

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
(национальный исследовательский университет)»  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
Факультет «Автотранспортный»  
Кафедра «Автомобильный транспорт»

ПРОЕКТ ПРОВЕРЕН

Рецензент

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ 2019 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ Ю. В. Рождественский

\_\_\_\_\_ 2019 г.

Исследование влияния характеристик маловязких моторных масел на работоспособность подшипников коленчатого вала теплового двигателя

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ  
ЮУрГУ–230403.2019.215 ПЗ ВКР

Руководитель проекта,

доктор техн. наук, профессор

\_\_\_\_\_ Е.А. Задорожная

\_\_\_\_\_ 2019 г.

Автор ВКР

Студент группы П–219

\_\_\_\_\_ В.А. Дмитриев

\_\_\_\_\_ 2019 г.

Нормоконтролер, доцент

\_\_\_\_\_ А.А. Дойкин

\_\_\_\_\_ 2019 г.

Челябинск, 2019

## АННОТАЦИЯ

Дмитриев В.А. Исследование влияния характеристик маловязких моторных масел на работоспособность подшипников коленчатого вала теплового двигателя – Челябинск: ЮУрГУ, П-219, 74с., 38 ил., 2 табл., библиогр. список – 41 наим., 3 прил.

В выпускной квалификационной работе исследуется изменение свойств, вязкость, антифрикционные и противоизносные свойства различных маловязких масел, а так же их влияние на работоспособность коленчатого вала теплового двигателя.

Актуальность исследований по трибологической проблематике обусловлена, прежде всего, практической значимостью результатов по оптимизации параметров трения и износа в трибосопряжениях технических устройств. Важнейшими аспектами оптимизации являются: снижение потерь энергии на трение, обеспечение возможности функционирования и ресурса технических устройств, снижение экологической опасности технических устройств для человека и антропогенного воздействия на природу.

Так же значимым является вопрос повышения энергоэффективности технических устройств, в связи с ужесточением экологических требований к данным механизмам. В частности, повышение топливной экономичности и экологических характеристик поршневых двигателей сгорания транспортных средств, достигается путем повышения удельной их мощности, повышением давления в камерах сгорания и, следовательно, повышением нагрузок на такие узлы трения, как подшипники коленчатого вала.

					<i>23.04.03.2019.215.ПЗ ВКР</i>		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.		Дмитриев В.А.			Лит.	Лист	Листов
Провер.		Задорожная Е.А.				4	73
Реценз.					<b>ЮУрГУ</b>		
Н. Контр.		Дойкин А.А.			<b>КафедраАвТ</b>		
Утверд.		Рождественский					

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 ОБЗОР МАЛОВЯЗКИХ МАСЕЛ .....	8
2 РАСЧЕТ ДИНАМИКИ СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ УЗЛОВ ТРЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ .....	13
2.1 Теоретические методы расчета гидродинамических опор трения .....	13
2.2 Экспериментальные методы исследований .....	30
3. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ .....	41
4. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СТАТИЧЕСКИ НАГРУЖЕННОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ.....	48
5. РЕЗУЛЬТАТЫ .....	51
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	66
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	68
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	73

									Лист
									5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.04.03.2019.215.ПЗ.ВКР				

## ВВЕДЕНИЕ

Вклад трибологических исследований в мероприятия по снижению экологического ущерба от эксплуатации технических устройств весьма значителен. Помимо задач, связанных со снижением расхода топлива и повышением полноты его сгорания в энергоагрегатах автомобилей и другой мобильной техники, существует ряд задач по снижению токсичности и повышению энергоэффективности смазочных материалов. Поскольку автомобилизация практически полностью охватила нашу повседневную жизнь, выделить конкретную область применения данных масел не представляется возможным. Но наиболее целесообразным применением маловязких смазочных материалов будет легковой транспорт, в связи с его большей распространенностью.

В свою очередь, разработка маловязких смазочных материалов включает такие направления, как использование возобновляемых ресурсов (растительных масел) и разработку синтетических материалов, а также, продуктов химической переработки растительных масел. Разработка и применение маловязких смазочных материалов требуют проведения соответствующих трибологических исследований.

Разнообразие конструкций и условий работы узлов технических устройств, применяемых конструкционных и смазочных материалов, параметров и механизмов трения и изнашивания, привели к разработке различных подходов к решению возникающих задач.

Один из таких подходов заключается в разработке и совершенствовании смазочных материалов и отдельных компонентов, повышающих их функциональные свойства. Данный подход, с одной стороны, тесно связан с развитием технологий производства базовых смазочных масел различной природы, с другой стороны, включает разработку антифрикционных, противоизносных и противозадирных присадок. В свою очередь, в рамках подхода можно выделить несколько направлений: разработку смазок, содержащих твердые смазывающие компоненты, разработку металлоплакирующих присадок,

									Лист
									6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.04.03.2019.215.ПЗ.ВКР				

разработку маслорастворимых присадок адсорбционного типа и разработку присадок, химически модифицирующих поверхности трибосопряжения. Многочисленные теоретические модели воздействия металлоплакирующих и хемосорбирующихся присадок на механизм контактного взаимодействия твердых тел основаны, как правило, на общем макроскопическом рассмотрении параметров трибосистемы.

Целью данной работы является исследование влияния характеристик маловязких моторных масел на работоспособность подшипников коленчатого вала теплового двигателя.

Для достижения указанной цели в работе были сформулированы и решены следующие задачи.

1. Обосновать использование маловязких жидкостей в качестве смазочных материалов для тяжело нагруженных подшипников скольжения тепловых двигателей.
2. Определить вязкостно-температурные характеристики для выбранных маловязких жидкостей.
3. Выполнить экспериментальные исследования на машине трения для сопряжения «ролик-вкладыш».
4. Построить кривые Герси-Штрибека при работе на маслах классов 0W-20, Sintec 5W-40.
5. Построить теоретическую (расчетную) кривую Герси-Штрибека для модельного узла трения.
6. Выполнить сравнительный анализ теоретических и экспериментальных исследований.

