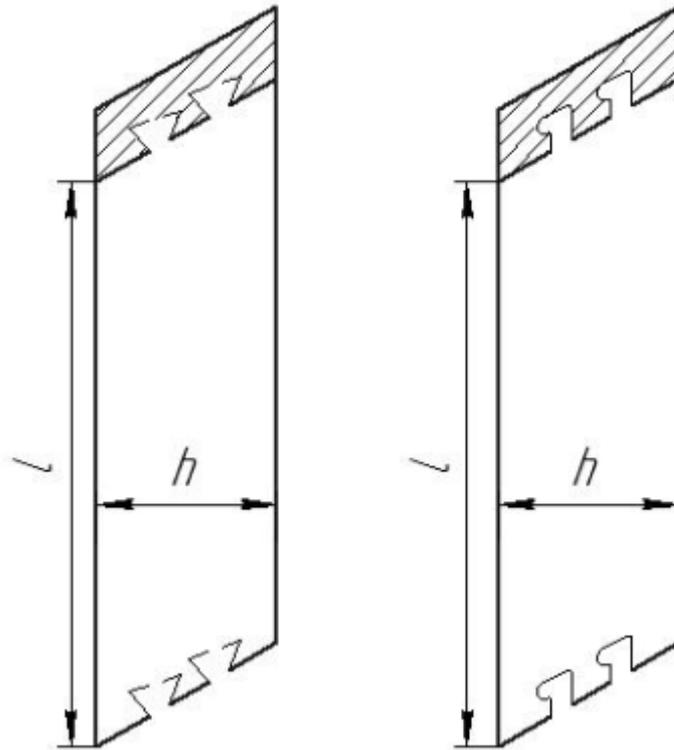


Рисунок 2.5 – Заготовка пластины с элементами крепления: а – «ласточкин хвост»; б – «пазл»

На следующем этапе проектирования производим расчет параметров расположения и формы элементов регулярного микрорельефа на поверхности пластины.

Определим площадь поверхности заготовки под элементы регулярного микрорельефа:

$$F_{\text{общ}} = l \cdot h = 0,25133 \cdot 0,104 = 26138,32 \text{ мм}^2 \quad (2.15)$$

Площадь занимаемая ячейками регулярного микрорельефа, согласно экспериментальными данным, представленным на рисунке 2.6, для обеспечения максимальной толщины смазочного слоя должна занимать 40 – 45% общей площади. [6, стр.179].

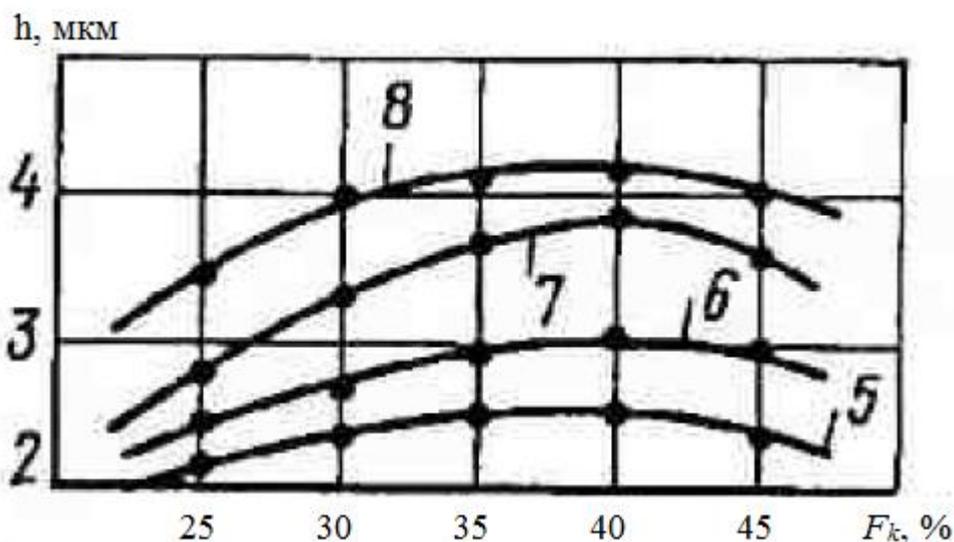


Рисунок 2.6 – Зависимость толщины смазочного слоя h от площади, занимаемой ячейками регулярного микрорельефа F_k

Исходя из геометрических размеров вкладыша подшипника, площадь занимаемая ячейками регулярного микрорельефа составит:

$$F_k = 0,4 \cdot F_{\text{общ}} = 0,4 \cdot 26138,32 = 10455,33 \text{ мм}^2 \quad (2.16)$$

Так как по предложенному методу нанесения регулярного микрорельефа на рабочую поверхность вкладыша подшипника скольжения, каждая ячейка микрорельефа формируется за счет воздействия на поверхность фрезы, то все геометрические параметры ячейки будут определяться выбором и положением фрезы в пространстве.

Принципиальная схема образования элементов регулярного микрорельефа на поверхности пластины представлена на рисунке 2.7.

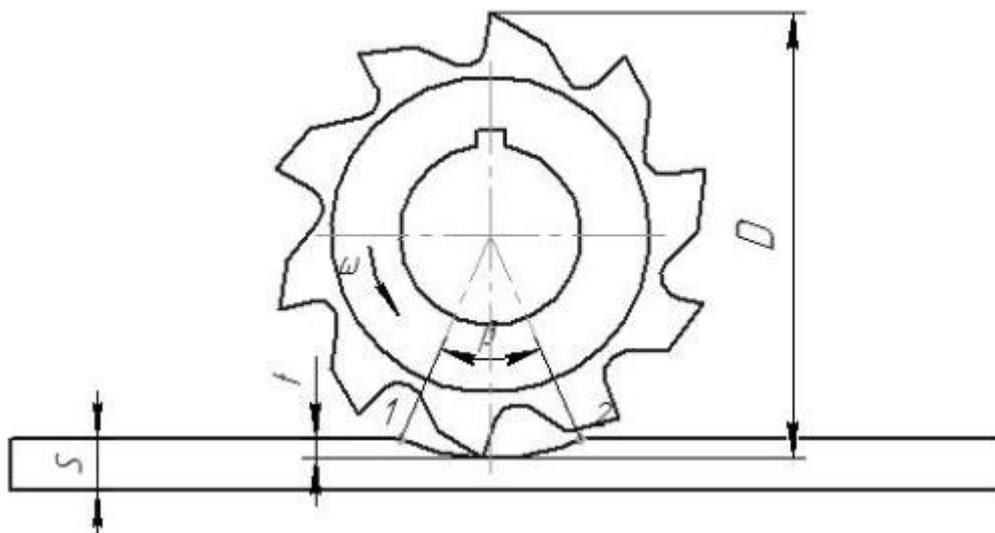


Рисунок 2.7 – Принципиальная схема образования ячеек эллиптического типа на плоской поверхности

Из рисунка 2.7 видно, что длина ячейки микрорельефа зависит от глубины реза и диаметра фрезы. Кроме того, следует учитывать экспериментальные данные, представленные на рисунке 2.8, согласно которым для обеспечения максимального значения толщины масляного слоя глубина ячеек регулярного микрорельефа должна лежать в пределах 200 – 250 мкм. [6, стр.179].

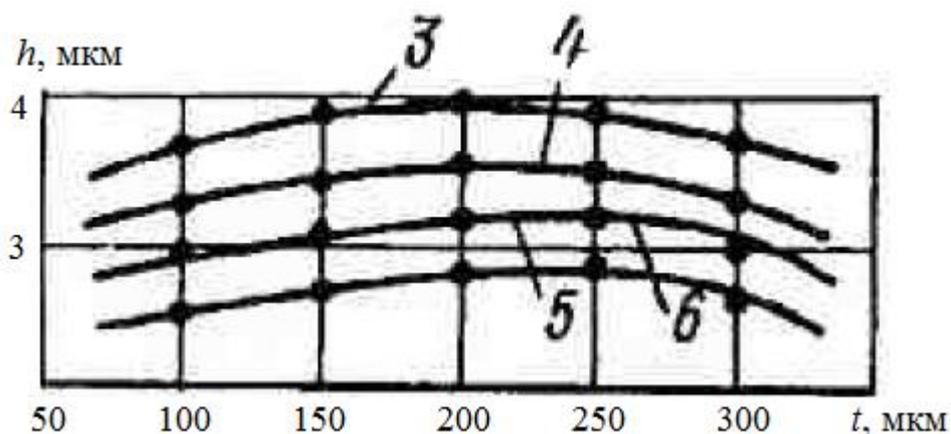


Рисунок 2.8 – Зависимость толщины смазочного слоя h от глубины ячеек регулярного микрорельефа t

По известной глубине реза $t = 0,2$ мм и диаметру фрезы $D = 70$ мм, произведем геометрическое определение угла β , определяющего длину ячейки регулярного микрорельефа. $\beta = 14,7^\circ$.

Длина ячейки регулярного микрорельефа, при предложенном способе образования, определяется дугой окружности фрезы между точками 1 и 2 на рабочей поверхности, задаваемой углом β . Численное значение длины ячейки определяется как [7]:

$$a = \frac{\pi \cdot R \cdot \beta}{180} = \frac{\pi \cdot 35 \cdot 14,7}{180} = 8,98 \text{ мм} \quad (2.17)$$

Ширина ячейки b микрорельефа полностью определяется геометрическими параметрами режущей кромки фрезы. В предложенной фрезе $b = 3$ мм.

Полученные расчетные параметры, представленные на рисунке 2.9, ячейки регулярного микрорельефа определяют геометрию каждого элемента образованного на рабочей поверхности вкладыша.

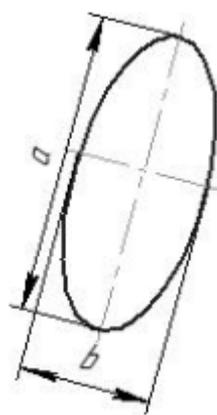


Рисунок 2.9 – Геометрические параметры эллипсоидной ячейки регулярного микрорельефа

Площадь одной ячейки регулярного микрорельефа при известных параметрах a и b определяется как [8]:

$$S = \pi \cdot \frac{a \cdot b}{4} = \pi \cdot \frac{8,98 \cdot 3}{4} = 21,15 \text{ мм}^2 \quad (2.18)$$

Отсюда, общее количество элементов N регулярного микрорельефа на рабочей поверхности вкладыша составит:

$$N = \frac{F_k}{S} = \frac{10455,33}{21,15} = 494,3 \approx 494 \quad (2.19)$$

Таким образом, для обеспечения оптимального значения толщины масляного слоя в зазоре между валом и рабочей поверхностью вкладыша должны быть выполнены 494 ячейки эллиптической формы по заданным геометрическим размерам.

Для дальнейших расчетов, проведения экспериментальных исследований и теоретического описания модели были изготовлены два опытных экземпляра вкладыша с геометрическими размерами, позволяющими использовать их в экспериментальном стенде.

Необходимые геометрические параметры, однозначно определяющие форму и взаиморасположение ячеек регулярного микрорельефа, определены в работе [9], представлены рисунке 2.10.

