

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»
Институт «Политехнический»
Факультет «Автотранспортный»
Кафедра «Автомобильный транспорт»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой
_____ Ю.В. Рождественский
« ___ » _____ 2020 г.

Моделирование изнашивания гидродинамических подшипников скольжения
коленчатого вала

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
НИУ ЮУрГУ 23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ ВКР

Руководитель работы
доцент
_____ И.Г. Леванов
« ___ » _____ 2020 г.

Автор работы
студент группы П–416
_____ А.Н. Исламов
« ___ » _____ 2020 г.

Нормоконтролер
доцент
_____ А.А. Дойкин
« ___ » _____ 2020 г.

АННОТАЦИЯ

Исламов А.Н. Моделирование изнашивания гидродинамических подшипников скольжения коленчатого вала – Челябинск: ЮУрГУ, АТ; 2020, – 112 с., библиогр. список – 77 наим., 16 слайдов презентации.

В данной работе выполнен обзор существующих отечественных и иностранных методик моделирования изнашивания гидродинамических подшипников скольжения коленчатых валов и современного программного обеспечения, используемого для моделирования.

Рассмотрена модель для оценки износа и ресурса подшипников скольжения коленчатого вала, проведено ее параметрическое исследование с помощью программного пакета «Wear V2». Выполнено экспериментальное исследование изнашивания подшипника скольжения с помощью машины трения ИИ 5018, а также сравнение результатов расчета изнашивания подшипников скольжения с результатами проведенного эксперимента.

По результатам работы были определены направления дальнейшего развития методики моделирования изнашивания подшипников скольжения коленчатого вала.

					<i>23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		<i>Исламов А.Н.</i>			<i>Моделирование изнашивания гидродинамических подшипников скольжения коленчатого вала</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провед.</i>		<i>Леванов И.Г.</i>				<i>В</i>	<i>4</i>	<i>112</i>
<i>Реценз.</i>						<i>ЮУрГУ</i>		
<i>Н. Контр.</i>		<i>Дойкин А.А.</i>				<i>Кафедра АВТ</i>		
<i>Утверд</i>		<i>Рождественский ЮВ</i>						

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ РАБОТЫ.....	8
1.1 Виды износа подшипников скольжения коленчатого вала.....	12
1.2 Модели изнашивания подшипников скольжения.....	21
1.3 Современное программное обеспечение для моделирования подшипников скольжения.....	29
1.4 Цели и задачи ВКР	52
2 МОДЕЛЬ ИЗНАШИВАНИЯ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ.....	53
2.1 Уравнение движения центра шипа	54
2.2 Реологические свойства смазочного слоя.....	57
2.3 Обобщенное уравнение Рейнольдса.....	58
2.4 Модель вязкости	62
2.5 Тепловое состояние подшипника	66
2.6 Интегральные гидромеханические характеристики	67
2.7 Модель для оценки износа и ресурса подшипников коленчатого вала.....	69
3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗНАШИВАНИЯ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ	78
3.1 Описание экспериментальной установки	78
3.2 Проведение экспериментальных исследований изнашивания подшипников скольжения.....	81
4 РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗНАШИВАНИЯ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ	85
4.1 Параметрическое исследование методики расчета.....	85
4.2 Проведение расчетов на изнашивание подшипников скольжения и анализ результатов.....	98
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	103
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	105

					<i>23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		5

ВВЕДЕНИЕ

Моделирование трения и изнашивания подшипников скольжения играет большую роль на этапе проектирования двигателей внутреннего сгорания и других машин в вопросах разработки оптимальных решений по их конструкции.

Исследование на изнашивание подшипников скольжения на испытательных стендах являются трудоемким и дорогостоящим занятием. Благодаря моделированию, которое предполагает создание сложных имитационных моделей, можно прогнозировать то, как будет работать изделие в тех или иных условиях, что позволяет оценить надежность будущего изделия и избежать многих ошибок на следующих этапах его создания.

Гидродинамические подшипники скольжения спроектированы для работы в условиях гидродинамического режима смазки. Предполагается, что при таких условиях работы сопряжения износ отсутствует. Однако, несмотря на предположения о том, что непосредственное контактирование поверхностей друг с другом отсутствует, подшипники скольжения подвергаются значительному износу при их эксплуатации, а износ – это одна из основных причин отказов.

Снижение трения в узлах двигателей внутреннего сгорания не только снижает износ в этих узлах, но и является одним из основных факторов, способствующих повышению топливной экономичности и снижению выбросов отработавших газов.

Существует множество различных программных пакетов, позволяющих моделировать трение и изнашивание подшипников скольжения в самых различных условиях. На сегодняшний день отечественные компании отдают предпочтение иностранному программному обеспечению. Многие ученые активно принимают участие в разработке моделей, использующихся в современном программном обеспечении, а также в разработке нового программного обеспечения. Несмотря на это, в отечественной литературе проблеме износа уделяется мало внимания.

						<i>23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>			6

Цель данной работы заключается в определении дальнейших направлений развития методики моделирования изнашивания гидродинамических подшипников скольжения коленчатого вала.

Работа состоит из четырех разделов. В первом разделе рассмотрены основные виды изнашивания подшипников скольжения, модели их изнашивания и современное программное обеспечение, используемое для моделирования подшипников скольжения. Во втором разделе рассмотрена методика моделирования изнашивания подшипников скольжения, основанная на усталостной теории И.В. Крагельского, а в третьем разделе приведены расчётные исследования указанной методики, в том числе и параметрическое исследование. В четвёртом разделе приведены описание экспериментальной установки для проведения экспериментальных исследований изнашивания подшипников скольжения, а также результаты этих исследований.

					<i>23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		7

1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ РАБОТЫ

Конструкция подшипников скольжения, обычно, оптимизирована так, чтобы между поверхностями подшипника и шипа образовывался необходимый для эффективной работы смазочный слой, чтобы он выдерживал радиальные нагрузки за счет давления в нем и предотвращал возникновение непосредственного контакта поверхностей [1]. Процесс проектирования гидродинамических подшипников скольжения достаточно хорошо отлажен [2-4]. Однако, даже если во время работы подшипника поддерживается необходимая толщина смазочного слоя, большинство подшипников все же подвергаются износу.

Изнашивание подшипников по сравнению с процессами их смазывания изучено в намного меньшей степени, хотя данная тема насчитывает целый ряд исследований [3-7]. Результаты этих исследований нашли свое применение в руководствах по выбору материалов для подшипников [2, 4, 5].

В первую очередь необходимо ввести основные понятия и термины. В дальнейшем в данной главе будут рассмотрены виды износа подшипников, методы моделирования их изнашивания и современное программное обеспечение по моделированию.

Износ – это результат процесса изнашивания, то есть процесса отделения материала (разрушения) с поверхностного слоя или процесса накопления остаточных напряжений при трении, приводящий к изменению формы и размеров детали.

Износ трущихся поверхностей зависит от множества факторов, таких как условия и режимы работы, точность сборки, применяемые материалы, качество поверхности, которое определяется геометрическими (отклонение от правильной геометрической формы, волнистость, шероховатость) и физико-механическими параметрами поверхности (твердость, остаточные напряжения, наличие упрочнения поверхностного слоя и т.д.) и множества других факторов.

Процесс изнашивания можно разделить на три стадии: приработка, нормальная эксплуатация и катастрофический износ. На рисунке 1.1 показана зависимость величины износа от наработки (пути трения или времени работы).

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

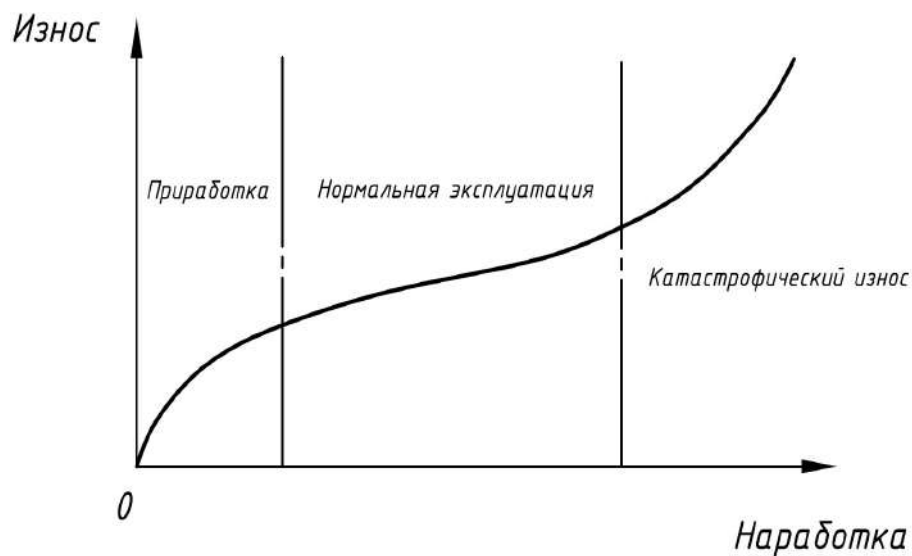


Рисунок 1.1 – Кривая износа

Стоит также упомянуть о различных режимах работы опор скольжения, показанных на диаграмме Герси-Штрибека (рисунок 1.2). Диаграмма представляет собой зависимость коэффициента трения от числа Герси H_v . Число Герси – это безразмерная величина, определяемая как произведение динамического коэффициента вязкости и угловой скорости, отнесенное к нагрузке на подшипник.

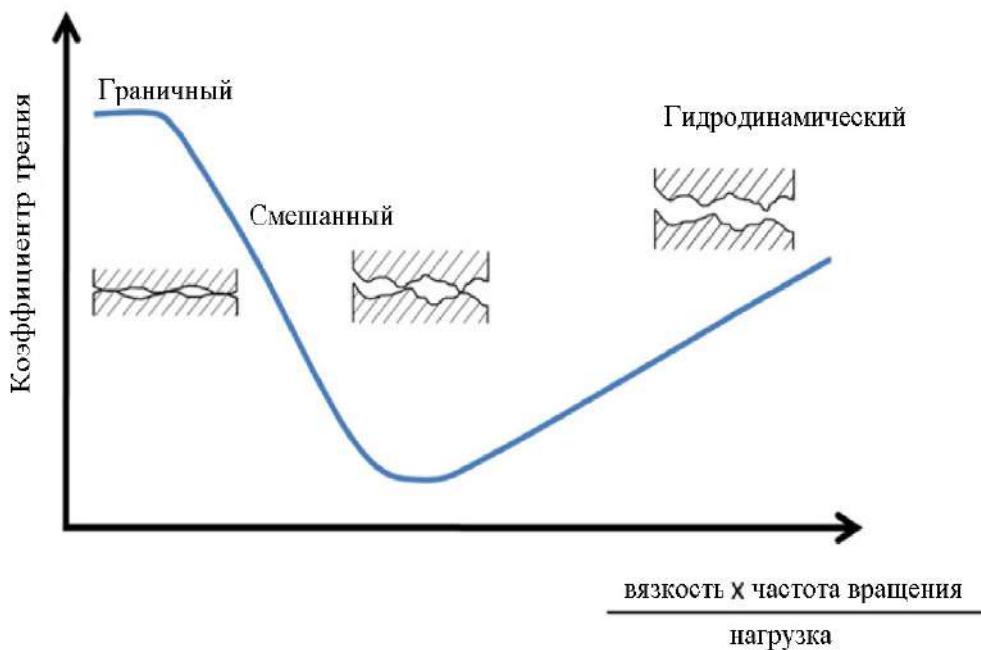


Рисунок 1.2– Диаграмма Герси-Штрибека, показывающая различные режимы смазки

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ

Лист

9

Режимы смазки также делятся на три типа: граничный режим, смешанный и гидродинамический.

Гидродинамический режим характерен тем, что трущиеся поверхности разделены слоем смазки. В таких условиях износ поверхностей отсутствует.

Граничный режим смазки имеет место в тех случаях, когда происходит контакт между трущимися поверхностями и он является доминирующим источником трения. Вклад смазки в создаваемое между поверхностями динамическое давление пренебрежительно мал. В таких условиях наблюдаются наиболее жесткие условия для любого подшипника, поскольку этот режим характеризуется большими значениями износа и коэффициента трения. С точки зрения смазывания поверхностей, в лучшем случае, их непосредственное контактирование предотвращается за счет граничных слоев с помощью присадок, содержащихся в моторном масле и снижающие трение, а также небольшого количества масла, смачивающего поверхности [6]. Правильное математическое описание этого режима сделать затруднительно, поскольку формирование граничной слоя за счет различных добавок, например, комплексов на основе молибдена связано со множеством неоднородно упорядоченных слоев и до сих пор не до конца изучено [7, 8].

Смешанный режим смазки характеризуется одновременным присутствием как граничных, так и гидродинамических условий смазывания. Из-за небольшого смазочного слоя отдельные выступы обеих поверхностей соприкасаются друг с другом и разрывают его, в результате чего отсутствует когерентная масляная пленка.

Приработка – это начальный период эксплуатации новой машины, который длится до тех пор, пока определенные характеристики трения и износа не перейдут в режим нормальной эксплуатации [9]. Процесс приработки представляет большой интерес для изучения как в автомобильных двигателях, так и в большинстве других машин, имеющих подвижные детали.

Некоторые исследователи выявили конкретные количественные показатели, связанные либо с конечной шероховатостью, либо с интенсивностью изнашивания. Г. Роу [10] и др. [11] в своих работах изучили поверхностные

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		10

изменения подшипников на этапе приработки с помощью профилометра. Они указали, что исходная шероховатость поверхности оказывает существенное влияние на этапе приработки. Также был сделан вывод о том, что шероховатость поверхности соприкасающегося с подшипником тела, является определяющим фактором, а менее твердая поверхность подшипника приобретает такие же характеристики как у контактирующего с ним тела.

В работе Р. Оствика и Г. Кристенсена было подтверждено, что шероховатость более твердого тела соответствует поверхности менее твердого [12]. Они также отметили, что в период приработки шероховатость поверхности не сильно изменяется, в то время как трибологические свойства значительно улучшаются.

И.В. Крагельский и В.С. Комбалов показали, что коэффициент трения будет минимальным тогда, когда шероховатость поверхности будет сохранять устойчивые параметры при приработке [13].

В работе Т. Сакурай и Х. Окабе был исследован износ меди при граничной смазке и выведено уравнение интенсивности изнашивания как функция от критической гидродинамической нагрузки смазки [14]. Они также заметили, что при нагрузке ниже некоторой критической ее величины износ не наблюдается.

В работе П. Чу и И. Кай рассматривались правила подбора оптимальных зазоров для подшипников скольжения с учетом ожидаемого износа при приработке [15].

В системах, работающих в условиях граничной смазки, таких как подшипники скольжения-коленчатый вал, кулачковые механизмы, шестерни, предполагается, что на период приработки сильно влияет исходная шероховатость поверхности более твердой детали. Согласно различным опытам, несоответствующая исходная шероховатость приводит к тому, что в процессе приработки трущиеся поверхности могут достаточно быстро изнашиваться.

В исследовании G. Masouros [9] для количественной оценки и разработки математической модели процесса приработки были измерены интенсивность изнашивания и изменение шероховатости, испытанного на стенде подшипника, с целью установления математических зависимостей между параметрами, влияющими на этот процесс. В ходе испытаний было проведено исследование

							<i>23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				11

изнашивания подшипников скольжения при их приработке в условиях граничного режима смазки. В результате было установлено, что большая исходная шероховатость приводит к большим значениям линейной интенсивности изнашивания при приработке до тех пор, пока последующий износ не будет характеризоваться линейной зависимостью.

Износ на этапе приработки с учетом исходной шероховатости показан на рисунке 1.3.

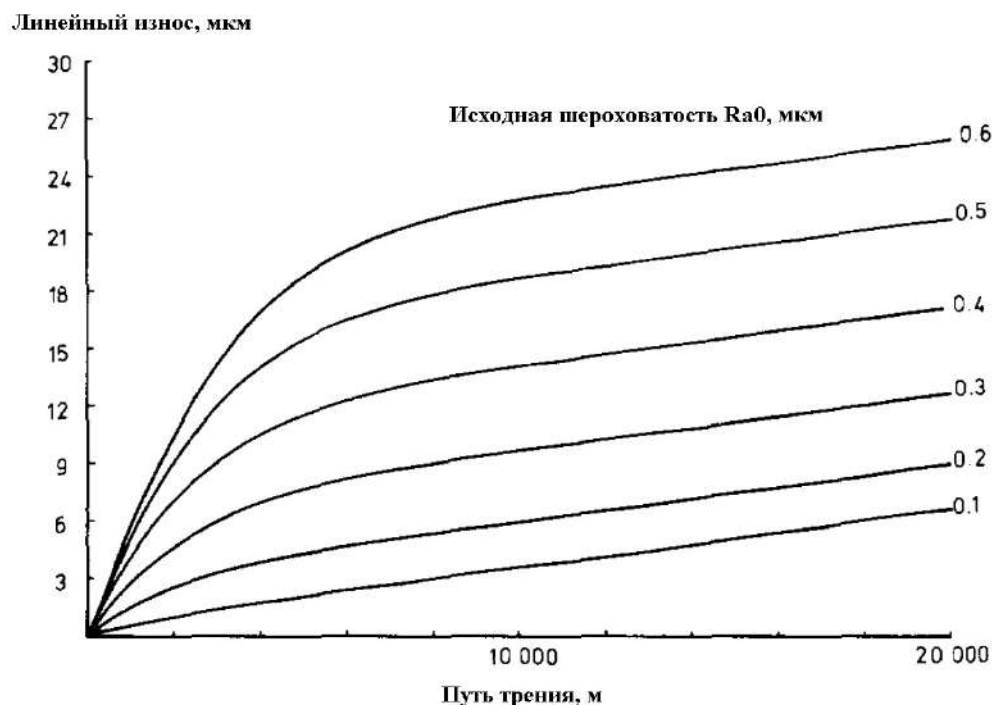


Рисунок 1.3 –Износ на этапе приработки

1.1 Виды износа подшипников скольжения коленчатого вала

Износ, как и трение, является системным параметром. Благодаря этому различные механизмы изнашивания могут возникать одновременно или поочередно [10]. Математической зависимости, которая бы описывала все механизмы износа одновременно, не существует, однако существует множество математических зависимостей, каждая из которых применяется для конкретного механизма износа [17, 18]. В подшипниках скольжения, подверженных смешенному трению с твердыми валами и менее твердыми вкладышами, доминирующим механизмом изнашивания является механизм абразивного изнашивания.

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

Абразивное изнашивание

Абразивное изнашивание представляет собой разрушение поверхности материала в результате его взаимодействия с твердыми элементами или частицами при наличии относительного движения.

Это значит, что значительный износ гидродинамических подшипников может быть вызван продуктами износа самого подшипника, поскольку полностью удалить их из масла посредством его фильтрации невозможно [19], или загрязнением мельчайшими частицами из окружающей среды.

В работе С. А. Макки [20], более 90 лет назад, были проведены одни из первых исследований влияния загрязняющих включений на работу гидродинамических подшипников, в ходе которых было установлено увеличение коэффициента трения. В дальнейшем полученное при этом исследовании повышение температуры было изучено А. Роучем [21] и Г. Райландером [22]. А. Роуч обнаружил увеличение интенсивности изнашивания по линейной зависимости от размеров частиц и их концентрации в своем тестовом подшипнике, который работал при постоянной вращающейся радиальной нагрузке для обеспечения равномерного износа по окружности подшипника. Похожие результаты при исследовании влияния размера частиц на износ подшипников при статической радиальной нагрузке были получены Дж. Бродером и Дж. У. Хейнекампом [23]. Результаты их измерений линейного распределения износа по окружности подшипника показывают более интенсивное изнашивание при меньшей толщине смазочного слоя. На рисунке 1.4 показана зависимость величины износа вкладыша и толщины смазочного слоя, рассчитанного по классической гидродинамической теории [24]. В исследовании применялся фосфор-бронзовый вкладыш с номинальным диаметром в 25 мм и шириной 10 мм при частоте вращения шипа равной 800 об/мин. Было также добавлено 1,7 г абразивной примеси карбида-кремния зернистостью P320 на литр базового масла вязкостью $4,5 \cdot 10^2$ при 20°C. Продолжительность испытания составила 40 минут.

						23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			13

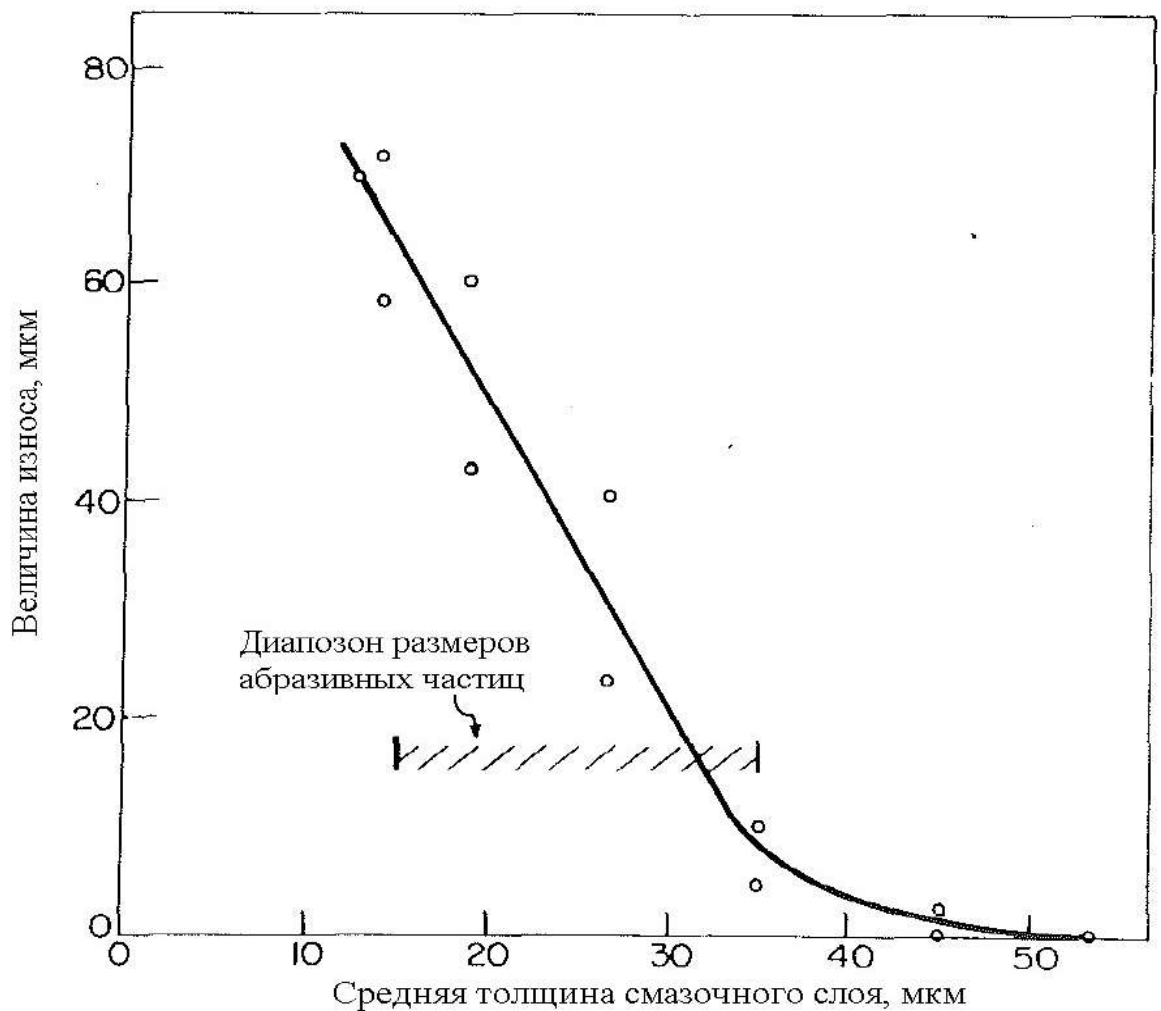


Рисунок 1.4 – Зависимость величины износа от средней толщины смазочного слоя

Из вышеуказанного рисунка видно, что при малой толщине слоя смазки износ резко возрастает, в то время как при толщине, превышающей 40 мкм, износ стремится к нулю. Причем такая толщина смазочного слоя близка к размеру частиц абразива зернистостью Р320 из карбида-кремния, добавленного в масло при проведении испытаний. Таким образом, износ гидродинамических подшипников вызван тем, что толщина смазочного слоя становится меньше, чем размер абразивных частиц [25].

Исследование А. Ронена [19] показало, что износ может происходить и с чистым маслом, в котором содержится незначительное число загрязняющих включений. Причем при работе с загрязненным маслом, в отличие от чистого, износ вала и подшипника увеличивается в 20 раз.

Была обнаружена прямая зависимость между местной толщиной смазочного слоя и интенсивностью износа как при чистом, так и при загрязнённом масле.

Абразивный износ, который происходит при работе с чистым маслом, объясняется содержанием в нем некоторых абразивных частиц, которые были занесены из окружающей среды или изначально в нем присутствовали. Износ при работе с чистым маслом также может быть обусловлен относительно большой исходной шероховатостью поверхности шипа, которая сопоставима с расчетной минимальной толщиной смазочного слоя и даже превышает ее.

Путем сравнения траекторий движения вала и распределения толщины смазочного слоя с соответствующими диаграммами износа было установлено, что износ имеет тенденцию быть более выраженным в тех местах, где толщина смазочного слоя была меньше для большей части цикла [19].

Абразивный износ происходит в основном около той области, где толщина слоя смазки минимальна. Если система смазки автомобиля сильно загрязнена, особенно в запыленных условиях эксплуатации, величина такого износа может быть очень большой. В работе [24] было установлено, что интенсивность абразивного изнашивания может достигать 75 мкм/час, причем пиковый износ при относительно грязном масле наблюдается при отклонении вала от вертикали на 15° по ходу движения.

Согласно исследованию [20] изнашивание происходит всякий раз, когда минимальная толщина смазочного слоя менее чем в 10 раз превышает величину шероховатости поверхности, а наличие абразива может привести к износу даже при большей толщине смазочного слоя.

Из этого можно сделать вывод, что при диаметре частиц, меньшим чем минимальная толщина смазочного слоя, абразивное изнашивание может быть предотвращено.

На рисунке 1.5 показан пример изношенных подшипников, подверженных абразивному изнашиванию.

						23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			15

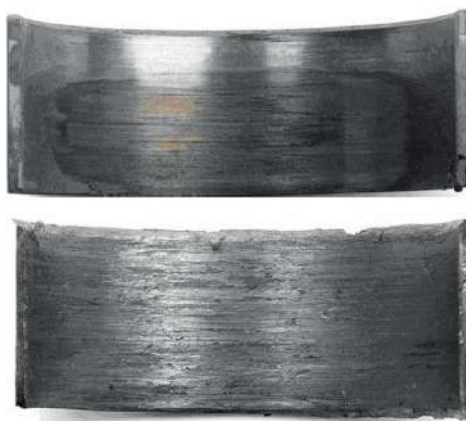


Рисунок 1.5 – Поверхности подшипников, подверженных абразивному изнашиванию

Усталостное изнашивание

Как правило, усталостное изнашивание инициируется трещинами на поверхности, которые в свою очередь возникают в результате прохождения абразивных частиц в зазоре между двумя поверхностями. Дальнейшее распространение трещин может быть вызвано напряжениями металла и циклическими нагрузками [25]. Усталостное изнашивание в конце концов приводит к появлению частиц износа в масле. Процесс усталостного изнашивания показан на рисунке 1.6.

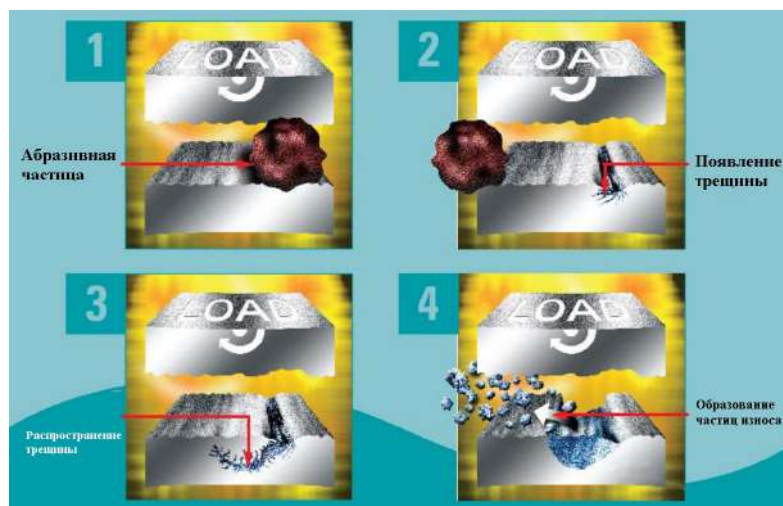


Рисунок 1.6 – Усталостное изнашивание

Образование частиц износа провоцирует цепную реакцию, ускоряя другие механизмы изнашивания.

						23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			16

Усталостный износ также может быть вызван экстремальными напряжениями в материале, вызванными циклическими процессами растяжения и сжатия.

Целью расчетов на усталость является оценка числа циклов, генерирующих микроскопические повреждения в антифрикционном материале. В процессе повреждения, приводящем к отделению антифрикционного материала после возникновения усталости, участвуют следующие этапы: слияние участков зарождения трещины, образование трещины и ее распространение [26].

На износ влияют и антифрикционные характеристики материалов, сцепление антифрикционного слоя с основным материалом и толщина антифрикционного слоя. При этом конечные видимые повреждения будут различными [26]. На рисунке 1.7 показаны три вида усталостных дефектов в зависимости от толщины антифрикционного слоя и его сцепления с основой. Из этого и вытекает сложность полного описания процессов образования таких повреждений.

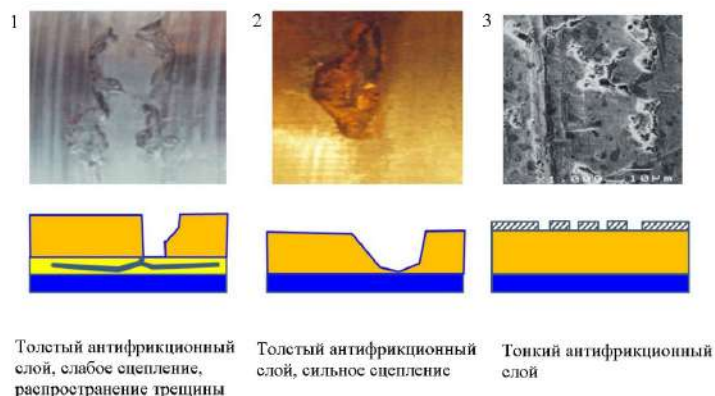


Рисунок 1.7 – Усталостное разрушение поверхностей:

1 – сплав алюминия и олова; 2 – латунь; 3 – свинцово-оловянное покрытие

Адгезионное изнашивание

Адгезионное изнашивание может возникать при работе подшипника в граничных условиях смазки, когда между двумя поверхностями наблюдается непосредственный контакт. Типичными причинами адгезионного износа являются избыточные нагрузки, малые скорости вращения или низкая вязкость масла [27]. При непосредственном контакте поверхностей может возникать перемешивание материала между ними, то есть их сваривание. Когда две

поверхности разъединяются, место сварки разрывается, из-за чего происходит отделение материала с поверхностей, вызывая трещины, пустоты и появление мельчайших абразивных частиц [28].

Из-за процесса сваривания высвобождаемые частицы будут тверже, чем материал поверхностей, из которых они образовались и поэтому это может привести к ускоренному абразивному изнашиванию. Для возникновения адгезионного износа необходимо, чтобы обе поверхности находились в тесном контакте с друг другом, то есть между ними не должно находиться масляной пленки.

В работе Л. Розяну и Ф.И. Кеннеди [1] было показано, что износ подшипников скольжения происходит в трех различных местах, причем в каждом из которых проявляется свой преобладающий механизм износа.

Наиболее игнорируемым видом износа подшипников скольжений является адгезионный износ по причине недостаточной смазки в момент начала движения вала из состояния покоя и его остановки.

Это происходит на участке №1, обозначенном на рисунке 1.8, когда вал смещается вверх и скользит по подшипнику в условиях граничного режима смазки. Такой износ продолжается до тех пор, пока вал не переместится вниз и не займет положение, показанное на рисунке 1.9 и так повторяется каждый раз, когда вал останавливается или наоборот начинает движение. Адгезионный износ в таких условиях является результатом непосредственного контактирования поверхностей. Тщательное изучение поверхности показало, что максимальный износ происходит в области №1 (см. рисунок 1.8) [1].