					<i>23.04.03.2019.215.ПЗ.ВКР</i>	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 1 ОБЗОР МАЛОВЯЗКИХ МАСЕЛ

Моторные масла работают в исключительно тяжелых условиях. Другим смазочным материалам, применяемым в автомобилях - трансмиссионным маслам и пластичным смазкам, - несравненно легче выполнять свои функции, не теряя нужных свойств, так как они работают в среде относительно однородной, с более-менее постоянными температурой, давлением и нагрузками. У моторных же режим непостоянный - одна и та же порция масла длительное время подвергается ежесекундным перепадам тепловых и механических нагрузок, поскольку условия смазки различных узлов двигателя далеко не одинаковы. Кроме того, моторное масло подвергается химическому воздействию - кислорода воздуха, других газов, продуктов неполного сгорания топлива, да и самого топлива, которое неминуемо попадает в масло, хотя и в очень малых количествах. В таких переменных условиях моторное масло должно в течение длительного времени выполнять возложенные на него функции. А именно:

- уменьшать трение между соприкасающимися деталями, снижать износ и предотвращая задиры трущихся частей;
- уплотнять зазоры, в первую очередь, между деталями цилиндропоршневой группы, не допуская или сводя к минимуму прорыв газов из камеры сгорания; защищать детали от коррозии;
- отводить тепло от трущихся поверхностей;
- выносить продукты износа из зоны трения, тем самым замедляя образование отложений на поверхности частей двигателя.

Качество масла - один из решающих факторов, определяющих работоспособность агрегатов. Одним из главных эксплуатационных свойств масел являются антифрикционные и противоизносные свойства. Под антифрикционными свойствами понимается способность смазочного материала уменьшать затраты энергии на трение в механизмах и агрегатах машин [1]. Всякое трение неизбежно связано с поглощением определенного количества энергии. Чем больше затраты энергии на трение, тем меньше КПД машины и значительно

									Лист
									8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.04.03.2019.215.ПЗ.ВКР				

удельный расход горючего. В современном двигателе потери энергии на трение в поршневой группе составляют 6-8%. а в подшипниках коленчатого вала 1-2% от индикаторной мощности. Путем улучшения антифрикционных свойств смазочных материалов можно повысить экономичность двигателя в процессе эксплуатации [2,3].

В подавляющем большинстве двигателей внутреннего сгорания наблюдается трение скольжения. Основным показателем, определяющим затраты энергии на трение, является коэффициент трения. Тяжелонагруженные подшипники коленчатого вала работают заведомо в гидрадинамическом режиме. Поскольку наиболее значительное снижение коэффициента трения достигается при гидродинамическом режиме смазки, или жидкостном трении, когда сила трения определяется внутренним трением в смазочном материале.

Характерной особенностью гидродинамического режима является способность к саморегулированию в определенных пределах. Механизм этого процесса заключается в следующем: с повышением скорости возрастает сила трения и увеличивается тепловыделение, но с повышением температуры масла снижается его вязкость и, следовательно, сила трения и температура масляного слоя стабилизируются. При совершенном гидродинамическом режиме износ равен нулю, так как контакт металлических поверхностей отсутствует и трение внешнее заменено внутренним трением между слоями масла. Коэффициент трения зависит только от вязкости жидкости и обычно в условиях двигателей изменяется в пределах 0,002-0,01.

Таким образом, основным фактором, определяющим надежность образования масляного слоя, являются вязкостные свойства масел. Вязкость - это одна из важнейших характеристик масел. Надежность масляного клина увеличивается с повышением скорости вращения вала и вязкости масла. Однако при этом увеличиваются затраты на преодоление внутреннего трения. Роль вязкости неоднозначна. Следует обратить внимание, что для обеспечения несущей способности масляного слоя, уплотнения деталей, уменьшения расходов требуется масло с большей вязкостью. Для обеспечения минимальных затрат

									Лист
									9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.04.03.2019.215.ПЗ.ВКР				

энергии на трение, прокачиваемости и охлаждение деталей, очистку деталей от загрязнения требуется масло меньшей вязкости. Поэтому для смазки двигателей и механизмов машин выбирают масло по возможности такой вязкости, которое надежно бы обеспечивало жидкостное трение в главных узлах, уменьшило затраты на трение, обеспечивало запуск двигателя [2,3].

Также немаловажным фактором является изменение вязкость масла от температуры, поскольку от этого зависит степень отклонения фактического режима смазки от расчетного, а также возможность прокачки масла при низких температурах. Так же важными являются такие параметры как динамическая, кинематическая и условная вязкость, которые в свою очередь влияют на надежность режима смазки в условиях жидкостного трения.

Особое внимание уделяется влиянию температуры и давления на вязкость масел.

При изменении температуры вязкость изменяется в зависимости от характеристик того или иного масла. Чем меньше изменяется вязкость масла при изменении температуры, тем лучше его эксплуатационные свойства. В этом случае масло сохраняет вязкость, обеспечивающую надежную смазку деталей при повышенных температурах, и в то же время при пуске двигателя при низких температурах не будет создавать большого сопротивления в подаче масла по маслопроводам [4,5].

Потребности современной промышленности ставят перед материаловедением задачу разработки новых конкурентоспособных смазочных материалов различного функционального назначения с высокими эксплуатационными характеристиками.

Как следует из вышеизложенного, ключевым фактором, на данном этапе развития смазочных материалов, является применение маловязких (энергосберегающих) моторных масел. Поскольку наиболее важными являются такие аспекты как топливная экономичность, энергоэффективность и экологическая безопасность.

					<i>23.04.03.2019.215.ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
						<i>10</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		



Механические потери, рассматриваемые в теории ДВС как невосполнимая часть подводимой при сгорании топлива энергии, теряемая на преодоление внутреннего и внешнего трения в движущихся сопряжениях, механизмах и смазочном материале, традиционно составляют значительную долю в тепловом балансе двигателя. Так, механический КПД у большинства серийно выпускаемых двигателей автотракторного типа редко превышает значение 0,8 на номинальном режиме работы, на частичных же режимах величина этого показателя падает до 0,3–0,5. Эмпирически известна связь механических потерь с показателем удельного эффективного расхода топлива, а именно: при увеличении механических потерь расход топлива возрастает, и наоборот.