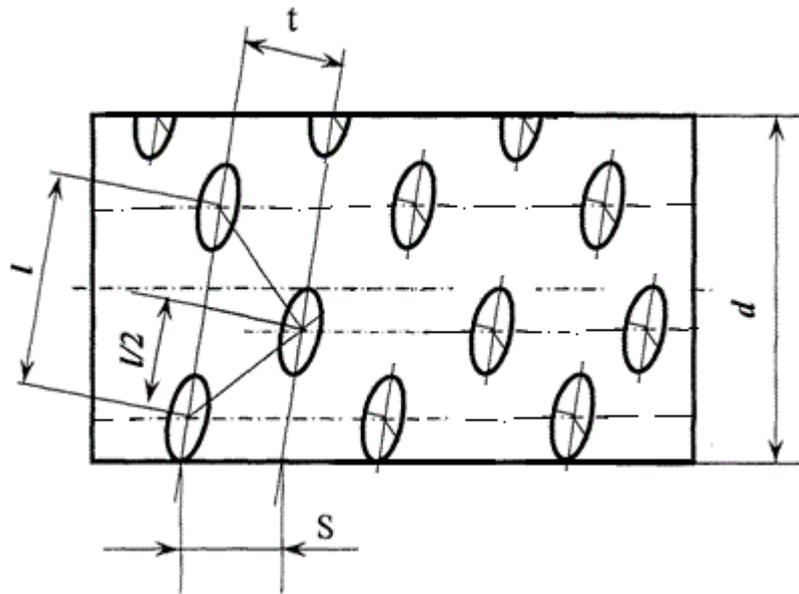


Рисунок 2.10 – Расположение ячеек регулярного микрорельефа на рабочей поверхности вкладыша

Следует учитывать, что необходимый гидродинамический эффект достигается не только за счет формы ячеек микрорельефа, но и за счет их взаимного расположения. Рекомендуется все элементы микрорельефа располагать под углом $60 - 80^\circ$ к направлению вращения, для обеспечения возникновения дополнительной гидродинамической подъемной силы. Помимо этого, все ячейки микрорельефа располагаются на рабочей поверхности в шахматном порядке, так чтобы обеспечивалось максимальное заполнение смазочным маслом рабочего пространства между валом и вкладышем. Расположение ячеек в шахматном порядке позволяет обеспечить постоянное наличие смазочного материала в нагруженной зоне подшипника, что снижает трение и износ рабочих поверхностей в моменты пуска и остановки.

Поскольку вкладыш выполнен в виде развертки, на стыке кромок может образовываться концентрация напряжений, поэтому, для обеспечения оптимального режима гидродинамического трения в подшипнике необходимо предусмотреть ячейки микрорельефа на стыковых кромках, которые после свертки будут образовывать целую форму. Такое расположение ячеек

позволяет исключить возникновение кромочных эффектов и концентрации напряжений в соединении, обеспечивая дополнительную подъемную силу за счет расположения стыка под острым углом к образующей цилиндра.

После проведения расчетов, определяющих положение ячеек микрорельефа на рабочей поверхности, были выполнены два варианта кольца, представленные на рисунке 2.11.

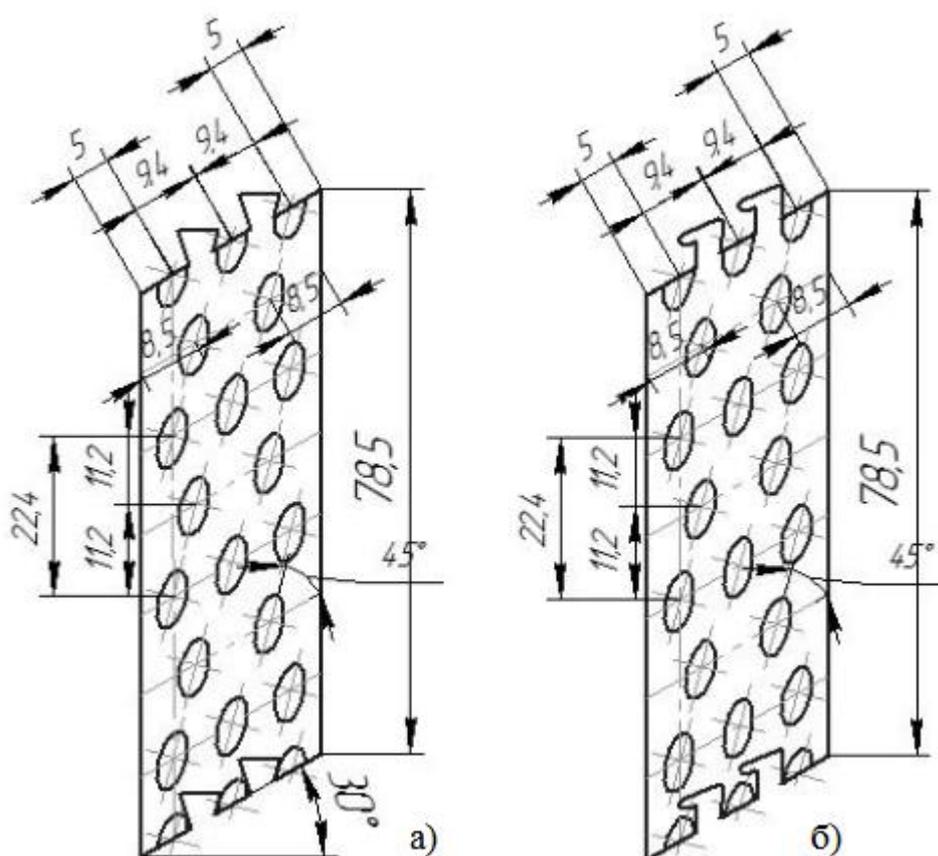


Рисунок 2.11 – Развертка кольца с ячейками регулярного микрорельефа на рабочей поверхности: а – Крепление в виде «ласточкина хвоста»; б – Крепление в виде «пазла»

2.3 Определение несущей способности подшипника скольжения с регулярным микрорельефом

Рассмотрим движение цапфы вала по неподвижной поверхности промежуточного кольца с ячейками регулярного микрорельефа на внутренней поверхности. Наличие промежуточного кольца между валом и корпусом подшипника обеспечивает с одной стороны непосредственное разделение поверхностей скольжения, а с другой – разделение всего объема смазочного материала в двух зонах: между поверхностью вала и промежуточным кольцом с регулярным микрорельефом и между наружной поверхностью промежуточного кольца и внутренней поверхностью корпуса подшипника, рисунок 2.12. На рисунке 2.13 (А) рассмотрен эффект возникновения гидродинамической подъемной силы в зоне скольжения вала по поверхности с регулярным микрорельефом.

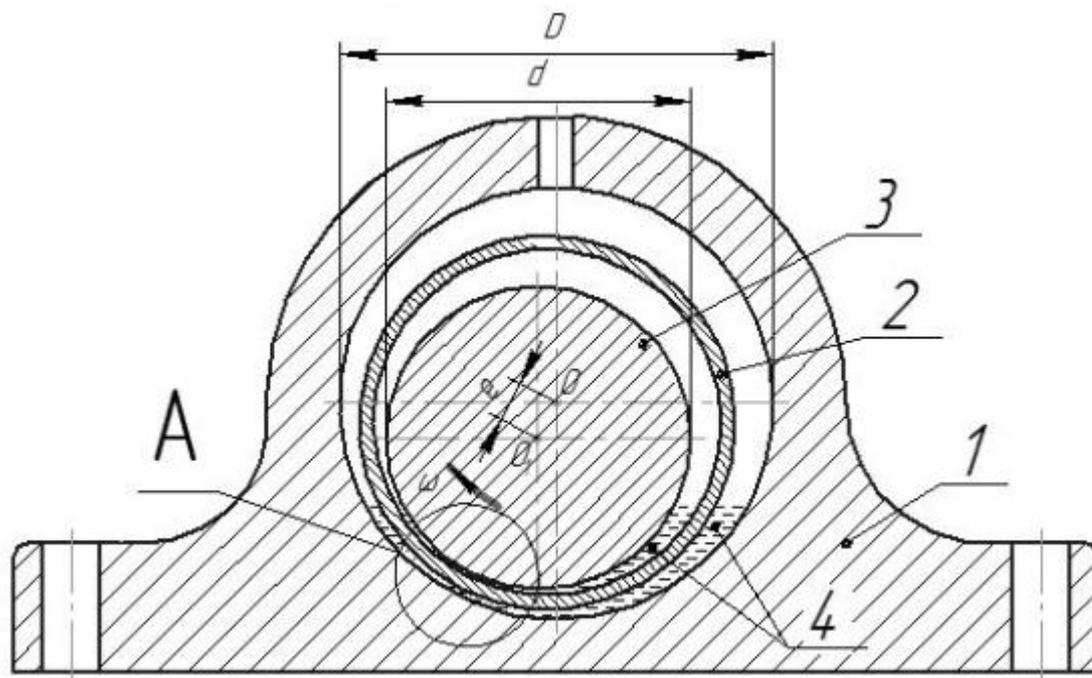


Рисунок 2.12 – Динамика работы подшипника скольжения с промежуточным кольцом: 1 – корпус подшипника; 2 – промежуточное кольцо с регулярным микрорельефом на внутренней поверхности; 3 – вал; 4 – смазочное масло

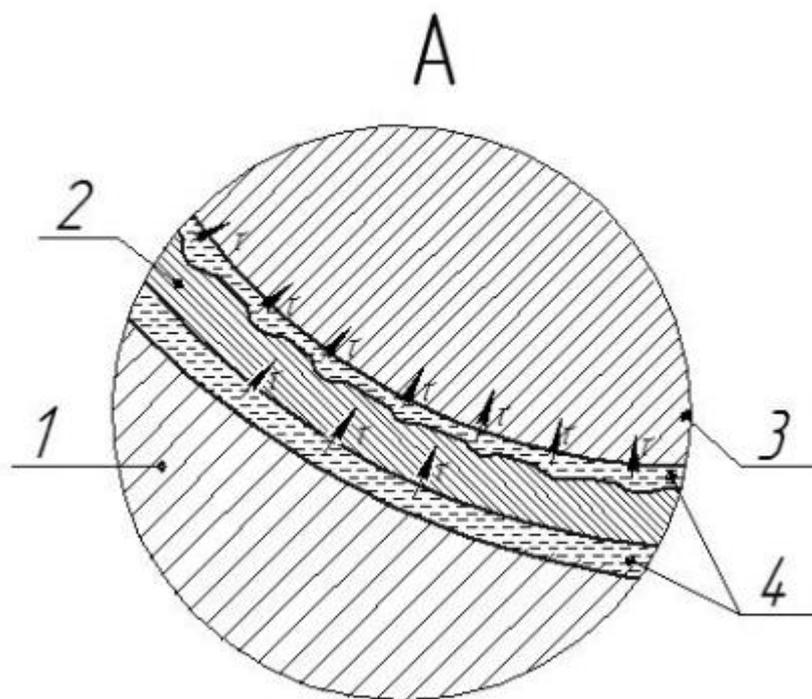


Рисунок 2.13 – Возникновение масляного клина в ячейках регулярного микрорельефа на внутренней поверхности промежуточного кольца

Таким образом, численное определение несущей способности гидродинамической опоры в подшипнике скольжения с регулярным микрорельефом, заключается в нахождении суммарного влияния всех всплываний вала, обеспеченных его движением по поверхности с регулярным микрорельефом.

Рассматриваемый подшипник скольжения работает в условиях гидродинамического трения. В таком режиме работы считается, что толщина смазочного слоя между трущимися поверхностями значительно превышает максимальные высоты неровностей поверхности цапфы и вкладыша, то есть отсутствует непосредственный контакт между материалами поверхностей скольжения, а трение обусловлено взаимодействием между частицами смазки.

При расчете гидродинамического подшипника скольжения основываются на принципах гидродинамической теории смазки, в которой важнейшими параметрами являются свойства смазочного материала [10].