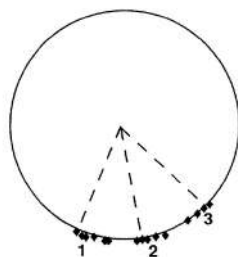


Рисунок 1.8 – Участки изнашивания:

1 – адгезионное изнашивание; 2 – абразивное изнашивание; 3 – коррозионное и кавитационное изнашивание

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

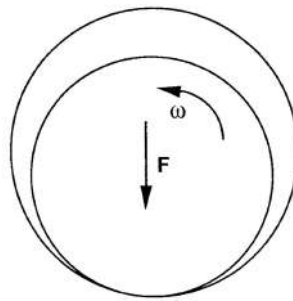


Рисунок 1.9 – Положение вала перед переходом режима смазки от граничного к гидродинамическому

После начала движения шипа наблюдается непосредственный контакт между подшипником и шипом, при таком контакте коэффициент трения относительно высок, значение которого находится в области граничного режима смазки.

Чрезмерный износ на участке №2 происходит из-за истирания поверхности подшипника незакрепленным абразивом. Как правило, это признак загрязнения масла, который может быть связан с плохой фильтрацией масла.

Чрезмерный коррозионный износ на участке №3 вызван химическим воздействием смазки на поверхность подшипника.

В работе А. Венцл и А. Рас [28] было представлено, так называемое, дерево отказов (рисунок 1.10), в котором отказы подшипников скольжения разделяются на трибологические отказы (рисунок 1.11) и механические отказы (рисунок 1.12), первые являются следствием износа, а вторые происходят из-за пластической деформации и появления трещин. В дереве также указаны причины (условия), которые вызывают тот или иной отказ.



Рисунок 1.10 – Дерево отказов

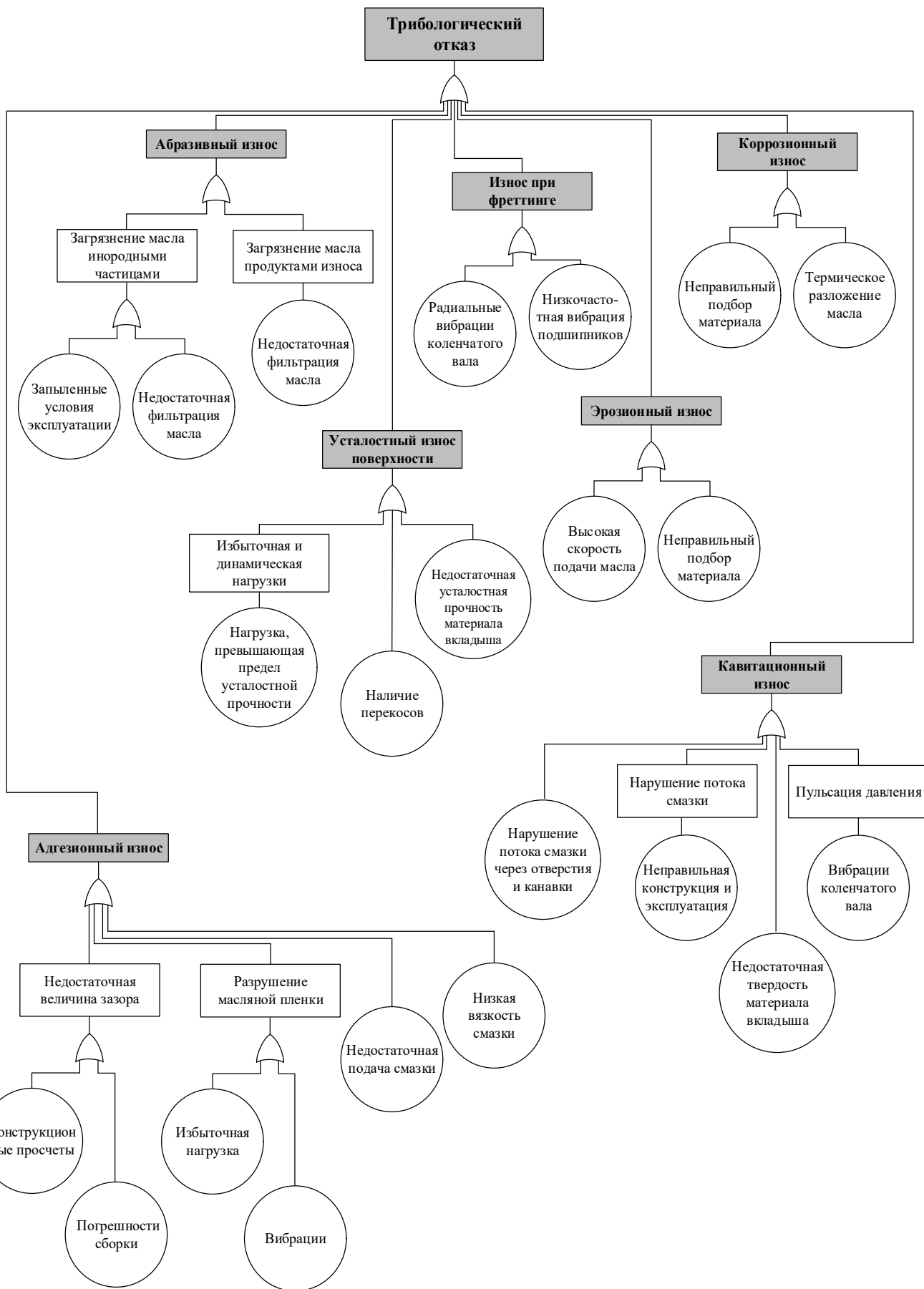


Рисунок 1.11 – Трибологический отказ

Изм.	Лист	№ док-м.	Подпись	Дата

23.03.2020.130.00.00 ПЗ

Лист

20

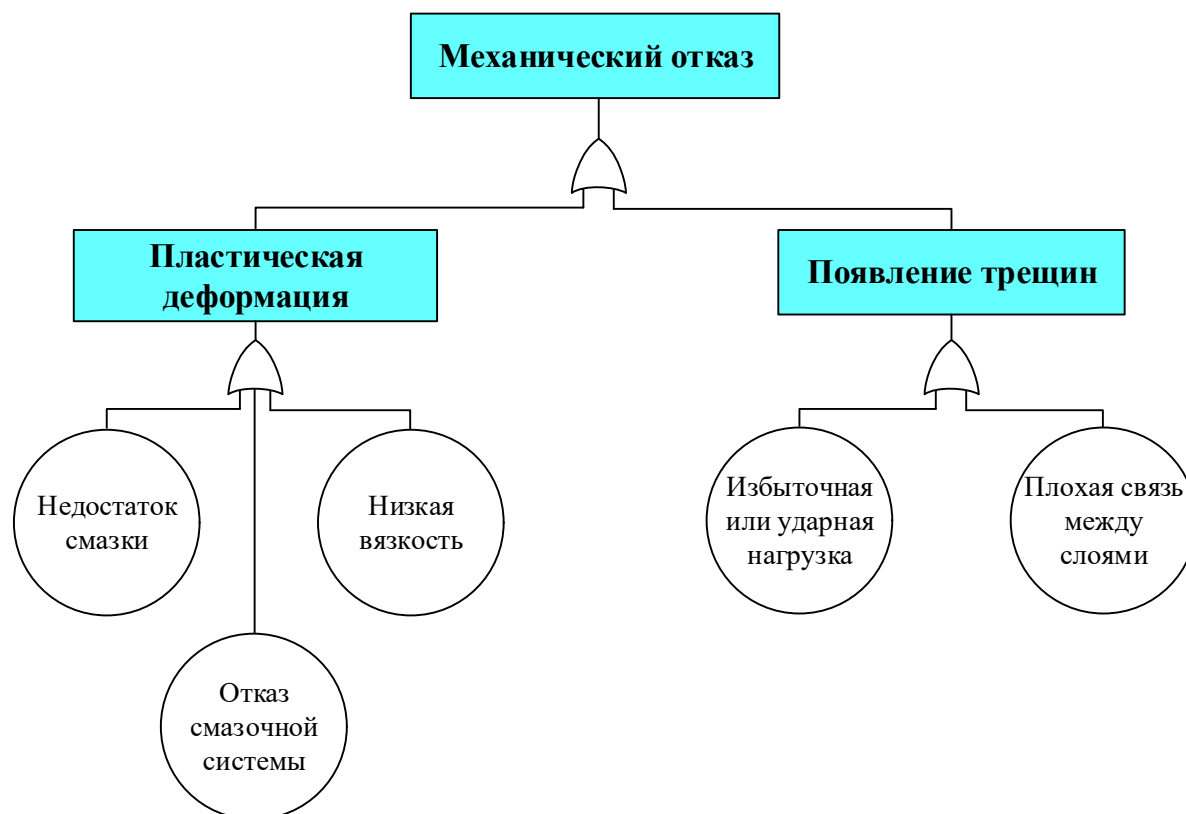


Рисунок 1.12 – Механический отказ

1.2 Модели изнашивания подшипников скольжения

На сегодняшний день существует множество теорий изнашивания подшипников, таких как усталостная теория изнашивания И.В. Крагельского, теории Дж.А. Гринвуда и Дж. Триппа, Дж.Ф. Арчарда, энергетическая теория Г. Фляйшера, теория А.С. Пронникова, теория изнашивания IBM и т.д.

Одним из наиболее распространенным в отечественной литературе методом моделирования изнашивания является усталостная теория изнашивания, которую предложил И.В. Крагельский [29].

В основу этой теории положен поиск безразмерной линейной интенсивности изнашивания, которая определяется отношением величины износа к пути трения.

Основные положения этой теории следующие:

1) контактирующие поверхности не являются идеально ровными из-за шероховатости и волнистости, поэтому они подвергаются циклическим нагрузкам;

2) изнашивание поверхности – это механический процесс, вызванный местными деформациями и напряжениями в зоне контакта поверхностей;

3) усталостный износ зависит от напряженного состояния в точке контакта поверхностей.

При скольжении микронеровности относительно контртела перед ним возникает, так называемый, навал деформируемого материала, который подвергается сжимающим напряжениям, а за микронеровностью материал подвергается растяжению (рисунок 1.13).

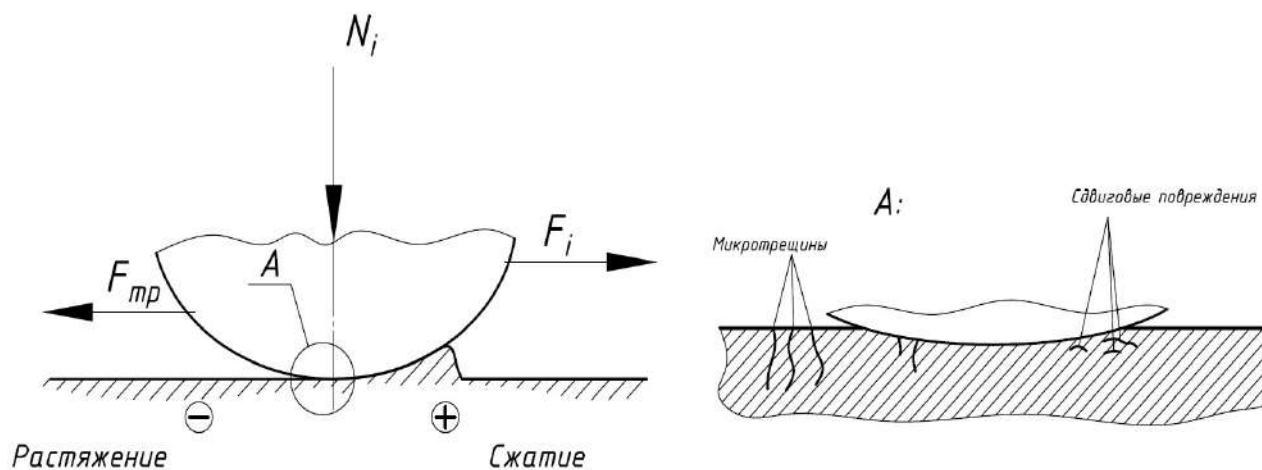


Рисунок 1.13 – Схема деформирования контртела единичной микронеровностью

Как уже было сказано ранее, материал на поверхности испытывает знакопеременные напряжения растяжения и сжатия. Многократные циклические деформации приводят к физико-химическим изменениям поверхностного слоя и приводят к накоплению повреждений, которые в свою очередь приводят к отделению частиц материала. При этом интенсивность изнашивания можно определить следующим образом (формула 1.1):

$$I_h = \frac{\Delta h}{L} = \frac{\Delta V_c}{A_c L} = i \frac{A_r}{A_c}, \quad (1.1)$$

где Δh – толщина изношенного слоя, м;

L – путь трения, м;

ΔV_c – контурный объем изношенного материала, м³;

A_c – контурная площадь поверхности контакта, м²;

A_r – площадь фактического контакта, м²;

i – удельный износ, представляющий собой фактический объем изношенного материала ΔV_r , отнесенный к площади фактического касания и пути трения, равному диаметру пятна касания d .

Модель Дж.Ф. Арчарда [30] является самой известной и наиболее распространенной для описания эрозии при непрерывном износе.

В этой модели износ зависит от давления, возникающего при непосредственном контакте, от пути трения, коэффициента изнашивания, который определяется экспериментально, а также от твердости более мягкого тела. Преимуществом данной модели является ее простота при численных расчетах [17].

Уравнение Дж.Ф. Арчарда выглядит следующим образом:

$$Q = \frac{KWL}{H},$$

где Q – суммарный объем частиц износа, мкм³;

K – постоянная износа, мкм³/Нм;

W – суммарная нормальная нагрузка, Н;

L – путь трения, м;

H – твердость наименее твердой поверхности.

Уравнение Арчарда можно переписать в следующем виде:

$$\frac{Q}{A} = \frac{KWL}{AH} \Rightarrow h = \frac{K \cdot P_c \cdot L}{H},$$

где h – величина износа, мкм

A – площадь контакта, мкм²;

P_c – контактные давления, МПа;

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

Модель Арчарда может применяться для моделирования адгезионного изнашивания, а также для моделирования абразивного и усталостного изнашивания.

Г. Фляйшер разработал энергетическую теорию износа [31, 32], в основе которой лежит гипотеза, согласно которой энергия, поступающая в исходный материал посредством непосредственного контакта поверхностей, начинает накапливаться, а затем при превышении определенного уровня энергии появляются частицы износа. На основании этого выводится коэффициент пропорциональности, через соотношение между работой сил трения и объемом продуктов износа. Этот коэффициент называется поверхностной плотностью энергии w_f^* .

Поверхностная плотность энергии, как правило, определяется экспериментально. При расчетах, в лучшем случае, измеряемая работа сил трения должна быть отнесена к объему частиц износа, которые возникают в определенное время. Однако такой подход требует проведения измерений объема частиц износа в реальном времени.

Модель, предложенная Дж.А. Гринвудом и Дж. Триппом [32], является расширением модели Дж. А. Гринвуда и Дж. Уильямсона. Эта модель основана на контакте двух номинально плоских поверхностей с некоторой случайной шероховатостью. показали, что контакт между поверхностями может быть смоделирован как контакт между плоской поверхностью и пластичным твердым телом, обладающий случайной шероховатостью.

Однако, на практике, как и предполагается по теории Гринвуда и Триппа, совершенно беспорядочно шероховатых поверхностей не существует. Малые неровности на поверхности, возникающие при механической обработке и износе, не позволяют ей быть случайной. Модель Гринвуда и Триппа учитывает только вершины, то есть локальные максимумы отдельных неровностей.

В работе К. Пристнера и др. [6], контактные давления p_c , согласно модели Гринвуда и Триппа представляются как произведение коэффициента K с функцией вида $F_{5/2}(H_S)$:

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

$$p_c = KE^* F_{5/2}(H_s),$$

где E^* – составной модуль упругости, МПа;

H_s – безразмерный параметр зазора.

Величина K определяется следующим образом:

$$K = \frac{16 \cdot \sqrt{2} \cdot \pi}{15} \cdot (\sigma_s \cdot \bar{\beta}_s \cdot \eta_s)^2 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_s}{\bar{\beta}_s}},$$

где σ_s – среднеквадратическое отклонение высот неровностей, мкм;

$\bar{\beta}_s$ – средний радиус вершин, мкм;

η_s – плотность распределения вершин, мкм⁻².

Составной модуль упругости определяется следующим образом:

$$E^{*-1} = \left(\frac{(1 - \mu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \mu_2^2)}{E_2} \right)^{-1},$$

где μ_i – коэффициент Пуассона для соседних поверхностей;

E_i – модуль упругости соседних поверхностей, МПа.

Безразмерный параметр зазора определяется из следующей формулы:

$$H_s = \frac{h}{\sigma_s},$$

где h – расстояние между базовыми линиями поверхностей, мкм.

Составной модуль упругости определяется следующим образом:

$$E^{*-1} = \left(\frac{(1 - \mu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \mu_2^2)}{E_2} \right)^{-1}.$$

						23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			25

Функция $F_{5/2}(H_S)$ или функция формы определяется как:

$$\begin{cases} F_{5/2}(H_S) = 4,4086 \cdot 10^{-5} (4 - H_S)^{6,804}, & \text{при } H_S < 4 \\ 0, & \text{при } H_S \geq 4 \end{cases}.$$

Плотность распределения вершин определяется как квадрат отношения количества вершин к расчетной длине, умноженный на 1,2...1,8.

Также в данной статье приводится определение общей нормальной нагрузке $N_{\text{общ}}$:

$$N_{\text{общ}} = N_{\text{ГД}} + N_{\text{ГР}},$$

где $N_{\text{ГД}}$ – сила, характеризующая динамическое давление, возникающее из-за масла, находящегося в зазорах между вершинами неровностей, Н;

$N_{\text{ГР}}$ – нормальная сила, возникающая при сухом трении поверхностей по вершинам их неровностей, Н.

Полная сила трения $R_{\text{общ}}$ определялась таким же образом:

$$R_{\text{общ}} = R_{\text{ГД}} + R_{\text{ГР}},$$

где $R_{\text{ГД}}$ – сила трения, характеризующая динамическое давление, возникающее из-за масла, находящегося в зазорах между вершинами неровностей, Н;

$R_{\text{ГР}}$ – сила трения, возникающая при сухом трении поверхностей по вершинам их неровностей, Н.

Авторы оценивали соотношение нагрузок при контактировании неровностей и при гидродинамических условиях работы:

$$\frac{N_{\text{ГД}}}{N_{\text{ГР}}} = \frac{\mu_{\text{ГР}} - \mu_{\text{СМ}}}{\mu_{\text{СМ}} - \mu_{\text{ГД}}},$$

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

где $\mu_{ГР}$, $\mu_{СМ}$ и $\mu_{ГД}$ – коэффициенты трения при граничном, смешанном и гидродинамическом режиме смазки соответственно.

Авторы указывали, что типичным случаем непосредственного контакта поверхностей является случай, когда коэффициенты трения $\mu_{ГР}$, $\mu_{СМ}$ и $\mu_{ГД}$ равны 0,1, 0,03 и 0,01 соответственно и что предыдущее соотношение показывает, что нагрузка, которую оказывает масло, при гидродинамической смазке в 3,5 раза больше, чем при контакте поверхностей по вершинам. В случае с силами трения, это соотношение будет составлять 2,9 [34]:

$$\frac{R_{ГД}}{R_{ГР}} = \frac{\frac{\mu_{СМ} - 1}{\mu_{ГР}}}{1 - \frac{\mu_{СМ}}{\mu_{ГД}}}$$

Авторами была использована формула, сочетающая в себе различные механизмы трения: сила трения, создающаяся давлением потока R_p , сдвиговый поток $R_{СД}$, и трение, возникающие при контакте поверхностей по неровностям $R_{ГР}$:

$$R_{общ} = R_p + R_{СД} + R_{ГР}$$

Это уравнение авторы представили в следующем виде:

$$R_{общ} = \int_{-B/2}^{B/2} \int_{\phi_1}^{\phi_2} \frac{h}{2} \cdot \frac{\partial p}{\partial \phi} \cdot d\phi \cdot dz + \int_{-B/2}^{B/2} \int_{\phi_3}^{\phi_4} \left(\eta \cdot \frac{R}{h} \cdot (R \cdot \omega + \dot{e} \cdot \sin \phi - e \cdot \dot{\gamma} \cdot \cos \phi) \right) d\phi \cdot dz + \mu_{ГР} \cdot p_c \cdot A_a,$$

где $\partial p / \partial \phi$ – градиент давления вдоль угла ϕ ;

η – динамический коэффициент вязкости, Па·с;

R – радиус вкладыша, по внутренней стенке, мм;

ω – частота вращения вала, с⁻¹;

e, γ – полярные координаты перемещения вала во вкладыше;

$\dot{e}, \dot{\gamma}$ – производные полярных координат по времени.

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

Параметр R_p вычисляется путем интегрирования градиента давления по площади V_1 , на который влияет упругость структуры подшипника и прилагаемая удельная нагрузка. При той же нагрузке, менее упругая структура приводит к уменьшению наибольшей нагрузки, в результате чего величина градиента становится больше, а площадь интегрирования уменьшается.

Трение из-за сдвигового потока $R_{сд}$ находится посредством интегрирования разности скоростей вкладыша по всему объему подшипника V_2 , заполненного маслом, и умножением на коэффициент динамической вязкости масла.

Параметр $R_{гр}$ прямо пропорционален коэффициенту трения при граничном режиме смазки $\mu_{гр}$ и давлению p_a , возникающему при контакте поверхностей по вершинам, которое определяется согласно теории Гринвуда и Триппа и площади контакта A_a .

При этом отдельные члены в представленном авторами уравнении, в отдельных случаях, не являются полностью независимыми.

Результаты данной работы будут рассмотрены в следующем подразделе.

Согласно теории А. С. Проникова можно различить износ поверхностей и сопряжений [35]. В первом случае износ характеризуется изменением размера детали в направлении, перпендикулярном к поверхности трения Δh . В общем случае износ распределяется по поверхности трения неравномерно, поэтому Δh представляет собой функцию координат поверхности трения, то есть $\Delta h = f(x, y)$.

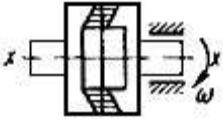
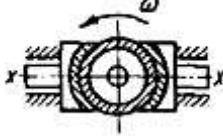
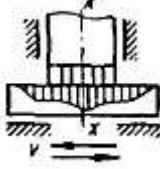
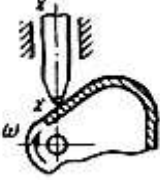
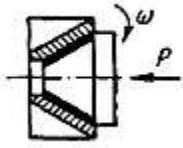

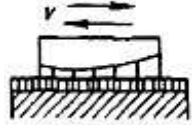
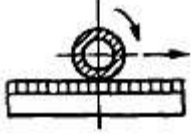
Износ сопряжений характеризуется изменением взаимного расположения сопряженных поверхностей при их износе, причем при трении двух сопряженных поверхностей обе изнашиваются одновременно, что и приводит к изменению их взаимного расположения.

Износ сопряжений измеряется геометрическими характеристиками, определяющими изменение относительного положения сопряженных деталей.

А.С. Проников в своих работах разработал классификацию сопряжений по условиям их изнашивания (таблица 1.1).

						23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			28

Таблица 1.1 – Классификация сопряжений по А. С. Проникову

Тип	Группа			
	1	2	3	4
I				
II				

В итоге было предложено соотношение, которое основывается на усталостной теории изнашивания. В этом соотношении скорость изнашивания представляет собой степенную функцию, зависящую от давления на поверхности и скорости скольжения.

Фирмой IBM под руководством Бауэра Р. [36] был разработан метод расчета износа для прогнозирования срока службы деталей машин.

Согласно теории, износ может быть разделен на два вида: нулевой износ и измеримый. Нулевой износ – это такой износ, которые не превышает половины наибольшей высоты неровности R_{max} , в то время как измеримый износ превышает $0,5R_{max}$. Различается также нулевой износ и дается методика его расчета.

1.3 Современное программное обеспечение для моделирования подшипников скольжения

Современное программное обеспечение использует 3 типа элементов для моделирования: 1D, 2D и 3D-элементы.

Если 2D моделирование используется редко и являются скорее вспомогательным этапом моделирования, то 1D и 3D, как правило, образуют комплекс для проектирования.

Большая часть современного программного обеспечения имеет возможность моделирования во всех 3-х постановках. Это такое программное обеспечение как Amesim Simcenter, AVL Excite, Abaqus/standart, COMSOL multiphysics и т.д.

С помощью 1D-моделирования можно создать сложную концептуальную систему, проанализировать переходные и установившиеся процессы и т.д. Программное обеспечение, использующее 1D-моделирование, позволяет исследовать различные концепции на самых ранних стадиях проектирования, еще до того, как появится какая-либо геометрия. Различные параметры можно уточнять и добавлять по мере их появления, что позволяет использовать 1D-моделирование как хорошее дополнение к подробному 3D моделированию [37].

Получаемая математическая модель имеет очень ограниченное число степеней свободы по сравнению с 3D-моделированием. Быстродействие и открытость 1D-моделирования к различным типам программных кодов и возможности работы в реальном времени позволяют оптимизировать процесс разработки системы. 1D-моделирование предлагает открытый подход к разработке, начиная с функциональных требований и заканчивая физическим моделированием.

С помощью 2D-моделирования можно анализировать такие элементы как плиты, оболочки, резервуары и т.д. При использовании методов 2D-моделирования, для получения наиболее точных результатов, необходимо соблюдать строгие правила.

Основное правило, которое важно соблюдать, это соотношение между толщиной и площадью плоской фигуры, так как при большом отношении толщины к площади 2D-моделирование войдет в область 3D-моделирования, где все предположения, полученные с помощью двухмерного моделирования, больше не будут соответствовать действительности [37].

С помощью 3D-моделирования можно анализировать любые конструкции. В этом случае каждый элемент модели обычно делится на равные объемные 3D элементы.

Сходство 1D, 2D и 3D-моделирования заключается в том, что все они способны показывать одни и те же результаты.

1D-моделирование даст более упорядоченный результат, но менее детализированный, что требует меньших усилий для интерпретации результатов, по сравнению с 2D и 3D.

Например, 1D моделирование дает примерное представление о том, как некоторая конструкция будет деформироваться при приложении нагрузки. 2D-моделирование дает более четкое представление о деформации конструкции, а 3D-моделирование, соответственно, дает еще большую детализацию этого процесса, но для этого требуются большие вычислительные мощности.

При выборе способа моделирования необходимо руководствоваться следующими факторами: геометрия конструкции, желаемый результат и время. Наиболее важным фактором является геометрия конструкции [38].

Если элементы конструкции имеют простую форму, например, стержни, пластины и т.д., то предпочтительнее выбирать 1D-моделирования. Говоря о желаемом результате, очевидно, что 2D и 3D-моделирование дает более подробные результаты, в то время как 1D моделирование можно использовать для приблизительной оценки. С точки зрения времени 1D-моделирование требует меньше всего оперативной памяти, а также отличается быстротой получения результата, в отличие от 2D и 3D-моделирования.

Таким образом, можно сделать вывод, что 1D-моделирование можно и необходимо применять до осуществления 2D и 3D-моделирования, что позволит сократить время, затрачиваемое на получение результатов, и позволит предотвратить возникновение существенных ошибок при 2D или 3D моделировании.

1.3.1 AVL EXCITE Power Unit

Программа предоставляет детальные модели подшипников скольжения, поршней и поршневых колец, а также 3D модели зубчатых контактов с реальными профилями зубьев. Это позволяет проводить углубленные исследования с точными результатами по долговечности, трению, износу и акустике. Наилучшая возможная вычислительная эффективность достигается за счет тесной числовой связи с динамикой структуры [39].

Модели EXCITE состоят из жестких или линейно упругих тел, которые представляют собой элементы двигателя (коленчатый вал, шатуны и т.д.) и нелинейные соединения – шарниры. Для различных компонентов двигателя разработаны специальные тела и шарниры. Тела взаимно соединяются с шарнирами и могут обладать нелинейной жесткостью и демпфирующими свойствами. Тела в основном представлены в виде матриц жесткости и массы. Эти матрицы могут быть сгенерированы внутри EXCITE с помощью таких инструментов, как AVL AutoSHAFT и ShaftModeler, Conrod Modeler, или они могут быть подготовлены с помощью внешних программ для конечно элементного (КЭ) моделирования, таких как Simulia ABAQUS, MSC NASTRAN, NX NASTRAN, ANSYS или Altair RADIOSS [40].

В качестве примера использования программы можно привести работу [6], где проводилось сравнение данных, полученных на стенде (рисунок 1.14) и при моделировании в AVL EXCITE Power Unit.

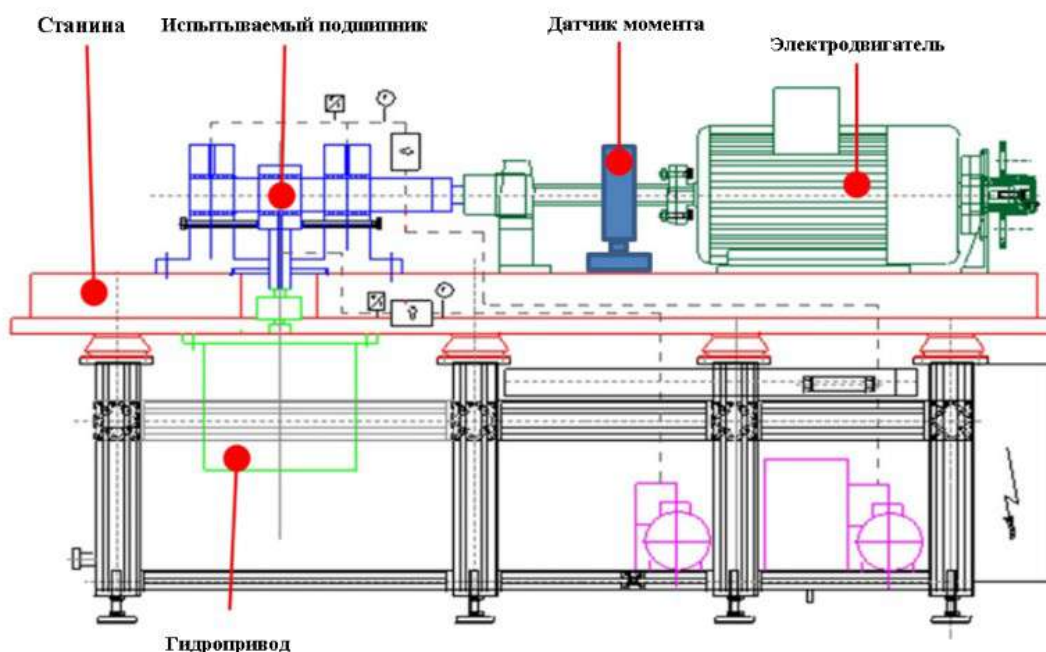


Рисунок 1.14 – Общий вид испытательного стенда

Как показано на рисунке 1.15 модель состоит из вала, испытываемого подшипника и вспомогательных подшипников и двух подшипниковых опор. Вал

и подшипниковые опоры представляют собой, так называемые, конструкции с редуцированными конечными элементами (КЭ).

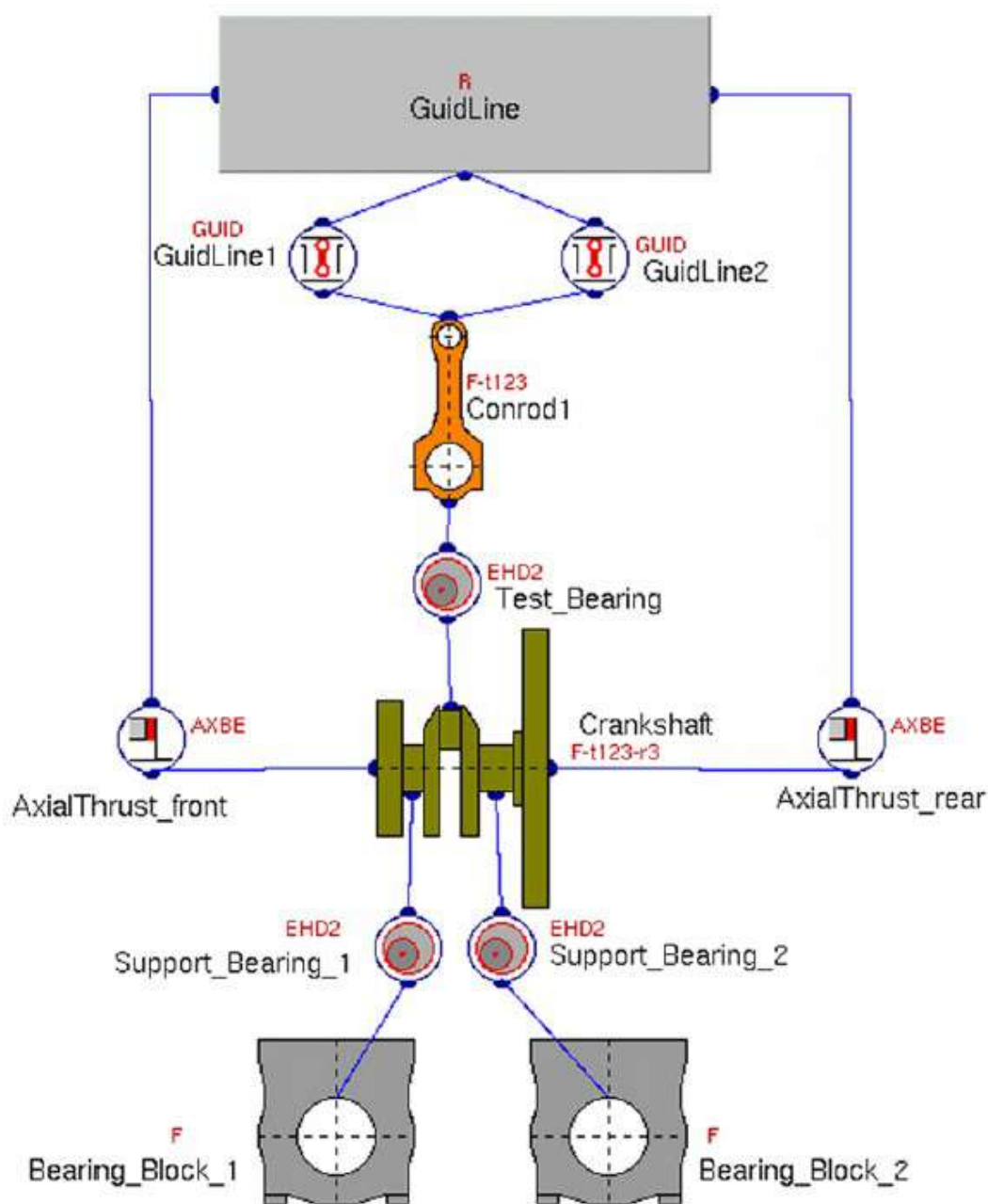


Рисунок 1.15 – Схематичное изображение испытательного стенда в AVL EXCITE

Также с помощью программы был построен профиль износа путем трехкоординатной интерполяции наиболее сильно изношенной части измеряемого профиля, а для простоты они были смоделированы радиально симметрично (рисунок 1.16).