Одним из наиболее просто реализуемых на практике путей повышения топливной экономичности активно выступает в последнее время использование смазочных материалов, позволяющих снизить (в целом, правда, не более чем на 5...7%) потери на энергопотребление ДВС за счет сокращения потерь по трению. Такие смазочные материалы, в частности моторные масла, получают при сертификации признак «энергосберегающие». Эффект энергосбережения, фиксируемый в виде снижения расхода топлива, достигается, как правило, снижением исходной вязкости или оптимизацией вязкостно-температурной характеристики масла, а также введением в состав масел специальных, снижающих граничное трение соединений [6].

Определяющим показателем вязкости является коэффициент трения, который в свою очередь определяет режим трения. Согласно результатам целого ряда экспериментальных и расчетных работ [7-21], мнение подавляющего числа исследователей сводится к представлению о превалировании (до 60-70% от общего времени рабочего цикла поршневого ДВС) гидродинамического и существования на меньшей части хода (в зоне мертвых точек) комбинации смешанного и граничного режимов (менее 40%). В отношении режима смазки и трения подшипников КШМ поршневого двигателя резонно вслед за авторами классических работ по теории и конструкции ДВС [7-9] предположить доминирование гидродинамического режима как следствие постоянной

										Лист
										11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.04.03.2019.215.ПЗ.ВКР					

направленности и вращательного характера движения шеек коленчатого вала в опорах [6].

В работах [22–24] рассматривалось влияние энергосберегающего моторного масла на мощностные и экономические показатели дизеля по результатам снятия и обработки внешней скоростной характеристики, нагрузочной характеристики, характеристик механических потерь и холостого хода. Антифрикционные свойства моторных масел (энергосбережение) оценивались путем снятия необходимых характеристик на режиме прокрутки ( без сжатия и охлаждения).

Результаты испытаний [24] показали устойчивое увеличение крутящего момента и мощности дизеля на 3-7% по всей характеристике. Так же соответствующее этому улучшение топливной экономичности от 4 до 10%. Таким образом, подтвердив заявленные энергосберегающие свойства.

В отличии от работ [24, 6], в данной работе энергосберегающие свойства маловязких масел оценивались теоретическим, с помощью программного обеспечения, и экспериментальным путем – на смоделированном узле.

					<i>23.04.03.2019.215.ПЗ.ВКР</i>	<i>Лист</i>
						12
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

## 2 РАСЧЕТ ДИНАМИКИ СЛОЖНОАГРУЖЕННЫХ УЗЛОВ ТРЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

### 2.1 Теоретические методы расчета гидродинамических опор трения

Для расчета гидродинамических опор трения существует несколько теоретических методов, позволяющих определить ГДД в каждой точке несущего смазочного слоя опоры и несущую способность ГДО в рассматриваемый момент [25].

Данная задача решается следующими методами:

- численный – все пространство несущего смазочного слоя разбивается на конечное число элементарных площадок, уравнение записывается в конечных разностях и одним из численных методов решается на ЭВМ по заранее составленному алгоритму. Этот метод универсальный, он может использоваться как для частных случаев, так и для более общих и сложных случаев постановки задачи расчета;
- численно-аналитический – решение отыскивается в виде заранее сконструированной функции, например, в виде ряда. Появление этого метода обусловлено потребностью уточнить аналитический метод, с помощью которого получены решения уравнения Рейнольдса для двух простейших (асимптотических) моделей опоры скольжения: модели опоры бесконечной длины или опоры без торцевого истечения смазки и модели короткой опоры;
- аналитические методы решения ГД задачи смазочного слоя были первыми методами, с помощью которых решались данные задачи. Они имеют цель выполнить качественный анализ работы подшипника скольжения, а для многих важных для практики случаев на ранних этапах развития ГД теории опор скольжения являлись единственными расчетными методами из-за отсутствия вычислительной техники [26].

Первым шагом применения метода конечных разностей является переход от непрерывной области к вычислительной сетке. Наиболее просто это

									Лист
									13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.04.03.2019.215.ПЗ.ВКР				

осуществляется для задач, сформулированных в декартовой системе координат в области, границы которой совпадают с координатными линиями. рассмотрим для простоты двумерную область — прямоугольник  $0 \leq x \leq L_x$ ,  $0 \leq y \leq L_y$ .

Введем декартову сетку, узлы которой являются точками пересечений линий декартовой системы координат с абсциссами  $\{x_i\}$  и ординатами  $\{y_j\}$ , где  $i=1, \dots, N_x$ ,  $j=1, \dots, N_y$  — индексы узлов,  $N_x, N_y$  — количество узлов вдоль  $x$ -и  $y$ -направлений. значение вычисляемой переменной в узле сетки с пространственными координатами  $x_i$  и  $y_j$  обозначается нижними  $u_{ij} = u(x_i, y_j)$ . Для трехмерных задач вводится дополнительный нижний индекс  $k$ . Для нестационарных задач, в которых имеется зависимость от времени, вводится временная сетка  $\{t_n\}$ , при этом номер узла во времени обозначается верхним индексом.

При решении задач маршевым методом номер узла сетки по маршевой координате также обозначается верхним индексом. В случае, если в уравнениях присутствуют производные не только от физической величины, но и от ее градиентов (потоков), удобно вводить также значения функции в полуцелых узлах сетки.

Аппроксимация дифференциальных осуществляется в каждом узле вычислительной сетки, при этом используются соседние узлы сетки. Совокупность этих узлов называют шаблоном, или вычислительной молекулой (рисунок 2.1).

В конечно-разностных выражениях используются величины шагов сетки по соответствующим пространственным координатам.