В общем случае, для теоретического описания вращения цапфы вала в корпусе подшипника скольжения используют модель, описывающую движение плоской пластины, относительно плоского тела [11] – рисунок 2.14.

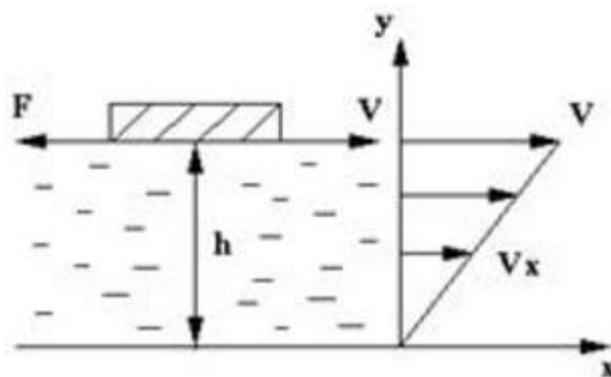


Рисунок 2.14 – Движение плоской пластины относительно неподвижного тела при гидродинамическом режиме трения

Исходя из представленного рисунка, сила трения, действующая на пластину, равна произведению касательного напряжения сдвига τ в масляном слое на площадь поверхности пластины S :

$$F = \tau \cdot S, \tag{2.20}$$

Однако, при достаточно быстром вращении вала, происходит его всплытие в корпусе подшипника и некоторое смещение в сторону вращения, вследствие чего, модель движения плоской пластины относительно неподвижной поверхности не дает точной оценки возникающей в узле силы трения. В этом случае, для описания процессов, протекающих в узле,

применяется модель движения наклонной пластины относительно неподвижной поверхности, представленная на рисунке 2.15.

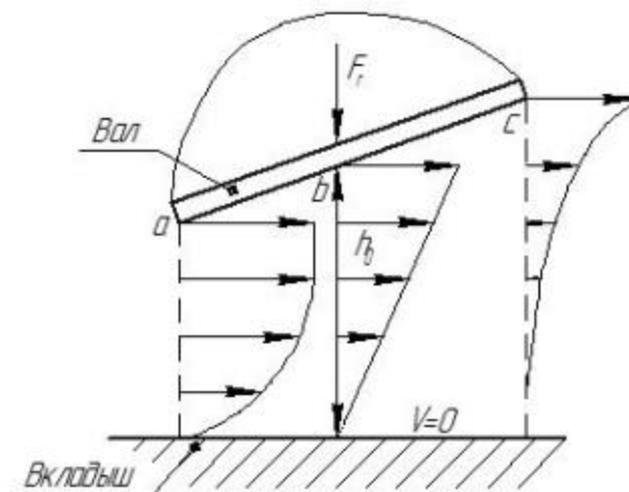


Рисунок 2.15 – Модель движения наклонной пластины относительно неподвижной поверхности

На рисунке 2.15 представлены эпюры распределения скоростей в трех сечениях a , b , c . Скорости жидкости в сечениях a , b и c у поверхности вала одинаковы и равны V . В сечении c по мере движения от поверхности A к поверхности B связь между слоями смазки (за счет сил вязкости) ослабевает и эпюра скорости носит вогнутый характер. В сечении b толщина слоя смазки сократилась, и чтобы через него прошло то же количество смазки, необходимо, чтобы возросла ее скорость, так как смазка несжимаема. Эпюра скорости носит здесь линейный характер. В сечении a толщина слоя смазки еще более сократилась и по той же причине эпюра скорости должна носить выпуклый характер.

При затягивании смазки в клиновидный зазор в ней возникает гидродинамическое давление, распределение которого описывается уравнением Рейнольдса:

$$\frac{dP}{dx} = 6 \cdot \mu \cdot V \cdot \frac{h_0 - h}{h^3}, \quad (2.21)$$

где h_0 и h – толщина смазочного слоя у границы неподвижной поверхности и в среднем сечении зазора соответственно, мм.

Согласно уравнению 2.21 эпюра давления имеет вид, показанный на рисунке 2.15. Это давление передается на ограничивающие смазочный слой твердые поверхности так, что одно из тел (цапфа) как бы всплывает на смазочной пленке, чем полностью предотвращается непосредственное касание контактирующих тел.

Теперь рассмотрим влияние наличия на неподвижной поверхности скольжения (промежуточном кольце) ячеек регулярного микрорельефа эллиптического типа. Распределение эпюр давления в этом случае представлено на рисунке 2.16

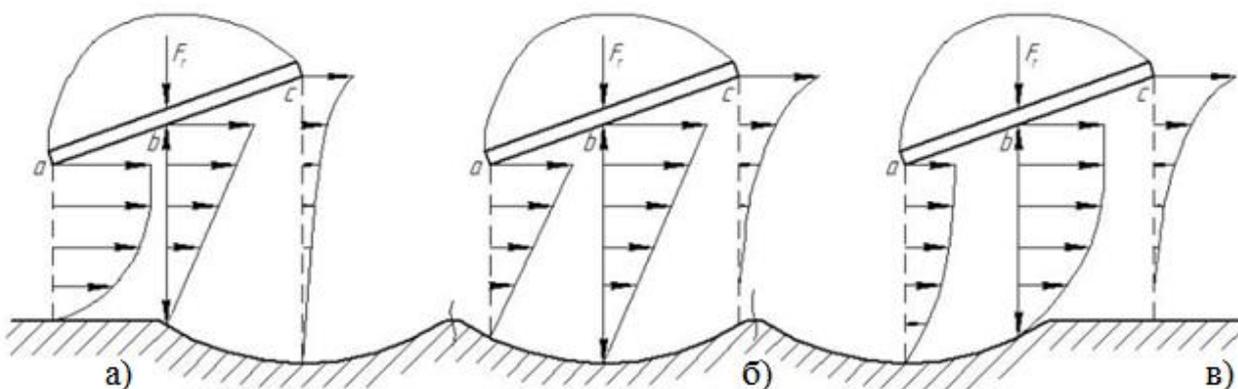


Рисунок 2.16 – Модель движения наклонной пластины относительно неподвижной поверхности с регулярным микрорельефом в трех характерных положениях: а – на входе в ячейку; б – в ячейке; в – на выходе из ячейки

Как видно из представленного рисунка, при движении вала на входе в ячейку (а) возникает некоторое снижение скорости движения смазочного масла вследствие увеличения расстояния в сечении c и спуском в ячейку. Снижение скорости приводит к опусканию вала к поверхности вкладыша, что в свою очередь, способствует уменьшению расстояния между поверхностями скольжения и, как следствие, увеличению скорости (б). Наиболее

благоприятный режим трения возникает в положении выхода из ячейки (в). В этом случае, происходит уменьшение расстояния сразу в двух сечениях a и b , что приводит к значительному увеличению скорости течения смазочного материала и возрастанию гидродинамической подъемной силы. Эффект, образующийся при движении вала в положении выхода из ячейки, способствует возникновению увеличенного гидродинамического давления, что обеспечивает оптимальный режим трения даже при незначительном количестве смазочного материала.

В общем случае, несущая способность гидродинамической опоры оценивается формулой [10].

$$F_y = \frac{6 \cdot \mu \cdot u_0 \cdot b}{m^2} \cdot \left(\ln \frac{h_2}{h_1} - 2 \cdot \frac{h_2 - h_1}{h_2 + h_1} \right), \quad (2.22)$$

где μ – динамическая вязкость масла, Н·с/м²;

u_0 – окружная скорость вала, м/с; $u_0 = \omega \cdot R = 308,944 \cdot 0,04 = 12,36$ м/с;

b – ширина рабочей поверхности цапфы вала, мм;

h_1, h_2 – максимальный и минимальный зазор между поверхностями. $h_1 = 0,2$ мм, $h_2 = 0,74$ мм;

m – угловой коэффициент, мм. $m = \frac{h_1 - h_2}{b} = \frac{0,2 - 0,74}{104} = -0,005_{мм}$

Выражение 2.22 описывает в общем случае величину гидродинамической подъемной силы в подшипнике скольжения, обусловленную затягиванием смазки в клиновидный зазор между поверхностями трения, однако оно не учитывает появление дополнительной подъемной силы гидродинамической опоры, обусловленное наличием на поверхности ячеек регулярного микрорельефа.

Для определения численного значения гидродинамического эффекта, обусловленного наличием регулярно микрорельефа на рабочей поверхности кольца подшипника скольжения, применим закон Паскаля для жидкости.

Действительно, ограниченный объем ячейки регулярного микрорельефа, заполненный смазочным материалом (масло) можно рассмотреть как сосуд, с жидкостью, на которую производит давление внешнее тело (вал). Согласно допущению о том, что смазочное масло, используемое для смазки рассматриваемого подшипника скольжения, является несжимаемой жидкостью, целесообразно утверждение, что давление производимое валом на ограниченный объем жидкости, одинаково передается по всем направлениям, в том числе и на цапфу вала.

Таким образом, получается, что давление, оказываемое цапфой вала на ограниченный объем масла в каждой ячейке регулярного микрорельефа на рабочей поверхности кольца передается на вал, обеспечивая дополнительную подъемную силу. Для определения величины возникающей подъемной силы введем обозначение – F_{II} . На рисунке 2.17 представлена эпюра распределения давлений в элементарном объеме ячейки регулярного микрорельефа.

Будем считать, что скорость вращения вала значительно превосходит скорость истечения масла из объема ограниченного ячейкой регулярного микрорельефа, что позволит говорить о возникновении в жидкости гидростатического давления.

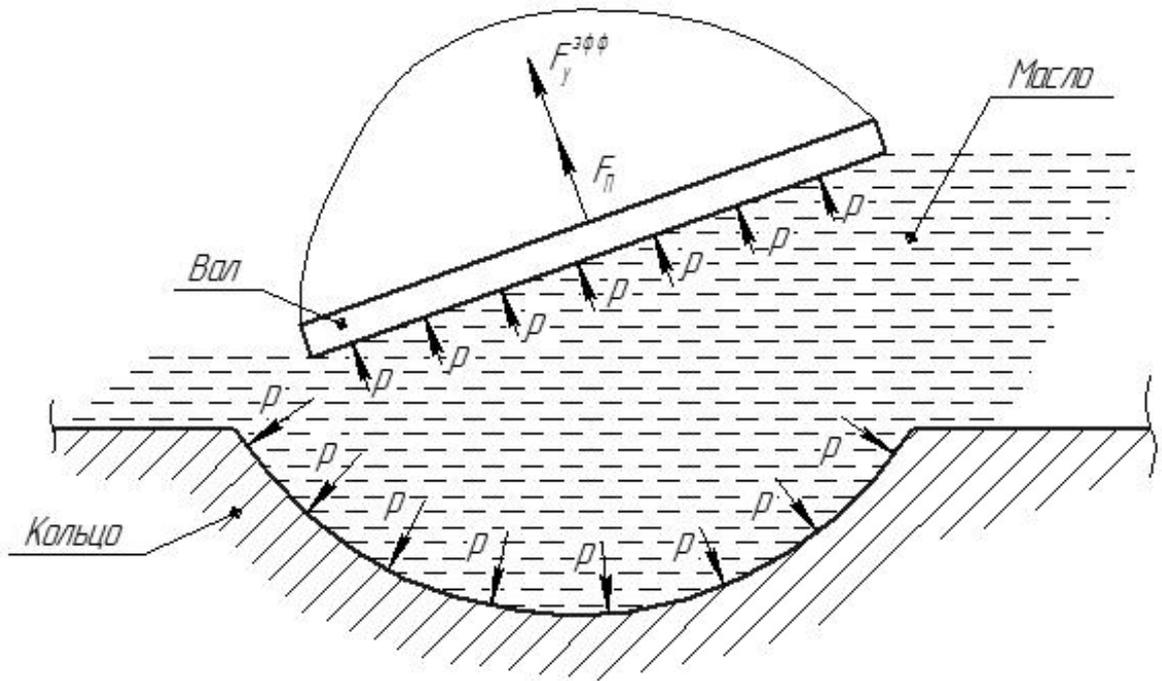


Рисунок 2.17 – Давление жидкости в ограниченном объеме ячейки регулярного микрорельефа

Из рисунка 2.17 видно, что в объеме масла, заключенном в сужающемся зазоре между цапфой вала и ячейкой регулярного микрорельефа, вследствие действия радиальной силы F_r со стороны вала, возникает гидростатическое давление p , которое действует одинаково во всех направлениях. Равнодействующая гидростатического давления, действующего на вал, приводит к появлению дополнительной подъемной силы F_{Π} , обеспечивающей всплытие вала.