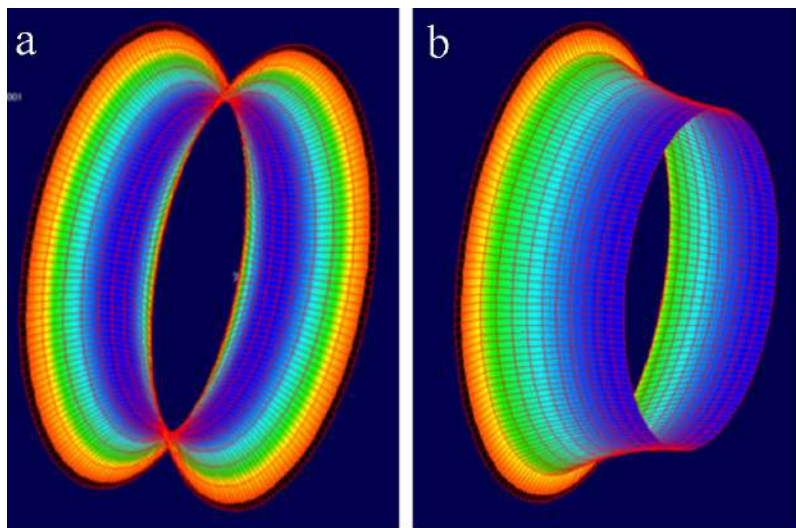


Рисунок 1.16 – Построение радиально симметричного профиля износа при давлении величиной 55 МПа:

a – для испытываемого подшипника; b – для вспомогательного подшипника.

Красным цветом на вышеуказанном рисунке обозначены зоны максимального износа (около 6 мкм), синим цветом обозначены зоны минимального износа (0 мкм)

Результаты моделирования, обобщенные в таблице 1.2, были сопоставлены с результатами испытания подшипников скольжения при различных нагрузках, что в свою очередь показало хорошее сходство по моментам силы трения.

Таблица 1.2 – Сравнение моментов трения, полученных при моделировании $T_{\text{мод}}$, с результатами измерений $T_{\text{изм}}$

Ширина вкладыша, мм	Давление, МПа	$T_{\text{мод}}$, Нм	$T_{\text{изм}}$, Нм
34	55	4,9	$5,1 \pm 0,7$
34	75	14,5	$13,5 \pm 2$

1.3.2 Abaqus/standard SABRE-EHL

Компания Mahle Engine Systems разработала внутренний программный код под названием SABRE-EHL для упруго-гидродинамического (EHD) моделирования [41]. Код использует конечно-разностную схему и включает в себя построение распределения смазочного слоя, позволяющее прогнозировать

давление смазочного слоя и его толщину, потери мощности, расход масла и температуру в различных точках системы [42].

Abaqus является неотъемлемой частью процесса моделирования в SABRE-EHL. С помощью него можно работать с данными, связанными с жесткостью корпуса, деформациями сборочных узлов с учетом влияния инерции и смещения шипа.

Рабочий процесс моделирования шатунных подшипников представлен на рисунке 1.17. В программе Abaqus/Standard существует четыре вида моделирования (указаны в пунктирной рамке), которые используются для получения исходных данных для SABRE-EHL: это анализ матрицы жёсткости (x2), анализ посадки подшипника и анализ ускорения шатуна. Полученные результаты сохраняются в текстовом документе. Кроме того, возможен пятый вид моделирования в Abaqus/Standard, при котором давление из SABRE-EHL накладывается на КЭ-модель (анализ давления за цикл). Для моделирования коренного подшипника процедура почти такая же, за исключением того, что вместо анализа ускорения шатуна выполняется анализ коленчатого вала в полном объеме [41].

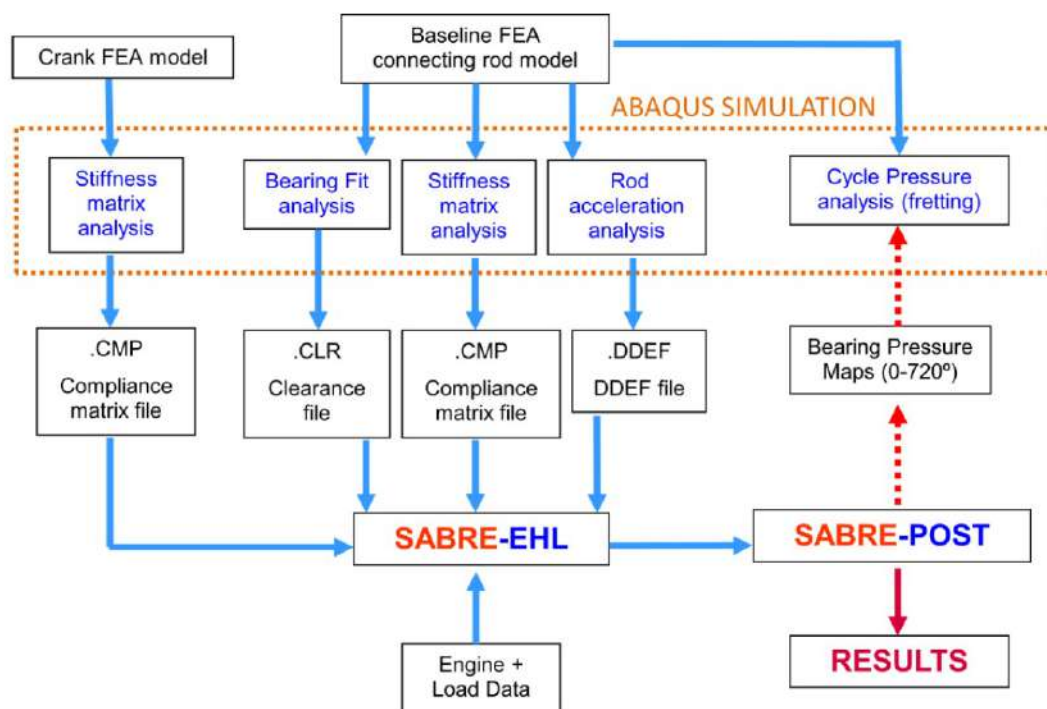


Рисунок 1.17 – Рабочий процесс моделирования в SABRE-EHL

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ

Лист

35

На рисунке 1.18 показано распределение гидродинамических давлений в смазочном слое шатунного подшипника, когда поршень находится в верхней мёртвой точке (ВМТ) при ударных нагрузках, полученных с помощью моделирования в Abaqus. Результаты приведены для двух конструкций шатунов, показывающие влияние конструкции (распределения материала) на формирование давления в смазочном слое.

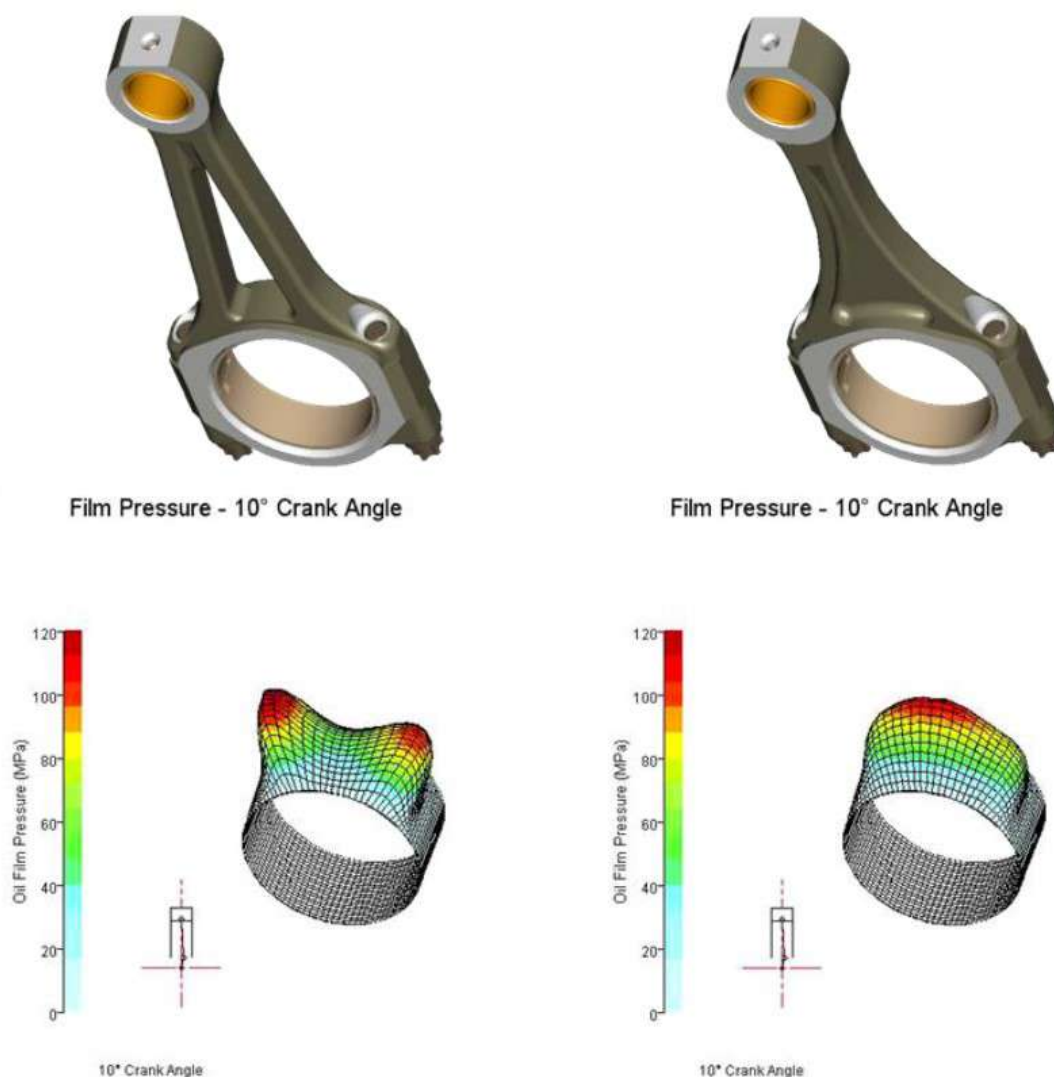


Рисунок 1.18 – Распределение гидродинамических давлений в смазочном слое

Полярный график на рисунке 1.19 показывает влияние теплового расширения на искажение формы зазора подшипника (при рабочей температуре двигателя 140°C).

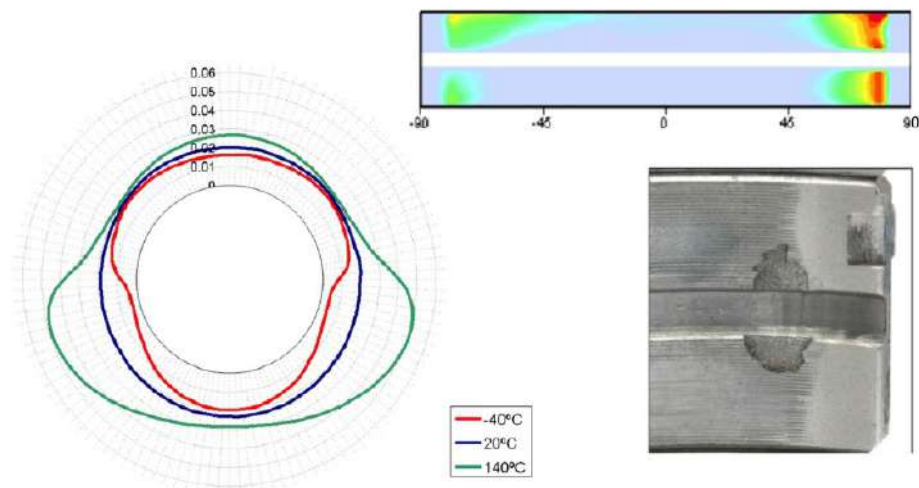


Рисунок 1.19 – Влияние температуры на форму отверстия под подшипник и усталостные повреждения вкладыша

1.3.3 ANSYS Motion

Данная программа основана на использовании, так называемых, многотельных динамических систем. Она позволяет достаточно быстро и точно анализировать жесткие и гибкие тела в пределах одной системы.

Инструментарий ANSYS Motion Drivetrain позволяет проводить анализ, начиная с первоначальной концепции конструкции и заканчивая подробными моделями.

Специализированным инструментом для моделирования подшипников в Ansys является Tribot-X. С помощью Tribot-X можно достаточно быстро и легко анализировать подшипники скольжения, а также визуализировать результаты анализа непосредственно на CAD-модели (computer aided design) в Ansys Mechanical. В основные задачи данного инструмента входят правильное определение размеров подшипников, учет жесткости, зависящей от их скорости вращения и эффектов демпфирования при динамическом конечно-элементном анализе [43].

Будь то расчет деформаций подшипника, смешанного трения или кавитации, с помощью Tribot-X поведение валов внутри подшипников скольжения можно проанализировать во всей сложности этого процесса.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ

Лист

37

Программа позволяет осуществлять полную интеграцию подшипника скольжения с Tribo-X в ANSYS Workbench, учитывать упругие деформации подшипника и их влияние на геометрию зазора, а также полное представление диаграммы Герси-Штрибека с учетом шероховатости поверхности.

В работе Д. Бартеля и др [16] по моделированию переходных процессов изнашивания подшипников, подверженных полужидкостному трению использовалась программа Ansys с Tribo-X, благодаря чему были построены распределения контактных давлений внутри шатунного подшипника (рисунок 1.20), траектория движения вала относительно подшипника (рисунок 1.21), распределения минимальной толщины смазочного слоя, моменты сил трения, графики контактных давлений, распределения неровностей поверхностей новых и приработанных вкладышей из алюминивно-оловянистого сплава и вала (рисунок 1.22).

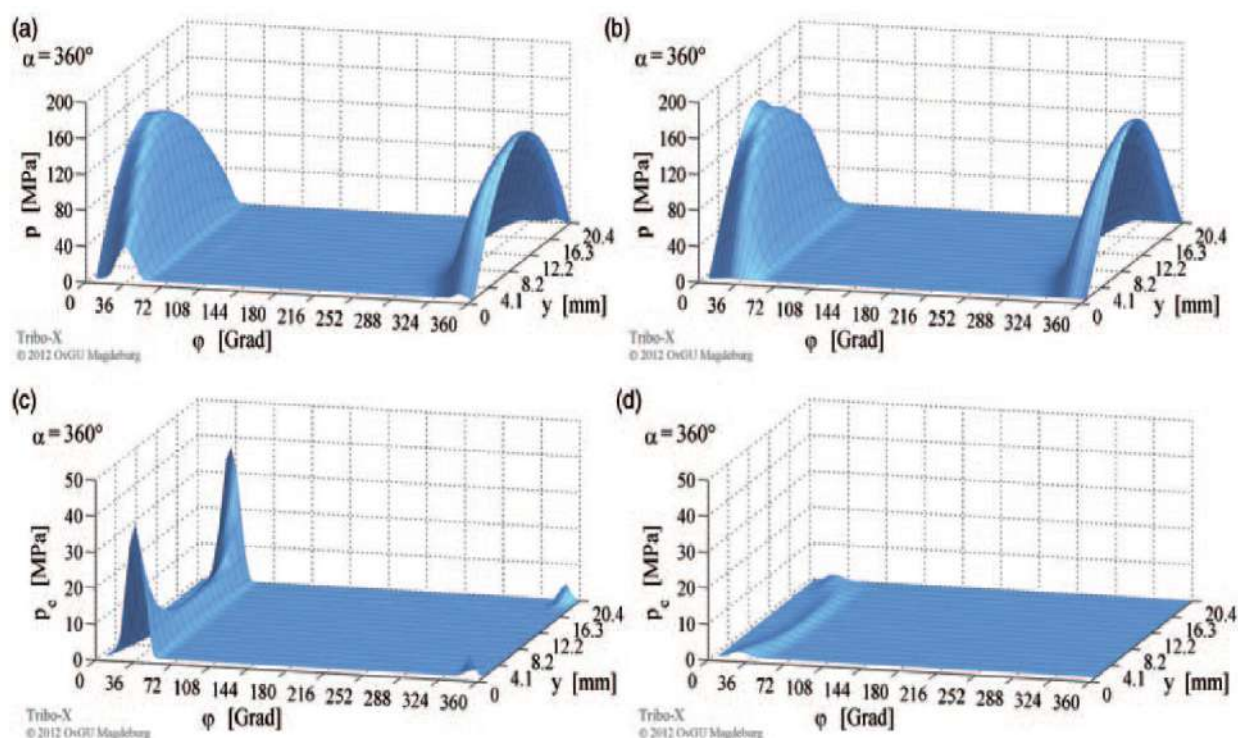


Рисунок 1.20 – Местное распределение давлений внутри шатунного подшипника при $\alpha=360^\circ$:

- a – суммарные давления после 0 ч, b – суммарные давления после 10 ч,
- d – контактное давление после 0 ч, c – контактные давления после 10 ч

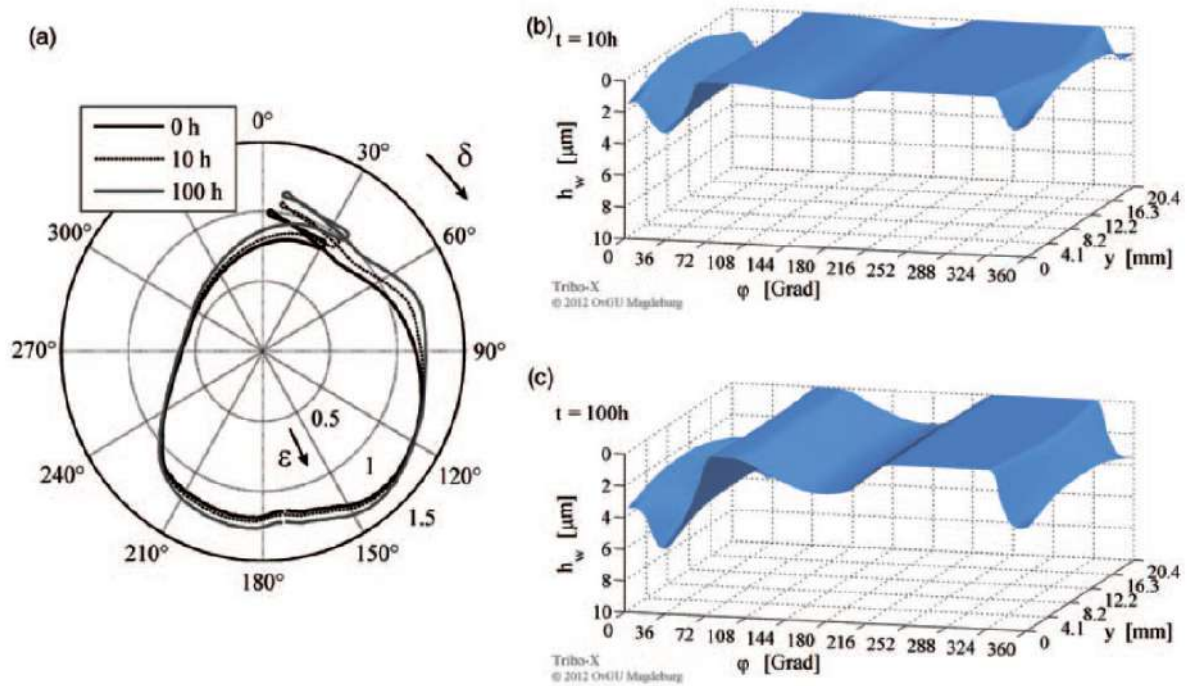


Рисунок 1.21 – Траектория движения вала и распределение износа:
 а – траектория движения вала относительно подшипника; б – локальное распределение износа после 10ч; с – локальное распределение износа после 100ч

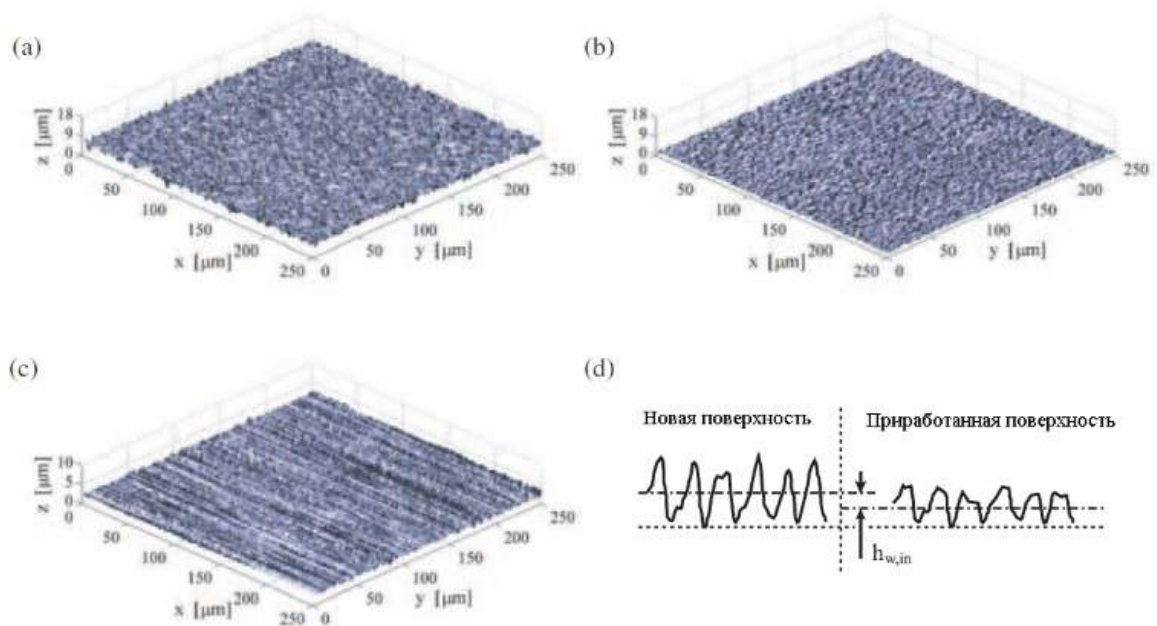


Рисунок 1.22 – Распределение неровностей поверхности:
 а – новый вкладыш (Al-Sn), б – приработанный вкладыш (Al-Sn), с – поверхность коленчатого вала, д – определение величины износа после приработки (схематично)

1.3.4 COMSOL Multiphysics

Данная программа основана на конечно-элементном моделировании. С помощью модуля «Вычислительная гидродинамика» (CFD) можно проводить анализ процесса смазывания и полное EHD-моделирование.

В работе Р.М. Мане и С. Сони [44] для расчета гидродинамических подшипников скольжения использовалась программа COMSOL Multiphysics 4.3a. С помощью 3D-модели было получено распределение давлений в подшипниках скольжения путем анализа их установившегося состояния. Для анализа гидродинамического подшипника использовалось обобщенное уравнение Рейнольдса, применяемое в программе COMSOL.

Результаты, полученные при моделировании распределений давлений, были сопоставлены с результатами аналитического решения, которое было представлено в работе [44]. В итоге было установлено их сходство.

На рисунках 1.23 и 1.24 показаны распределения гидродинамических давлений для бесконечно длинной и короткой модели подшипника.

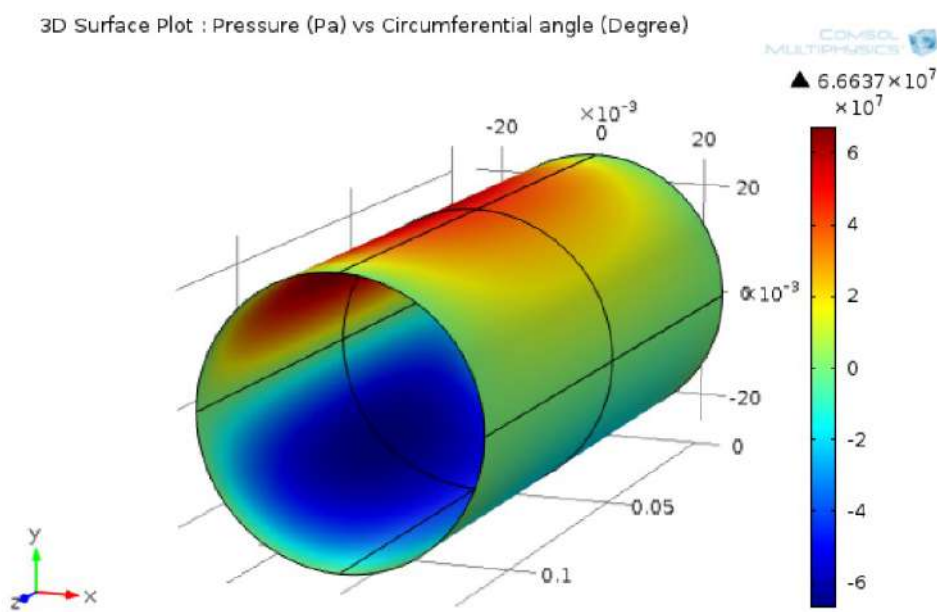


Рисунок 1.23 – Распределение гидродинамических давлений для длинного подшипника

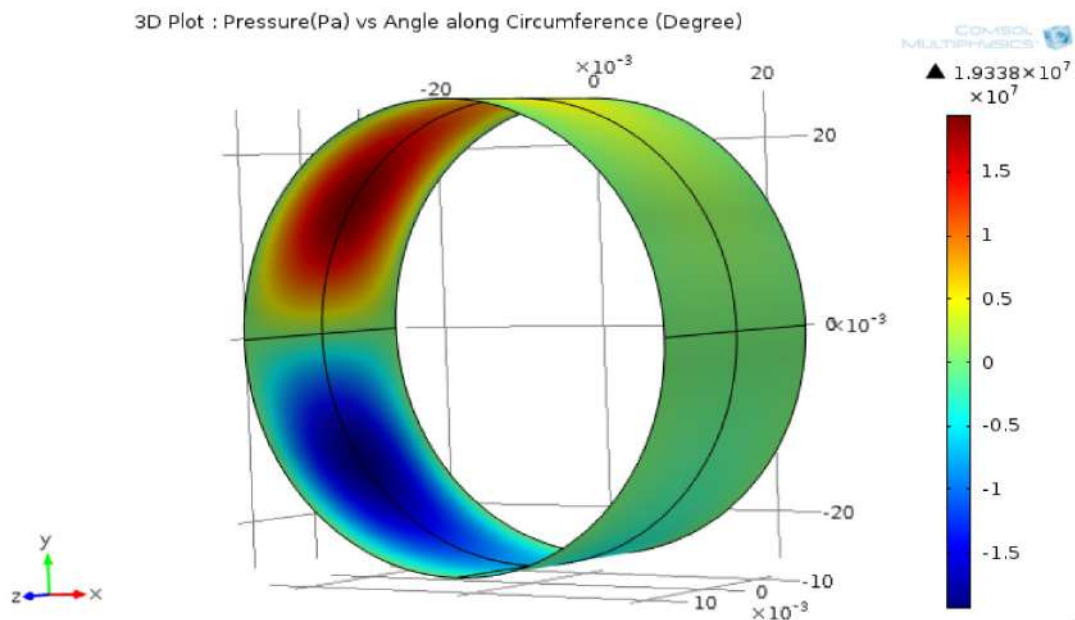


Рисунок 1.24 – Распределение гидродинамических давлений для короткого подшипника

Результаты моделирования в COMSOL, по данным исследования, очень хорошо коррелируют с аналитическим решением. Авторы также указывают, что при более низких значениях эксцентриситета COMSOL прогнозирует немного более низкое максимальное давление, в то время как при более высоких значениях эксцентриситета он показывает немного более высокое максимальное давление. Однако, стоит отметить, что в данном случае COMSOL также показывает отрицательные давления, что не отражает физику данного процесса, поскольку в разгруженной области подшипника отрицательные давления не генерируются.

1.3.5 Amesim Simcenter

Моделирование выполняется через исполнительные или dll файлы, скомпилированные из модели, которую необходимо смоделировать и из подмоделей, которые данная модель содержит.

Функциональные возможности:

- моделирование многодоменных систем;
- статический и динамический анализ;
- линейные и нелинейные системы;

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ

Лист

41

- анализ чувствительности параметров;
- совместимость с программным обеспечением CAE (Computer-Aided Engineering);
- моделирование распределения давлений в подшипниках;
- моделирование траектории движения центра вала относительно подшипника;
- моделирования нагрузок на подшипники в любом направлении и в зависимости от частоты вращения коленчатого вала.

Благодаря библиотеке Powertrain можно моделировать подшипники двигателя. Данная библиотека содержит большой набор подмоделей, что позволяет моделировать как основные, так и сложные системы автомобиля. Эта библиотека полностью совместима со всеми другими библиотеками Simcenter Amesim. Связь с компонентами из механической библиотеки очень проста и понятна.

На рисунке 1.25 показаны траектории движения центра вала в подшипнике, полученные с помощью Amesim. Распределения нагрузок на подшипник показаны на рисунке 1.26.