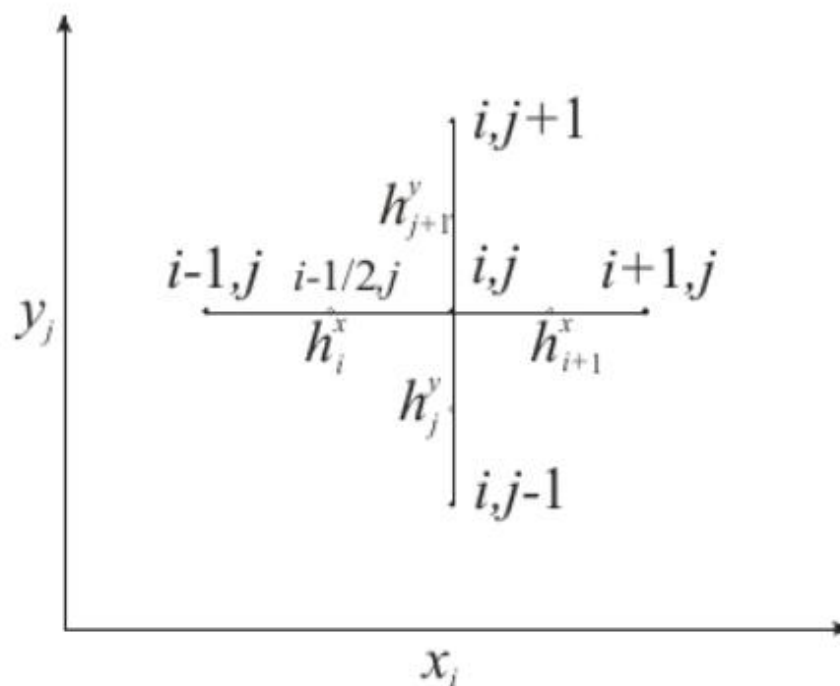


Рисунок 2.1 – Вычислительная молекула

Часто используются также расстояния между полуцелыми узлами. Пример шаблона для двумерной задачи в декартовых координатах приведен на рисунке 2.1. Этот пример сетки является простейшим примером наиболее часто применяемой в методе конечных разностей структурированной сетки. Структурированными называются сетки, в которых каждый узел однозначно идентифицируется индексами  $i, j, k$  и соответствующими декартовыми координатами  $x_{ijk}, y_{ijk}, z_{ijk}$ . Неструктурированные сетки не имеют такого порядка расположения узлов, например, в случае, когда узлы сетки расположены в вершинах треугольников или тетраэдров, и используются в таких методах дискретизации, как методы конечных объемов и конечных элементов.

Дифференциальные уравнения переноса, как известно, эквивалентны соответствующим интегральным законам сохранения. Поэтому дискретизация уравнений переноса может быть проведена с помощью аппроксимации интегральных законов сохранения для каждой элементарной ячейки (объема) вычислительной сетки. Такой метод получил название метода конечных объемов (FiniteVolumeMethod). С помощью него получают так

называемые консервативные разностные схемы, т.е. схемы, для которых выполняются сеточные аналоги законов сохранения. Другое название метода — интегроинтерполяционный [27].

С помощью метода конечного объема можно также получить монотонные схемы высокого порядка точности для уравнения конвекции-диффузии.

Главным преимуществом метода конечного объема перед методом конечных разностей является возможность работы с уравнениями с разрывными (т.е. кусочно-непрерывными) коэффициентами и в ряде случаев с коэффициентами, имеющими интегрируемые особенности. Такие задачи часто возникают при моделировании процессов теплопереноса в композитных средах, в некоторых задачах моделирования пристенных турбулентных течений и ряде других задач. В связи с этим метод конечных объемов, как правило, рассматривается в качестве основного метода дискретизации уравнений вычислительной гидродинамики и теплопередачи [28].

Метод конечных элементов (МКЭ) – это метод приближённого численного решения физических задач. В его основе лежат две главные идеи: дискретизация исследуемого объекта на конечное множество элементов и кусочно-элементная аппроксимация исследуемых функций.

Метод конечных элементов – один из наиболее распространенных современных численных методов. Он лежит в основе таких мощных пакетов программ, как ANSYS, NASTRAN и многих других. Он позволяет рассчитывать не только прочность, но и колебания. Методом конечных элементов можно рассчитывать задачи гидрогазодинамики и теплопередачи, причем результаты этих расчетов очень удобно передавать как данные для расчета на прочность. Поэтому метод конечных элементов свободен от очень многих допущений, которые необходимы при выводе аналитических уравнений и ограничивают точность.

Однако не следует думать, что метод конечных элементов может полностью заменить собой все другие методы расчетов. У него тоже есть свои ограничения и проблемы применения.

					<i>23.04.03.2019.215.ПЗ ВКР</i>	Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Основная идея метода конечных элементов (МКЭ) – аппроксимация сплошной среды с бесконечным числом точек и степеней свободы совокупностью элементов конечно малого размера, связанных между собой в узлах.

Существуют различные типы конечных элементов: балочные (отрезок балки заданным сечением), оболочечные (треугольник или четырехугольник), твердотельные или объемные (тетраэдр, шестигранный блок, у которого грани могут быть непараллельными и различными по длине).

Существенным недостатком данного метода является время расчета и необходимая память компьютера, которая должна быть пропорциональна квадрату количества узлов. Поэтому при уменьшении размера элементов (и, соответственно, увеличении количества элементов и узлов) может возникнуть ситуация, когда будет недостаточно ресурсов компьютера или ответ получается за чрезмерно долгое время.

Так же, результаты расчета методом конечных элементов трудно обозримы. Не видно, от каких параметров зависит результат, и насколько сильно. Неясно, что именно и насколько следует изменить для улучшения результата. Ответить на эти вопросы при помощи метода конечных элементов можно только посредством нового расчета с иными данными [29].