Причем, учитывая статичность объема масла в ячейке регулярного микрорельефа, можно говорить о наличии подъемной силы F_{Π} на всем периоде работы узла, в том числе в моменты остановки и пуска.

Величина гидростатического давления по закону Паскаля определяется уравнением [12]:

$$p = \rho \cdot g \cdot h, \quad (2.23)$$

где ρ – плотность масла, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

h – величина столба жидкости, что соответствует среднему зазору между цапфой вала и вкладышем, мм. $h = \frac{h_1 + h_2}{2} = 0,47$ мм.

Таким образом, для численного определения несущей способности гидродинамической опоры подшипника скольжения введем обозначение $F_y^{\text{эфф}}$.

Значение $F_y^{\text{эфф}}$ (см. рисунок 2.17) будет определяться как суммарный эффект, обусловленный возникновением несущей способности гидродинамической опоры, вследствие затягивания смазки в клиновидный зазор между цапфой вала и вкладышем и возникновением дополнительной подъемной силы, обусловленной действием гидростатического давления в элементарном объеме ячейки регулярного микрорельефа. Здесь следует учитывать, что величина дополнительной подъемной силы F_{II} будет определяться, прежде всего, количеством ячеек регулярного микрорельефа, находящихся в контакте с валом в данный момент.

В общем случае, с некоторыми допущениями, исключаящими пластическую деформацию тел, вследствие их контактного взаимодействия, контакт двух цилиндрических тел (вал – кольцо) происходит по прямой линии. Поэтому, в каждый момент времени, в зоне контакта вал – кольцо будет находиться то количество ячеек регулярно микрорельефа, которое образует один ряд по образующей цилиндра на рабочей поверхности кольца.

Согласно, предложенной геометрии расположения ячеек микрорельефа на рабочей поверхности кольца, параллельно образующей в каждый момент времени расположена ось одной полной ячейки. Причем последующие ячейки, расположены так, что после прохождения положения выхода из ячейки (рисунок 2.16, в), элементарный участок вала (образующая) сразу попадает в положение входа в следующую ячейку (рисунок 2.16, а).

Для учета количества ячеек микрорельефа, одновременно находящихся в контакте с элементарной поверхностью вала, введем коэффициент k , учитывающий количество ячеек, одновременно находящихся в контакте с образующей вала, а также влияние гидродинамического эффекта от

прохождения предыдущей ячейки и входа в следующую. С учетом вышесказанного, принимаем значение $k = 1,85$.

Таким образом, эффективное значение подъемной силы, гидродинамической опоры подшипника скольжения с регулярным микрорельефом ячеистого типа на внутренней поверхности промежуточного кольца будет определяться формулой:

$$F_y^{\text{эфф}} = \frac{6 \cdot \mu \cdot u_0 \cdot b}{m^2} \cdot \left(\ln \cdot \frac{h_2}{h_1} - 2 \cdot \frac{h_2 - h_1}{h_2 + h_1} \right) + k \cdot \rho \cdot g \cdot h \quad (2.24)$$

Подставив в уравнение 2.24 численные значения параметров, определим величину несущей способности гидродинамической опоры в подшипнике скольжения:

$$F_y^{\text{эфф}} = \frac{6 \cdot 0,027 \cdot 12,36 \cdot 104}{0,005} \cdot \left(\ln \cdot \frac{0,74}{0,2} - 2 \cdot \frac{0,74 - 0,2}{0,74 + 0,2} \right) + 1,8 \cdot 895 \cdot 9,8 \cdot 0,47 = 1408399 \text{ Н}$$

Таким образом, из полученного значения величины несущей способности гидродинамической опоры подшипника скольжения видно, что она полностью уравновешивает действие радиальной нагрузки на цапфу R (см. формулу 2.1), что говорит о работе подшипника в условиях гидродинамического трения. Важно отметить, что величина дополнительной подъемной силы, обусловленной возникновением гидростатического давления жидкости в ограниченном объеме F_{Π} составила, в результате расчета, 7420,27 Н. То есть почти 53% действующей в подшипнике подъемной силы.

Полученные в результате расчета данные, позволяют судить о положительном влиянии ячеек регулярного микрорельефа на внутренней поверхности кольца на динамику работы подшипника и на возникновение гидродинамического режима трения. Причем, эффект от действия

гидростатического давления в жидкости является значительным, что может быть использовано как для повышения несущей способности узлов трения скольжения, так и для повышения надежности узла без существенных реконструкций.

ВЫВОДЫ

Во второй главе диссертации была проанализирована возможность замены подшипниковых опор качения в электронасосном агрегате НПС 200–700 Ачинского НПЗ на подшипниковые опоры скольжения. При проведении анализа условий работы насоса, особенностей эксплуатации, воспринимаемых нагрузок и частоты проведения ремонтов было сделано заключение, что подшипник скольжения в данной насосной установке будет более надежным элементом, позволяющим обеспечить бесперебойную работу оборудования и сократить время внеплановых простоев.

Была рассмотрена конструкция существующей опоры вала насоса, разобрана геометрическая цепочка, что позволило выбрать данные, необходимые в качестве исходных для проектирования подшипника скольжения.

При разработке подшипника скольжения было сделано предложение по установке промежуточного кольца с регулярным микрорельефом на внутренней поверхности между валом и вкладышем. Особенностью конструкции кольца является то, что оно выполнено в виде развертки из тонкого листового материала, что позволяет облегчить обработку поверхности, исключив сложные операции по обработке отверстий на специализированных станках.

Для предложенного кольца с регулярным микрорельефом был произведен расчет геометрических характеристик ячеек микрорельефа, определена площадь, которую должны занимать элементы регулярного микрорельефа для обеспечения оптимального значения толщины масляного слоя. Также выполнен расчет геометрического расположения элементов регулярного микрорельефа на рабочей поверхности кольца, для обеспечения наиболее благоприятного режима трения, выполнена разметка поверхности для последующей обработки.

После определения геометрических характеристик, был произведен оценочный расчет несущей способности подшипника скольжения с регулярным микрорельефом ячеистого типа на внутренней поверхности промежуточного

кольца, который показал эффективное влияние такого решения. Возникающий эффект гидростатического давления жидкости в ограниченном объеме, по результатам расчета, позволяет добиться повышения несущей способности опоры более чем на 50%, что может быть эффективно использовано во многих областях техники.

Глава 3

РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ С РЕГУЛЯРНЫМ МИКРОРЕЛЬЕФОМ ЯЧЕИСТОГО ТИПА

3.1 Разработка технологической карты для изготовления подшипника скольжения с регулярным микрорельефом ячеистого типа на горизонтально-фрезерном станке

Поскольку все операции по изготовлению предложенного подшипника выполняются на горизонтально-фрезерном станке, необходимо предусмотреть технологический маршрут на выполнение операций. Технологический маршрут определяет последовательность операций и состав технологического оборудования. От того, как построен технологический маршрут, во многом зависят качество детали и эффективность ее изготовления.

При традиционном проектировании маршрута технологического процесса остаются неизвестными величины снимаемых припусков, число рабочих ходов при обработке каждой поверхности детали, режимы обработки, затраты времени. Таким образом, маршрут не дает информации, которая позволила бы на этом этапе проектирования подсчитывать производительность и себестоимость изготовления детали. Вследствие указанного недостатка оценить эффективность технологического процесса становится возможным лишь после проектирования операций, т. е. после полной разработки процесса. Это существенно удлиняет поиск оптимального варианта разрабатываемого

технологического процесса и увеличивает трудоемкость проектирования. В то же время установленная маршрутом структура процесса: число и последовательность операций, методы обработки и оборудование – оказывают существенное влияние на стоимость, производительность и, в конечном итоге, на эффективность изготовления детали [13].

Другим недостатком существующей методики проектирования технологического процесса является отсутствие строгих правил по выбору последовательности обработки поверхностей детали, выбору технологических баз, объединения технологических переходов в операции.

Перечисленные недостатки в значительной степени снижаются при использовании модульного принципа в построении технологического процесса. В этом случае технологический процесс компонуется из технологических маршрутов изготовления модулей поверхностей детали. При этом предполагается, что есть банк предварительно разработанных технологических маршрутов и варианты технологических карт. Типовые технологические маршруты включают величины снимаемых припусков, режимы рабочих ходов, конкретные модели станков, что позволяет иметь достаточно точную оценку затрат времени на обработку заготовки. Таким образом, появляется возможность в первом приближении количественно оценивать по разработанному маршруту ожидаемые себестоимость и производительность процесса изготовления детали.

Разработка маршрута включает: 1) выбор технологических баз и последовательности изготовления детали; 2) определение заготовительных модулей и технологических переходов; 3) разработку последовательности обработки заготовки; 4) формирование операций.

Определение последовательности изготовления детали и выбор технологических баз. Это две взаимосвязанные задачи, от решения которых во многом зависит получение заданного качества детали и эффективность процесса ее изготовления.

Наиболее эффективным изготовление детали будет при использовании принципа единства баз, когда от одного комплекта технологических баз (модуля технологических баз) получаю все детали. Его применение исключает переустановку заготовки, повышая тем самым точность обработки и позволяя воспользоваться одинаковыми приспособлениями на всех операциях технологического процесса.

Разработка маршрута начинается с определения последовательности изготовления детали. При выборе последовательности изготовления детали решают задачи достижения заданного качества и высокой производительности обработки.

На этом этапе разработки необходимо решить задачу размещения заготовки на рабочей поверхности станка. Учитывая геометрические параметры пластины (толщина 0,5 мм), податливость материала и низкую прочность, исключена возможность непосредственной установки пластины в тисы станка. Для четкого, надежного фиксирования пластины на рабочей поверхности необходимо предусмотреть ее установку на брусок или подставку которая может быть закреплена в тисах за свободные поверхности. Предлагаемый способ установки пластины на рабочую поверхность станка представлен на рисунке 3.1.