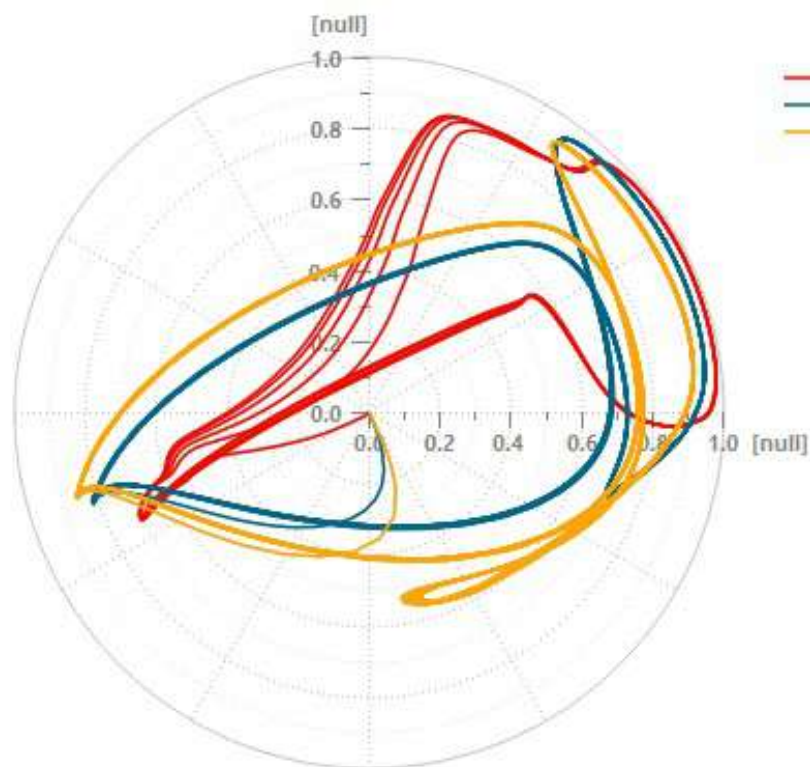


Рисунок 1.25 – Траектории движения центра вала в подшипнике

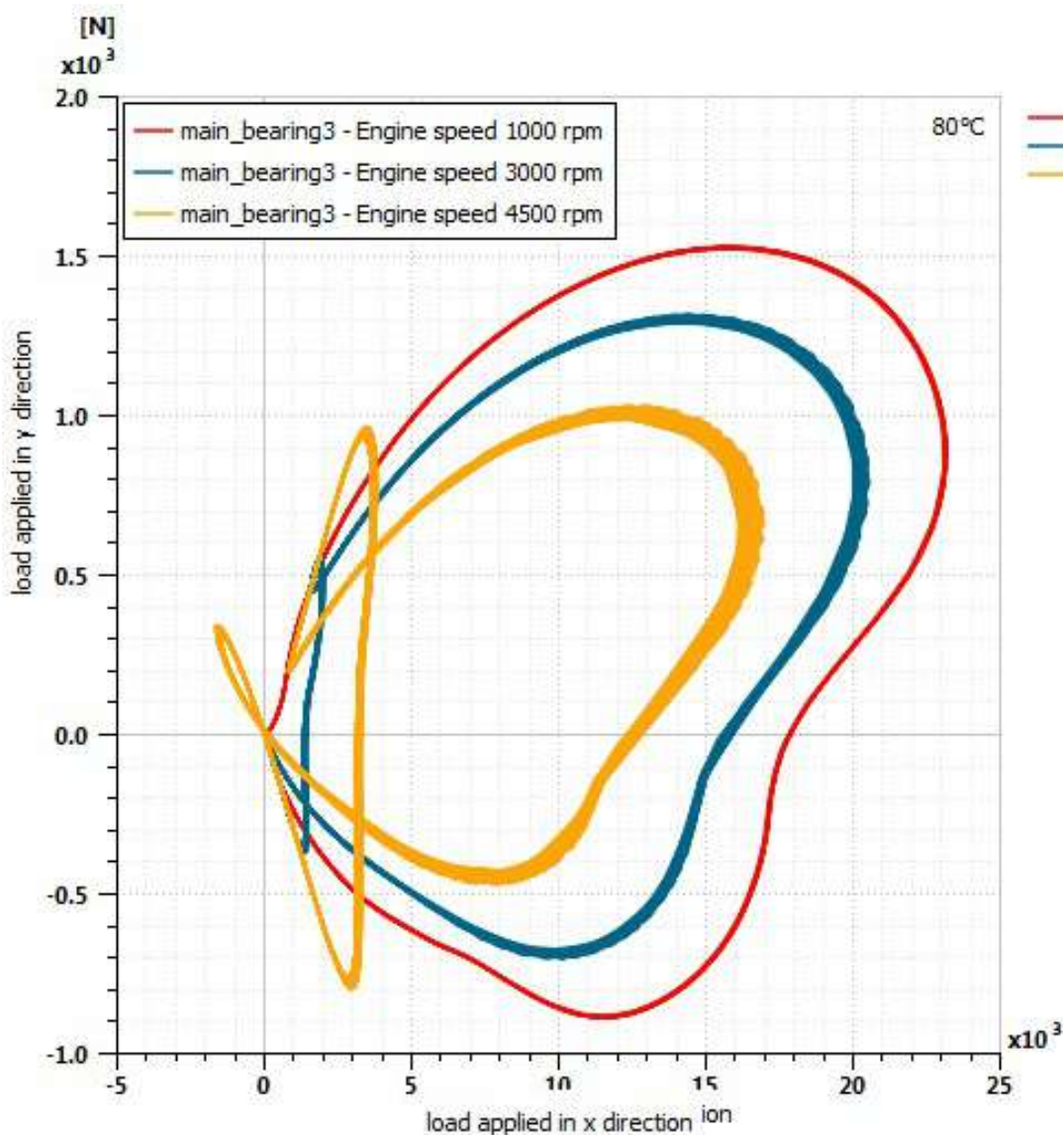


Рисунок 1.26 – Распределения нагрузки на подшипник

1.3.6 «Моделирование процесса трения и изнашивания металлополимерных подшипников скольжения, расчёт параметров их работоспособности»

Программа предназначена для моделирования процессов трения и изнашивания металлополимерных подшипников скольжения, для расчёта параметров работоспособности – момент трения, температуру в зоне трения и интенсивность изнашивания. Исследуются физические характеристики подшипников скольжения, осуществляется графическая обработка результатов расчетов. Строятся уравнение регрессии по плану полного факторного эксперимента (ПФЭ 2^3), уравнение регрессии по центральному композиционному униформ-ротатабельному плану, анализируется значимость и адекватность коэффициентов уравнений регрессии, дается графическое

изображение результатов расчетов, проводится графическое сравнение прогностических значений исследуемых параметров, фактических и рассчитанных. Программа основана на Visual Basic (MS Excel).

1.3.7 «Bearing Builder Finite Element Method»

Программа предназначена для моделирования и решения гидродинамической задачи для динамически нагруженных цилиндрических подшипников скольжения методом конечных элементов. Программа основана на языках C, C++ (MFC), C# (Windows Forms).

Во второй версии комплекса программ BBFEM реализована приближенная методика учета податливости поверхностей. В 2016 году авторы заявили о подготовке к реализации третьей версии, в которой будет учтено неоднородное поле температур, а также упругие и термоупругие перемещения деталей подшипника скольжения на основе трехмерного КЭ моделирования [45]

Также программа может включать в себя подсистему моделирования дефектов рабочих поверхностей. Она переименована для определения методом конечных элементов параметров течения смазывающей жидкости в зазоре динамически нагруженных подшипников скольжения с учетом наличия на рабочих поверхностях вкладышей эксплуатационных дефектов: изношенных участков, участков с выкрошившимся антифрикционным материалом и т.п. Наличие дефектов моделируется как дополнительные толщины масляного слоя (дополнительные зазоры) в этих местах. Добавлена процедура вычисления этих дополнительных зазоров, в модуле подготовки данных реализованы новые интерфейсные формы: для выбора форм и размеров дефектов.

На рисунке 1.27 показаны траектории движения вала и распределения давлений при учете податливости антифрикционного слоя из полимерного композита, полученные в Bearing Builder Finite Element Method.

										Лист
										44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ

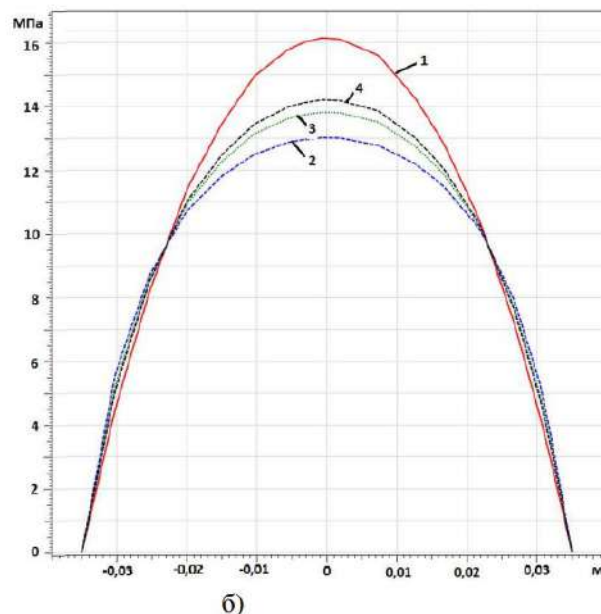
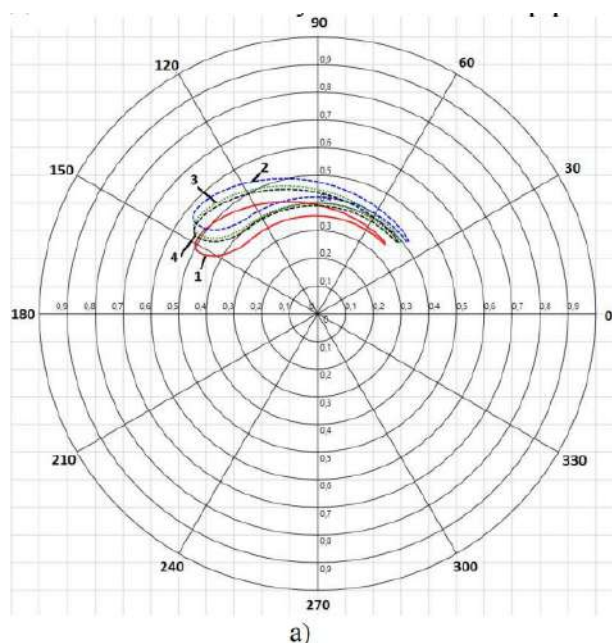


Рисунок 1.27 – а) траектории движения вала, б) распределения давлений при учете податливости антифрикционного слоя из полимерного композита

1.3.8 «Расчет характеристик автономного гидродинамического трибосопряжения с учетом упругих свойств корпуса подшипника»

Программа предназначена для вычисления гидромеханических характеристик подшипников форсированных двигателей внутреннего сгорания с учетом упругих деформаций корпуса подшипника. В качестве исходных данных используются геометрические характеристики трибосопряжения, характеристики вязкости смазочного материала, характеристики податливости корпуса подшипника, нагрузки, действующие на подшипник скольжения. В программе реализованы: методы решения связанной системы нелинейных дифференциальных уравнений движения шипа на смазочном слое, уравнений Рейнольдса и упругости применительно к подшипнику двигателя внутреннего сгорания. Программа предназначена для специалистов в области двигателей внутреннего сгорания, занимающихся моделированием подшипников скольжения с упругим корпусом. Программа основана на языке Fortran.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ

Лист

45

1.3.9 «Программа оценки ресурса подшипников скольжения тепловых двигателей с учетом неустановившихся режимов работы»

Программа предназначена для анализа работы сложнонагруженных подшипников скольжения тепловых двигателей, работающих на неустановившихся режимах. Методика и алгоритм расчета предусматривает исследование работоспособности трибосопряжения на промежуточных режимах работы двигателя от режима холостого хода до номинального. При этом на каждом промежуточном режиме работы предусмотрен пересчет индикаторной диаграммы, сил, действующих на подшипник скольжения, набор гидромеханических характеристик, а также протяженность зоны и величина износа поверхности трения. Применение программы позволяет оценить ресурс трибосопряжения на различных режимах его работы. При этом учитываются как механические, так и тепловые нагрузки на трибосопряжение, свойства конструкционных и смазочных материалов, геометрия поверхностей трения и контактное взаимодействие между ними. Программа содержит расчет гидромеханических характеристик узла трения, определение траектории движения центра шипа относительно подшипника, выявление зоны и величины изнашивания, определение режима трения.

Особенностью программы является возможность учета временного нарушения режима жидкостной смазки сопряжения. Программа может быть использована для расчета подшипников скольжения различных типов тепловых двигателей. Программа основана на языке Fortran.

1.3.10 «Моделирование изнашивания сопряжения «шатунная шейка коленчатого вала - вкладыш» поршневого двигателя «Wear.V2»»

Программа предназначена для построения диаграмм износа подшипников коленчатого вала поршневого двигателя.

Область применения: определение и контроль параметров износа подшипников коленчатого вала поршневого двигателя, расчет величин максимального износа вкладышей и шеек вала за цикл нагружения, скорости

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

изнашивания шейки и вкладышей, времени работы подшипника в целом (ресурс) до предельного износа.

Функциональные возможности программы: загрузка данных с программы для ЭВМ «Моделирование изнашивания сопряжения «шатунная шейка коленчатого вала - вкладыш» поршневого двигателя «Wear.V2», их обработка, построение диаграмм. Программа основана на языке Fortran.

На рисунке 1.28 показана диаграмма износа, полученная с помощью данной программы.

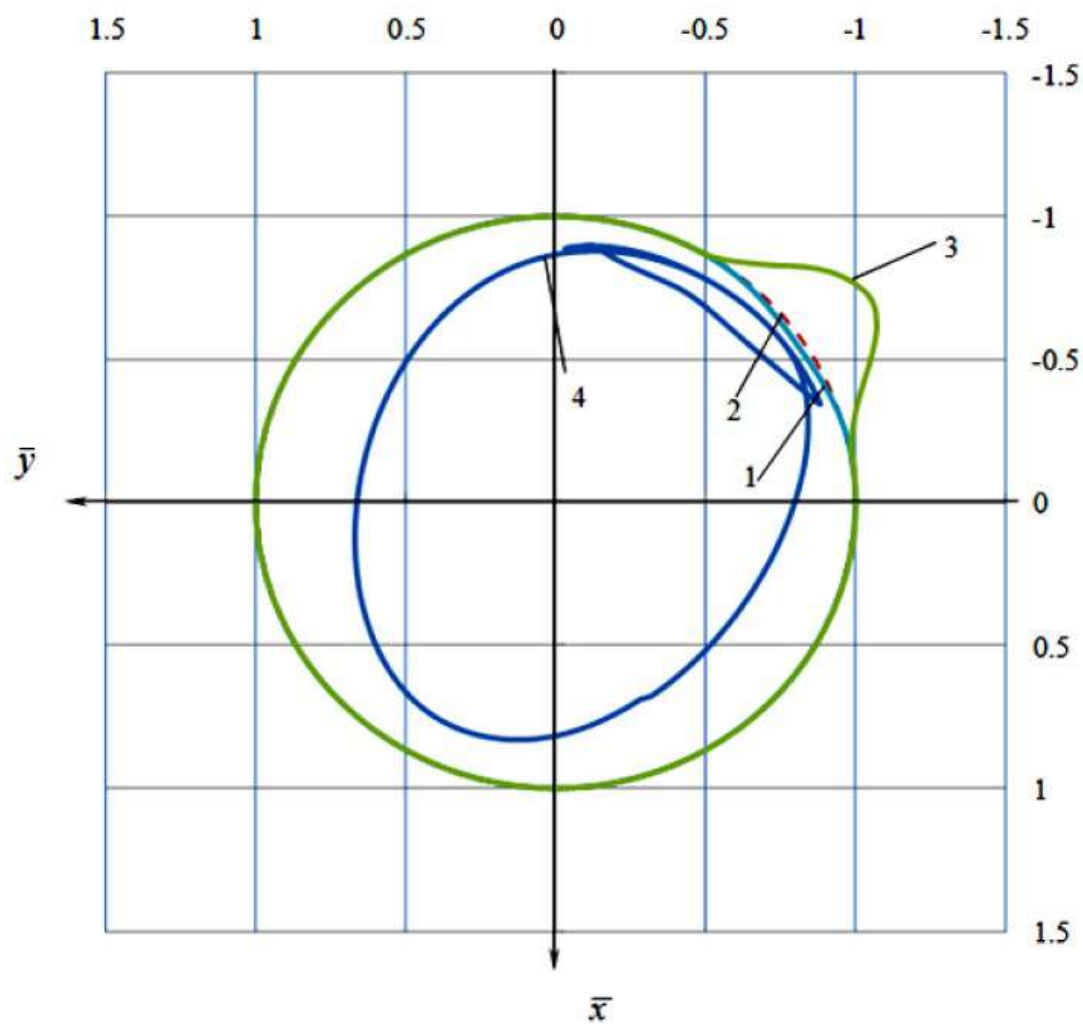


Рисунок 1.28 – Диаграмма износа:

- 1 – теоретический профиль износа шипа; 2 – единичная окружность;
3 – теоретический профиль износа подшипника; 4 – траектория движения шипа.

1.3.11 Краткое описание функциональных возможностей программного обеспечения для моделирования подшипников скольжения

В таблице 1.3 приведено краткое описание функциональных возможностей всех, перечисленных выше, программ для моделирования подшипников.

Таблица 1.3 – Краткое описание функциональных возможностей программного обеспечения для моделирования подшипников

Наименование	Производитель (автор)	Функциональные возможности	Модель износа	Область применения/компании
AVL EXCITE Power Unit	Австрия, AVL List GmbH	Предоставление детальных термо-упруго-гидродинамических моделей, КЭ-моделирование, построение профилей износа, траекторий движения шипа, распределений давлений смазочного слоя, гидродинамических и контактных, анализ деформаций подшипников, коленчатого вала и шатунов. Программа поддерживает 1D, 2D и 3D-моделирование.	Арчарда, Гринвуда и Триппа	SCANIA, FCA Fiat Chrysler Automobiles, FORD OTOSAN, VOLVO Car Cooperation, Altair Engineering, Inc., TVS Motor Company Limited, Alter Solutions
Abaqus/standard SABRE-EHL	США, ABAQUS Inc.	КЭ-моделирование, построение распределений давлений смазочного слоя, траекторий движения шипа, оценка влияния температуры на подшипник, анализ деформаций подшипников, анализ деформаций коленчатого вала и шатунов двигателя. Программа поддерживает 1D, 2D и 3D-моделирование.	Арчарда	Lockheed Martin, SpaceX, Boeing, Apple, АО "АВТОВАЗ", АО "ГАЗ", ОАО "УАЗ", АО "Волтайр" - ОАО "Завод им.В.А.Дегтярева", АООТ "Тяжпрессмаш", ЗАО "ТЕХОСНАСТКА", ОАО "РАТЕП", завод "АНД Газтрубпласт", ОСВАР, Спецстройбетон

Продолжение таблицы 1.3

Наименование	Производитель (автор)	Функциональные возможности	Модель износа	Область применения/компания
ANSYS Motion	США, ANSYS Inc	КЭ-моделирование, предоставление полной кривой Герси-Штрибека с учетом шероховатости поверхности, построение распределений давлений смазочного слоя, траекторий движения шипа, моделирование распределения неровностей поверхности, анализ деформаций. Программа поддерживает 2D и 3D-моделирование.	Арчарда, Гринвуда и Триппа	Bühler Motor, Piaggio & C. SpA, Ford Motor Company, VE Commercial Vehicles, KTM Technologies GmbH, Liebherr, Rolls- Royce Group plc, Hennessy Industries LLC, АО "НПО ЭНЕРГОМАШ"
COMSOL Multiphysics	Швеция, COMSOL Inc.	КЭ-моделирование, анализ процесса смазывания, полное EHD- моделирование, распределение давлений смазочного слоя. Программа поддерживает 1D, 2D и 3D- моделирование.	Арчарда	Toyota, Royal Dutch Shell, NASA, Siemens Healthineers
Amesim Simcenter	США/Германия, Siemens PLM Software	построение распределений давлений смазочного слоя, траекторий движения шипа, моделирование нагрузко в любом направлении в зависимости от частоты вращения коленчатого вала, моделирование потерь на трения. Программа поддерживает 1D, 2D и 3D- моделирование.		Automobili Lamborghini S.p.A, Bosch, SCANIA, MAN Diesel & Turbo, Renault Group, Chery Automobile Co., Ltd., Daimler AG, КАМАЗ, Mazda Motor Corporation, Škoda Auto a.s., Ford Motor Company

23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ

Лист

49

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

Продолжение таблицы 1.3

Наименование	Производитель (автор)	Функциональные возможности	Модель износа	Область применения/ компании
"Моделирование процесса трения и изнашивания металлополимер ных подшипников скольжения, расчёт параметров их работоспособнос ти"	РФ, Кукарских Л.А., Илларионов В.В.	расчет параметров работоспособности: момент трения, температуру в зоне трения и интенсивность изнашивания. Возможно исследовать физические характеристики подшипников, построение уравнений регрессии, возможность сравнения прогнозируемых значений параметров с фактическими и расчетными.		
Bearing Builder Finite Element Method	РФ, Мишин А.В., Зернин М.В., Рыбкин Н.Н., Шальго С.М., Сопранцов В.В.	КЭ-анализ, решение гидродинамической задачи для динамически нагруженных цилиндрических подшипников скольжения, методика учета податливости поверхностей. Возможно построение траекторий движения шипа и распределений давлений смазочного слоя.		
"Расчет характеристик автономного гидродинамичес кого трибосопряжени я с учетом упругих свойств корпуса подшипника"	РФ, Хозенюк Н.А., Суровцев С.В., ФГАОУ ВО "ЮУрГУ" (НИУ)	вычисление гидродинамических характеристик подшипников форсированных двигателей с учетом деформаций корпуса подшипника, геометрических характеристик трибосопряжения, вязкости смазочного материала и податливости корпуса.		

Наименование	Производитель (автор)	Функциональные возможности	Модель износа	Область применения/ компании
"Программа оценки ресурса подшипников скольжения тепловых двигателей с учетом неуставившихся режимов работы"	РФ, Задорожная Е.А., Леванов И.Г., Дудников А.Л., Еркин В.И., ФГАОУ ВО "ЮУрГУ" (НИУ)	анализ сложнагруженных подшипников скольжения двигателей, работающих на неуставившихся режимах. Расчет индикаторной диаграммы, сил, действующих на подшипник. Учет механических и тепловых нагрузок, свойств конструкционных и смазочных материалов, геометрии поверхности трения и контактного взаимодействия между ними. Построение траектории движения шипа, выявление области и величины изнашивания, определение режима трения. возможность учета временного нарушения режима жидкостной смазки сопряжения	Усталостная	
"Моделирование изнашивания сопряжения «шатунная шейка коленчатого вала - вкладыш» поршневого двигателя «Wear.V2»"	РФ, Леванов И.Г., Мурзин В.С., Герцев В.В., Минпромторг России	построение диаграммы износа шатунного подшипника коленчатого вала, расчет величин максимального износа вкладышей и шатунной шейки вала за цикл нагружения, скорости изнашивания шейки и вкладышей, определение ресурса подшипника. Возможна загрузка данных с программы для ЭВМ «Моделирование изнашивания сопряжения «шатунная шейка коленчатого вала - вкладыш» поршневого двигателя «Wear.V2», их обработка, построение диаграмм.	Усталостная	

1.4 Цели и задачи ВКР

Исходя из проведенного обзора основными и наиболее распространенными видами изнашивания подшипников скольжения являются абразивное, усталостное и адгезионное.

Наибольшее применение в программном обеспечении по моделированию подшипников скольжения получили модели Гринвуда и Триппа, Арчарда и усталостная теория И.В. Крагельского.

Модель Гринвуда и Триппа основана на контакте двух номинально плоских поверхностей с некоторой случайной шероховатостью и для которой в зависимости от шероховатости и толщины смазочного слоя изменяются контактные давления. Модель Арчарда позволяет моделировать все три вышеуказанных вида изнашивания. Усталостная теория И.В. Крагельского чаще всего применяется в отечественном ПО. Остальные модели, которые также были указаны в обзоре, не нашли широкого применения.

Наиболее применимыми для моделирования подшипников скольжения являются такие программы как AVL EXCITE, Abaqus/standad, ANSYS Motion, COMSOL Multiphysics и Amesim Simcenter.

В связи с этим были поставлены следующие цели и задачи:

цель ВКР: определить дальнейшие направления развития методики моделирования изнашивания гидродинамических подшипников скольжения коленчатого вала;

задачи ВКР:

1) рассмотреть известные методики моделирования изнашивания подшипников скольжения;

2) провести экспериментальное исследование изнашивания подшипника скольжения;

3) провести параметрическое исследование методики и расчетное исследование изнашивания подшипника скольжения с помощью программы «Wear V2»;

4) проанализировать результаты выполненных исследований.

						23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			52

2 МОДЕЛЬ ИЗНАШИВАНИЯ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Далее будет представлена методика расчета гидромеханических характеристик (ГМХ) подшипников коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания, описанная в работе [46], основываясь на работах [47-51].

Моделирование сложнагруженных подшипников скольжения обычно определяется совокупностью методов решения четырех взаимосвязанных задач [52]:

- 1) построение траектории движения центра масс шипа при воздействии на него внешней периодической нагрузки;
- 2) расчёт поля гидродинамических давлений в смазочном слое, разделяющем поверхности шипа и подшипника, при произвольном законе их относительного движения;
- 3) расчёт температуры смазочного слоя;
- 4) расчёт интегральных ГМХ подшипника.

В гидродинамической теории смазки принимаются следующие допущения [53]:

- трение в подшипниках скольжения обусловлено внутренним трением смазочной жидкости;
- смазочная жидкость «прилипает» к поверхностям шипа и подшипника;
- пространство между шипом и подшипником полностью заполнено смазочной жидкостью;
- течение смазочной жидкости ламинарное, силы инерции не учитываются;
- поверхности шипа и подшипника считаются идеально круглыми, гладкими и жёсткими;
- несоосность шипа и подшипника не учитываются;
- теплоотдача от смазочной жидкости в шип и подшипник не учитывается.

					<i>23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<i>53</i>

2.1 Уравнение движения центра шипа

Расчет динамики подшипников скольжения сводится к построению траектории движения центра шипа по отношению к подшипнику, учитывая нагрузку на шип в системе координат XO_1Y (рисунок 2.1).

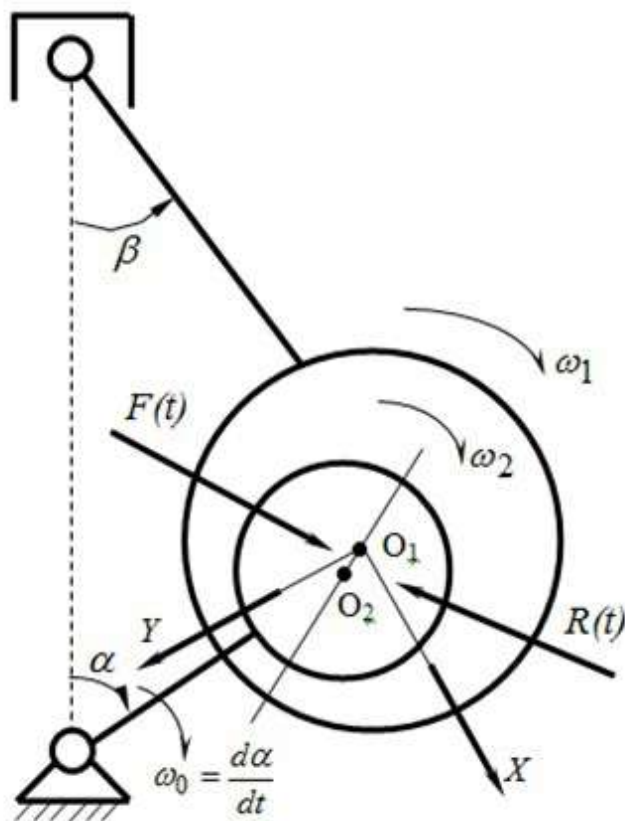


Рисунок 2.1 –Схема шатунного подшипника

Абсолютная угловая скорость вращения подшипника:

$$\omega_1 = -d\beta/dt ,$$

где t – время, с.

Абсолютная угловая скорость вращения шипа:

$$\omega_2 = d\alpha/dt .$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ

Лист

54

В системе XO_1Y угловая скорость $\omega_1 = 0$, а относительная безразмерная скорость вращения шипа определяется из следующего уравнения:

$$\bar{\omega}_{21} = (\omega_2 - \omega_1) / \omega_0 = 1 + \xi \cdot \cos \alpha / (1 - 0,5\xi^2 \sin^2 \alpha),$$

где ω_0 – угловая скорость вращения шипа, c^{-1} .

ξ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Внешние нагрузки и силы смазочного слоя, действующие на шип, прикладываются к его центру, а приближенные уравнения плоского движения центра шипа записываются в следующем виде (формула 2.1):

$$m_3 \ddot{\bar{U}} = \frac{1}{h_0 \omega_0^2} R_U(\bar{U}, \dot{\bar{U}}) + F_U(\bar{t}); \quad (2.1)$$

$$\bar{U} = U / h_0 = (\bar{X}, \bar{Y});$$

$$F_U = (F_x, F_y);$$

$$\omega_0 = d\alpha / dt,$$

где m_3 – эффективная (расчетная) масса шипа, кг;

\bar{U} – безразмерный вектор перемещений центра масс шипа;

$\dot{\bar{U}}, \ddot{\bar{U}}$ – производные перемещений по безразмерному времени \bar{t} ;

F_U – проекции на соответствующие оси внешней нагрузки, Н;

$R_U(\bar{U}, \dot{\bar{U}})$ – реакции смазочного слоя, Н;

h_0 – радиальный зазор, мкм;

Эффективная масса шипа, по сравнению с действующими на него нагрузками, пренебрежительно мала. Тогда уравнение 2.1 (см. формулу 2.1) может быть

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

представлено, как уравнение равновесия, которое без учета перекосов осей шипа и подшипника имеет следующий вид:

$$\frac{1}{h_0 \omega_0^2} R_U(\bar{U}, \dot{\bar{U}}) + F_U(\bar{t}) = 0. \quad (2.2)$$

Из этого уравнения (см. формулу 2.2) можно получить координаты, по которым можно построить траекторию движения шипа.

Безразмерные реакции смазочного слоя, действующие на шип:

$$\bar{R}_U = \begin{bmatrix} \bar{R}_{X1} \\ \bar{R}_{Y1} \end{bmatrix} = -\frac{1}{4a} \iint_{\Omega_A} \bar{p} \begin{bmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{bmatrix} d\varphi d\bar{z}$$

где \bar{p} – безразмерные гидродинамические давления в смазочном слое;

φ, \bar{z}, a – угловая, осевая координаты и относительная ширина подшипника;

Ω_A – активная область смазочного слоя, где $\bar{p} > 0$.

Эффект релаксации касательных напряжений в смазочном слое учитывается на основе подхода, описанного в работах Papanjre [54]. Этот подход заключается в замене внешней нагрузки, действующей на подшипник, на модифицированную (формула 2.3):

$$F_U = F_U + \lambda \omega_0 \partial F_U / \partial \alpha, \quad (2.3)$$

где λ – время релаксации смазки, с.

Интегрирование уравнения 2.1 (см. формулу 2.1) в работе [46] осуществлялось методом, основанным на формулах дифференцирования назад для уравнений второго порядка, которые были описаны в работе [55].

2.2 Реологические свойства смазочного слоя

В отчете Е. С. Гурьева [56] рассматривалась декартова система координат $Oxyz$ (рисунок 2.2), где оси Ox и Oz располагаются на неподвижной поверхности S_0 , а ось Oy направлена по нормали к ней. Компоненты вектора скорости элементарного объема смазочного материала, расположенного между двумя движущимися поверхностями S_1 и S_2 , обозначаются как V_x , V_y и V_z , толщина смазочного слоя и векторы скоростей точек поверхностей, соответственно, как h и \bar{V}_1, \bar{V}_2 .

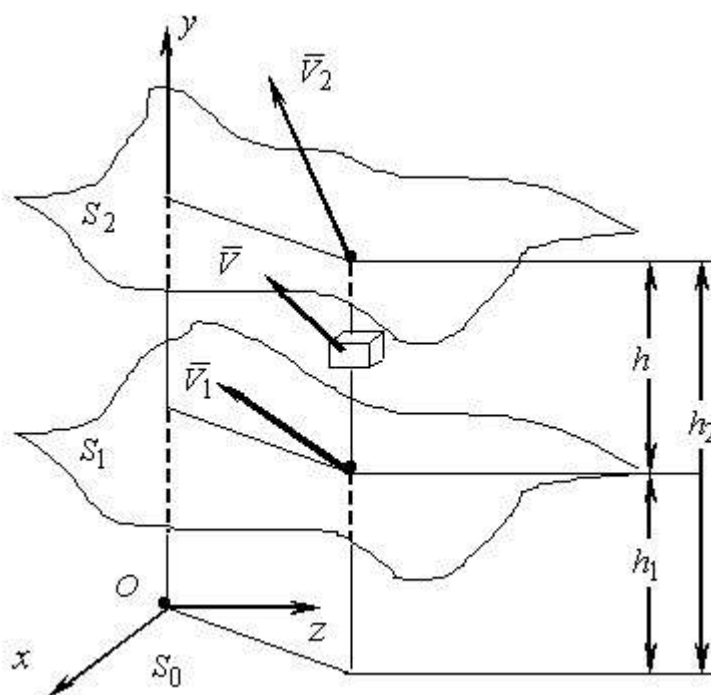


Рисунок 2.2 – Система координат

Приближенные уравнения равновесия элементарного объема смазочного материала записываются в следующем виде:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y}, \quad \frac{\partial p}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y},$$

где p – гидродинамическое давление, МПа;

τ – напряжение сдвига, МПа.

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57

Для описания реологических свойств смазки используется модель вязкоупругой жидкости Максвелла:

$$\tau_{xy} + \lambda \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial t} = \mu^* \frac{\partial V_x}{\partial y};$$

$$\tau_{yz} + \lambda \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial t} = \mu^* \frac{\partial V_z}{\partial y},$$

где λ – время релаксации, характеризующее запаздывание изменений касательных напряжений относительно изменений скоростей сдвига, с;

μ^* – вязкость масла, Па·с.

Вязкость масла считалась нелинейной (убывающей) функцией скорости сдвига $\dot{\gamma}$, а также температуры смазочного слоя T_3 и давления p .

После преобразований, приближенные уравнения равновесия элементарного объема смазочного материала записывается в следующем виде:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu^*(T_3, p, \dot{\gamma}) \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2};$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0;$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \mu^*(T_3, p, \dot{\gamma}) \frac{\partial^2 V_z}{\partial y^2}.$$

2.3 Обобщенное уравнение Рейнольдса

Уравнение Рейнольдса решается исходя из работ В.Н. Прокопьева и др. [48], в которых рассматривался радиальный подшипник (рисунок 2.3) с идеальной геометрией поверхностей подшипника S_1 и шипа S_2 , которая определяется радиусами $r_1 = O_1M_1$, $r_2 = O_2M_2$. Ось O_1X_1 закреплена на подшипнике, а O_2X_2

									Лист
									58
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ				

закреплена на шипе. Эти оси вращаются относительно осей Z_i , проходящих через центры O_1, O_2 перпендикулярно плоскости рисунка, с абсолютными угловыми скоростями:

$$\omega_i = d\theta_i/dt,$$

где $i = 1, 2$.