В работе используется метод конечных разностей для расчета опор конечной длины. Выбор обусловлен тем что данный метод позволяет оценить все необходимые параметры при использовании невысокой вычислительной мощности. Расчет выполнен для опоры конечной длины поскольку аппроксимирующие зависимости для опор короткой и бесконечной длины являются недостаточно точными. Так как модель короткой опоры дает заниженный результат по гидродинамическим давлениям, а бесконечной – завышенный.

Целью смазывания узлов трения является получение преимущественно жидкостного трения, при котором потери на трение малы, а износ деталей практически отсутствует.

Для смазки трибосопряжений используются следующие способы:

									Лист
									17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.04.03.2019.215.ПЗ.ВКР				

индивидуальное смазывание – смазочный материал подводится к одному узлу трения;

центральное смазывание – смазочный материал подводится сразу к нескольким узлам трения.

Система смазывания обеспечивает подведение смазочного материала в зону трения. Снижение трения достигается за счет замены внешнего трения сухих поверхностей в узле на внутреннее трение смазочного материала, которое во много раз меньше внешнего трения. Создание тонкой смазывающей пленки исключает соприкосновение поверхностей трения, в результате чего практически отсутствует износ.

Качение и скольжение тел одного по другому при подаче смазки под давлением приводят к образованию в зоне контакта поверхностей тел смазочного слоя или пленки. Толщина этого слоя – от 0,1 до 100 мкм, что на несколько порядков больше размера молекулы смазки. Поэтому для исследования течения смазочного слоя можно применять методы механики сплошных сред, в частности, гидродинамику.

Объектом теоретических исследований процессов смазки является слой смазки, заключенный между поверхностями трения. Поведение этого слоя смазки описывается системой уравнений гидродинамики, теплопередачи, а поверхности трения считаются границами слоя смазки, в реальности обладающие упругопластическими свойствами.

Предметом теоретических исследований является математическая модель физических процессов в слое смазки и окружающих его границах. В зависимости от уровня детализации процессов в слое различают следующие методы исследования (решения) математической модели:

аналитический метод – учтены лишь основные процессы, математическая модель допускает аналитическое решение в виде конечных формул;

численный метод – допускает решение математической модели, более подробно описывающей физические процессы в смазочном слое. Решение получается в виде числовых значений искомых параметров;

					<i>23.04.03.2019.215.ПЗ ВКР</i>	Лист
						18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



аналитико-численный метод – какая-то часть математической модели проинтегрирована аналитически, а оставшаяся часть решается численно, с использованием результатов аналитического решения, что ускоряет проведение расчетов.

Одним из самых распространённых примеров применения жидкостного трения являются гидродинамические опоры (ГДО).

ГДО – опоры вращающихся деталей, работающие в условиях относительного скольжения поверхностей вала и подшипника, разделенные слоем смазки. Расчетный режим – жидкостное трение, а граничное и полужидкостное трения, как правило, реализуются при пуске и остановке. Правильно сконструированные ГДО могут нести большие нагрузки при высокой частоте вращения.

Коэффициент трения в ГДО  $f = 0,001 \dots 0,005$ . При высокой вязкости масла, больших скоростях вращения или при малых зазорах коэффициент трения возрастает до  $0,01 \dots 0,05$ . В условиях граничного трения  $f = 0,1 \dots 0,2$  [30].

Сложнонагруженные и тяжело нагруженные ГДО нуждаются в непрерывном подводе смазки под давлением, которая смазывает и охлаждает ГДО.

ГДО в режиме жидкостной смазки практически не подвержены износу, так как контакт поверхностей трения отсутствует. Это обстоятельство объясняет большую долговечность опоры скольжения, а простота конструкции и технологии изготовления обусловили их широкое применение в технике, особенно в поршневых двигателях и компрессорах.

Основные геометрические размеры ГДО показаны на рисунке 2.2.