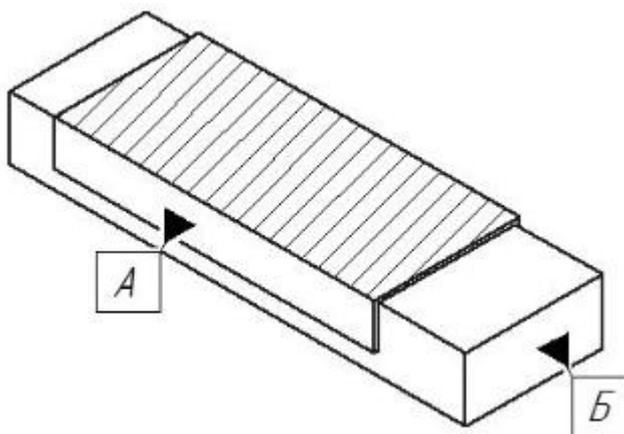


Рисунок 3.1 – Принципиальная схема установки пластины на рабочей поверхности станка

Как видно по рисунку 3.1 рабочей поверхностью пластины является верхняя заштрихованная часть, боковые стороны используются в качестве основных установочных баз (А), торцевые кромки бруска используются в качестве вспомогательных установочных баз (Б).

Следует учитывать, что для образования элементов регулярного микрорельефа под требуемым углом, заготовка должна быть размещена на рабочей поверхности станка под соответствующим углом к рабочему инструменту [14], как показано на рисунке 3.2.

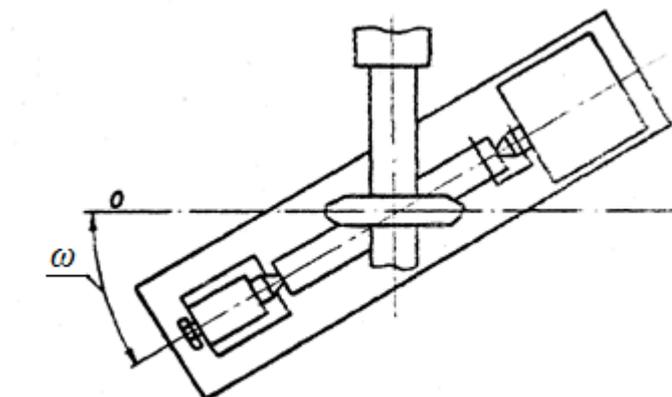


Рисунок 3.2 – Установка заготовки на рабочей поверхности станка

После установки заготовки на рабочей поверхности, устанавливается подходящая по геометрическим параметрам дисковая фреза, на специальную оправку. Оправка должна выбираться с таким расчетом, чтобы по возможности была возможность обработать всю поверхность пластины без ее замены.

Далее последовательно выполняются операции фрезерования, причем каждая ячейка регулярного микрорельефа образуется за один заход режущего инструмента, то есть необходимо выполнить столько фрезерных операций сколько ячеек предусмотрено на рабочей поверхности по разметке. Глубина реза задается маховиком, регулирующим вертикальное перемещение стола. Предварительно следует отметить нулевую плоскость, на которой расположена заготовка и установить значение глубины реза согласно расчетным параметрам.

После выполнения первой ячейки, стол с заготовкой перемещается относительно режущей части фрезы с помощью маховиков, регулирующих продольное и поперечное перемещение. Для более точного выполнения переходов между ячейками производится расчет продольного и поперечного расстояния между центрами элементов микрорельефа с учетом угла наклона относительно образующей. После установки заготовки в нужном положении происходит фиксирование стола в заданном положении и повторно выполняется операция фрезерования, с помощью маховика, регулирующего вертикальное перемещение стола.

После образования всех элементов регулярного микрорельефа, выполняется операция по шлифовке рабочей поверхности пластины. Не изменяя положение заготовки, производят замену рабочего инструмента, установив шлифовальную головку с необходимыми параметрами шероховатости. При выполнении операции шлифования следить за температурой на поверхности пластины, при необходимости обеспечить дополнительное охлаждение. Требуемые параметры шероховатости для обрабатываемой поверхности $R_a = 0,25$.

После выполнения операции шлифования производят слесарную операцию по удалению технологических поверхностей пластины, финишной доводке геометрических размеров [15].

С помощью специального пробойника на торцевых кромках пластины выполняются элементы крепления развертки по двум вариантам – «ласточкин хвост» и «пазл». Следует учитывать, что податливость материала пластины может привести к деформированию рабочих кромок, для исключения этого необходимо использовать подложку при выполнении операции по изготовлению элементов крепления. В качестве подложки рекомендуется использовать материал, обладающий большей жесткостью, по сравнению с обрабатываемой пластиной, например свинцовые пластины. После выполнения пазов для крепления, удаляется кромка пластины, вынесенная для выполнения соединения (см. рис. 2.5 – заштрихованные участки).

Используя втулку–шаблон производят слесарную операцию по сворачиванию развертки, предварительно выполнив нанесении связующего материала – холодной сварки на соединяемые кромки пластины. Следует учитывать, что шаблон должен иметь диаметр, соответствующий внутреннему диаметру изготавливаемого кольца. Соединение кромок необходимо производить в изготовленные пазы, после чего плотно прижать кромки между собой и держать в течение 10 – 15 минут. После истечения указанного времени, рекомендуется произвести фиксацию соединяемых кромок с помощью струбцины и оставить в таком положении на 1,5 – 2 часа. Через 2 часа производят операцию по удалению остатков клея с поверхности, зачистку стыка с помощью наждачной бумаги.

На заключительном этапе изготовления производят операцию по промывке и обезжириванию детали. Проверяют деталь на соответствие размерам и техническим требованиям чертежа.

В таблице 3.1 представлена маршрутно-операционная карта изготовления детали «промежуточное кольцо подшипника скольжения с регулярным микрорельефом».

Таблица 3.1 - Маршрутно-операционная карта изготовления детали «промежуточное кольцо подшипника скольжения с регулярным микрорельефом».

№	Наименование операции	Установ. позиция	Наименование перехода	Оборудование	Инструмент	Приспособление	Схема установки
1	2	3	4	5	6	7	8
005	Установочная	0	1.Установить заготовку с бруском на рабочий стол		Тиски с призматическими губками	Брусок	См.рис.3.1
010	Горизонтально фрезерная	1	1.Произвести фрезерование ячеек микрорельефа – 18 шт.	Горизонтально-фрезерный станок Х6140	Фреза модульная дисковая Р7МЗ	Оправка	А-А
020	Шлифование	1	1.Произвести шлифовку рабочей поверхности	Горизонтально-фрезерный станок Х6140	Головка шлифовальная цилиндрическая 25А	Оправка	А-А
025	Слесарная	0	1.Произвести удаление технологических поверхностей. 2.Произвести изготовление пазов крепления. 3.Произвести свертку пластин 4.Произвести фиксацию пластины	Верстак	Пробойник; стамеска; холодная сварка «FELIX»	Втулка-шаблон; Струбцина	
030	Моечная	1	1. Промыть и обезжирить деталь	Спец. оборудование		Ацетон	Б-Б
035	Контрольная	1	1.Проверить деталь по размерам и техническим требованиям чертежа	Контрольный стол	Микрометр; Интерферометр		

ВЫВОДЫ

В третьей главе диссертации была отработана технология изготовления детали – промежуточное кольцо подшипника скольжения с регулярным микрорельефом. В ходе выполнения работы по изготовлению детали, были выявлены необходимые кинематические зависимости, условия для изготовления детали с минимальными погрешностями.

Основной задачей в процессе изготовления данной детали было отработать методику образования ячеек регулярного микрорельефа на внутренней поверхности отверстий. Для достижения поставленной задачи был предложен метод, позволяющий произвести обработку плоской поверхности с последующим образованием из нее цилиндрической детали. Таким образом, задача была решена в двух направлениях – предложен метод, позволяющий обеспечить обработку внутренних отверстий детали на металлообрабатывающих станках общего назначения, и отработана методика образования регулярных микрорельефов на плоской поверхности.

Важным результатом разработанной технологии является тот факт, что деталь промежуточное кольцо с регулярным микрорельефом может быть изготовлена собственными силами ремонтного персонала и установлена во время проведения очередного планово-предупредительного ремонта. Это позволяет производить постоянное улучшение, действующего оборудования, применением новых методик обработки поверхности. Применение данной детали в подшипнике скольжения значительно снижает интенсивность изнашивания пары трения, улучшает целый ряд технологических показателей работы оборудования таких как – прирабатываемость, сопротивление изнашиванию, снижение уровня шума и вибрации оборудования.

В процессе изготовления детали была разработана маршрутно-операционная карта, представленная в таблице 3.1, которая позволяет произвести технико-экономическую оценку разработанного метода, и организовать поточное производства предложенной детали.

Глава 4

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

4.1 Разработка методики проведения экспериментального исследования

В качестве испытательного стенда был выбран подшипниковый узел скольжения центробежного насоса ПЭН 100-51 Красноярского Аллюминиевого завода, цеха по производству анодной массы, участка прокаливания кокса и выработки пара. Общий вид насоса представлен на рисунке 4.1



Рисунок 4.1 – Насос центробежный ПЭН 100-51

Насос ПЭН 100-51 является центробежным, восьмиступенчатым, секционным, горизонтального типа [16]; с вертикальным входом и выходом перекачиваемой среды. Отличительной особенностью является тот факт, что один из подшипников скольжения (со стороны двигателя) встроен в корпус насоса и смазывается за счет перекачиваемой жидкости. Подшипник

скольжения с противоположной стороны смазывается маслом, заливаемым в корпус насоса.

Испытание проводилось на подшипнике с масляной смазкой. Цапфа вала имеет посадочный диаметр 25 мм, что позволяет произвести установку изготовленного кольца с регулярным микрорельефом, рисунок 4.2, 4.3.



Рисунок 4.2 – Промежуточное кольцо с регулярным микрорельефом на внутренней поверхности