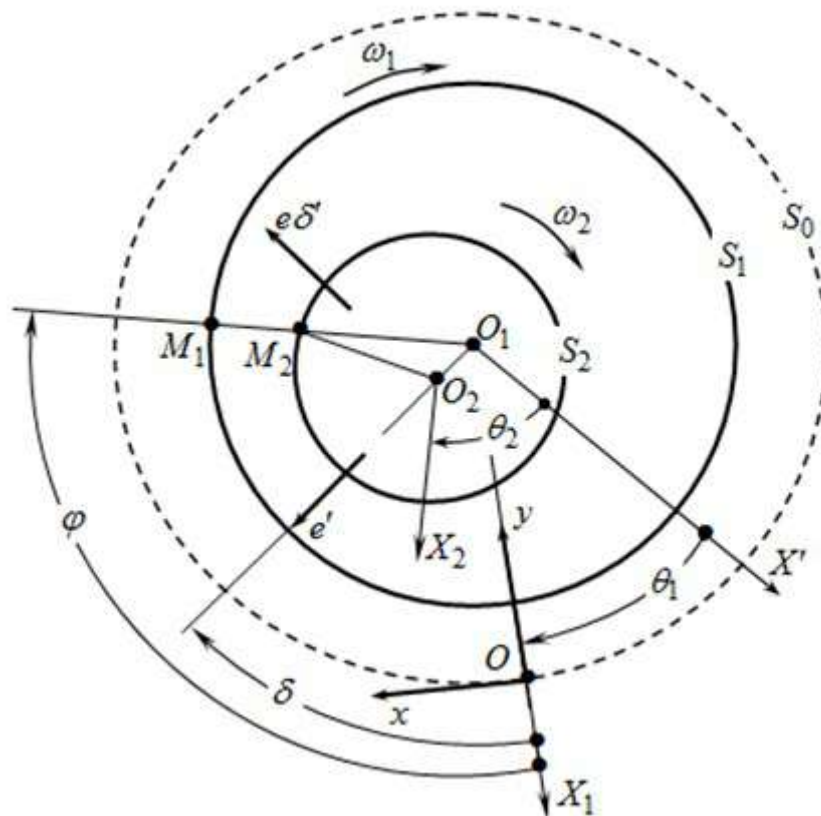


Рисунок 2.3 – Схема радиального подшипника

Из вышеуказанного рисунка видно, что углы θ_i отсчитываются от неподвижной оси O_1X' . Система координат $O_1X_1Y_1Z_1$ закреплена на подшипнике (оси O_1Y_1 и O_1Z_1 не показаны), в которой описывается геометрия смазочного слоя, разделяющего поверхности S_1 и S_2 . При этом $-B/2 \leq Z_1 \leq B/2$.

В данной системе подшипник неподвижен, а шип вращается с относительной угловой скоростью $\omega_{21} = (\omega_2 - \omega_1)$ с центром O_2 , движущимся в плоскости $O_1X_1Y_1$ с относительной скоростью, составляющие которой на линию центров и перпендикулярное ей направление равны:

						23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			59

$$e' = de/dt ;$$

$$e \cdot \delta' = e \cdot d\delta/dt ,$$

где $e(t) = O_1O_2$ – эксцентриситет, м;

$\delta(t)$ – угол положения линии центров, градусы.

Оси Ox, Oz системы координат $Oxyz$, в которой рассматриваются процессы в смазочном слое, лежат в плоскости, на которую развёртывается поверхность отсчета S_0 , ось Oy направлена по нормали к ней. Точка O начала координат этой системы расположена в точке пересечения оси O_1X_1 с поверхностью S_0 . Геометрия поверхностей S_1 и S_2 не изменяется вдоль координаты, направленной по ширине подшипника.

Поле гидродинамических давлений, необходимое для вычисления реакции смазочного слоя \bar{R}_U , находилось из уравнения Рейнольдса (формула 2.4):

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\bar{h}^3 \left(\bar{\phi}_2 - \frac{\bar{\phi}_1^2}{\bar{\phi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\bar{h}^3 \left(\bar{\phi}_2 - \frac{\bar{\phi}_1^2}{\bar{\phi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right] = \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\bar{\omega} \bar{\rho} \bar{h} \left(1 - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{\rho} \bar{h}); (2.4)$$

$$\bar{p} = \frac{(p - p_a)\psi}{\mu_0 \omega_0}, \quad \psi = \frac{h_0}{r}, \quad \bar{z} = \frac{z}{r}, \quad -a \leq \bar{z} \leq a, \quad \tau = \omega_0 t, \quad a = \frac{B}{D} = \frac{B}{2r},$$

где \bar{h} , $\bar{\rho}$, \bar{p} , ψ , \bar{z} , τ – безразмерные толщина смазочного слоя, плотность смазочного материала, гидродинамические давления, относительный зазор, координата по ширине подшипника, время;

a – относительная ширина подшипника;

μ_0 – характерная вязкость смазочного материала, Па·с;

p_a – атмосферное давление, МПа;

B – ширина подшипника, м;

D – диаметр подшипника, м;

r – радиус подшипника, м.

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

Безразмерная угловая скорость вращения шипа:

$$\bar{\omega}_{21} = (\omega_2 - \omega_1) / \omega_0.$$

Безразмерная толщина смазочного слоя \bar{h} и её производная $\partial \bar{h} / \partial \tau$ (формула 2.5):

$$\bar{h} = 1 - \chi \cos(\varphi - \delta),$$

$$\frac{\partial \bar{h}}{\partial \tau} = -\dot{\chi} \cos(\varphi - \delta) - \chi \dot{\delta} \sin(\varphi - \delta), \quad (2.5)$$

где χ – относительный эксцентриситет;

δ – угол относительного положения линии центров, градусы.

Параметр $\bar{\phi}_k$ определяется по формуле 2.6:

$$\bar{\phi}_k = \int_0^{\bar{y}} \frac{\bar{y}^k}{\bar{\mu}^*} d\bar{y}, \quad (2.6)$$

где $k = 0, 1, 2$;

$\bar{\mu}^*$ – безразмерная вязкость смазочного материала, являющаяся функцией скорости сдвига, температуры и давления;

\bar{y} – безразмерная координата, направленная поперёк смазочного слоя.

Уравнение 2.4 (см. формулу 4), в данной работе, интегрировалось многосеточным методом, который был описан в работах В.Н. Прокопьева, А.К. Бояршиновой, Е.А. Задорожной и др.[57], при граничных условиях Свифта-Штибера [58] с учётом наличия на поверхности шипа источников смазывания (отверстий, канавок) при $(\varphi, \bar{z}) \in \Omega_s$:

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

$$\begin{cases} \bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm a) = 0 \\ \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z}) ; \\ \bar{p}(\varphi, \bar{z}) \geq 0; \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}_s \end{cases} \quad (2.7)$$

$$S = 1, 2 \dots S^* ;$$

где Ω_s – область источника смазывания, в которой давление постоянно и равно давлению подачи P_s ,

S^* – количество источников смазывания.

2.4 Модель вязкости

Единственным параметром в уравнении 2.4 (см. формулу 2.4), характеризующим реологическое поведение смазочного масла, является вязкость. Поэтому есть необходимость в описании математической модели вязкости.

Наибольшее влияние на вязкость оказывают температура, давление и скорость сдвига.

Зависимость вязкости смазочного материала от последнего фактора может быть аппроксимирована степенным законом Оствальда-Вейла [59]; от температуры – трёхконстантной формулой Фогеля [60]; от давления – формулой Баруса [61].

Закон Оствальда-Вейла был выбран исходя из представленного в работе [56] анализа зависимостей вязкости от скорости сдвига (формула 2.4):

$$\mu^* = \mu \cdot \dot{\gamma}^{n-1}, \quad (2.8)$$

где μ – параметр консистенции смазочного материала, имеющий размерность вязкости, (кажущаяся вязкость при скорости сдвига 10^2 с^{-1}) и являющийся функцией температуры смазочного слоя, Па·с;

n – параметр, характеризующий степень неньютоновского поведения смазочного материала;

$\dot{\gamma}$ – скорость сдвига, с^{-1} .

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

Скорость сдвига определяется следующим образом:

$$\dot{\gamma} = \sqrt{I_2},$$

где I_2 – второй инвариант скоростей сдвига, с^{-2} .

Второй инвариант скоростей сдвига определяется следующей формулой:

$$I_2 = \left(\frac{\partial V_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial y} \right)^2,$$

используя следующие безразмерные величины:

$$\bar{y} = \frac{y}{h}, \quad \bar{h} = \frac{h}{h_0^*}, \quad \psi = \frac{h_0^*}{r}, \quad \bar{V}_x = \frac{V_x}{\omega_0 r}, \quad \bar{V}_z = \frac{V_z}{\omega_0 r}, \quad \bar{\mu} = \frac{\mu}{\mu_0},$$

где ω_0 – характерная угловая скорость шипа, с^{-1} ;

μ_0 – характерная вязкость, $\text{Па} \cdot \text{с}$.

Уравнение 2.8 (см. формулу 2.8) можно переписать в следующем виде (формулы 2.9 и 2.10):

$$\mu^* = \bar{\mu} \cdot \mu_0 \cdot \left(\frac{\omega_0}{\psi} \right)^{n-1} \cdot \frac{1}{\bar{h}^{n-1}} \cdot \bar{I}_2^{\frac{n-1}{2}} \quad (2.9)$$

или

$$\bar{\mu}^* = \bar{\mu} \cdot \bar{I}_2^{\frac{n-1}{2}}; \quad (2.10)$$

$$\bar{\mu}^* = \mu^* \bar{h}^{n-1} / \mu_0^*;$$

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

$$\mu_0^* = \mu_0 \left(\frac{\omega_0}{\psi} \right)^{n-1},$$

где μ_0^* – характерная кажущаяся вязкость неньютоновского смазочного материала, Па·с.

С учётом уравнения 2.10 уравнение Рейнольдса, в работе [56] было использовано в виде (формула 2.11):

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\bar{h}^{n+2} \left(\bar{\phi}_2 - \frac{\bar{\phi}_1^2}{\bar{\phi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\bar{h}^{n+2} \left(\bar{\phi}_2 - \frac{\bar{\phi}_1^2}{\bar{\phi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right] = \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\bar{\omega} \bar{\rho} \bar{h} \left(1 - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{\rho} \bar{h}) \quad (2.11)$$

Скорости сдвига определялись по выражениям (формула 2.12):

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{V}_x}{\partial y} = \frac{1}{\bar{\mu}^*} \left[\frac{\bar{\omega}_{21}}{\bar{\phi}_0} + \bar{h}^{n+1} \left(\bar{y} - \frac{\bar{\phi}_0}{\bar{\phi}_1} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right] \\ \frac{\partial \bar{V}_y}{\partial z} = \frac{1}{\bar{\mu}^*} \bar{h}^{n+1} \left(\bar{y} - \frac{\bar{\phi}_0}{\bar{\phi}_1} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \end{cases} \quad (2.12)$$

Изменение вязкости от температуры было аппроксимировано, так называемой трёхконстантной формулой Фогеля (формула 2.13):

$$\mu^* = C_1 \cdot \exp(C_2 / (T_3 + C_3)), \quad (2.13)$$

где C_1, C_2, C_3 – константы, являющиеся характеристиками смазочного материала.

T_3 – текущая эффективная температура, °С.

Значения коэффициентов C_i рассчитывались по формулам, следующим из зависимости 2.13 (см. формулу 2.13):

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
						64
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$C_3 = \frac{- \left[T_1(T_3 - T_2) \ln \left(\frac{\mu_1}{\mu_2} \right) - T_3(T_2 - T_1) \ln \left(\frac{\mu_2}{\mu_3} \right) \right]}{\left[(T_3 - T_2) \ln \left(\frac{\mu_1}{\mu_2} \right) - (T_2 - T_1) \ln \left(\frac{\mu_2}{\mu_3} \right) \right]};$$

$$C_2 = \frac{\ln \left(\frac{\mu_1}{\mu_2} \right) \cdot (T_1 + C_3) \cdot (T_2 + C_3)}{(T_2 - T_1)};$$

$$C_1 = \frac{\mu_1}{\exp(C_2/T_1)},$$

где μ_i – экспериментальные значения вязкостей, Па·с.

T_i – соответствующие температуры, °С.

Окончательно выражение вязкости с учётом зависимости от скорости сдвига (см. формулу 2.6), температуры (см. формулу 2.7) и давления было записано как:

$$\bar{\mu}^* = \bar{\mu} \cdot (\bar{I}_2)^{\frac{n-1}{2}} \cdot e^{\beta(T_3) \cdot p} \cdot C_1 \cdot e^{(C_2/(T_3+C_3))}. \quad (2.14)$$

Зависимость пьезокоэффициента вязкости $\beta(T_3)$ от температуры (для углеводородных масел с противоизносными присадками):

$$\beta(T_3) = 2,17398 \cdot 10^{-13} \cdot T_3^2 - 1,01915 \cdot 10^{-10} \cdot T_3 + 2,16588 \cdot 10^{-8}.$$

Зависимость вязкости от скорости сдвига показана на рисунке 2.4.

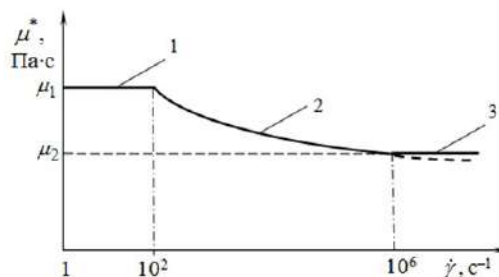


Рисунок 2.4 – Зависимость вязкости и скорости сдвига

						23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			65

Особенностью предлагаемой модели вязкости, является то, что степенной закон используется для описания нелинейного поведения вязкости только в определённом диапазоне скоростей сдвига.

На участке 1 масло ведёт себя как ньютоновская жидкость с вязкостью $\mu_1(T, p)$. Для участка 2 характерно снижение вязкости по степенному закону (см. формулу 2.6). На участке 3 масло считается ньютоновской жидкостью с вязкостью $\mu_1(T, p)$.

Постоянное значение вязкости μ_2 на участке 3 обусловлено тем, что степенной закон при скоростях сдвига выше 10^6 с^{-1} даёт несколько заниженное значение вязкости.

2.5 Тепловое состояние подшипника

Существует три подхода для определения теплового состояния подшипника: термогидродинамический, адиабатический, изотермический.

В первом учитывается изменение температуры поперек смазочного слоя, а результаты теплового расчета наиболее приближены к реальным тепловым процессам в подшипниках жидкостного трения. Однако, этот подход оказался нецелесообразным из-за его сложности, поскольку для такого подхода необходимо прямое интегрирование трехмерного уравнения энергии совместно с уравнениями теплопереноса для шипа, подшипника, смазочного материала в канавке. Также было замечено, что такая модель ещё более усложняется, если учитывать неньютоновское поведение смазочного материала.

При адиабатическом подходе принимается, что изменения температуры поперек смазочного слоя нет, а шип и подшипник являются идеальными тепловыми изоляторами. Вводится некоторая расчетная осредненная по ширине подшипника температура $T^*=T^*(x,t)$, подстановкой которой в уравнение энергии получается дифференциальное уравнение для распределения температур по координате x . Однако, при использовании данного подхода, расчетные значения температуры получаются сильно завышенными, что негативно влияет на достоверность результатов. Это обуславливается тем, что при использовании адиабатического подхода не учитывается теплоотдача в шип и подшипник.

Для оценки теплового состояния подшипника скольжения в работе был применён изотермический подход. Использование такого подхода при решении задач динамики и смазки сложнонагруженных подшипников скольжения обоснована в работах В.Н. Прокопьева, В.Г. Караваева и др. [48].

Предполагалось, что расчетная текущая (эффективная) температура $T_3=T_3(t)$ одинакова во всех точках смазочного слоя и, являясь весьма инерционным параметром определяется при решении уравнения теплового баланса отражающего равенство средних за цикл значений теплоты A_N^* , рассеянной в смазочном слое и теплоты A_Q^* , отведенной смазкой, вытекающей в торцы подшипника.

$$A_N^*(t) = A_Q^*(t)$$

Приращение температуры в смазочном слое на каждом временном шаге (за цикл нагружения) определялось по формуле:

$$\Delta T_3 = \frac{N}{Q_B \cdot \rho \cdot c_0}, \quad (2.15)$$

где N – потери мощности на трение в смазочном слое, Вт;

Q_B –расход смазки через подшипник на каждом временном шаге (за цикл нагружения), кг/с.

2.6 Интегральные гидромеханические характеристики

Оценка степени совершенства конструкции сложнонагруженных подшипников скольжения производится с помощью критериев, которые, в свою очередь, формируются на основе анализа ряда взаимосвязанных гидромеханических характеристик. Эти характеристики определяют теплонапряженность, износостойкость и усталостную долговечность сопряжений.

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

Наиболее важными характеристиками подшипников коленчатого вала являются: мгновенные значения минимальной толщины смазочного слоя $h_{\min}(t)$ и максимального гидродинамического давления $p_{\max}(t)$, а также их экстремальные $\inf h_{\min}$, $\sup p_{\max}$ и средние h_{\min}^* , p_{\max}^* за цикл нагружения $t_{\text{ц}}$ величины, эффективная температура смазочного слоя $T_{\text{э}}$, мгновенные и средние потери мощности на трение $N(t)$, N^* ; расходы смазочного масла $Q_B(t)$, Q_B^* .

Расход смазки через торцы подшипника, т.е. в сечении $\bar{z}=a$, определяются следующей формулой:

$$Q_B^* = -\frac{BD^2\psi\omega_0}{2a} \int_0^{2\pi} \bar{h}^3 \left(\bar{\phi}_2 - \frac{\bar{\phi}_1^2}{\bar{\phi}_0} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}=a} d\varphi. \quad (2.16)$$

Потери мощности на трение определялись интегрированием диссипативной функции рассеивания D^* по объему смазочного слоя:

$$N = \frac{BD^2\psi\mu_0}{8a} \cdot \iint_{\Omega_{\bar{A}}} D^* d\varphi d\bar{z}; \quad (2.17)$$

$$\Omega_{\bar{A}} = \Omega_A - \Omega_S;$$

$$D^* = \int_0^1 \bar{\mu}^* \cdot \left[\left(\frac{\partial \bar{V}_x}{\partial \bar{y}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{V}_z}{\partial \bar{y}} \right)^2 \right] d\bar{y}.$$

Совокупность выражений 2.2-2.7, 2.11, 2.12, 2.14-2.17 (см. формулы 2.2-2.7, 2.11, 2.12, 2.14-2.17) представляет математическую модель смазочного слоя сложнонагруженного подшипника скольжения, учитывающую зависимость вязкости от скорости сдвига и эффект релаксации касательных напряжений в смазочном слое.

В качестве критериев работоспособности подшипников принимаются следующие параметры [62]: критическая минимальная толщину смазочного слоя $h_{\text{lim}, cr}$ и температура в рабочей зоне подшипника, относительная суммарная за

										Лист
										68
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ

цикл нагружения протяженность областей $\alpha_{h_{\min, cr}}$, при этом значение h_{\min} меньше критической величины $h_{\lim, cr} = 1,9$ мкм [63].

Идентификация режимов трения осуществляется исходя из следующих условий [64]:

$h_{\min} < h_{\lim, cr}$ – граничный и смешанный режим;

$h_{\min} \geq h_{\lim, cr}$ – гидродинамический режим.

Кратковременный переход в область полужидкостной смазки для подшипника не опасен в тому случае, когда продолжительность соприкосновения шейки коленчатого вала с поверхностью вкладыша невелика (не более 20% времени цикла) [65]. С учётом того, что чёткая граница между полужидкостным и граничным режимами трения весьма условна, будем считать подшипник работоспособным в случае, если протяженность $\alpha_{h_{\lim, cr}}$ не превышает 20 %.

2.7 Модель для оценки износа и ресурса подшипников коленчатого вала

Зона нарушения гидродинамического режима смазки в подшипнике скольжения определяется на основе расчёта зависимости минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота коленчатого вала [56] (рисунок 2.5).

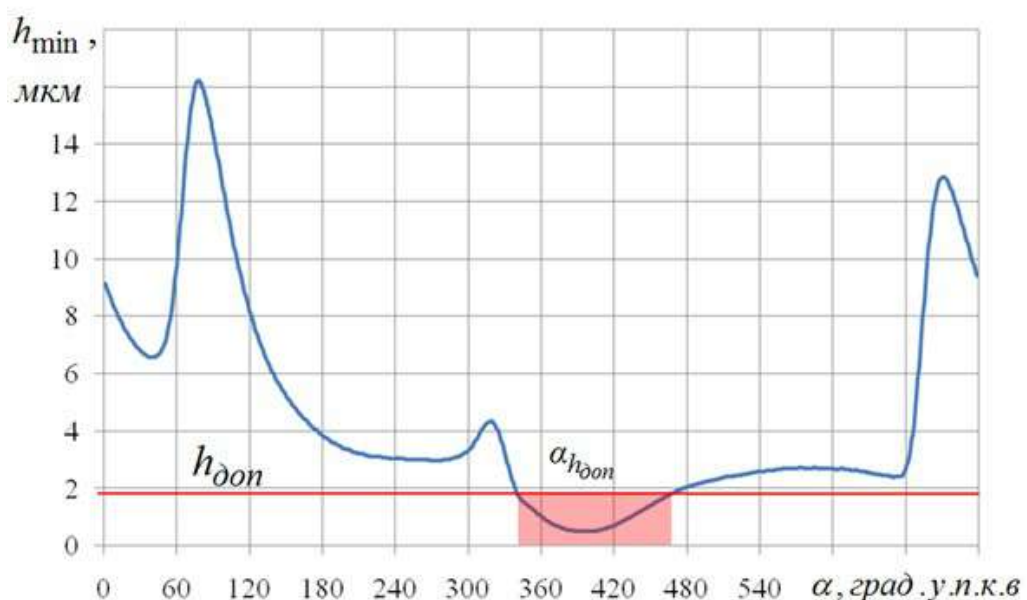


Рисунок 2.5 – Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота коленчатого вала

Предполагается, что нарушение гидродинамического режима смазки будет происходить, когда минимальная толщина смазочного слоя будет меньше либо равна ее предельному значению и тогда будет происходить контактирование поверхностей шейки и вкладыша.

В этом случае напряжённое состояние в сопряжении характеризуется значением контактных параметров, определение которых осуществляется при следующих допущениях [66]:

- 1) подшипник имеет достаточно большую длину: $B = (0,4...1,5)D$;
- 2) вкладыши находятся в жёстком корпусе и исключено их проскальзывание относительно него;
- 3) толщина вкладышей намного меньше их внутреннего радиуса;
- 4) перекосами вала во втулке можно пренебречь и считать нагрузку P равномерно распределенной по длине подшипника;
- 5) материал вкладышей однородный и изотропный, его поведение описывается линейной теорией упругости;
- 6) вследствие значительного различия в механических свойствах взаимодействующих деталей вал и корпус подшипника абсолютно жесткие;
- 7) скорости скольжения вала и приложенные к нему внешние нагрузки таковы, что температура в подшипнике изменяется незначительно;
- 8) нагрузка приложена к оси вала;
- 9) сближением поверхностей вала и вкладыша вследствие объемных деформаций пренебрегают, поскольку его вклад в общее перемещение (под влиянием действующей нагрузки и в том случае, если нагрузка не близка к нулю) - невелик, а определение представляет значительные трудности;
- 10) интенсивность изнашивания не меняется со временем и является функцией контактных давлений (нормальных напряжений в контакте);
- 11) изменение напряжённого состояния в зоне контакта не происходит по мере изнашивания подшипника до предельного зазора;
- 12) твёрдость вала выше твердости вкладыша (прямая пара трения).

Расчётная схема для определения контактных параметров в подшипнике скольжения представлена на рисунке 2.6.

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док-м.	Подпись	Дата		70

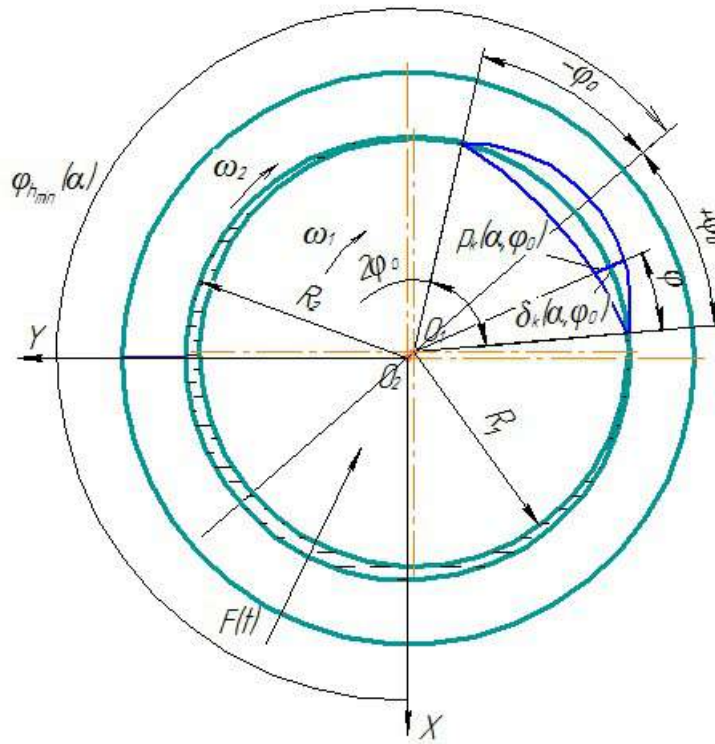


Рисунок 2.6 – Расчётная схема к определению контактных параметров в радиальном подшипнике

На каждом шаге расчёта подшипника по углу поворота коленчатого вала α , где $h_{min} < h_{don}$ используются следующие основные соотношения и формулы:

– путём итерационных приближений по методике, предложенной в [47, 66] определяется половина угла контакта φ_0 исходя из параметра:

$$\psi = \frac{F_i \cdot x_n \cdot (1 - \mu_m^2) \cdot (1 - 2 \cdot \mu_m)}{E_m \cdot R_2 \cdot B \cdot C},$$

где F_i – нагрузка на шип на текущем шаге расчёта по углу поворота коленчатого вала α , Н;

x_n – толщина вкладыша, мм;

μ_m – коэффициент Пуассона менее жёсткого материала пары (вкладыша);

E_m – модуль упругости менее жёсткого материала пары (вкладыша), МПа;

R_2 – внутренний радиус вкладыша, мм;

C – радиальный зазор, мм.

Параметр ψ подставляется в приближённые формулы определения φ_0 (формула 2.18), с учётом зависимости, представленной на рисунке 2.7 [47, 66].

$$\varphi_0 \approx \sqrt[3]{1,3 \cdot \psi} \approx \frac{(3,8 + \psi)}{5}. \quad (2.18)$$

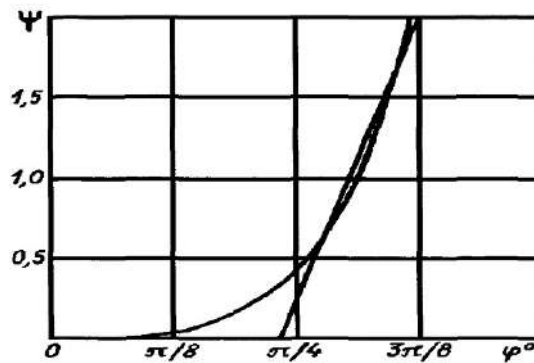


Рисунок 2.7 – Зависимость $\psi(\varphi_0)$

Определение половины угла контакта также было описано в работе N. Nikolic [51], автор данной работы, указывает, что полуугол контакта можно определить следующим образом (формула 2.19):

$$\varphi_0 = 0,32 \cdot \left[\left(\frac{C_0}{0,12} + 1 \right) + \frac{k}{k+1} \right]^n; \quad (2.19)$$

$$C_0 = \frac{\pi}{4} \cdot \left[(1 - \mu_T^2) + (1 - \mu_M^2) \cdot \chi \right];$$

$$k = \frac{F_i}{B \cdot E_M \cdot C};$$

$$\chi = \frac{E_M}{E_T}.$$

где n – показатель степени, определяемый в зависимости от значения χ .

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		72

Отличие методики в работе [51] от той, которая описана в работе [47, 66], заключается главным образом в разном определении половины угла контакта.

При этом в работе [51] угол половины угла контакта рассчитывается, основываясь на работе И. В. Крагельского [67], в которой указано, что такой способ определения половины угла контакта применим для подшипников, работающих без смазки. Также указывается, что эта формула применима при $\chi > 10^{-2}$ и этому случаю соответствуют подшипники с металлическими вкладышами, а также подшипники с тонкими антифрикционными покрытиями.

- определяется распределённая нагрузка по ширине подшипника:

$$q_{F_b} = \frac{F_i}{B};$$

- после нахождения точного значения φ_0 рассчитывается контурная площадь касания по формуле:

$$A_c = 2 \cdot \varphi_0 \cdot R_1 \cdot B;$$

- затем определяется контурное (среднее контактное) давление по формуле:

$$\bar{p}_c = F_i / A_c;$$

- далее проверяется условие возникновения ненасыщенного упругого контакта по неравенству:

$$0 \leq (\bar{p}_c \cdot (1 - \mu_m^2)) / E_m \leq 6 \cdot 10^{-2} \cdot \sqrt{\Delta_T},$$

где Δ_T – безразмерный параметр шероховатости истирающей поверхности, то есть поверхности вала.

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		73

Безразмерный параметр шероховатости определяется следующим образом:

$$\Delta_T = R_{\max} / (R \cdot b^{1/\nu}),$$

где R_{\max} – максимальное расстояние между выступом и впадиной на профилограмме поверхности, мкм;

R – радиус кривизны микронеровностей поверхности, мкм;

b, ν – параметры кривой опорной поверхности;

– затем определяется максимальное контактное давление по формуле [45]:

$$p_{c_{\max}} = 0,55 \cdot \frac{q_{F_b}}{R_2} \cdot \left(\frac{1}{\varphi_0} + 0,35 \right);$$

– на протяжении области контакта от $-\varphi_0$ до $+\varphi_0$ определяется распределение контактных давлений по зависимости:

$$p_c(\varphi) = p_{c_{\max}} \cdot \left(1 - \left(\frac{\varphi}{\varphi_0} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}}.$$

Затем находится линейная интенсивность изнашивания подшипника при упругом ненасыщенном контакте, как функция контактного давления, при условии, что твёрдость шейки вала выше твёрдости поверхности вкладыша:

$$I_{ln}(\varphi) = \left[\frac{0,34 \cdot (k_M)^{t_M} \cdot (1 - \mu_M^2) \cdot p_c(\varphi)}{\sigma_{B_M}^{t_M} \cdot E_M} \right] \cdot \left[\tau_{0_n} + 0,5 \cdot \beta_{0_n} \cdot \frac{p_c(\varphi)^{0,2} \cdot E_M^{0,8} \cdot \Delta_T^{0,4}}{(1 - \mu_M^2)^{0,8}} \right]^{t_n},$$

где k_M – коэффициент эластичности (хрупкости материала) подшипника;

t_M – показатель кривой усталости для подшипника;

σ_{B_M} – предел прочности на разрыв материала подшипника, МПа;

										Лист
										74
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ					

τ_{0_n} , β_{Π} – фрикционные характеристики подшипника при данных условиях работы (зависят от условий смазывания).

Если условие возникновения ненасыщенного упругого контакта не выполняется и $6 \cdot 10^{-2} \cdot \sqrt{\Delta_T} \leq (\bar{p}_c \cdot (1 - \mu_M^2)) / E_M$, то для насыщенного упругого контакта линейная интенсивность изнашивания подшипника определяется формулой:

$$I_{hn}(\varphi) = \left[\frac{0,34 \cdot (k_M)^{t_n} \cdot (1 - \mu_M^2) \cdot p_c(\varphi) \cdot \Delta_T^{1/6}}{\sigma_{B_M}^{t_n} \cdot E_M} \right] \cdot \left[\tau_{0_n} + 0,75 \cdot \beta_{0_n} \frac{p_c(\varphi)^{1/3} \cdot E_M^{2/3} \cdot \Delta_T^{1/6}}{(1 - \mu_M^2)^{2/3}} \right]^{t_n}. \quad (2.20)$$

Приращение износа в каждой точке контактной зоны определяется из следующей формулы:

$$\delta(\varphi) = I_{hn}(\varphi) \cdot \Delta s,$$

где Δs – путь трения, м.