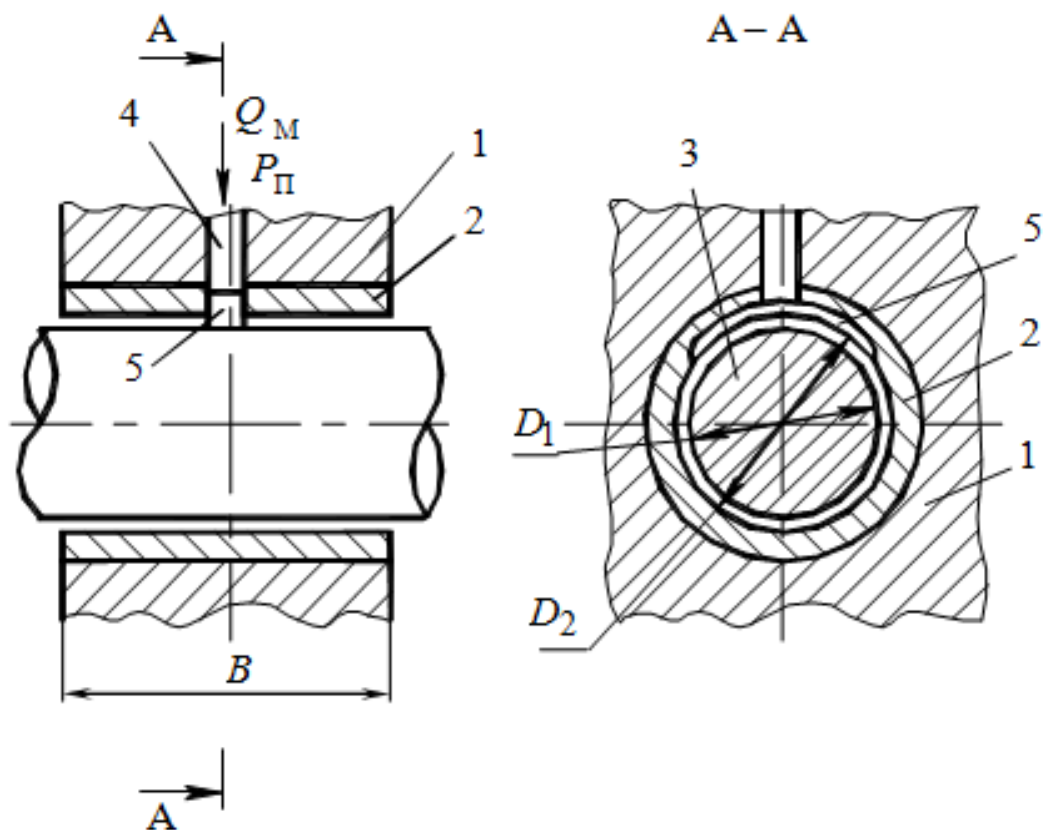


Рисунок 2.2 – Основные геометрические размеры ГДО: 1 – разъемный корпус подшипника; 2 – сменный вкладыш с антифрикционным слоем; 3 – шип (вал); 4 – отверстие для подачи смазки под давлением  $p_{\Pi}$  и расходом  $Q_M$ ; 5 – маслораспределительная канавка или карман;  $B$  – ширина подшипника;  $D_2$  – диаметр подшипника;  $D_1$  – диаметр шипа

В области жидкостного трения положение центра шипа в подшипнике определяется комплексом называемым характеристикой режима:

$$S_1 = \frac{P_{cp}}{\mu \omega}, \quad (2.1)$$

Здесь:  $P_{cp}$  – среднее гидродинамическое давление,

$$P_{cp} = F/(BD_2);$$

$\mu$  – динамическая вязкость масла, Па·с;

$\omega$  – угловая скорость вращения шипа, 1/с.

С увеличением комплекса  $S_1$  центр шипа перемещается к подшипнику по траектории, близкой к полуокружности с диаметром, равным радиальному зазору  $h_0$ . При  $S_1 = 0$  центр шипа совпадает с центром подшипника ( $O_1 \equiv O_2$ ). Толщина масляной пленки  $h_{\min} = h_0$ , клиновидность зазора исчезает, и давление в масляном слое становится равным нулю. Такое состояние может наступить при отсутствии внешней нагрузки ( $F = 0$ ).

Минимальная толщина масляного слоя должна быть больше средней суммы микронеровностей шипа и подшипника:

$$h_{\min} > R_{z1} + R_{z2}, \quad (2.2)$$

где:  $R_{z1}, R_{z2}$  – высота микронеровностей шипа и подшипника.

Окружная сила  $T$ , противодействующая вращению вала, равна сумме сил вязкого сдвига масла в зазоре по всей окружности вала. По закону вязкого трения Ньютона при ламинарном течении сила  $T$  пропорциональна поверхности сдвига (т.е. величине  $\pi DB$ ), вязкости масла  $\mu$ , скорости сдвига  $\nu$  и обратно пропорциональна толщине  $h$  масляного слоя [30].

При концентричном расположении вала толщина масляного слоя  $h = h_0$ , скорость сдвига  $\nu = 0,5\omega D$ . Следовательно,

$$T = \frac{\pi DB \cdot \mu \omega D}{2h_0} = \frac{\pi DB \cdot \mu \omega}{\psi}. \quad (2.3)$$

Коэффициент жидкостного трения

$$f = \frac{T}{F} = \frac{\pi DB \cdot \mu \omega}{F \psi} = \pi \frac{\mu \omega}{p_{cp} \psi}. \quad (2.4)$$

									Лист
									21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.04.03.2019.215.ПЗ.ВКР				

Эту формулу получил Петров Н.П., и она справедлива при расположении вала, близком к концентричному ( $h \approx h_0$ ).

Число Зоммерфельда, выражающее несущую способность ГДО в безразмерном виде, определяется формулой

$$S_0 = \frac{P_{cp}\psi^2}{\mu\omega} = S_1\psi^2. \quad (2.5)$$

Подставив (2.5) в (2.4), получим

$$f = \frac{\pi\psi}{S_0}. \quad (2.6)$$

При эксцентричном расположении вала ( $S_0 > 1$ ) коэффициент трения определяют по формуле Фогельполя:

$$f = \pi\psi / \sqrt{S_0}. \quad (2.7)$$

Во всем диапазоне числа Зоммерфельда коэффициент трения определяется по формуле

$$f = \frac{\pi\psi}{S_0} + 0,5 \left( \frac{D}{B} \right)^{1,5} \psi. \quad (2.8)$$

Дифференцируя (2.8) по  $\psi$  и учитывая (2.9), получаем

$$\psi = \sqrt{\frac{2\pi}{S_1 \left( \frac{D}{B} \right)^{1,5}}} \quad (2.9)$$

значение относительного зазора  $\psi$ , при котором  $f = f_{\min} \cdot [26]$

Типичным представителем сложнонагруженных гидродинамических подшипников скольжения является шатунный подшипник коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания.

Задача расчёта динамики сложнонагруженного подшипника скольжения сводится к построению траектории движения центра масс шипа (например, шатунной шейки) под действием внешней периодической нагрузки в системе координат  $XO_1Y$  (рисунок 2.3), закрепленной на втулке (вкладыше). Абсолютная угловая скорость вращения втулки  $\omega_1 = -d\beta/dt$ , цапфы  $\omega_2 = d\alpha/dt$ . В системе  $XO_1Y$  угловая скорость  $\omega_1 = 0$ , а относительная безразмерная скорость вращения шипа

$$\bar{\omega} = \omega/\omega_0 = 1 + \lambda \cos \alpha / (1 - 0,5\lambda^2 \sin^2 \alpha), \quad (2.10)$$