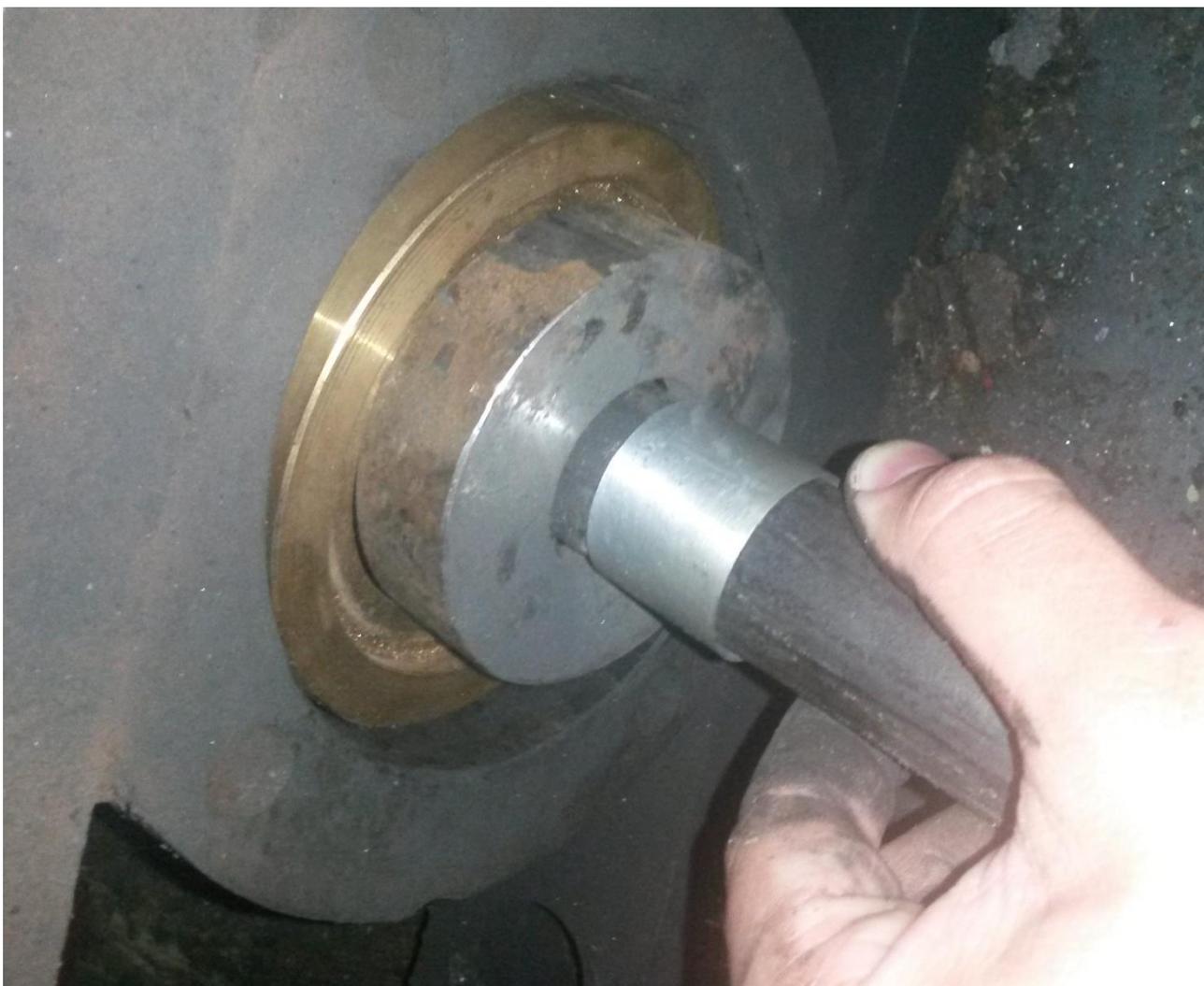


Рисунок 4.3 – Установка кольца на вал подшипника скольжения насоса ПЭН 100–51

Оценочным параметром в ходе проведения эксперимента будет изменение несущей способности гидродинамической опоры, которая будет оцениваться с помощью прибора спектрального виброанализатора «BALTECH VP – 3470» [17], представленного на рисунке 4.4. Для оценки изменения линии тренда параллельно экспериментальному исследованию, проводится снятие показаний с базового подшипника без дополнительного кольца с регулярным микрорельефом.

Поскольку наиболее неблагоприятным режимом работы подшипника скольжения является момент пуска, который характеризуется максимальным износом трущихся поверхностей, нет необходимости проводить длительное

наблюдение за работой узла. Каждый запуск будет производиться в течение 10 минут.



Рисунок 4.4 – Спектральный виброанализатор «BALTECH VP-3470»

Гидродинамический эффект от применения промежуточного кольца с регулярным микрорельефом, согласно теоретическим выкладкам, наиболее эффективно проявляет себя при больших скоростях вращения вала, поэтому в эксперименте проведены исследования в несколько пусков – на 1000 об/мин, на 2000 об/мин и на 3000 об/мин. В ходе каждого запуска будет производиться снятие данных спектрального виброанализа с подшипниковой опоры.

4.2 Разработка матрицы эксперимента

Решение задачи по определению несущей способности гидродинамической опоры подшипника будем производить с помощью

ортогонально центрального композиционного плана эксперимента [18].

Представим искомую зависимость $f_Y^{\text{ЭФФ}} = f(n)$ в виде квадратичного полинома:

$$f_Y^{\text{ЭФФ}} = a_1 \cdot n, \quad (4.1)$$

где a_1 – искомый коэффициент регрессионной модели.

Для определения предельных значений фактора n строим поле варьирования факторов экспериментальной установки.

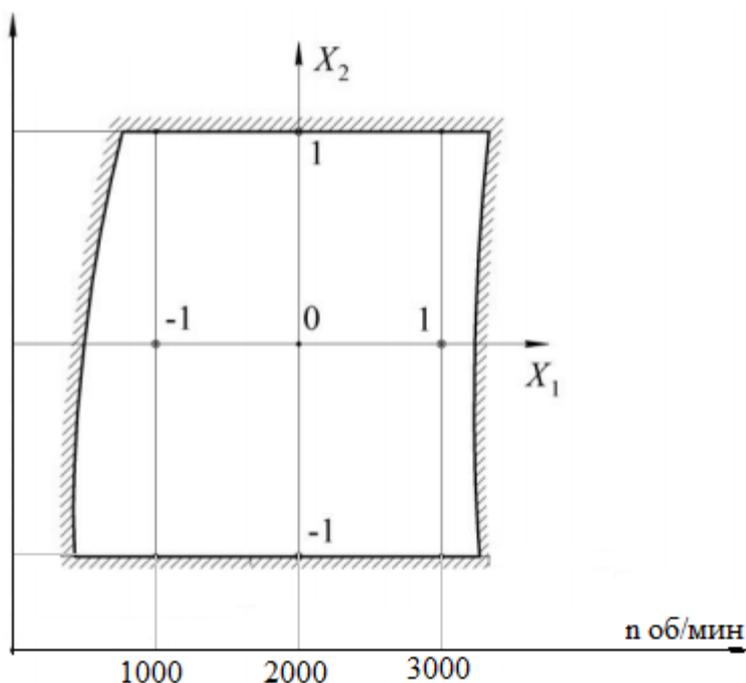


Рисунок 4.5 – Поле варьирования факторов эксперимента

Внутри построенного поля выбираем область исследования, то есть пределы изменения фактора в эксперименте. Затем переходим к кодированным значениям переменной, то есть безразмерному нормированному параметру X_1 :

$$X_1 = \frac{n - n_{cp}}{\Delta n}, \quad (4.2)$$

где $n_{cp} = \frac{n_{max} - n_{min}}{2}; \Delta n = \frac{n_{max} - n_{min}}{2},$ (4.3)

Соответствующие значения переменных сводим в таблицу 4.1:

Таблица 4.1 – Уровни фактора X и интервал варьирования

Фактор	Уровни факторов			Интервал варьирования
	-1	0	+1	
$n, \text{ об/мин}$	n_{min}	n_{cp}	n_{max}	Δn

После этого уравнение 4.1 запишем в виде:

$$f_y^{\Delta\Phi\Phi} = b \cdot X_1, \quad (4.4)$$

где b – коэффициент нормированной (кодированной) модели.

Матрица планирования для однофакторного ортогонального центрального композиционного плана представлена в таблице 4.2. Ядро плана составляют 3 точки, в каждой из которых нормируемый фактор n , принимает значения заданные интервалом варьирования. Для всех точек плана необходимо по результатам эксперимента снять показания спектрального виброанализа и сравнить их с данными исходного образца.

Таблица 4.2 – Матрица планирования эксперимента

	№ опыта i	Значения кодированной переменной	Значения факторов
		X_1	n , об/мин
Ядро плана	1	-1	n_{\min}
	2	0	$n_{\text{ср}}$
	3	+1	n_{\max}

4.3 Анализ и обработка экспериментальных данных

В ходе проведения эксперимента было снято 3 показания спектрального виброанализа, описывающего динамику работы подшипника. Все снятые данные были проанализированы, путем сравнения с исходным запуском. На рисунке 4.6 представлен спектральный анализ исходного образца (насос с подшипником скольжения без изменений).

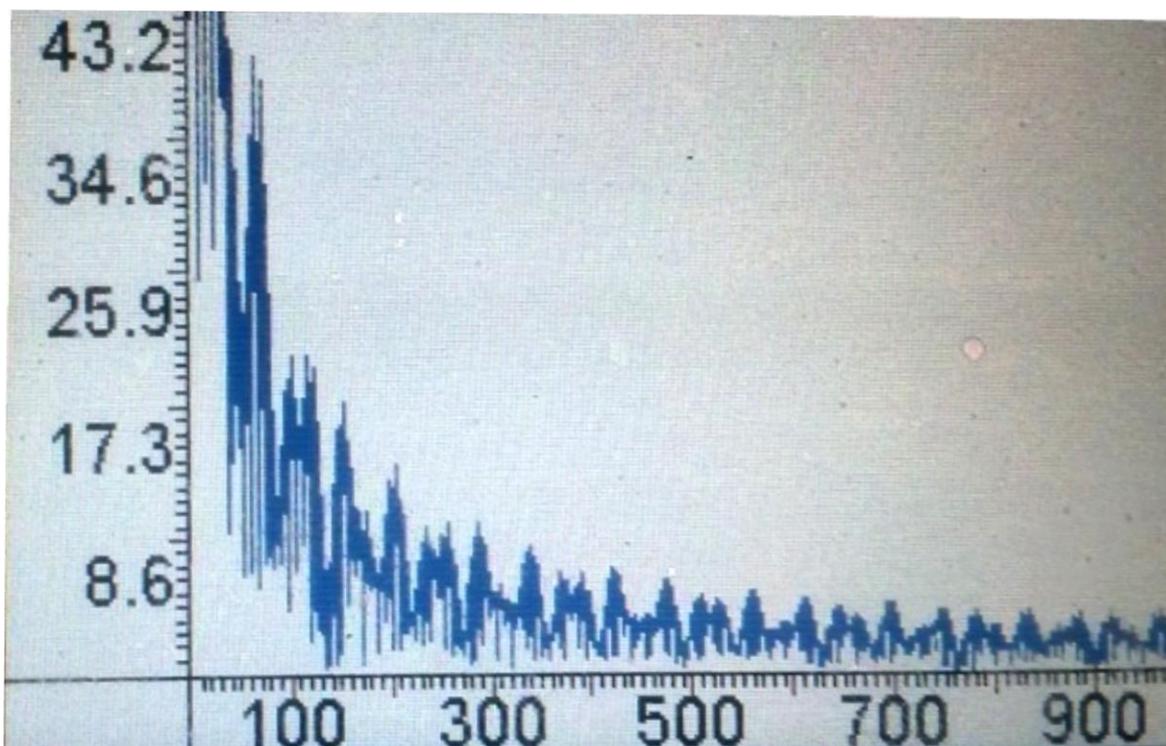


Рисунок 4.6 – Спектральный анализ исходного образца

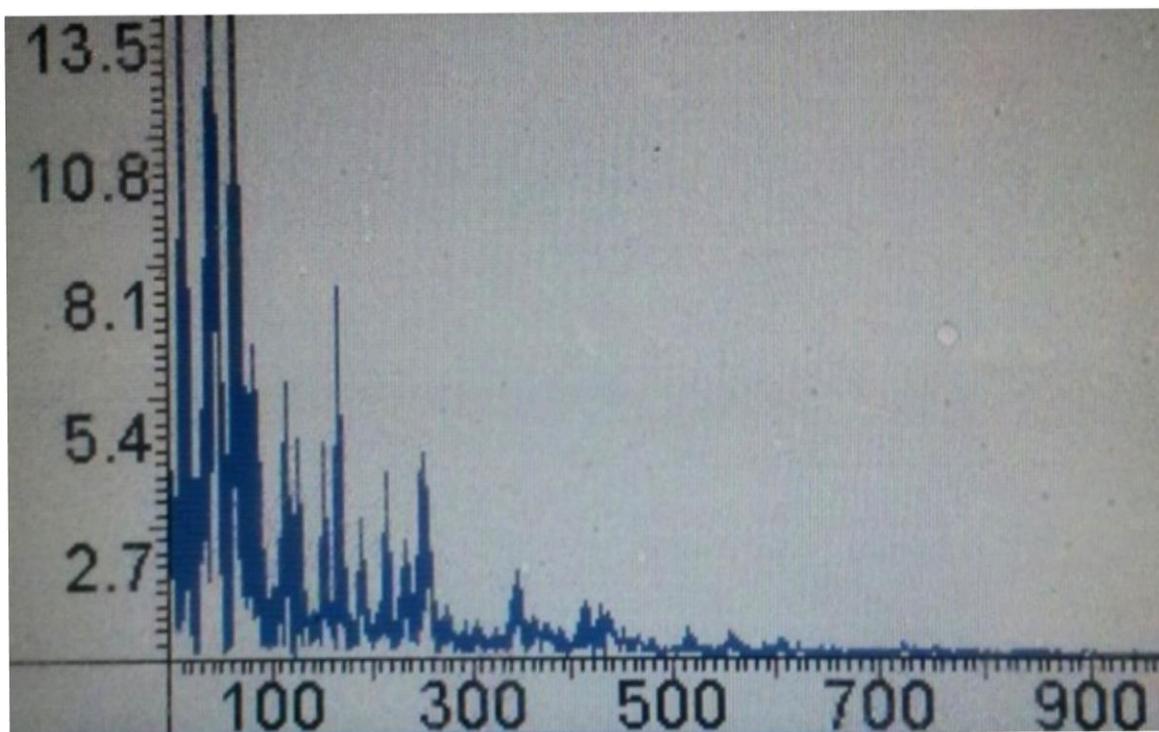


Рисунок 4.7 – Спектральный анализ опыт №1 (1000 об^{-1})