Путь трения может быть найден по следующей формуле [44]:

$$\Delta s = R_2 \cdot dt \cdot \left| -\omega_{1i} + \omega_{1i-1} \right|,$$

где dt – продолжительность текущего шага по углу поворота коленчатого вала, с;

ω_{1i} , ω_{1i-1} – абсолютная угловая скорость вращения подшипника на текущем и предыдущем шаге по углу поворота коленчатого вала, соответственно, с⁻¹.

Суммарное увеличение износа Δh_n в каждой точке контакта находится по формуле:

$$\Delta h_n \leftarrow \Delta h_n + \delta(\varphi).$$

Полученные значения износа суммируются на протяжении всего цикла нагружения подшипника, а затем находится максимальное значение износа за

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		75

цикл $\Delta h_{w,\max}$ и его угловая координата, а также максимальная скорость изнашивания подшипника по формуле:

$$v_{w,\max} = \frac{\Delta h_{w,\max}}{T_{\text{цикла}}} 3600 = \frac{\Delta h_{w,\max}}{\frac{2\pi}{\omega_1}} 3600,$$

где $T_{\text{цикла}}$ – время цикла нагружения, с.

После завершения расчёта по всему циклу нагружения подшипника определяется его ресурс по формуле:

$$R_h = \frac{\Delta h_{\text{lim}}}{v_{w,\max}},$$

где Δh_{lim} – предельно допустимый износ, мкм.

Предельно допустимый износ может быть определён по следующей формуле:

$$\Delta h_{\text{lim}} = C_{\text{lim}} - C,$$

где C_{lim} – предельно допустимый радиальный зазор в подшипнике, мкм.

Значения предельно допустимого радиального зазора C_{lim} может быть обосновано исходя из соображений, изложенных в работах [68, 69].

Представленная модель позволяет оценить время работы подшипника коленчатого вала до достижения предельных значений радиального зазора.

При данной методике минимальная толщина слоя смазки может превышать критическую, что, в свою очередь, приводит к тому, что подшипник не будет изнашиваться, поскольку при этом он не будет работать в условиях граничного трения.

Исходя из этого автор работы [56], предлагает вести дальнейшее развитие модели в направлении усталостного изнашивания антифрикционного слоя подшипника при воздействии на него циклических нагрузок в виде гидродинамических давлений. Также следует учитывать продолжительность

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		76

работы подшипников в различных условиях эксплуатации, чтобы учесть различные характеры нагружения двигателя.

При этом зависимость линейной интенсивности изнашивания от контактного давления может быть найдена экспериментально, благодаря чему можно прогнозировать ресурс подшипников с учетом физико-механических свойств материалов шеек и вкладышей.

Известно, что для различных видов контактного взаимодействия (упругий контакт, пластический, микрорезание) интенсивность изнашивания I_h зависит от давления на поверхности трения в некоторой степени, не меньшей единицы (формула 2.20) [69], что называется степенным законом изнашивания:

$$I_h = c \cdot p^m,$$

где c – коэффициент, определяемый физическими и геометрическими характеристиками и видом контакта в паре трения;

p – давление на поверхности трения, МПа;

m – показатель степени, принимающий различные значения $m = (1 \div 2)$ и несколько более в зависимости от вида контактного взаимодействия, типа кинематической пары, приработанности поверхностей ($m \approx 1$ для приработанных поверхностей).

Данная модель, с возможностью расчета половины угла контакта двумя способами (см. формулы 2,7 и 2,8), представлена в программе «Wear. V2» (см. таблицу 1.3). В дальнейшем будет проведено исследование данной модели с исходя из этой возможности.

											Лист
											77
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата							

23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ

3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗНАШИВАНИЯ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

3.1 Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка представляет собой универсальную машину трения ИИ 5018, разработанную ООО «Завод испытательных приборов» (рисунок 3.1) и предназначенную для испытания различных металлов и сплавов, пластмасс и композитных материалов на трение и износ.



Рисунок 3.1 – Общий вид машины трения ИИ 5018

В состав оборудования машины трения входит программно-технологический комплекс, который включает в себя компьютер, принтер и программное обеспечение. Таким образом, в процессе испытаний возможно измерение момента трения, прижимной нагрузки, температуры, частоты вращения и пути трения.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ

Лист

78

Диапазон измерения нагрузки составляет от 500 до 5000 Н, а частоты вращения могут изменяться от 40 до 2000 об/мин.

Испытания подшипника скольжения со смазкой проводятся в герметичной камере. Для проведения испытаний был сконструирован узел трения (рисунок 3.2).

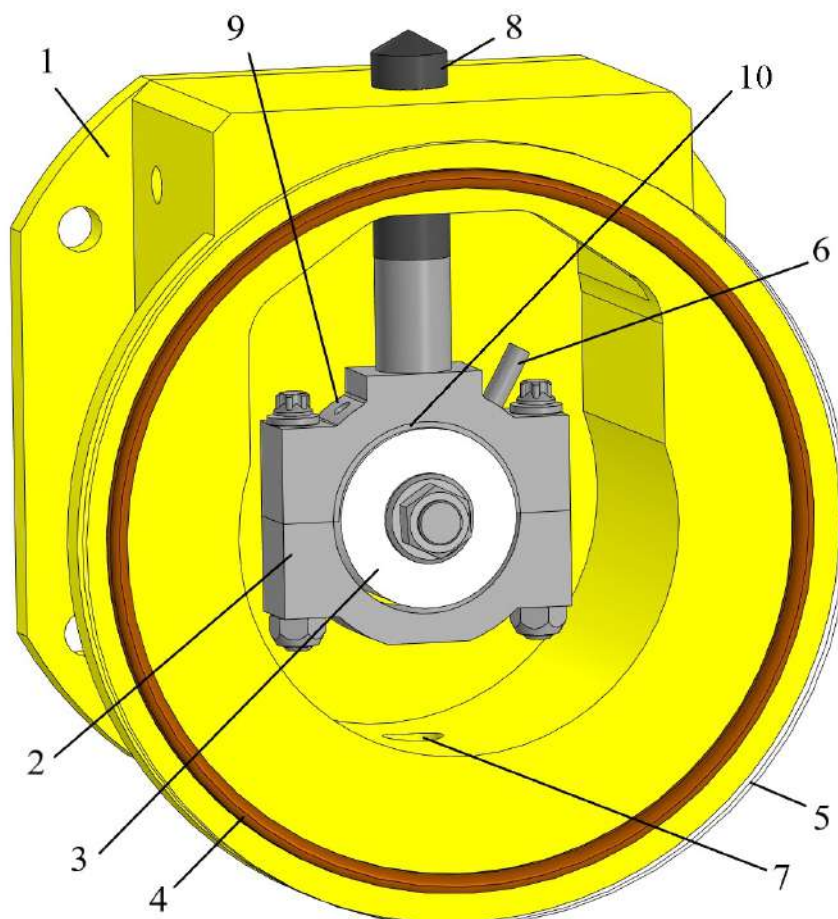


Рисунок 3.2 – Герметичная камера и узел трения:

1 – корпус камеры; 2 – узел трения; 3 – шип; 4 – манжета; 5 – прозрачная крышка камеры; 6 – канал для подачи смазки; 7 – сливное отверстие; 8 – стержень для нагружения образца; 9 – отверстие для установки датчика температуры; 10 – верхний вкладыш

На вал 3 устанавливается узел трения со вкладышем 10. Узел трения представляет собой шатун с крышкой.

Камера закрывается прозрачной крышкой и фиксируется прижимами. За счет прокладки 4 обеспечивается невозможность утечки масла из-под крышки.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ

Лист

79

В отверстие 9 подводится датчик температуры. Также датчик температуры располагается на выходе из камеры трения.

Подача масла осуществляется насосом из бака, после чего масло попадает в узел трения через канал 6 в область раздела крышки и шатуна, а затем сливается через сливное отверстие 7 обратно в бак.

На рисунке 3.3 представлена кинематическая схема машины трения ИИ 5018.

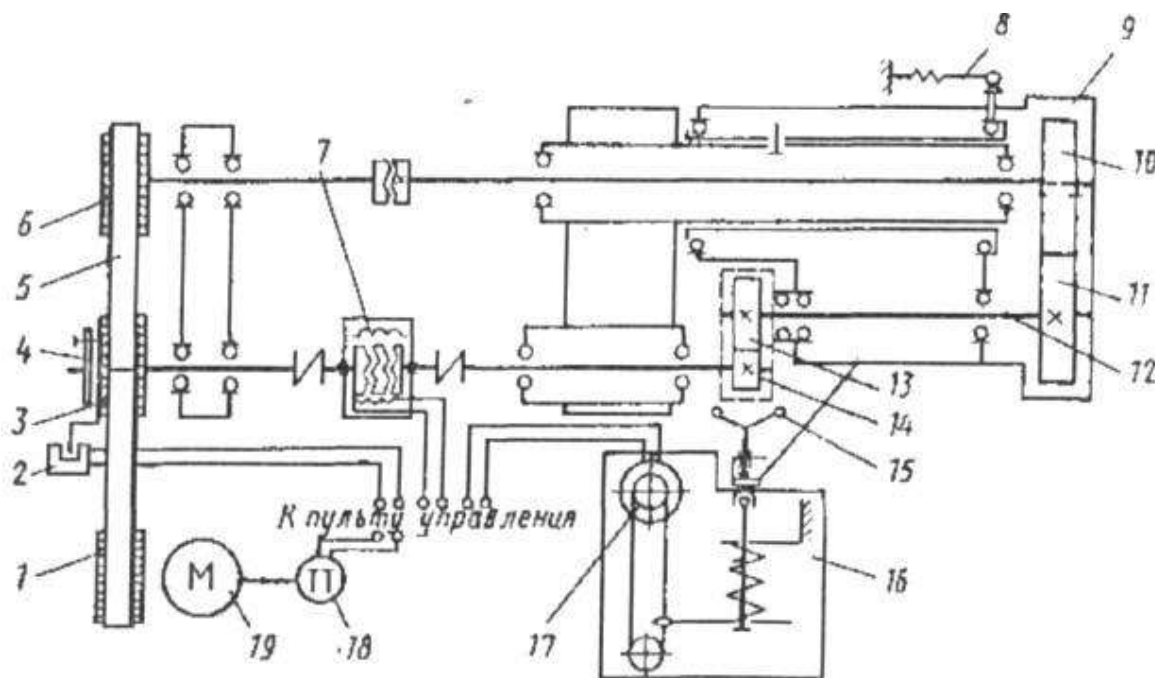


Рисунок 3.3 – Кинематическая схема машины трения ИИ 5018:

- 1, 3, 6 – шкив; 2 – бесконтактный датчик для измерения пути трения; 4 – сменный предохранительный штифт; 5 – ременная передача; 7 – датчик момента трения; 8 – пружинный механизм; 9 – каретка; 10, 11 – шестерня; 12 – вал откидной каретки; 13 – верхний образец; 14 – нижний образец; 15 – маховичок с рукояткой; 16 – пружинный механизм; 17 – резистор; 18 – тахогенератор; 19 – электродвигатель

Нагружение осуществляется за счет пружинного механизма 16, а регулирование нагрузки производится поворотом рукоятки 15. Нагрузка при этом прикладывается к стержню для нагружения образца (см. рисунок 3.2) с помощью рычага.

3.2 Проведение экспериментальных исследований изнашивания подшипников скольжения

Эксперимент проводился в следующих условиях:

- скорость вращения шипа $n = 500$ об/мин;
- постоянная нагрузка $F_i = 5000$ Н;
- масло 0W-20;
- температура на выходе $t_b = 100^\circ\text{C}$;
- ширина подшипника $B = 0,021$ м;
- диаметр подшипника $D = 0,04783$ м;
- радиальный зазор $C = 30$ мкм;
- время испытания $t = 1$ час.

Диаграмма Герси-Штрибека построена путем изменения нагрузки на подшипник при постоянной частоте вращения. Вязкость масла варьировалась в зависимости от температуры, измеряемой с помощью датчика, установленного в узле трения.

Алгоритм построения диаграммы Герси-Штрибека можно охарактеризовать следующим образом:

1) измерение параметров шероховатости поверхности шипа и вкладыша перед сборкой;

2) сборка узла трения;

Сборка узла трения включает в себя установку верхнего вкладыша в корпус подшипника, установку шипа, подключение подачи масла, датчиков температуры, системы измерения падения напряжения в контакте и установку прозрачной крышки;

3) прогрев масла, находящегося в баке;

4) запуск машины трения без приложения нагрузки к узлу трения и проверка напряжения в контакте и фиксирование нулевого момента трения.

Проверка напряжения нужна для того, чтобы убедиться в том, что контакт поверхностей отсутствует (когда значение напряжения близко к нулю – это свидетельствует о наличии непосредственного контакта поверхностей);

5) приработка подшипника после прогрева до требуемой температуры.

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		81

Данный этап заключается в ступенчатом нагружении подшипника от 500 до 5000 Н с шагом в 250 Н, а затем такое же постепенное снятие нагрузки. В процессе нагружения фиксируются такие параметры как нагрузка, момент трения, температура вкладыша и напряжение в контакте.

Один шаг нагружения осуществляется после стабилизации момента трения на предшествующем шаге. При испытании использовался шатунный подшипник двигателя ВАЗ-2108. Для данного подшипника удельная нагрузка, равная 5,1 МПа, соответствует нагрузке, испытываемой в реальных условиях эксплуатации;

б) снятие диаграммы Герси-Штрибека.

На данном этапе нагрузка, частота вращения и температура масла подбираются из соображения фиксации области минимальных значений коэффициентов трения на диаграмме, что свидетельствует о смене режима смазки с гидродинамического на граничный.

Таким образом диаграмма была снята на 6-ти поверхностях при 500 об/мин, а коэффициент трения получался из пересчета значений момента трения и из осреднения по 6-ти измерениям (рисунок 3.4).

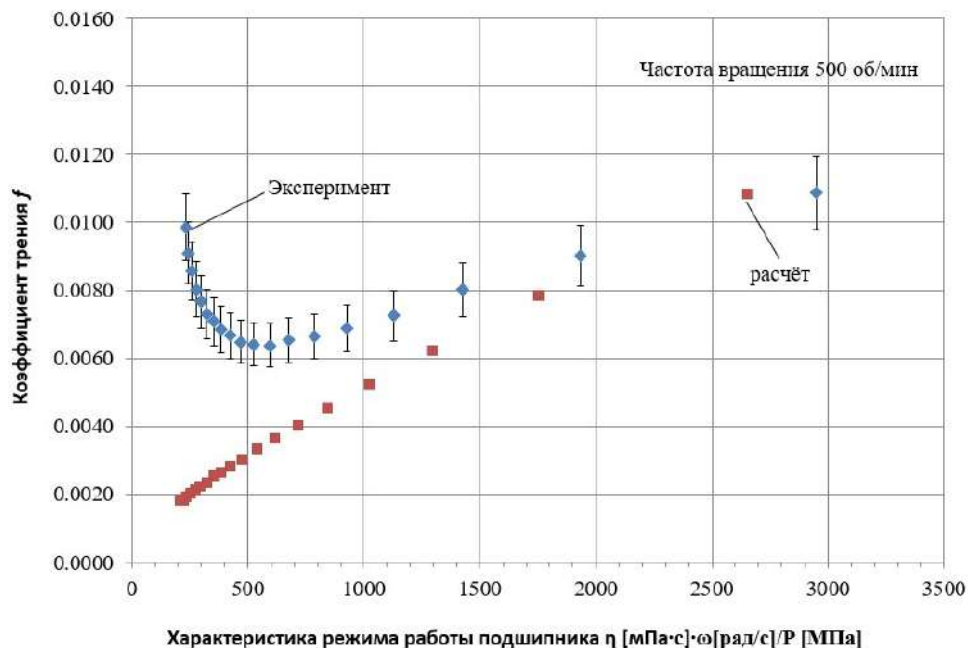


Рисунок 3.4 – Диаграмма Герси-Штрибека

На вышеуказанном рисунке представлены экспериментальная и расчетная кривые. Разброс экспериментальных значений находится в пределах 10%.

При испытании применялись шатунные вкладыши ВАЗ-2108 с алюминиевым антифрикционным сплавом.

За все время эксперимента был испытан один вкладыш. После приработки вкладыша, на его поверхность было нанесено 3 метки с помощью твердомера Роквелла, а диаметр этих меток был измерен с помощью цифрового микроскопа. При этом диаметр каждой метки определялся в 6 различных направлениях D'_i (рисунок 3.5), после чего находилось среднее значение диаметра D_{cp} (таблица 3.1).

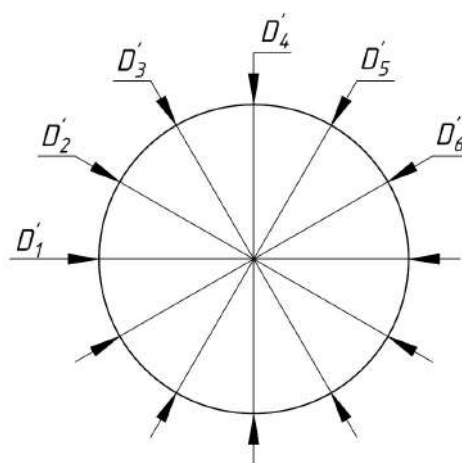


Рисунок 3.5 – Измерение диаметра одной метки

Таблица 3.1 – Определение диаметра метки

Обозначение параметра	Номер точки					
	1		2		3	
	до испытания	после испытания	до испытания	после испытания	до испытания	после испытания
D'_1 , мм	0,627	0,446	0,592	0,409	0,598	0,425
D'_2 , мм	0,655	0,469	0,586	0,384	0,609	0,381
D'_3 , мм	0,621	0,458	0,609	0,414	0,598	0,402
D'_4 , мм	0,606	0,462	0,596	0,398	0,575	0,383
D'_5 , мм	0,611	0,465	0,597	0,391	0,619	0,389
D'_6 , мм	0,663	0,465	0,602	0,406	0,594	0,414
D_{cp} , мм	0,631	0,461	0,597	0,400	0,599	0,399

Места нанесения точек выбирались исходя из расположения зоны контакта. После проведения эксперимента были замерены диаметры ранее нанесенных меток (рисунок 3.6).

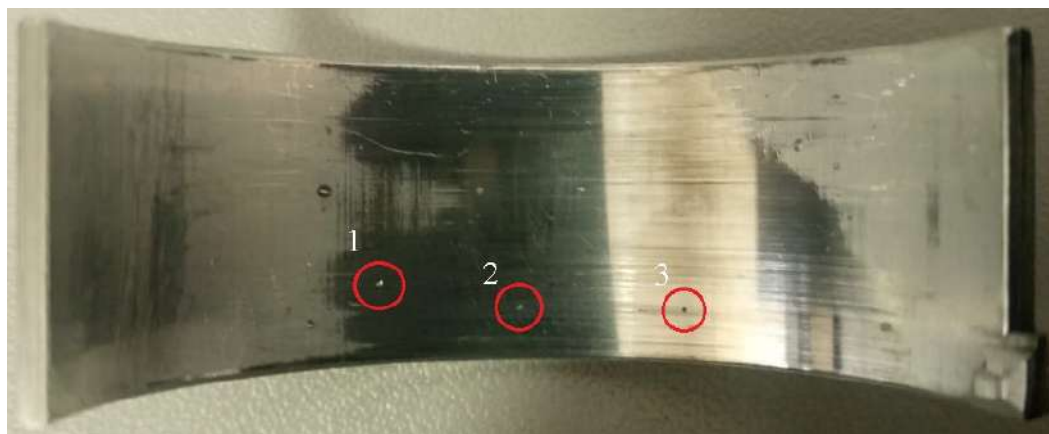


Рисунок 3.6 – Метки, нанесенные на поверхность вкладыша

Определение износа производилось по изменению диаметра до $D_{ср.д}$ и после $D_{ср.п}$ испытания с учетом параметров конуса твердомера (таблица 3.2). Глубина метки h связана с ее диаметром ΔD следующим соотношением:

$$h = (D_{ср.д} - D_{ср.п}) \cdot 0,288675 = \Delta D \cdot 0,288675.$$

Таблица 3.2 – Определение глубины метки

Обозначение параметра	Номер метки		
	1	2	3
$D_{ср.д}$, мм	0,631	0,597	0,599
$D_{ср.п}$, мм	0,461	0,400	0,399
ΔD , мм	0,170	0,197	0,200
h , мм	0,049	0,057	0,058

С помощью вышеуказанного уравнения при известной разнице между исходным и конечным диаметром метки можно определить величину износа.

Таким образом износ при указанных выше условиях эксперимента составил 49, 57 и 58 мкм. Путь трения за час работы подшипника составил 4509,8 м. Тогда интенсивность изнашивания (см. формулу 1.1) будет равна $1,09 \cdot 10^{-8}$, $1,26 \cdot 10^{-8}$ и $1,28 \cdot 10^{-8}$, соответственно.

Стоит заметить, что данный эксперимент не является достаточным поскольку однозначных выводов только по одному испытанию сделать невозможно. Поэтому в дальнейшем необходимо провести дополнительные испытания.

4 РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗНАШИВАНИЯ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

4.1 Параметрическое исследование методики расчета

В данном подразделе будет проведено параметрическое исследование методики, описанной во втором разделе.

За исходные были приняты данные указанные в диссертации Д. А. Черепанова [47]:

- коэффициент Пуассона подшипника $\mu_m = 0,32$;
- коэффициент Пуассона вала $\mu_t = 0,22$;
- модуль Юнга для подшипника $E_m = 60800$ МПа;
- модуль Юнга для вала $E_t = 108000$ МПа;
- безразмерный параметр шероховатости приработанной поверхности вала $\Delta_b = 0,0031$;
- безразмерный параметр шероховатости приработанной поверхности подшипника $\Delta_n = 0,0086$;
- предел прочности на разрыв материала подшипника $\sigma_{BM} = 330$ МПа;
- показатель кривой усталости для вала $t_b = 9$;
- показатель кривой усталости для подшипника $t_n = 8,42$;
- фрикционный параметр подшипника $\tau_{0n} = 0,5$ МПа;
- фрикционный параметр подшипника $\beta_{0n} = 0,03$;
- фрикционный параметр вала $\beta_{0b} = 0,03$;
- коэффициент эластичности (хрупкости) материала подшипника $k_n = 4$.

Параметрическое исследование проводилось путем изменения одного из указанных параметров с целью определения их влияния на скорость изнашивания. На всех последующих графиках также представлены значения некоторых материалов с соответствующими характеристиками. При этом на каждом графике обведена точка, которая указывает на значение параметра, принятого в работе [47].

На рисунке 4.1 показана зависимость скорости изнашивания от коэффициента Пуассона подшипника μ_m .

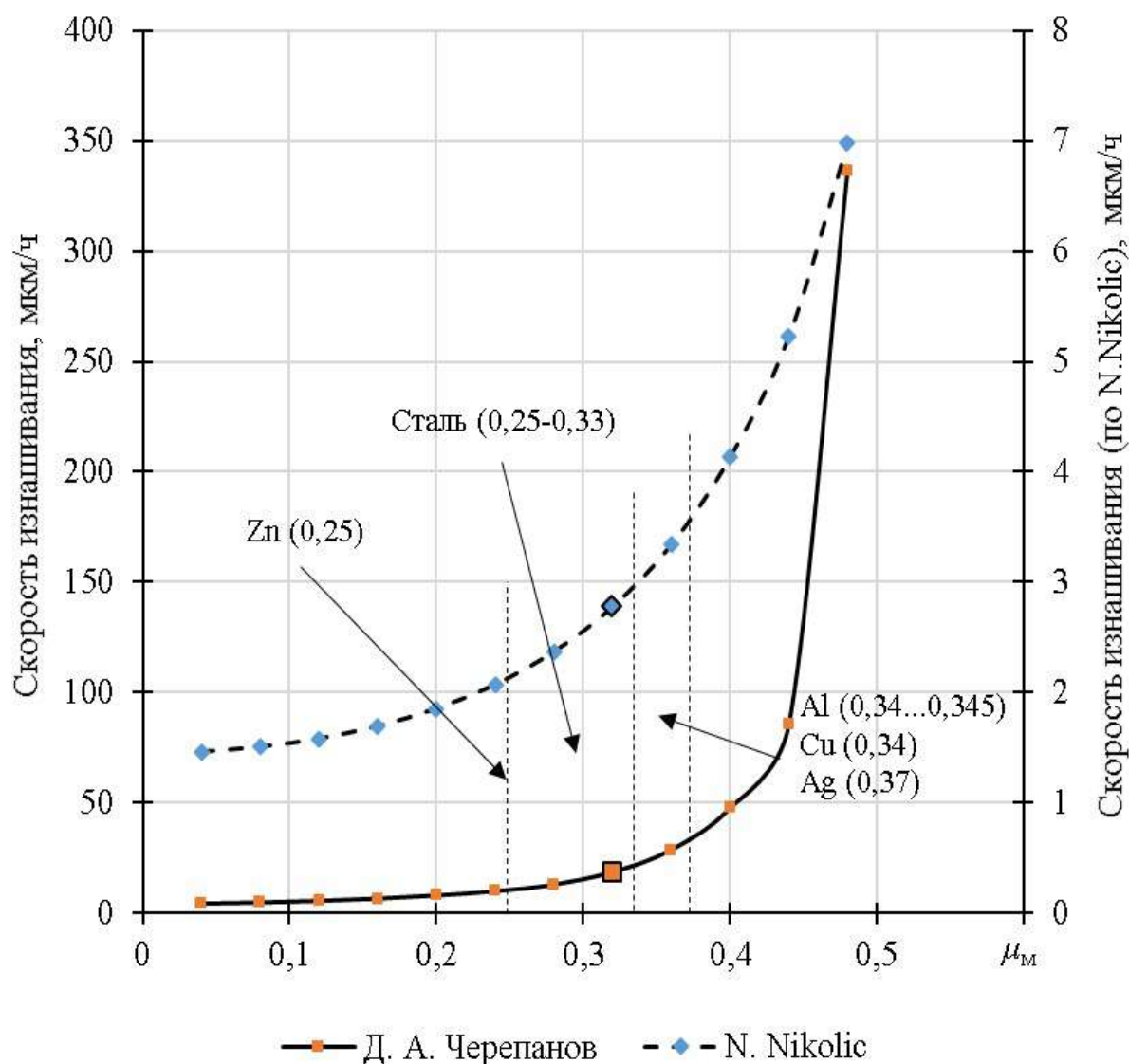


Рисунок 4.1 – Зависимость скорости изнашивания от коэффициента Пуассона подшипника

Исходное значение μ_m по работе [47] – 0,34. После $\mu_m = 0,4$ скорость изнашивания, с учетом определения половины угла контакта по формуле 2.18, сильно возрастает, а сами значения скорости изнашивания значительно больше, чем при определении полуугла контакта по формуле N. Nikolic (см. формулу 2.19)

На рисунке 4.2 показана зависимость скорости изнашивания от коэффициента Пуассона вала μ_T .

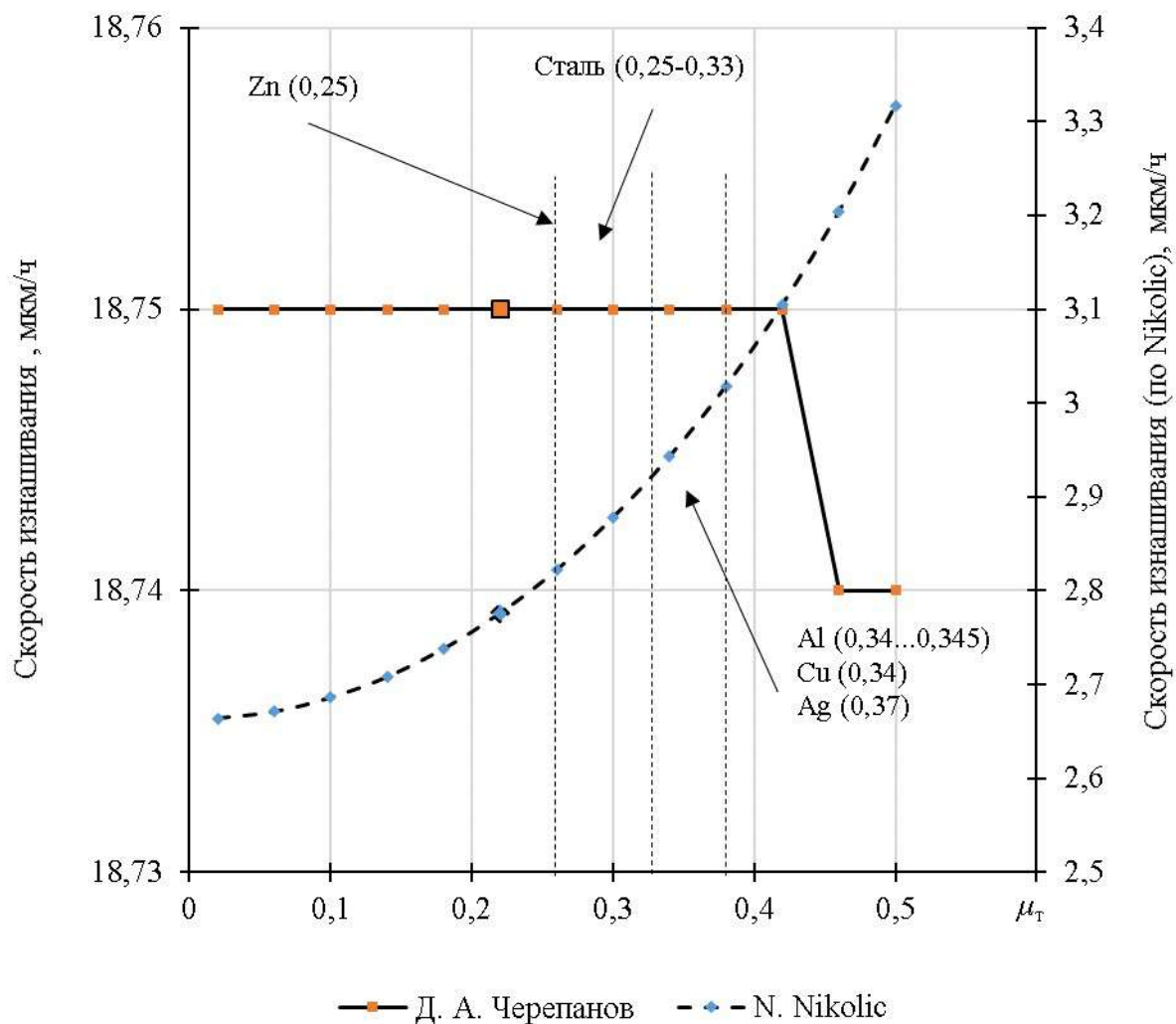


Рисунок 4.2 – Зависимость скорости изнашивания от коэффициента Пуассона вала

Из данного графика видно, что коэффициент Пуассона вала практически не оказывает влияния на скорость изнашивания в случае определения половины угла контакта по формуле 2.18. С другой стороны, μ_T влияет на скорость изнашивания при определении половины угла контакта по второй методике. При этом кривая представляет собой квадратичную зависимость. Значения скоростей изнашивания по обеим методикам расходятся на порядок.

На графиках представлены материалы, характеристики которых взяты из [71].

На следующем графике (рисунок 4.3) представлена зависимость скорости изнашивания от модуля упругости первого рода для подшипника E_M .