где  $\lambda$  - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

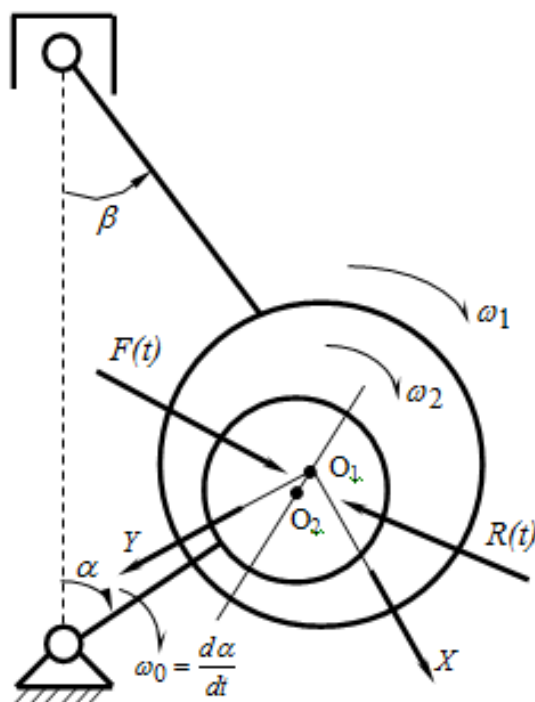


Рисунок 2.3 – Схема шатунного подшипника

Внешние нагрузки и силы, действующие на шип со стороны смазочного слоя (реакции слоя) приводятся к центру шипа, а приближенные уравнения плоского движения его центра записываются в виде:

$$m_э \ddot{\bar{U}} = \frac{1}{h_0 \omega_0^2} R_U(\bar{U}, \dot{\bar{U}}) + F_U(\bar{t}) \quad (2.11)$$

где  $m_э$  – эффективная (расчетная) масса цапфы;

$\bar{U} = U / h_0 = (\bar{X}, \bar{Y})$  – безразмерный вектор перемещений её центра;

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

$F_U = (F_X, F_Y)$  – проекции на соответствующие оси внешней нагрузки;

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

$h_0$  – радиальный зазор;

$\omega_0 = d\alpha / dt$  – угловая скорость вращения шипа.

Так как эффективная масса цапфы пренебрежимо мала по сравнению с действующими на неё грузками, то уравнение (2.11) можно записать в виде уравнения равновесия [31,32], которое в пренебрежении перекосов осей шипа и подшипника имеет вид:

$$\frac{1}{h_0 \omega_0^2} R_U(\bar{U}, \dot{\bar{U}}) + F_U(\bar{t}) = 0 \quad (2.12)$$

Траектория движения центра шипа строилась по координатам, получаемым в результате решения уравнения равновесия (2.12).

В уравнении Рейнольдса (2.13) единственным параметром, характеризующим реологическое поведение смазочного материала, является вязкость. В связи с этим задача обоснования математической модели вязкостиявляется принципиальной.

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \frac{\bar{h}^{n+2}}{12\bar{\mu}\dot{\gamma}} \rho \frac{\partial \bar{p}'}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\bar{h}^{n+2}}{12\bar{\mu}\dot{\gamma}} \rho \frac{\partial \bar{p}'}{\partial z} \right) = \frac{\bar{\omega}_{21}}{2} \left[ \frac{\partial}{\partial \varphi} (\rho \bar{h}) \right] + \frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{h}) \quad (2.13)$$

где  $\varphi$  – безразмерная угловая координата;

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

$\bar{\omega}_{21} = (\omega_2 - \omega_1)/\omega_0$  – безразмерная угловая скорость вращения шипа;

$\bar{h}$  – безразмерная толщина смазочного слоя;

$\bar{p} = (p - p_a)\psi^2 / \mu_0\omega_0$  – безразмерная плотность смазки;

$\bar{z} = z/r$  – безразмерный относительный зазор;

$\tau = \omega_0 t$  – безразмерное время.

Для построения вязкостно-температурных зависимостей масел использованы следующие температуры:  $T_1 = 40^\circ\text{C}$  и  $T_2 = 100^\circ\text{C}$ , рекомендованные ГОСТ 25371-97 «Нефтепродукты. Расчет индекса вязкости по кинематической вязкости» [33]. В качестве  $T_3$  целесообразно использовать температуру из рабочего диапазона, а именно, от 80 до 150°C. Примем  $T_3 = 80^\circ\text{C}$ .

Среди факторов, оказывающих влияние на вязкость загущенных масел, наибольшее значение имеют температура, давление и скорость сдвига.

Зависимость вязкости смазки от скорости сдвига аппроксимировалась степенным законом Оствальда-Вейла; от температуры – трёхконстантной формулой Фогеля; от давления – формулой Баруса.

*Степенной закон Оствальда – Вейла*

В классической формулировке степенной закон Оствальда–Вейла имеет вид (2.14).

$$\mu^* = \mu \cdot \dot{\gamma}^{n-1}. \quad (2.14)$$

где:  $\mu^*$  – «кажущаяся» вязкость;

$\mu$  – мера консистенции жидкости;

$n$  – показатель, характеризующий степень неньютоновского поведения.

С учётом  $\dot{\gamma} = \sqrt{I_2}$  [34] с приемлемой для инженерных задач точностью  $\mu^*$

можно аппроксимировать степенным законом вида [35-37]:

$$\mu^* = \mu \cdot I_2^{(n-1)/2}, \quad (2.15)$$

где  $\mu$  – параметр консистенции смазки, имеющий размерность вязкости  $Па \cdot с$  (кажущаяся вязкость при единичной скорости сдвига) являющийся функцией температуры смазочного слоя  $T(x, y, z)$ ;

$I_2$  – второй инвариант скоростей сдвига

$n$  – параметр степенного закона.

Исходя из зависимостей вязкости от температуры (2.16), давления (2.20) и скорости сдвига (2.21) сможем определить модель вязкости.

Изменение вязкости от температуры будем аппроксимировать трёхконстантной формулой Фогеля [38]:

$$\mu^* = C_1 \cdot \exp(C_2 / (T + C_3)), \quad (2.16)$$

где:  $C_1, C_2, C_3$  – константы, являющиеся характеристиками смазочного материала;

$T$  – текущая температура, °С.