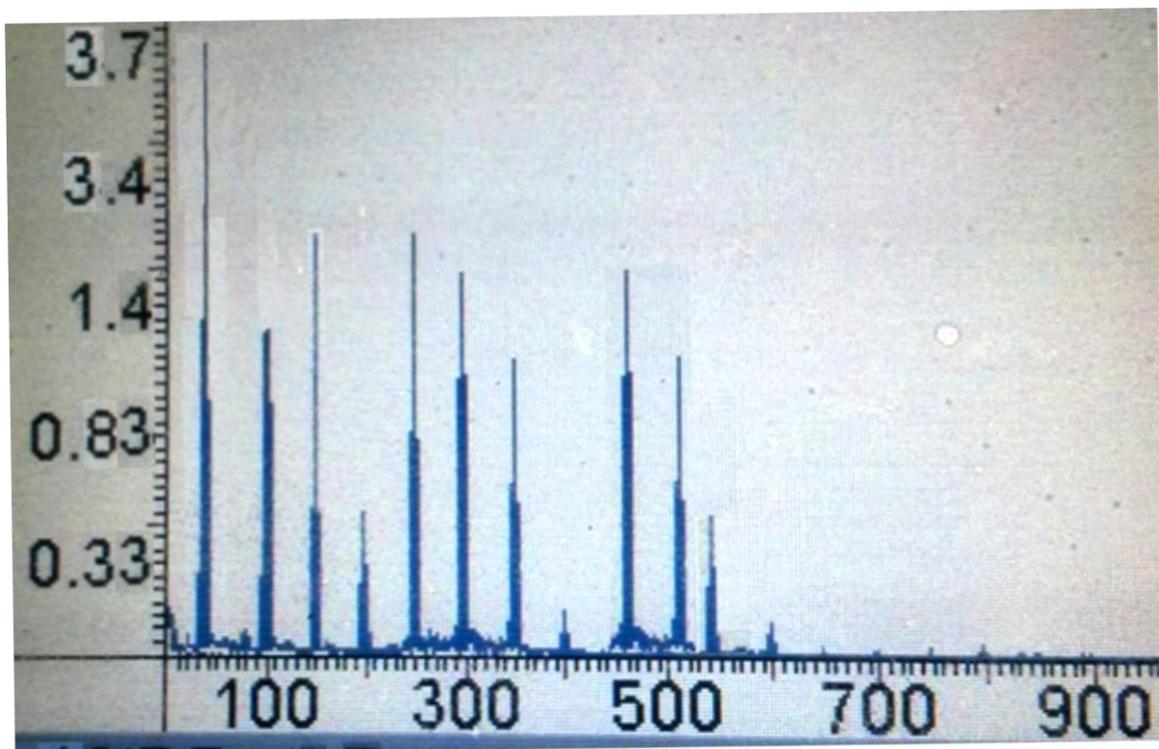


Рисунок 4.8 – Спектральный анализ опыт №2 (2000 об⁻¹)

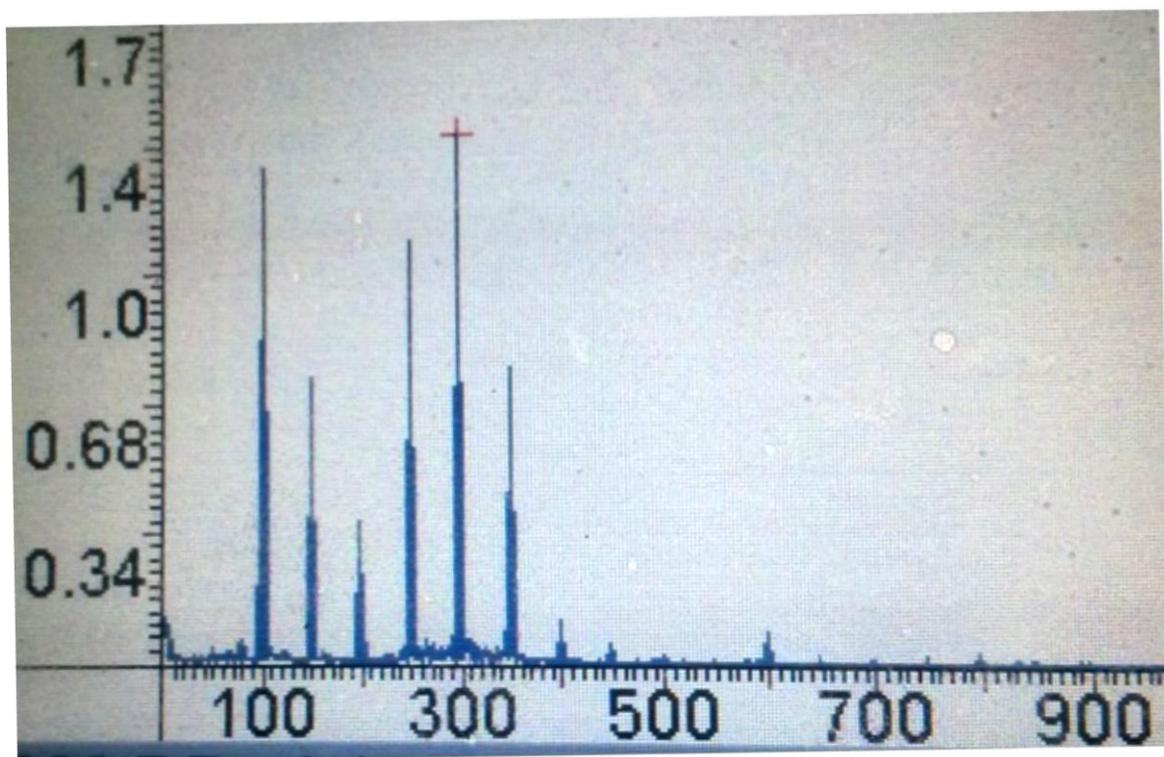


Рисунок 4.9 – Спектральный анализ опыт №3 (3000 об⁻¹)

Проведем общий анализ спектральных зависимостей, полученных в ходе проведения эксперимента.

На рисунке 4.6 представлен спектр, описывающий динамику работы базового подшипника при рабочих параметрах ($n = 3000$ об/мин). Характерной особенностью работы подшипников скольжения является наличие достаточно больших вибрационных возмущений в момент пуска, что явно прослеживается в представленном на рисунке спектре. Как видно из графика максимальное вибрационное возмущение составляет $41,6$ мм/с на частоте $6,3$ Гц, то есть вначале вращения вала. Гармоника имеет очень пологий спуск, с высоким уровнем вибрации до $8,6$ мм/с на всем периоде работы. Такие вибрационные возмущения в период пуска подшипника скольжения объясняются отсутствием смазочного масла или недостаточным его количеством непосредственно в зоне контакта поверхностей скольжения. В момент пуска необходимый объем смазочного масла не попал в зону контакта поверхностей скольжения, что привело к возникновению граничного трения, характеризующегося значительным износом материалов пары скольжения. Кроме того, наличие долго затухающей вибрации в подшипнике, указывает на недостаточное количество смазочного материала в зоне контакта поверхностей, что также приводит к увеличенному износу.

После установки в подшипниковый узел скольжения промежуточного кольца с регулярным микрорельефом, выполненным по внутренней поверхности, был произведен первый пробный запуск насоса на частоте оборотов в 1000 единиц в минуту. (33% номинальной). Результаты спектрального анализа, снятые во время пуска, представлены на рисунке 4.7. Наблюдается картина отчасти похожая на запуск насоса с базовым подшипником. В самый момент пуска наблюдается пиковое значение возмущающего колебания в $15,5$ мм/с на частоте $43,7$ Гц. Кроме первого пикового возмущения наблюдается затухающая гармоника с общим высоким уровнем вибрации до $5,4$ мм/с на первых 5-ти оборотах вала. Далее уровень вибрации снижается до допустимого значения в $2,7$ мм/с. Представленный

график описывает работу подшипника с недостаточным количеством смазки в период запуска (до 5 оборотов), что обусловлено низкой скоростью вращения, в результате чего подъемная сила гидродинамической работы имеет период возрастания, после чего трения переходит в гидродинамический режим.

Второе испытание проводилось при скорости вращения в 2000 об/мин. Спектр, полученный в результате мониторинга запуска, представлен на рисунке 4.8. По линии тренда явно заметен положительный эффект в работе подшипника. Пиковое значение вибрации в пусковой момент составляет 3,7 мм/с, далее в подшипнике наблюдаются затухающие возмущения вибрационного уровня до значения в 3,4 мм/с, которые полностью заканчиваются на 10-ом обороте вала. После затухания вибрационных колебаний, подшипник работает в полностью гидродинамическом режиме трения с общим уровнем вибрации до 0,1 мм/с. Полученная картина распределения вибрационных возмущений свидетельствует о наличии достаточного объема масла в зоне контакта поверхностей трения в момент пуска, а также о положительном влиянии ячеек регулярного микрорельефа на динамику работы подшипника, что проявляется, прежде всего, в снижении вибрационного уровня в узле.

Последним проводилось испытание с запуском насоса на номиналом режиме работы в 3000 об/мин. Результаты снятия спектрального анализа эксперимента №3 представлены на рисунке 4.9. По линии тренда графика видно, что данный узел трения работает идеально. Во-первых, в пусковой момент не наблюдается пикового возникновения вибрационного воздействия, которое указывало бы на недостаточное количество смазки в зоне непосредственного контакта поверхностей скольжения. Во-вторых, максимальное значение вибрации в приработочный период (1-5 оборотов вала) составляет 1,4 мм/с. Такой уровень вибрации не представляет негативных последствий для узлов опоры скольжения, износ рабочих поверхностей минимальный, температура не увеличивается. Наличие вибрации на этом периоде работы, объясняется самоустановкой промежуточного кольца в

оптимальном, с точки зрения гидродинамики трения, положении относительно цапфы вала. После установки кольца в необходимом положении, вибрационный уровень снижается до значения в 0,1 мм/с, подшипник работает стабильно в условиях гидродинамического трения.

ВЫВОДЫ

Экспериментальные исследования проводились в работе с целью подтверждения теоретически описанного процесса возникновения дополнительной подъемной силы гидродинамической опоры, вследствие установки в подшипник третьего тела – промежуточного кольца с регулярным микрорельефом на рабочей поверхности.