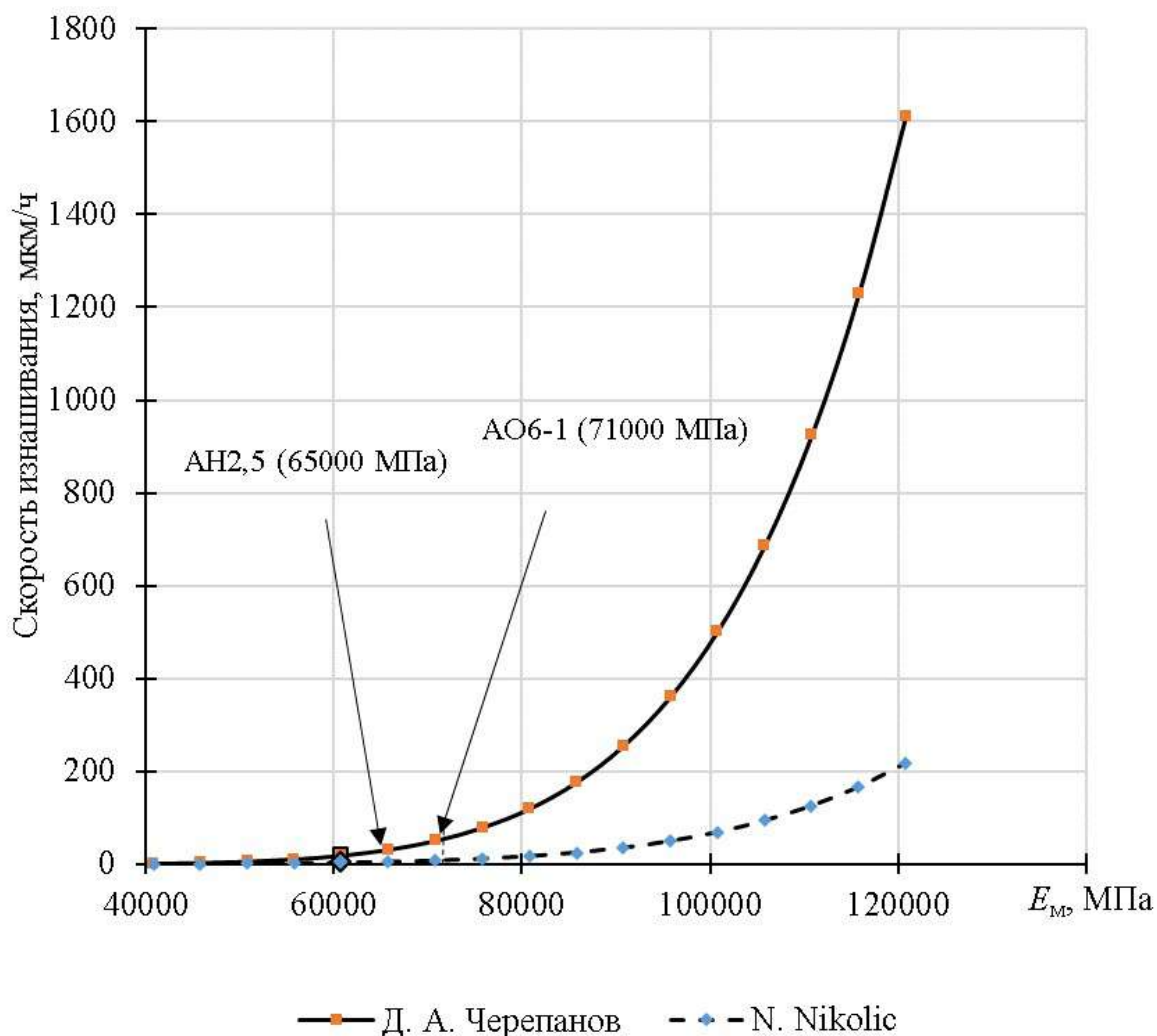


Рисунок 4.3 – Зависимость скорости изнашивания от коэффициента модуля упругости подшипника

Исходным значением параметра E_M является 60800 МПа. В работе [47] не указывается откуда было взято такое значение параметра. Сами графики имеют степенную зависимость. Представленные характеристики антифрикционных материалов взяты из [72]. Скорости изнашивания по двум методикам определения половины угла контакта также сильно различаются.

На рисунке 4.4 представлена зависимость скорости изнашивания от модуля упругости вала E_T .

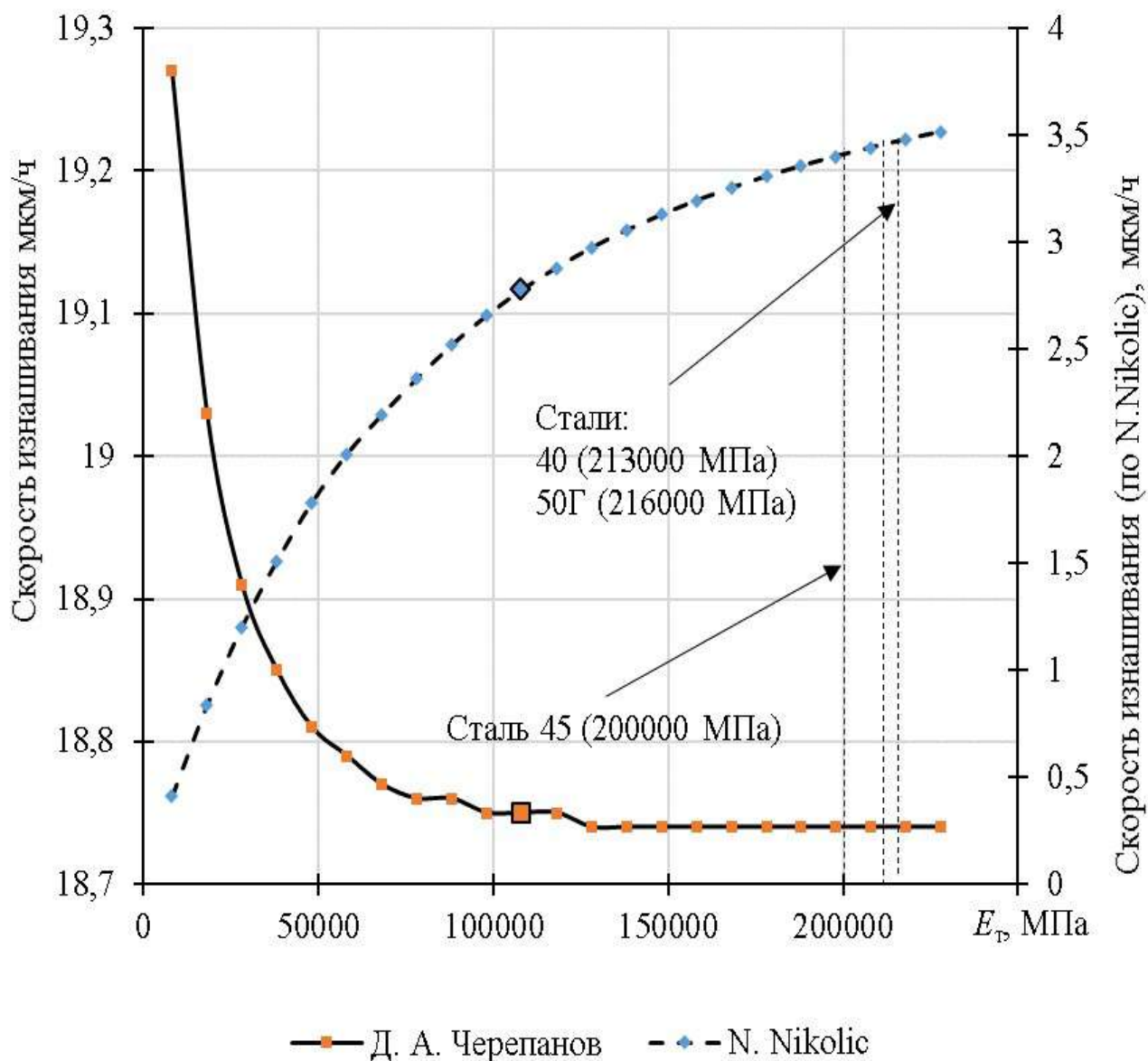


Рисунок 4.4 – Зависимость скорости изнашивания от модуля упругости вала

Из этого графика видно, что исходное значение (108000 МПа) располагается на много дальше от тех, которые указаны на данном графике, согласно [71]. В работе [47] также не указывается откуда было взято значение данного параметра.

Также видно, что скорость изнашивания по первой методике уменьшается при увеличении значения модуля упругости, а по второй – наоборот.

На рисунке 4.5 приведена зависимость скорости изнашивания от безразмерного параметра шероховатости вала Δ_B .

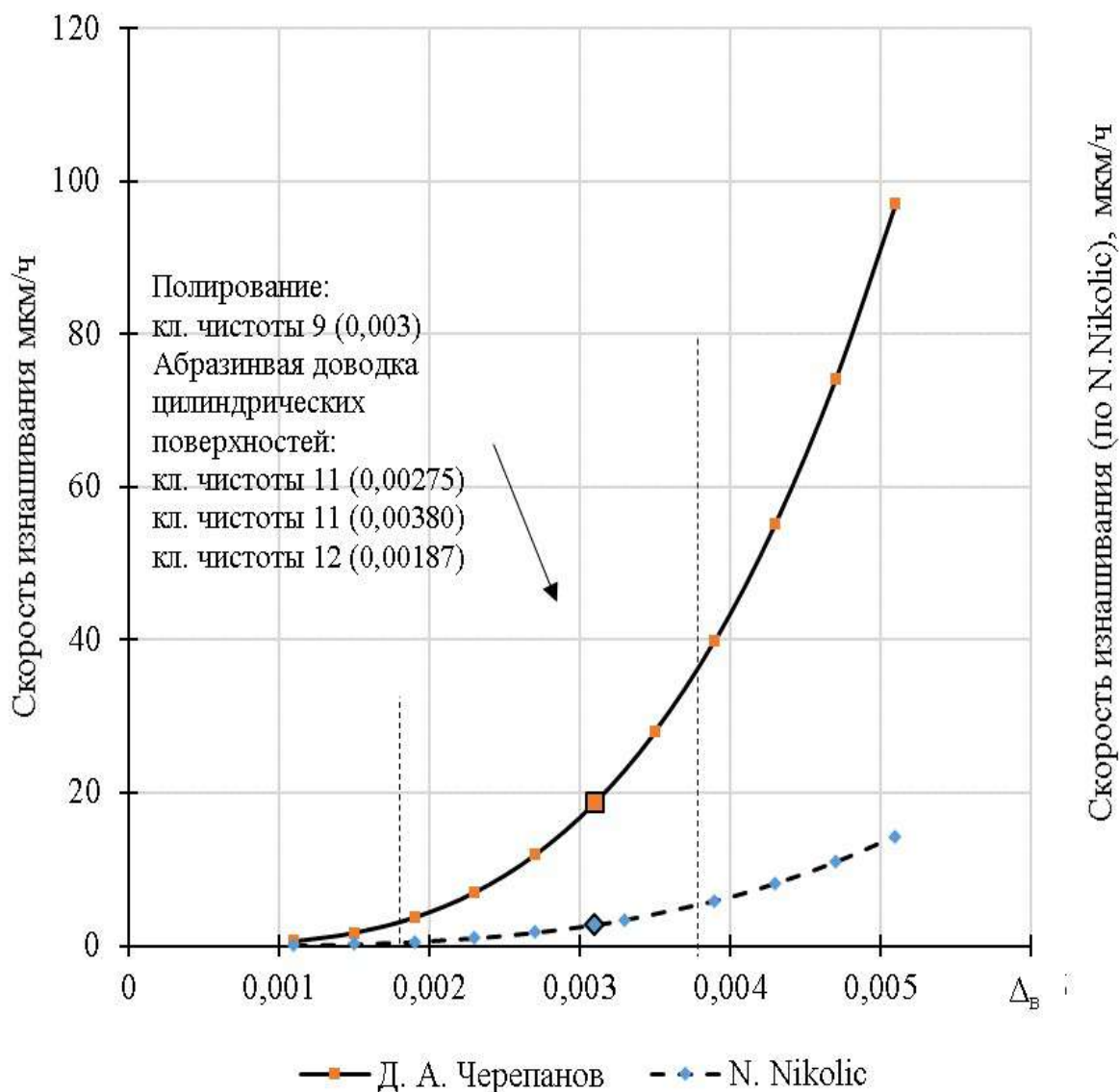


Рисунок 4.5 – Зависимость скорости изнашивания от безразмерного параметра шероховатости

Значение безразмерного параметра шероховатости зависит от вида обработки. Данные о зависимостях вида обработки на безразмерный параметр шероховатости взяты из [74]. Построенные графики имеют степенную зависимость. Также видно, что значения скорости изнашивания по двум методикам определения половины угла контакта сильно отличаются.

На следующих графиках (рисунки 4.6 и 4.7) представлена зависимость скорости изнашивания от предела прочности подшипника $\sigma_{вп}$.

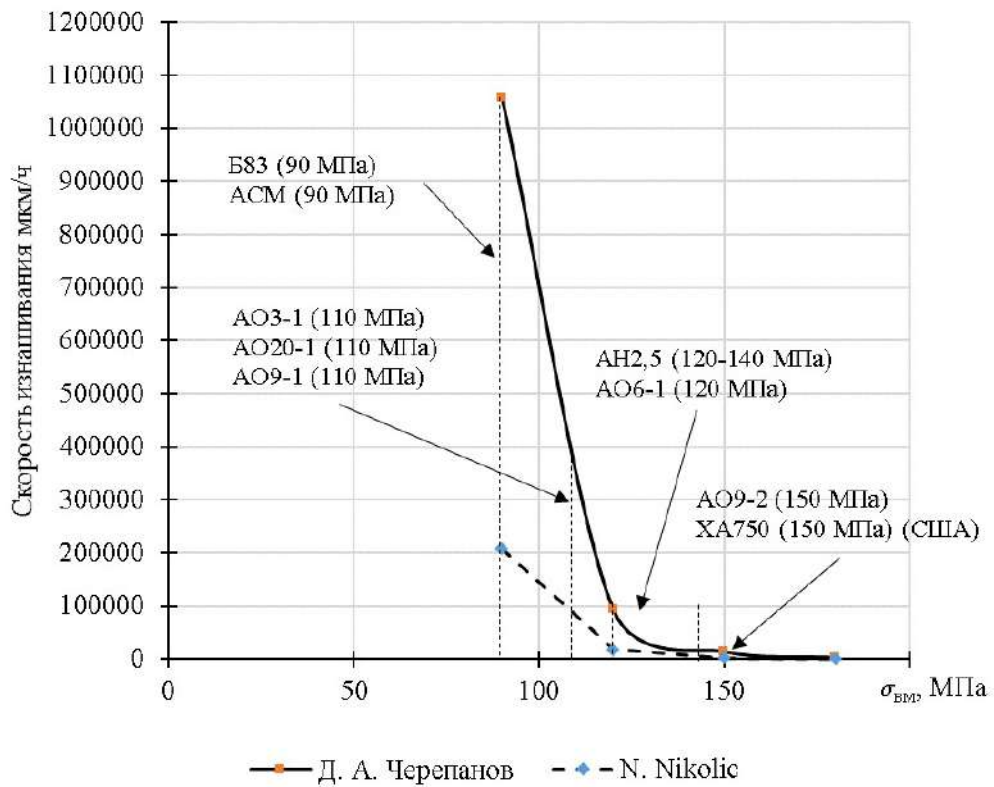


Рисунок 4.6 – Зависимость скорости изнашивания от предела прочности σ_{BM} в интервале от 90 до 180 МПа

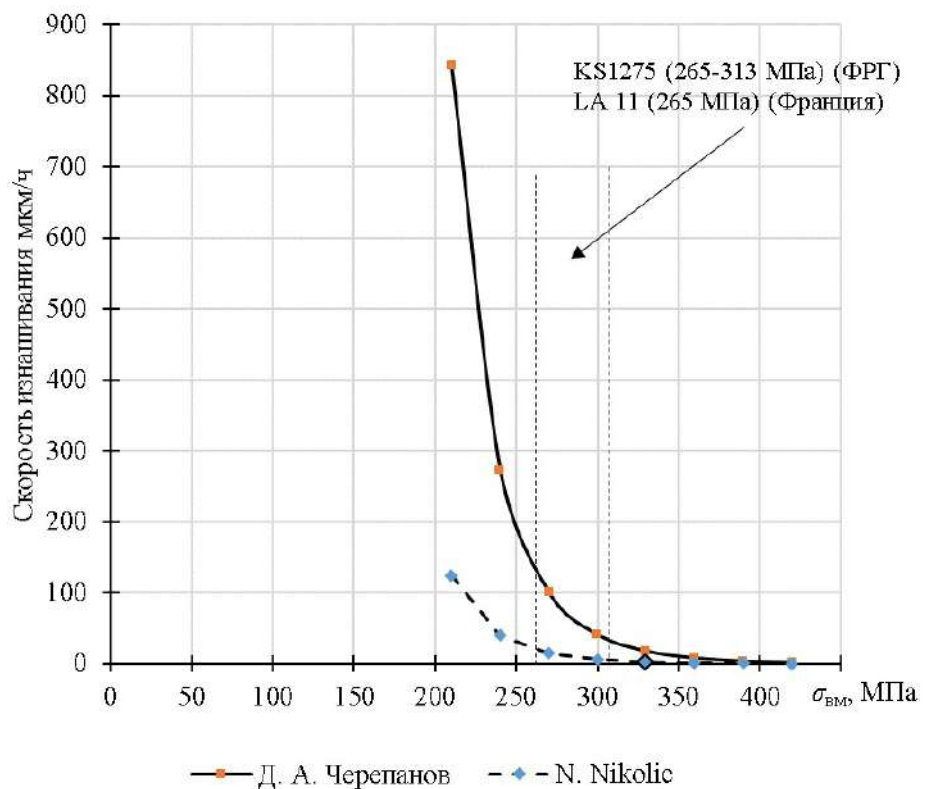


Рисунок 4.7 – Зависимость скорости изнашивания от предела прочности σ_{BM} в интервале от 210 до 420 МПа

На графике представлены пределы прочности некоторых антифрикционных материалов по [36 и 74]. В работе [47] также не указывается откуда было взято данное значение этого параметра. Скорость изнашивания по первой методике начинает сильно возрастать при уменьшении предела прочности менее 270 МПа, а по второй – менее 210 МПа.

Зависимость скорости изнашивания от показателя кривой усталости вала t_b представлена на рисунке 4.8.

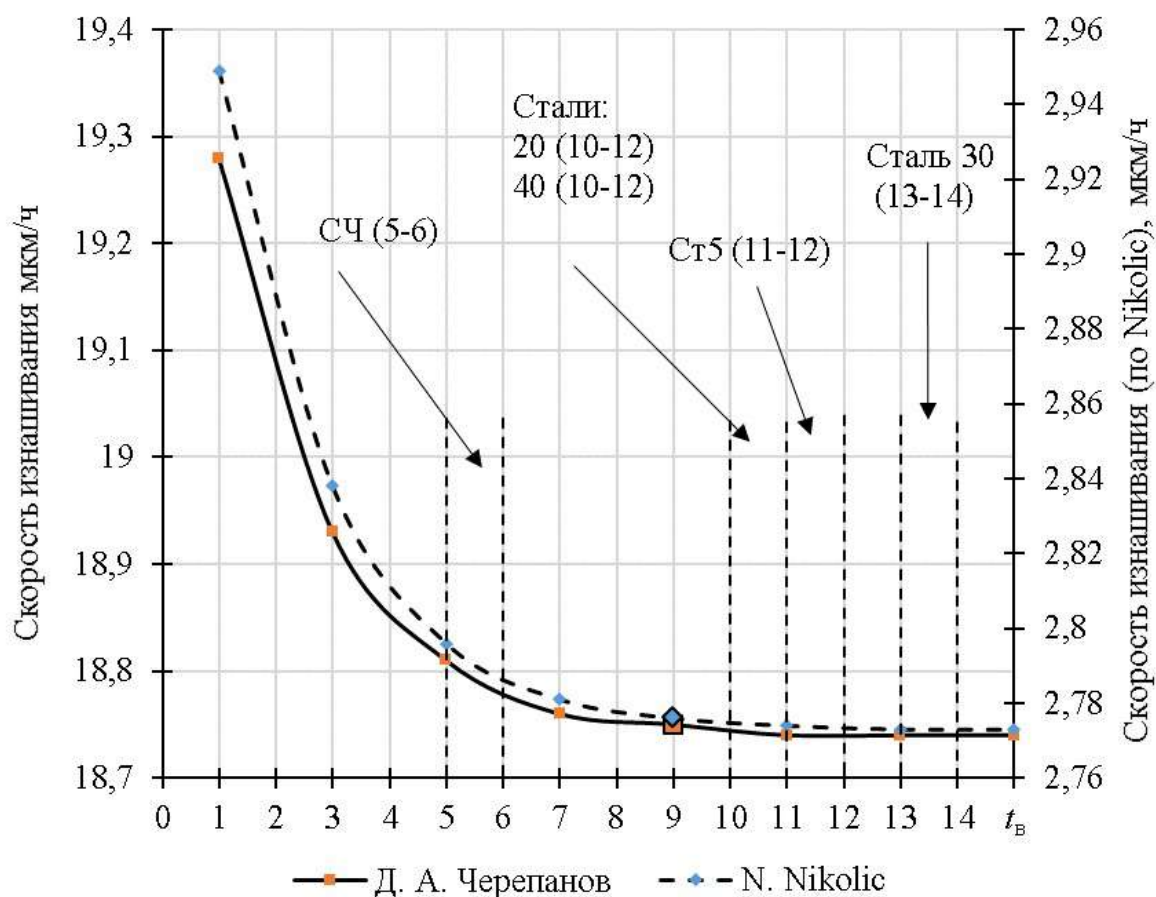


Рисунок 4.8 – Зависимость скорости изнашивания от показателя кривой усталости вала

Примеры некоторых материалов, указанных на графике взяты из справочника И.В. Крагельского [36]. В данном случае показатель t_b взят для условия упругого контакта материалов. Характер изменения обеих кривых примерно одинаков, но сами значения отличаются на порядок.

Из вышеуказанного графика видно, что уменьшение скорости изнашивания прекращается при уменьшении значения t_B менее 13.

Зависимость скорости изнашивания от показателя кривой усталости подшипника t_{II} показана на рисунке 4.9.

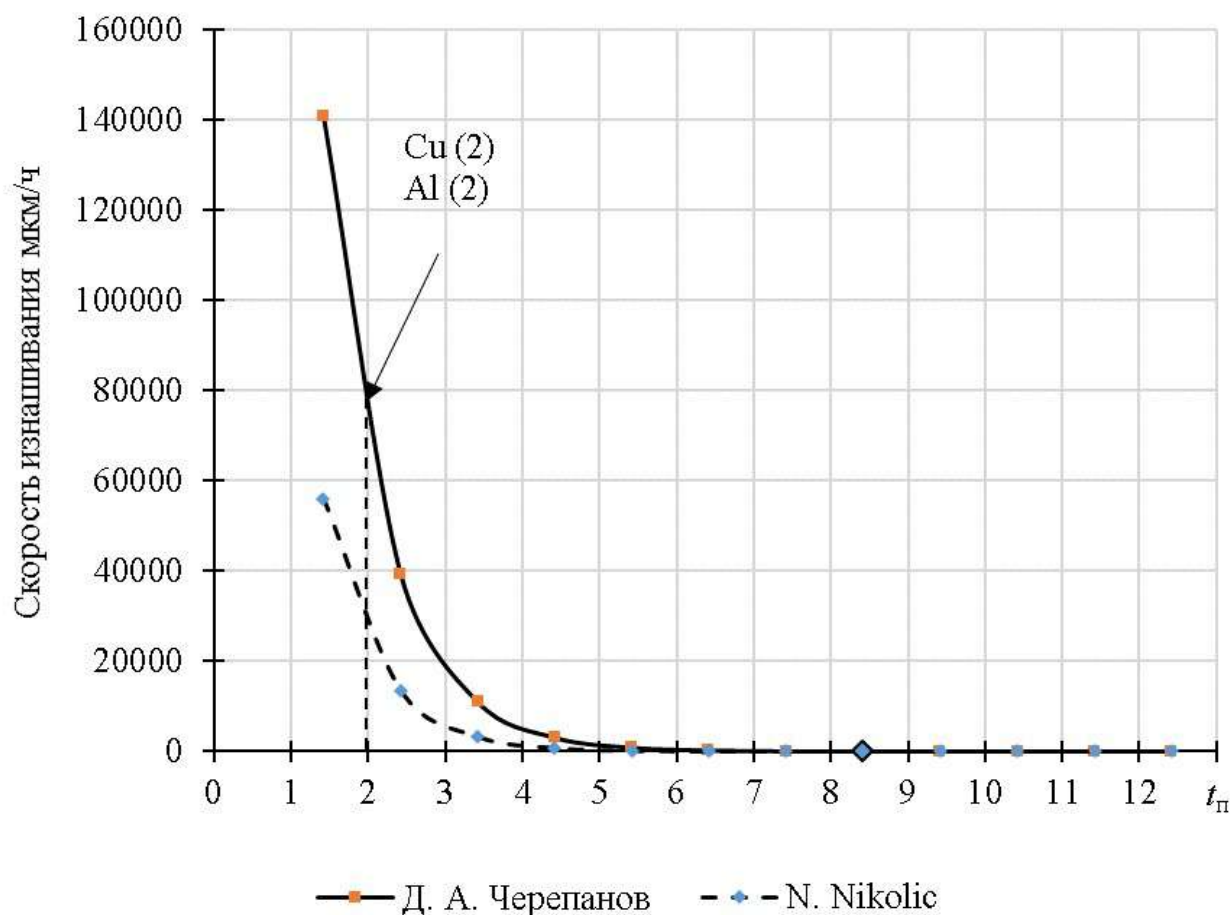


Рисунок 4.9 – Зависимость скорости изнашивания от показателя кривой усталости подшипника

Примеры некоторых материалов, указанных на графике взяты также из справочника И.В. Крагельского [36], но для пластического контакта.

Из графика видно, что значение параметра по работе [47] сильно расходится со значениями, представленными на графике. Значения скорости изнашивания изменяются по экспоненциальной зависимости для обеих кривых.

Зависимость скорости изнашивания от фрикционного параметра подшипника $\tau_{0п}$ представлена на рисунке 4.10.

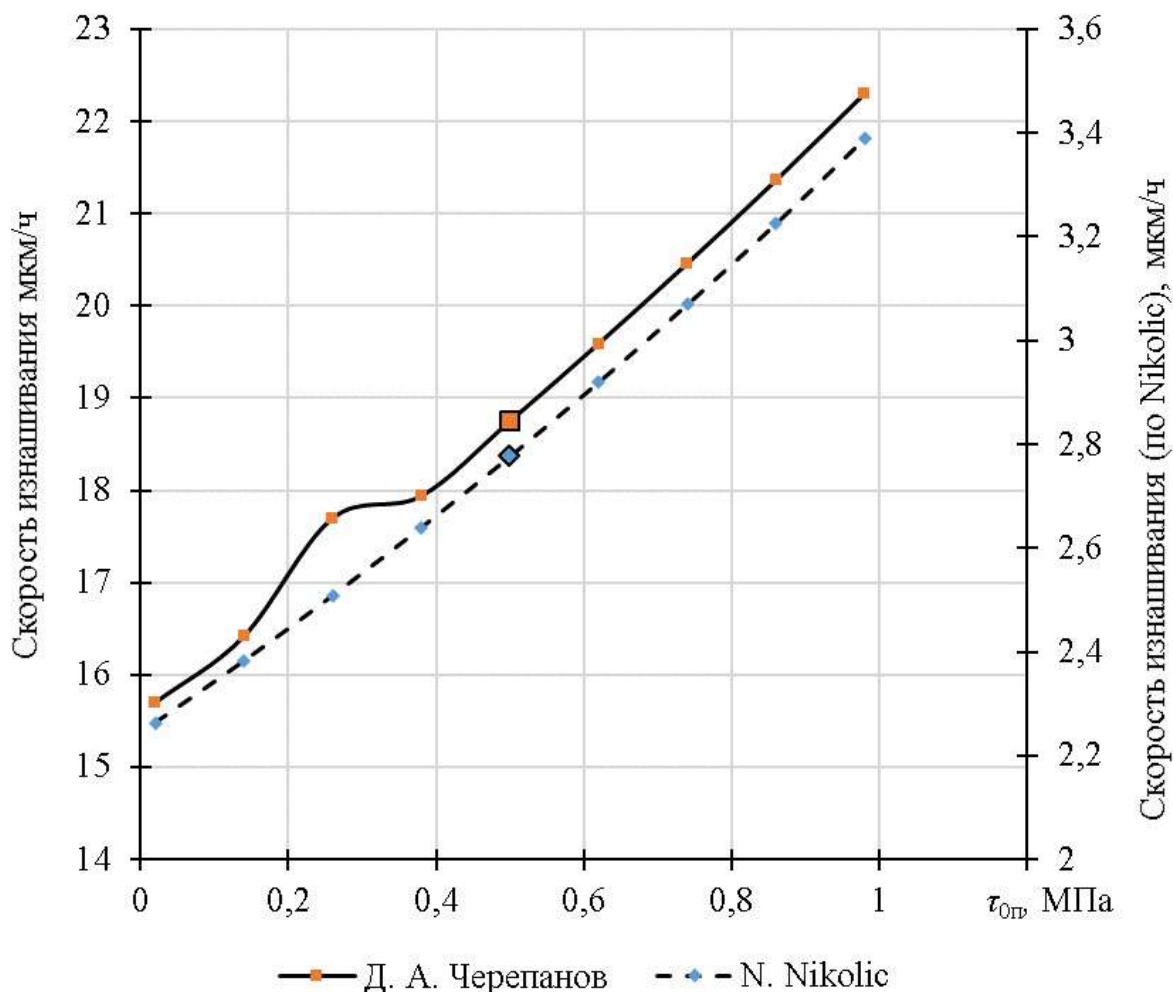


Рисунок 4.10 – Зависимость скорости изнашивания от фрикционного параметра подшипника $\tau_{0п}$

Из данного графика видно, что для обоих способов определения половины угла контакта скорость изнашивания изменяется линейно, но значения скорости изнашивания отличаются на порядок.

Зависимость скорости изнашивания от фрикционного параметра $\beta_{0п}$ представлена на рисунке 4.11.

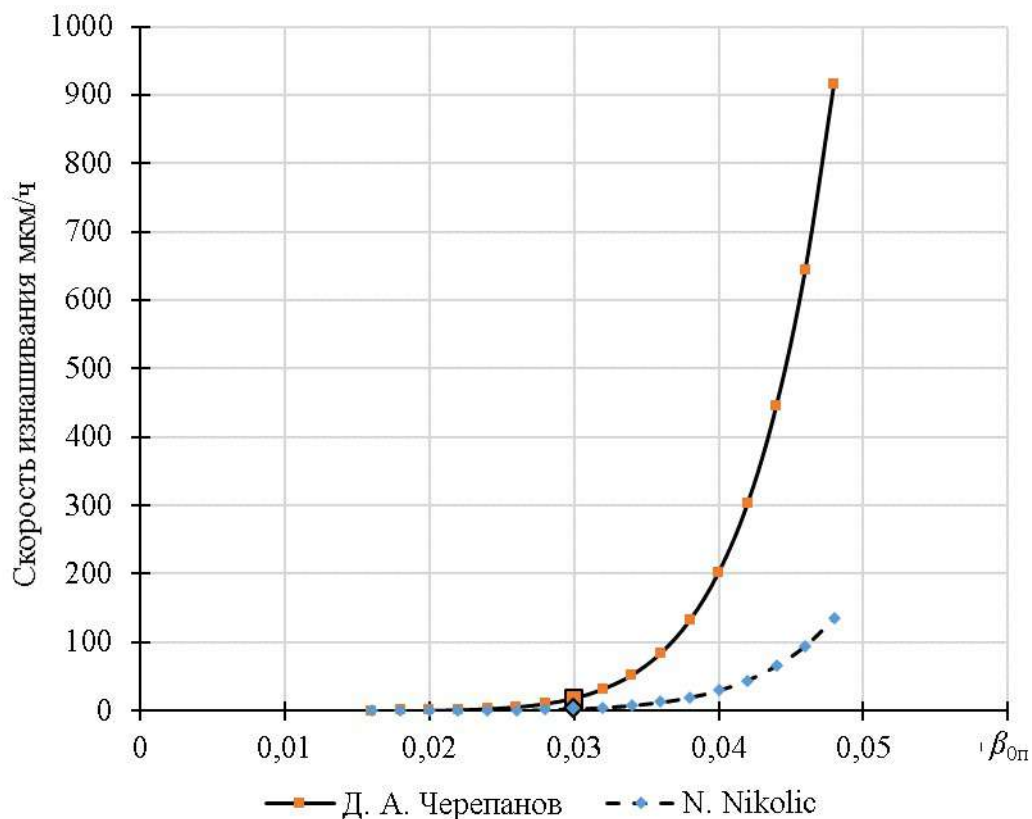


Рисунок 4.11 – Зависимость скорости изнашивания от фрикционного параметра подшипника $\beta_{0п}$

Из этого графика видно, что кривые изменяются по одной зависимости, но значения скорости изнашивания также сильно отличаются друг от друга.

Фрикционные характеристики подшипника $\tau_{0п}$, $\beta_{0п}$ согласно работе [47] и [36, 74, 76, 77] сильно отличаются друг от друга. В работе [47] приняты следующие значения параметров: $\tau_{0п} = 0,5$, $\beta_{0п} = 0,03$, однако в справочнике И.В. Крагельского [36] указывается, что значения этих параметров для разных материалов принимают гораздо большие значения. Например, для сплава А-20 $\tau_{0п} = 16$ МПа в зависимости от твердости. Параметр $\beta_{0п}$ принимает несколько большие значения, для того же сплава $\beta_{0п} = 0,08$.

Фрикционная характеристика $\tau_{0п}$ и скорость изнашивания имеют прямую зависимость, а с $\beta_{0п}$ наблюдается степенная зависимость.

На рисунке 4.12 показано влияние температуры контакта и модификаторов пластичных смазочных материалов (ПСМ) (Г – графит, ДМ – дисульфат молибдена, УК – «углеродный каркас») [75].

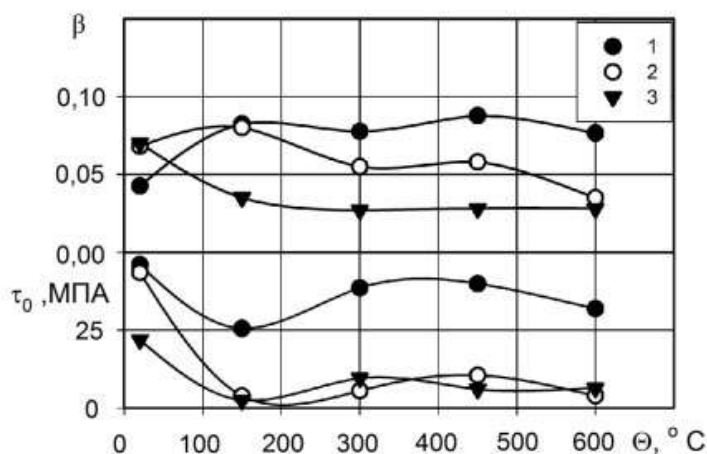


Рисунок 4.12 – Зависимость фрикционных характеристик от температуры контакта и модификатора ПСМ:
1 – ПСМ-Г; 2 – ПСМ-ДМ; 3 – ПСМ-УК

В работе [76] представлено влияние гидростатического давления на фрикционные параметры (рисунок 4.13) при температуре 20°C. Однако, представленные условия несопоставимы с условиями работы подшипников скольжения.

В работе [77] также показаны зависимости фрикционных характеристик от температуры контакта (рисунок 4.14), полученные исследованием адгезионного взаимодействия при трении различных материалов. Однако, материалы этих образцов не сопоставимы с материалами подшипников скольжения.

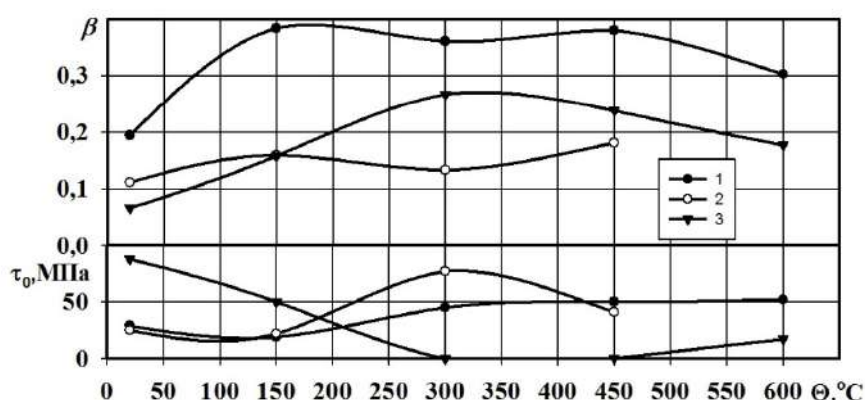


Рисунок 4.13 – Зависимость фрикционных параметров от температуры контакта инденторов TiC-ЖС6У с образцами:
1 – 12X18H10T; 2 – 12X18H10T + Zr-Ti-N-C; 3 – 12X18H10T+TiN.

Коэффициент эластичности (хрупкости) материала подшипника k_m , согласно работе [47] изменяется от 3 до 5, соответственно, для эластичных и хрупких материалов. Деление материалов на хрупкие и эластичные является, как правило, условным, поскольку один и тот же материал при различных условиях может быть хрупким или эластичным. Автор работы [47] выбрал значение $k_m = 4$. Это означает, что подразумевалось нечто среднее между хрупкостью и эластичностью.

Зависимость скорости изнашивания от коэффициента эластичности (хрупкости) материала подшипника показана на рисунке 4.14.

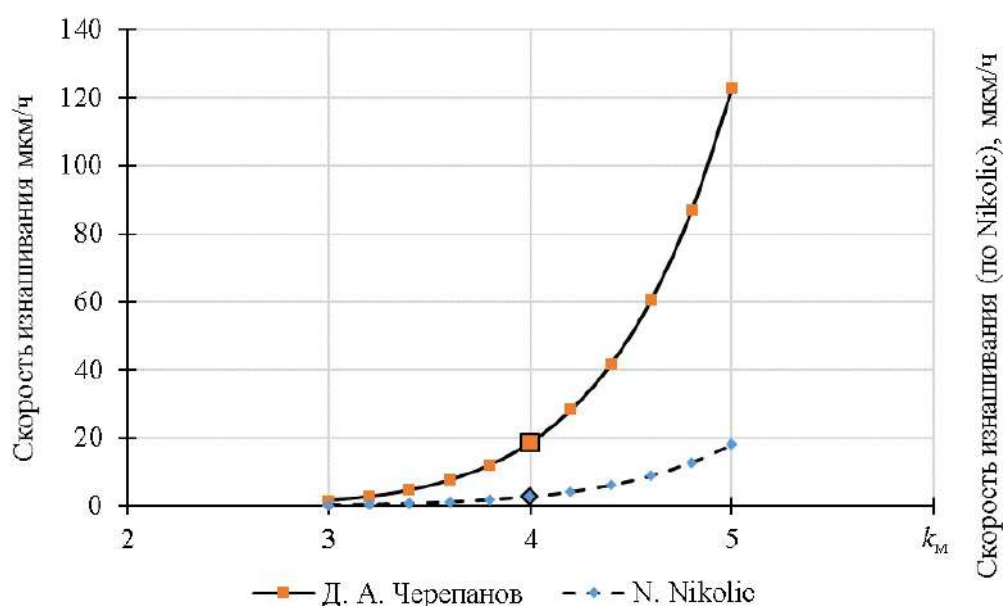


Рисунок 4.14 – Зависимость скорости изнашивания от коэффициента эластичности

На данном графике видна степенная зависимость скорости изнашивания от данного параметра. Причем скорость изнашивания, определенная по первой методике, изменяется гораздо сильнее, чем для второй методики.

Из всего вышесказанного следует, что наибольшее влияние на скорость изнашивания оказывают следующие параметры:

- коэффициент Пуассона подшипника μ_m ;
- модуль Юнга для подшипника E_m ;
- предел прочности на разрыв материала подшипника σ_{BM} ;
- показатель кривой усталости для подшипника t_{II} ;

- фрикционные характеристики подшипника $\beta_{оп}$;
- коэффициент эластичности (хрупкости) материала подшипник k_m .

Безразмерный параметр шероховатости приработанной поверхности подшипника $\Delta_{п}$ и фрикционный параметр вала $\beta_{0в}$ не влияют на скорость изнашивания.

Исходя из всего вышесказанного можно сказать, что методика, представленная в работе N. Nikolic [51], отражает реальную картину с точки зрения изнашивания подшипников лучше, чем методика, описанная в работе Д. А. Черепанова [47]. Как уже говорилось ранее, различие этих двух методик заключается в разных подходах касательно определения половины угла контакта. Однако, обе методики показывают завышенные результаты при расчете подшипников скольжения, с учетом реальных значений параметров.

Как уже говорилось, минимальная толщина слоя смазки, при расчете износа по методике в целом может превышать критическую, а это приводит к тому, что подшипник может не изнашиваться. Поэтому при проведении расчета критическая толщина смазочного слоя была завышена, чтобы подшипник всегда находился в условиях граничного трения.

Недостаток этих методик заключается также в том, что интенсивность изнашивания определяется только нагрузкой и контактными параметрами. То есть при изменении других параметров, например, вязкости, результаты расчета никак не изменятся, что также не отражает реальность.

Методика также требует доработки касательно учета действия смазочного материала.

4.2 Проведение расчетов на изнашивание подшипников скольжения и анализ результатов

Расчеты на изнашивание будут проводиться также в программе «Wear V2».

Исходные данные для расчета:

- скорость вращения шипа $n = 500$ об/мин;
- радиус шипа $R_1 = 0,0239$ м;
- радиальный зазор $C = 35$ мкм;

					<i>23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						98
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

- толщина подшипника $x_n = 1,73$ мм;
- ширина подшипника $B = 0,021$ м;
- нагрузка $F_i = 5000$ Н;
- характерные вязкости: $40^\circ\text{C} - 0,0707$ Па·с, $100^\circ\text{C} - 0,0115$ Па·с, $150^\circ\text{C} - 0,0044$ Па·с;
- коэффициент Пуассона подшипника (для Al) $\mu_m = 0,34$ [51, 71];
- коэффициент Пуассона вала (для стали) $\mu_t = 0,3$ [51, 71];
- модуль Юнга для подшипника (для Al-Sn) $E_m = 71000$ МПа [71];
- модуль Юнга для вала (сталь 45) $E_t = 200000$ МПа [71];
- предел прочности на разрыв материала подшипника $\sigma_{\text{вп}} = 265$ МПа [74];

Значения таких параметров как Δ_b , $\Delta_{\text{п}}$, t_b , остаются неизменными поскольку в работе [47] они были выбраны обоснованно. Остальные параметры было решено оставить также неизменными, поскольку точных данных об их значениях нет.

В таблицах 4.1 и 4.2 представлены результаты расчета на износ по методике, указанной во втором разделе при определении угла контакта по формулам, представленным работами Д.А. Черепанова [47] (см. формулу 2.18) и N. Nikolic [51] (см. формулу 2.19), соответственно. В таблицах также указано изменение результатов расчета при последовательном изменении параметров, указанных в [47] на вышеуказанные параметры: 1 – $\sigma_{\text{вп}}$, 2 – μ_m , 3 – μ_t , 4 – E_m , 5 – E_t .

Таблица 4.1 – Результаты расчета при определении φ_0 по формуле Д.А. Черепанова

Наименование параметра	1	2	3	4	5
максимальная скорость изнашивания вкладыша, мкм/ч	118,8	145,9	145,9	399,8	398,8
максимальная скорость изнашивания вала мкм/ч	0,0594	0,0729	0,064	0,259	0,0386
угол максимального изнашивания, градусы	191,3	191,3	191,3	191,3	191,3
скорость изнашивания подшипника, мкм/ч	118,9	146,0	146,0	400,1	399,9

Таблица 4.2 – Результаты расчета при определении φ_0 по формуле N. Nikolic

Наименование параметра	1	2	3	4	5
максимальная скорость изнашивания вкладыша, мкм/ч	17,58	19,22	19,93	53,26	68,22
максимальная скорость изнашивания вала мкм/ч	0,0194	0,022	0,0197	0,078	0,0134
угол максимального изнашивания, градусы	191,3	191,3	195,0	195,0	191,3
скорость изнашивания подшипника, мкм/ч	17,6	19,24	19,95	53,34	68,23

Для наглядного сравнения в таблице 3.3 приведены два последних столбца из таблиц 3.1 и 3.2

Таблица 4.3 – Сравнение результатов расчета

Наименование параметра	Расчет φ_0 по Д.А. Черепанову [47]	Расчет φ_0 по N. Nikolic [51]
максимальная скорость изнашивания вкладыша, мкм/ч	399,8	68,22
максимальная скорость изнашивания вала мкм/ч	0,0386	0,0134
угол максимального изнашивания, градусы	191,3	191,3
скорость изнашивания подшипника, мкм/ч	399,9	68,23
износ подшипника за время работы (величина радиального зазора в зоне износа), мкм	399,9	68,23

Исходя из результатов расчета, представленных в таблице 3.3. видно, что при определении половины угла контакта по формуле, представленной в работе N. Nikolic (см. формулу 2.19) значения скорости износа подшипника меньше значений, полученных при определении половины угла контакта по формуле, представленной в работе Д.А. Черепанова (см. формулу 2.18), почти в 6 раз. При этом износ, полученный во втором случае сильно завышен по сравнению с реальными значениями износа.

На рисунках 4.15 и 4.16 показаны диаграммы износа при определении угла контакта по формулам, представленных в работах Д.А. Черепанова [47] и N. Nikolic [51], соответственно.

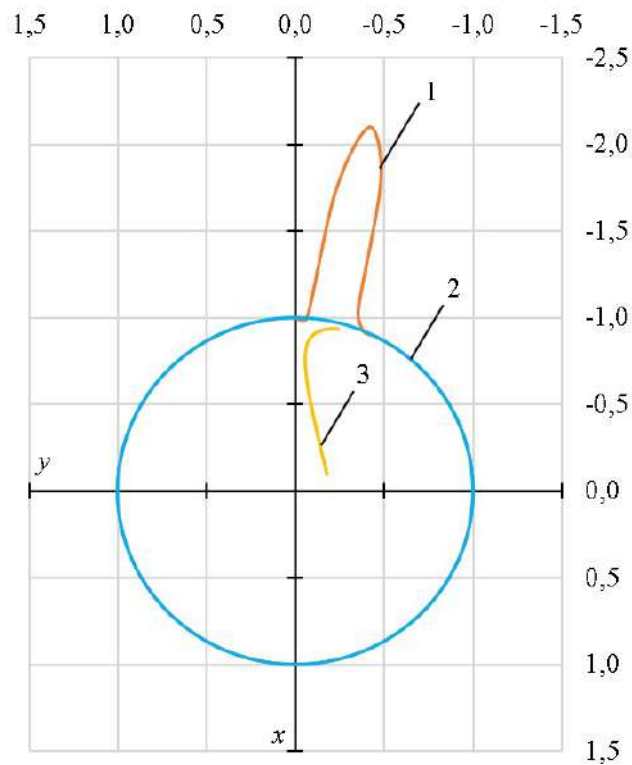


Рисунок 4.15 – Диаграмма износа при определении половину угла контакта по формуле Д.А. Черепанова:

1 – диаграмма износа подшипника; 2 – единичная окружность; 3 – траектория движения центра шипа

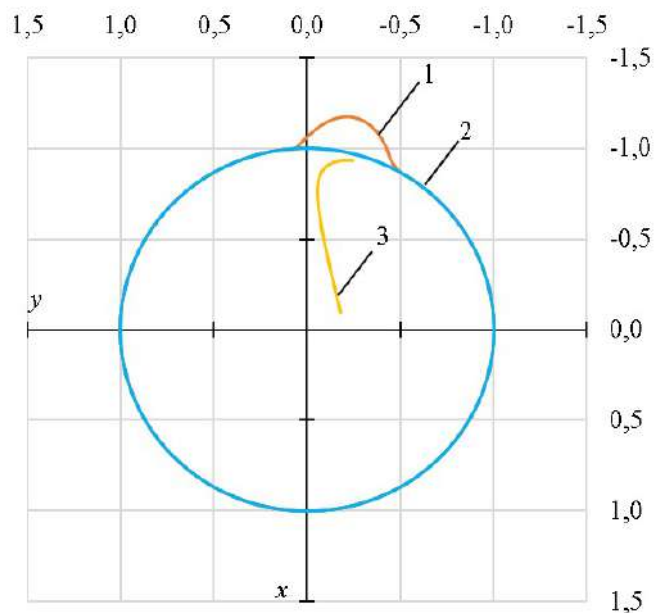


Рисунок 4.16 – Диаграмма износа при определении половину угла контакта по формуле N. Nikolic

1 – диаграмма износа подшипника; 2 – единичная окружность; 3 – траектория движения центра шипа

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ

Лист

101

Полученные в результате испытаний значения максимального износа, которые представлены в предыдущем разделе, в большей степени соответствуют расчетным значениям, полученным при определении половины угла контакта по формуле, представленной в работе N. Nikolic [51] (см. формулу 2.19). Расчетные значения были представлены в третьем разделе (см. таблицу 3.3). При этом расчетные значения, которые были получены при использовании формулы, представленной в работе Д.А. Черепанова [47] (см. формулу 2.18) при одних и тех же исходных данных расходятся с измеренными значениями более чем в 6 раз.

Это указывает на то, что изнашивание подшипников в первом случае описывается на много лучше, чем во втором. Однако, в целом, используемая методика по-прежнему имеет существенные недостатки, которые были указаны выше.

					<i>23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						102
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе исследования были изучены основные виды изнашивания подшипников скольжения коленчатого вала, модели их изнашивания, а также современное программное обеспечение, используемое для моделирования гидродинамических подшипников скольжения коленчатых валов.

Экспериментальное исследование изнашивания подшипника скольжения проводилось на машине трения ИИ 5018 с использованием модельного узла трения и подшипников скольжения двигателя ВАЗ-2108, а определение износа производилось методом искусственных баз.

Было выполнено расчетное исследование изнашивания подшипника скольжения. Параметрическое исследование проводилось с помощью программного пакета «Wear V2» с целью определения влияния параметров, входящих в уравнение интенсивности изнашивания по И.В. Крагельскому. По результатам исследования установлено, что в работе Д.А. Черепанова [47] значения некоторых параметров были выбраны необоснованно, в отличие от других исследователей [51]. В частности, предел прочности на разрыв материала подшипника $\sigma_{\text{вм}}$, фрикционные параметры подшипника $\beta_{0\text{п}}$ и $\tau_{0\text{п}}$, показатель кривой усталости подшипника $t_{\text{п}}$ и модуль Юнга для вала $E_{\text{т}}$.

Также выполнено сравнение результатов расчетного и экспериментального исследований для определения дальнейшего направления развития методики моделирования изнашивания. Стоит отметить, что результаты экспериментального исследования не являются достаточными, и в дальнейшем необходимо провести дополнительные испытания со снятием диаграмм Герси-Штрибека и замером износа подшипника в разных областях его поверхности.

Проделанная работа позволяет сформулировать следующие направления развития методики моделирования изнашивания подшипников скольжения:

– программный комплекс «Wear V2» и последующие его версии в дальнейшем предполагается расширить такими моделями изнашивания как модель Гринвуда и Триппа и модель Арчарда с учетом индивидуальных

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		103

противоизносных свойств смазочных материалов, в частности при работе подшипника в условиях граничного трения и с последующей верификацией этих моделей;

– в методику моделирования необходимо внести изменения, которые позволят моделировать изнашивание даже в том случае, когда минимальная толщина смазочного слоя превышает критическую (случай абразивного изнашивания), а также изменения, позволяющие учитывать усталостное изнашивание от гидродинамических давлений смазочного материала;

– модель изнашивания должна быть построена на основе экспериментального исследования изнашивания подшипников скольжения со снятием диаграмм Герси-Штрибека с учетом конкретного смазочного материала, шероховатости поверхностей и антифрикционных покрытий.

					<i>23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						<i>104</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Rozeanu, L. Wear of Hydrodynamic Journal Bearings / L. Rozeanu, F.E. Kennedy // Tribology Research: From Model Experiment to Industrial Problem, 2001. – P. 161–166.
2. Welsh, R.J. Plain Bearing Design Handbook / R.J. Welsh // London: Butterworths, –1983, – 162 p.
3. Kennedy, F.E. Tribology, Lubrication and Bearing Design / F.E. Kennedy // Handbook of Mechanical Engineering, CRC Press, Boca Raton, FL, 1997. – P. 128–169.
4. Hamrock, B.J. Fundamentals of Machine Elements / B.J. Hamrock, B. Jacobson and S.R. Schmid // – New York: McGraw-Hill, 1999. – 625 p.
5. Kingsbury G.R. Friction and Wear of Sliding Bearing Materials / G.R. Kingsbury // Friction, Lubrication, and Wear Technology, ASM Handbook ASM Int'l., Metals Park.– 1992. – №18. – 741–757 p.
6. Priestner, C. Refined Simulation of Friction Power Loss in Crank Shaft Slider Bearings Considering Wear in the Mixed Lubrication Regime / C. Priestner, H.Allmaier, H.H.Priebsch and C.Forstner // Tribology International. – 2012. – №46. – P. 200–207.
7. Smith, G.C. Surface analytical science and automotive lubrication / G.C. Smith // Journal of Physics D: Applied Physics. – 2000; – №33. –P. 87-97.
8. Uy, D. Characterization of anti-wear films formed from fresh and aged engine oils / D. Uy, S. Simko, R. Carter, R. Jensen and A. Gangopadhyay // Wear. – 2007. – №263(7–12). – P. 65–74.
9. Masouros, G. A Model for Wear and Surface Roughness Transients During the Running-in of Bearings / G. Masouros, A. Dimarogonas, K. Lefas // Wear. – 1977. – № 44. – P. 375–382.
10. Rowe, G.W. Surface topographic changes at breakdown of thin-film lubrication / G.W. Rowe // Wear. – 1974. №28 – P. 125–130.
11. Rowe, G.W. Running-in of plain bearings / G.W. Rowe, H. Kaiiszer, G. Trmal, A. Cotter // Wear. – 1975. – № 34. – P. 1–14.

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		105

12. Ostvik, R. Changes in surface topography with running-in / R. Ostvik and H. Christensen // Proc. Inst. Mech. Eng. – 1969. – №3P. – P. 57–66.
13. Kragel'skii, V. Calculation of value of stable roughness after running-in (elastic contact)/ V. Kragel'skii and V.S. Kombalov // Wear. – 1969. – №14. – P. 137–140.
14. Sakurai, T. Wear rate of copper under boundary lubrication / T. Sakurai and H. Okabe // ASLE Trans. – 1971. – №14 (3). – P. 221–225.
15. Chu, P.S.Y. Optimum clearance fits for journal bearings in relation to B.S. 1916 and to lubrication theory / P.S.Y. Chu and E. Kay // Wear. – 1974. – №27. – P. 329–343.
16. Bartel, D. Simulating transient wear characteristics of journal bearings subjected to mixed friction / D. Bartel, L. Bobach, T. Illner and L. Deters // Journal of Engineering Tribology, 2012. – P. 1–14.
17. Kato, K. Classification of wear mechanisms models. / K. Kato // Proc IMechE Part J: J Engineering Tribology. 2002. – №216. – P. 349–355.
18. Meng, H.C. Wear modeling: Evaluation and categorization of wear models / H.C. Meng // PhD Thesis. – USA: University of Michigan, 1994. – P. 443–457
19. Ronen, A. Wear of Dynamically Loaded Hydrodynamic Bearings by Contaminant Particles / A. Ronen, S. Malkin and K. Loewy // Journal of Tribology. – 1980. – № 102. – P. 452–458.
20. McKee, S.A. Effect of Abrasive in Lubricant / S.A. McKee // SAE Transactions. – 1927. – №22. – P. 73–77.
21. Roach, A.E. Performance of Oil-Firm Bearings with Abrasive Containing Lubrication / A.E. Roach // TRANS, ASME. – 1951. – №73, – P. 677–686.
22. Rylander, H.G. Effects of Solid Inclusions in Sleeve-Bearing Oil Supply / H.G. Rylander // Mechanical Engineering. – 1952, – № 74. – P. 963–966.
23. Broeder, J.J. Abrasive Wear of Journal Bearings by Particles in the Oil / J.J. Broeder and J.W. Heijnekamp // Proc. Instn. Mech. Engrs. – 1966. – №180. – P. 21–31.
24. Pinkus, O. Theory of Hydrodynamic Lubrication / O. Pinkus and B. Sternlicht. – New York: McGraw-Hill, 1961. – 465 p.
25. Steffen, D. What is Wear? / D. Steffan, C.C.Jensen // Description of wear, SDN, 2007. – 6 p.

						23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			106

26. Ligier, J. L. Friction Reduction and Reliability for Engines Bearings / J.L. Ligier and B. Noel. // Lubricants, – 2015. – №3. – P. 569–596.
27. Mastan, V. Study of Friction and Wear on Journal Bearings / V.Mastan, V.Raja Kiran Kumar, Ch. Kiran Kumar // International Refereed Journal of Engineering and Science (IRJES).– 2012. – №1. – P. 63–70.
28. Vencl, A. Diesel engine crankshaft journal bearings failures: Case study / A. Vencl and A. Rac // Engineering Failure Analysis – 2014. –№44. – P 217–228.
29. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
30. Archard, J.F. Contact and rubbing of flat surfaces. / J.F. Archard // Journal Appl Phys – 1953. – №24. – P.981–988.
31. Fleischer, G. Energiebilanzierung der Festkoerperreibung als Grundlage zur energetischen Verschleissberechnung Part I / G. Fleischer // Schmierungstechnik. – 1976. – P. 225-230. Part II: Schmierungstechnik. – 1976. – P. 271-279. Part III: Schmierungstechnik.– 1977. – P. 49-58.
32. Fleischer, G. Verschleiss und Zuverlaessigkeit / G. Fleischer, H. Groeger, H. Thum. – 1st edn. Berlin: Verlag Technik, 1980. – 244 p.
33. Greenwood, J. Contact of nominally flat surfaces / J. Greenwood and J. Williamson // Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences. – 1966. – №295. – P. 300–319.
34. Lang, O. Gleitlager / O. Lang, W. Steinhilper. – Berlin: Springer-Verlag. 1978. – 428 p.
35. Проников, А.С. Основы надежности и долговечности машин / А.С. Проников. – М.: Изд-во стандартов, 1969. – 160 с.
36. Крагельский, И.В Узлы трения машин: Справочник / И.В. Крагельский, Н.М. Михин. – М.: Машиностроение. 1983. – 320 с.
37. Официальный сайт PLM SIEMENS, Mechatronic System Simulation (1D CAE). – URL: <https://www.plm.automation.siemens.com/global/en/our-story/glossary/mechatronic-system-simulation-1d-cae/> (дата обращения 7.03.2020)

						<i>23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
							<i>107</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>			

38. Wai, C.M. Modelling optimization involving different types of elements in finite element analysis / C.M. Wai, A. Rivai, O. Bapokutty // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2013. – № 50. – 9 p.

39. Resch T. Multi-axial Fatigue Analysis of Oil Suction Tube Bracket based on Multi Body Dynamics Solution of Inline 6-Cylinder Diesel Engine / B. Marco, B. Sheets, T. Resch, J. Skoko, S Brunner // 5th International fe_safe User Group Meeting and Technical Forums, 2011. – 8 p.

40. Parikyan, T. Structured model of crankshaft in the simulation of engine dynamics with AVL/EXCITE / T. Parikyan, T. Resch, H.H. Pribsch // Technical Conference ASME ICED. – 2001. – №. 37-3. – P 105–114.

41. Merritt, D.R. The Use of Abaqus in an Engine Bearing Design Environment / D. R. Merritt, O. Mian // SIMULIA Community Conference. 2013. – 15 p.

42.. Wang, D. Development and Validation of Finite Difference SABRE-EHL Code / D. Wang. // Mahle Engine Systems, GVRR Technical report. – 1999, – № 1046.

43. Официальный сайт CADFEM. – URL: cadfem.net/ (дата обращения 10.03.2020)

44. Mane R.M. Analysis of Hydrodynamic Plain Journal Bearing / R.M. Mane and S. Soni // 2013 COMSOL Conference in Bangalore. 2013. – 5 p.

45. Зернин, М.В. Трехмерный конечный элемент для моделирования температурной, упругой и термоупругой составляющих в связанной задаче термоупругогидродинамики узлов трения / М.В. Зернин, Н. Н. Рыбкин // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2016. – №5. – 10 с.

46. Леванов, И.Г. Методика расчета сложнагруженных подшипников скольжения, работающих на неньютоновских маслах: дис. ... канд. техн. наук / И.Г. Леванов. – Челябинск, ЮУрГУ, – 2011. – 138 с.

47. Черепанов, Д.А. Расчётно-экспериментальная модель изнашивания опор скольжения коленчатых валов поршневых ДВС: дис. ... канд. техн. наук / Д.А. Черепанов. – Санкт-Петербург, СПбГПУ, 2004. – 168 с.

48. Прокопьев, В.Н. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: монография / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, В.Г. Караваев и др. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2010. – Ч. 1. – 136 с.

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
						108
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

49. Прокопьев, В.Н. Прикладная теория и методы расчёта гидродинамических сложнонагруженных опор скольжения: дис. ... д-ра. техн. наук / В.Н. Прокопьев. – Челябинск, ЧПИ, 1985. – 455 с.

50. Nikolic, N. An Algorithm for Obtaining Conditional Wear Diagram of IC Engine Crankshaft Main Journals / N. Nikolic, T. Torovic, Z. Antonic, J. Doric // FME Transactions. – 2011. – №. 39. – P. 157–164.

51. Nikolic, N. A procedure for constructing a theoretical wear diagram of IC engine crankshaft main bearings / N. Nikolic, T. Torovic, Z. Antonic // Mechanism and Machine Theory. – 2012. – №. 58. – P. 120–136.

52. Прокопьев, В.Н. Термогидродинамическая задача смазки сложнонагруженных опор скольжения неньютоновскими жидкостями / В.Н. Прокопьев, В.Г. Караваев // Вестник ЮУрГУ. Серия Машиностроение. – 2003. – №1 (17), вып. 3. – С. 56–66.

53. Типей, Н. Подшипники скольжения. Расчёт, проектирование, смазка / Н. Типей, В.Н. Константинеску, А. Ника, О. Бицэ. – Бухарест, 1964. – 457 с

54. Paranjpe, R.S. Analysis of Non-Newtonian Effects in Dynamically Loaded Finite Journal Bearings Including Mass Conserving Cavitation / R.S. Paranjpe // Trans ASME Jour of Trib. – 1992. – №. 114. – P. 736–746.

55. Прокопьев, В.Н. Методы решения уравнений движения в задачах динамики опор коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, Н.В. Ширококов // Вестник Уральского межрегионального отделения Российской академии транспорта. – Курган: Изд-во КГУ, 1999. – № 2. – С. 79–82.

56. Гурьев, Е.С. Методика и алгоритм для расчета ресурса трибосопряжений на основе расчета гидромеханических характеристик. Оценка ресурса шатунных подшипников коленчатого вала дизеля: отчет о научно-исследовательской работе / Е.С. Гурьев, Ю.В. Рождественский // НИЦ «НиР БСМ» УрО РАН, 2018. – 100 с.

57. Прокопьев, В.Н. Многосеточные алгоритмы интегрирования уравнения Рейнольдса в задачах динамики сложнонагруженных подшипников

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		109

скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2005. – № 5. – С. 16–21.

58. Прокопьев, В.Н. Динамика сложнагруженного подшипника, смазываемого неньютоновской жидкостью / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2005. – № 6. – С. 108–114.

59. Леванов, И.Г. Обзор реологических моделей моторных масел, используемых при расчётах динамики подшипников скольжения коленчатого вала // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2010. – Вып. 15. – № 10 (186). – С. 54–62.

60. Задорожная, Е.А. Влияние микрополярных свойств масел на динамику сложнагруженных подшипников скольжения / Е.А. Задорожная, В.Г. Караваев, И.Г. Леванов, А.В. Чеснов // Вестник Самарского гос. аэрокосм. ун-та. – 2009. – № 3 (19). – С. 329–337.

61. Виссуссек, Д. Реологические свойства смазочных масел и их значение для практики / Д. Виссуссек; пер. Ф.Я. Гульбиса. – Свердловск, 1976. – 94 с.

62. Воскресенский, В.А. Расчёт и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): Справочник / В. А. Воскресенский, В.И. Дьяков. – М.: Машиностроение, 1980. – 224 с.

63. Рождественский, Ю.В. Связные задачи динамики и смазки сложнагруженных опор скольжения: дис... д-ра техн. наук / Ю. В. Рождественский. – Челябинск, 1999. – 347 с.

64. Путинцев, С.В. Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчёта и испытаний. Электронное учебное издание / С.В. Путинцев. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. – 288 с.

65. Вырубов, Д.Н. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчёт на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «ДВС» / Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984 – 384 с.

					23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		110

66. Крагельский, И.В. Узлы трения машин: Справочник / И.В. Крагельский, М.Н. Михин. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
67. Крагельский, И.В. Трение, изнашивание и смазка: Справочник / И.В. Крагельский, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – 360 с.
68. Санинский, В.А. Система допусков и посадок неразъемного соединения втулок подшипников скольжения распределительного вала двс / В.А. Санинский, Е.И. Румянцев, М.П. Горшенева, Ю.Н. Платонова // Современные проблемы науки и образования. – 2014. – № 3. – 6 с.
69. Григорьев, М.А. Обеспечение надёжности двигателей / М.А. Григорьев, В.А. Долецкий. – Издательство стандартов, 1977. – 324 с.
70. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
71. Лахтин, Ю.М. Металловедение и термическая обработка металлов / Ю.М. Лахтин. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Металлургия, 1983. – 362 с.
72. Справочник металлиста: в 5 т. / под ред. С.А. Чернавского и В. Ф. Рещикова, – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1976. – Т.1. – 768 с.
73. Комбалов, В.С. Влияние шероховатости твердых тел на трение и износ / В.С. Комбалов. – Москва: Изд-во «Наука», – 1974. – 103 с.
74. Буше, Н.А. Подшипники из алюминиевых сплавов / Н.А. Буше и др. – М.: Транспорт, 1974. – 256 с
75. Емаев, И.И. Влияние модификаторов пластичных смазочных материалов на характеристики адгезионного взаимодействия при трении с учетом температуры и давления / И.И. Емаев, Н.К. Криони, Л.Ш. Шутсер // Трибология – машиностроению: Труды XI международной научно-технической конференции. – М.: Институт компьютерных исследований, 2016. – С. 75–78.
76. Измайлов, В.В. Влияние температуры и гидростатического давления на параметры удельной силы трения / В.В. Измайлов, С.А. Чаплыгин // Трибология – машиностроению: Труды XI международной научно-технической конференции. – М.: Институт компьютерных исследований, 2016. – С. 100–101.

						<i>23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>			<i>111</i>

77. Камалетдинова, Р.Р. Повышение эффективности применения керметов на основе карбида титана в запорной арматуре: дис. ... канд. техн. наук / Р.Р. Камалетдинова. – Уфа, УГАТУ, 2016. – 168 с.

					<i>23.03.03.2020.130.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		112