В качестве экспериментальных исследований было выполнено 3 пробных запуска стенда на разных частотах вращения, с целью подтверждения прямопропорциональной зависимости между величиной гидродинамической подъемной силы и частотой вращения вала (см. уравнение 2.24). Во время запуска узла, производился съем спектрального вибрационного уровня, описывающего динамику работы подшипника. После чего, все снятые показания сравнивались с линией тренда, описывающей работу базового подшипника. По изменению динамики вибрационного уровня были сделаны выводы об эффективности применения дополнительного кольца с регулярным микрорельефом на рабочей поверхности.

Первый эксперимент проводился на частоте вращения 1000 об/мин и показал несущественное изменение динамики работы узла, что, прежде всего, объясняется недостаточной скоростью вращения вала, поскольку геометрия регулярного микрорельефа рабочей поверхности рассчитана на высокую частоту вращения.

Второй и третий эксперименты показали значительное улучшение динамики работы подшипникового узла. После анализа данных был сделан вывод, что промежуточное кольцо с регулярным микрорельефом обеспечивает необходимый объем смазочного материала в зоне непосредственного контакта поверхностей скольжения в момент пуска. А после самоустановки кольца в масляном слое относительно вала, вибрационные возмущения снижаются до значений в 0,1 мм/с, что характеризует полностью гидродинамическое трение, при котором отсутствует непосредственный контакт поверхностей

подшипника, а трение обусловлено только упругими свойствами смазочного материала.

Результаты эксперимента наглядно демонстрируют положительный эффект от применения промежуточного кольца с регулярным микрорельефом на рабочей поверхности. Такой подшипник скольжения практически не имеет зоны приработки, что увеличивает его ресурс, снижая величину износа в моменты пуска. В установившемся режиме работы такой подшипник обеспечивает оптимальный режим трения, при котором отсутствует контакт трущихся поверхностей, а значит такие показатели работы подшипника как износостойкость и долговечность возрастают в значительной мере.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Главной целью современного машиностроения является изготовление продукции сверхвысоко качества, в кратчайшие сроки, с минимальными капиталовложениями. Высокие требования, предъявляемые к современным машинам, требуют от конструкторов постоянного изыскания новых способов повышения надежности работы.

В то же время, в период эксплуатации машин и оборудования первостепенной остается задача максимального его использования с минимальными затратами на восстановительные работы. С учетом существующей ситуации в международных отношениях России эта проблема стоит как никогда остро. Поэтому вопрос повышения надежности узлов трения, которые есть в 90% всех машин и механизмов, является актуальным как никогда.

Многие конструкторы в настоящее время стремятся использовать в качестве узлов трения именно подшипники скольжения, поскольку они обладают большей надежностью, и менее требовательны к качеству обслуживания в процессе эксплуатации по сравнению с подшипниками качения.

Учитывая вышесказанное, в данной диссертации был выбран способ повышения надежности опорного узла центробежного насоса путем применения подшипников скольжения.

Вопрос повышения надежности подшипников скольжения в настоящее время решается многими способами. Поэтому перед началом разработки подшипника, в первой главе диссертации был произведен обзор существующих технологий повышения надежности подшипникового узла скольжения. Основные направления, в которых работают конструкторы для повышения надежности опор скольжения сводятся к применению антифрикционных материалов и изысканию наиболее оптимальной формы микрорельефа рабочих поверхностей. Однако применение современных антифрикционных материалов

ведет к существенному увеличению стоимости продукта, что нередко оказывается экономически нецелесообразно. А сложная структура микрорельефа рабочих поверхностей приводит к существенному усложнению конструкции подшипника и бывает технологически недостижимо многими предприятиями.

В предложенном подшипнике скольжения, исключены эти существенные недостатки в разработках. Прежде всего, несмотря на достаточно сложную структуру микрорельефа рабочей поверхности, исключены тяжелые технологические операции по ее образованию за счет изготовления промежуточного кольца. То есть рабочая поверхность, имеющая регулярный микрорельеф ячеистого типа, выполняется на плоской поверхности, что обеспечивает простоту выполнения данной операции на металлообрабатывающих станках общего назначения. Кроме того, специальная форма и расположение ячеек регулярного микрорельефа обеспечивает требуемый гидродинамический режим трения и положительно влияет на общую динамику работы узла.

В первой части работы был выполнен краткий обзор рассматриваемого насоса, проанализирован принцип работы, рассмотрены существующие подшипниковые опоры. После чего был сделан вывод о возможности применения в насосе, в качестве опор вала, подшипников скольжения.

Во второй главе диссертации была выполнена разработка предложенного подшипника скольжения по следующим этапам: во-первых, исходя из существующей конструкции подшипниковых опор насоса, были определены геометрические характеристики подшипника скольжения, которые позволят произвести модернизацию существующих опор с наименьшими изменениями. Во-вторых, был произведен расчет геометрии рабочей поверхности промежуточного кольца для подшипника с регулярным микрорельефом ячеистого типа. В-третьих, было выполнено численное определение несущей способности гидродинамической опоры подшипника скольжения с регулярным микрорельефом. Численная оценка влияния регулярного микрорельефа на

несущую способность показала значительное увеличение гидродинамической подъемной силы, которая обеспечивает постоянное разделение поверхностей скольжения слоем смазочного материала. Также был рассмотрен вопрос возникновения технического эффекта с точки зрения микрогеометрии поверхности и гидродинамической теории смазки.

В третьей главе диссертации была произведена разработка технологии изготовления предложенного подшипника с регулярным микрорельефом. Заключаящаяся в образовании ячеек регулярного микрорельефа на плоской поверхности развертки заготовки, после чего выполняется свертка заготовки в кольцо, фиксация от осевого смещения посредством специально выполненных пазов по двум вариантам – в виде «ласточкина хвоста» и «пазла» и склеивание кромок развертки. Далее была выполнена разработка технологической карты на изготовление подшипника скольжения с регулярным микрорельефом на горизонтально – фрезерном станке. В выводах к главе было отмечено, что разработанная технология изготовления подшипника скольжения позволяет вывести на качественно новый, более высокий уровень технологию ремонта оборудования на действующих предприятиях. Поскольку предложенный подшипник скольжения может быть выполнен на металлообрабатывающем станке общего назначения и может быть установлен в узел, как при проектировании новой машины, так и при проведении ремонта, действующего оборудования.

В четвертой главе диссертации были описаны проведенные в ходе работы экспериментальные исследования предложенного подшипника скольжения. В качестве экспериментального стенда использовался насос ПЭН 100-51 Красноярского Аллюминиевого завода, в котором в качестве опор вала применяются баббитовые подшипники скольжения. В первой части главы была кратко рассмотрена конструкция насоса, описан метод проведения эксперимента, прибор для снятия результатов исследования. Во второй части главы была выполнена разработка матрицы проведения эксперимента, запланировано проведение 3-х экспериментов с шагом варьирования

контрольного фактора Δn . В результате проведения экспериментальных исследований были получены спектральные характеристики динамики работы подшипника скольжения на трех скоростях – 1000, 2000 и 3000 об/мин. После анализа полученных данных был сделан вывод о том, что положительный эффект от применения такого подшипника скольжения сказывается на высоких частотах вращения вала $n > 1000$ об/мин. При больших частотах вращения вала происходит самоустановка промежуточного кольца в масляном клине между трущимися поверхностями, что приводит к возникновению дополнительной подъемной силы, обеспечивая полностью жидкостный режим трения. Как показали результаты экспериментальных исследований, ячейки регулярного микрорельефа, обеспечивают наличие дополнительного объема смазочного материала в зоне контакта поверхностей скольжения, что снижает износ в момент пуска оборудования. В установившемся режиме работы кольцо с регулярным микрорельефом обеспечивает жидкостное трение между поверхностями цапфы и вкладыша, снижая общий уровень вибрации в узле до 0,1 мм/с. В таком режиме работы, обеспечиваются оптимальные условия скольжения вала, а износ поверхностей практически отсутствует, поскольку контакт между поверхностью цапфы и вкладыша полностью разделен слоем смазочного материала.

Таким образом, в диссертации было сделано предложение по повышению надежности подшипниковой опоры центробежного насоса для Ачинского НПЗ. После проведения всех научно – исследовательских работ, был сделан вывод об эффективности применения предложенного подшипника скольжения с регулярным микрорельефом. Данная технология позволяет существенно повысить надежность работы опоры насоса, может быть применена как в периоды проведения ремонтов, так и при проектировании нового оборудования.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. АО «Ачинский НПЗ ВНК» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.rosneft.ru/about/Glance/OperationalStructure/Pererabotka/anpz/>;
2. «Роснефть Ачинский НПЗ» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://achnpz.ru/>;
3. ТУ 26-02-767-78 Насосы центробежные нефтяные секционные. Тип ПС. – Введ. 01.03.1978. – Москва: Государственный комитет СССР по стандартам, 1978. – 102 с.;
4. Аристов А.И. Расчет посадок с зазором (на примере подшипников скольжения): методические указания к лабораторно-практической работе по курсу «Взаимозаменяемость и технические измерения»/ А.И. Аристов [и др.]. – М.: МАДИ, 2015. – 28 с.;
5. ГОСТ 25346-89 Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений. – Введ. 01.01.1990. – Москва – Государственный стандарт союза ССР, 1990. – 19с.;
6. Шнейдер Ю.Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом/ Ю.Г. Шнейдер. – 2-е изд. –Л.: Машиностроение, 1982.;
7. Длина дуги окружности [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://2mb.ru/matematika/geometriya/dlina-dugi-okruzhnosti/>;
8. Расчет площади эллипса [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.webmath.ru/web/prog49_1.php;
9. Петровский Э.А., Петровский С.А. Расчет геометрических характеристик поверхности с регулярным ячеистым рельефом эллиптического типа/ Э.А. Петровский, С.А. Петровский// Проблемы механической обработки машиностроительных материалов: тезисы докладов I краевой научно-технической конференции/Красноярский краевой дом техники. – Красноярск, 1989. – С. 39 – 46;

10. ГОСТ ИСО 7902-1-2001 Гидродинамические радиальные подшипники скольжения, работающие в стационарном режиме. Круглоцилиндрические подшипники./–Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации./ – Минск, 2001. – 31 с.;
11. Гидродинамический эффект в подшипнике скольжения [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.detalmach.ru/lect7.htm>;
12. Расчет давления жидкости на дно и стенки сосуда [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.nado5.ru/e-book/raschet-davleniya-na-dno-i-stenki-sosuda>;
13. Разработка маршрута технологического процесса [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://msd.com.ua/osnovy-texnologii-mashinostroeniya/razrabotka-marshruta-texnologicheskogo-processa/>;
14. Фрезерование стружечных винтовых канавок спиральных сверл: Методические указания к лабораторной работе № 2 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://vunivere.ru/work23010/page4>;
15. Проектирование технологического маршрута изготовления детали и определение себестоимости обработки: методические указания к выполнению контрольной работы./г. Самара – Самарский государственный технический университет, 2011. – 54 с.;
16. Насосы питательные [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://msd.com.ua/ekspluatsiya-paroturbinnyx-ustanovok/pitatelnye-nasosy/>;
17. Виброанализатор BALTECH VP-3470 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.baltech.ru/catalog.php?catalog=196>;
18. Хартман К. Планирование эксперимента в исследовании технических процессов./ К. Хартман Э. Лецкий, В. Шеффер и др. Пер.с нем. Под ред. Лецкого Э.К. – М.: Мир, 1977. – 522 с.;