Значения коэффициентов  $C_i$  рассчитываются по формулам, следующим из зависимости (2.16):



$$C_3 = \frac{-\left[ T_1(T_3 - T_2) \ln\left(\frac{\mu_1}{\mu_2}\right) - T_3(T_2 - T_1) \ln\left(\frac{\mu_2}{\mu_3}\right) \right]}{\left[ (T_3 - T_2) \ln\left(\frac{\mu_1}{\mu_2}\right) - (T_2 - T_1) \ln\left(\frac{\mu_2}{\mu_3}\right) \right]}, \quad (2.17)$$

$$C_2 = \frac{\ln\left(\frac{\mu_1}{\mu_2}\right) \cdot (T_1 + C_3) \cdot (T_2 + C_3)}{(T_2 - T_1)}; \quad (2.18)$$

$$C_1 = \frac{\mu_1}{\exp(C_2/(T_1 + C_3))}. \quad (2.19)$$

где  $T$  – текущая температура;

$\mu_i, T_i$  где  $i = 1, 2, 3$  – экспериментальные значения вязкостей и соответствующие температуры.

Зависимость вязкости от давления представим по формуле Баруса (2.20):

$$\mu = \mu_0(1 + \alpha \cdot p), \quad (2.20)$$

где:  $\mu_0$  – вязкость при атмосферном давлении,  $мПа \cdot с$ ;

$\alpha$  – пьезокоэффициент вязкости, зависящий от химического состава и температуры масла,  $Па^{-1}$ ;

$p$  – среднее давление,  $МПа$ .

А изменение вязкости от скорости сдвига по формуле (2.21):

$$\bar{\mu}^* = \bar{\mu} \cdot \bar{I}_2^{\frac{n-1}{2}} \quad (2.21)$$

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

где  $\mu_0^* = \mu_0 (\omega_0 / \psi)^{n-1}$  – характерная кажущаяся вязкость неньютоновской смазки.

Таким образом, модель вязкости примет вид (2.22):

$$\mu^* = \mu \cdot (I_2)^{\frac{n-1}{2}} \cdot e^{\alpha(T) \cdot p} \cdot C_1 \cdot e^{(C_2 / (T + C_3))} \quad (2.22)$$

$$\mu^* = \mu \cdot (I_2)^{\frac{n-1}{2}} \cdot e^{\alpha(T) \cdot p} \cdot C_1 \cdot e^{(C_2 / (T + C_3))}. \quad (2.52)$$

где  $\mu$  – параметр консистенции смазки, имеющий размерность вязкости  $Па \cdot с$

$I_2$  – второй инвариант скоростей сдвига;

$n$  – параметр степенного закона;

$\alpha$  – пьезокоэффициент вязкости, зависящий от химического состава и температуры масла,  $Па^{-1}$ ;

$p$  – среднее давление,  $МПа$ ;

$C_1, C_2, C_3$  – константы, являющиеся характеристиками смазочного материала;

$T$  – текущая температура,  $^{\circ}C$ .

Для углеводородных масел с противоизносными присадками зависимость пьезокоэффициента вязкости  $\alpha(T)$  от температуры получим после аппроксимации данных, представленных в работе [39]:

$$\alpha = 2,17398 \cdot 10^{-13} \cdot T^2 - 1,01915 \cdot 10^{-10} \cdot T + 2,16588 \cdot 10^{-8} \quad (2.53)$$

На основе анализа реологической модели Гезима и степенного закона Оствальда-Вейла, предлагается использовать реологическую модель, представленную на рисунке 2.4.

					<b>23.04.03.2019.215.ПЗ.ВКР</b>	Лист
						28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

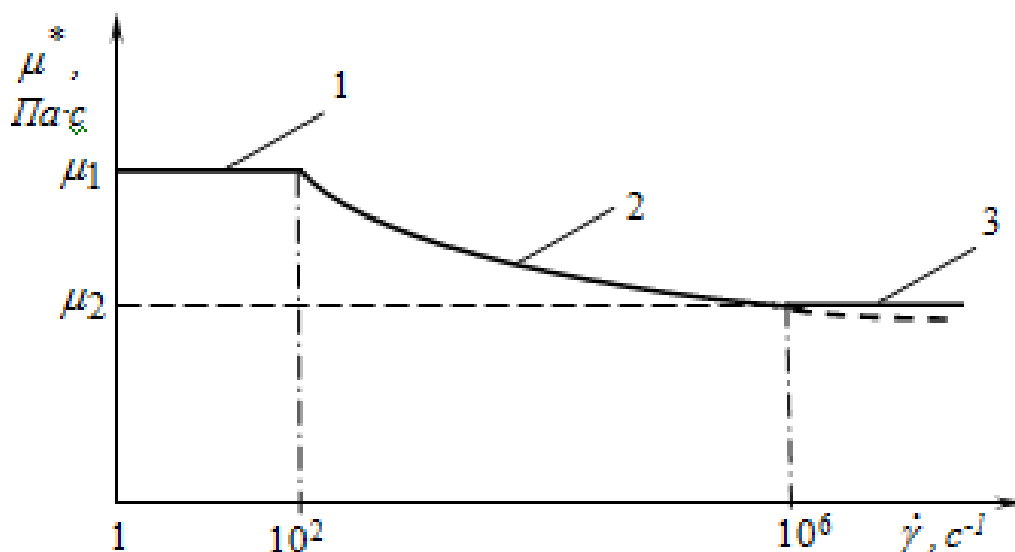


Рисунок 2.4 – Комбинированная модель вязкости

На участке 1 в диапазоне скоростей сдвига от 1 до  $10^2 \text{ c}^{-1}$  масло ведёт себя как ньютоновская жидкость с вязкостью  $\mu_1$ . Для участка 2 в диапазоне скоростей сдвига от  $10^2 \text{ c}^{-1}$  до  $10^6 \text{ c}^{-1}$  характерно снижение вязкости по степенному закону Оствальда–Вейла. На участке 3 при скорости сдвига больше  $10^6 \text{ c}^{-1}$  масло ведёт себя как ньютоновская жидкость с вязкостью  $\mu_2$ .

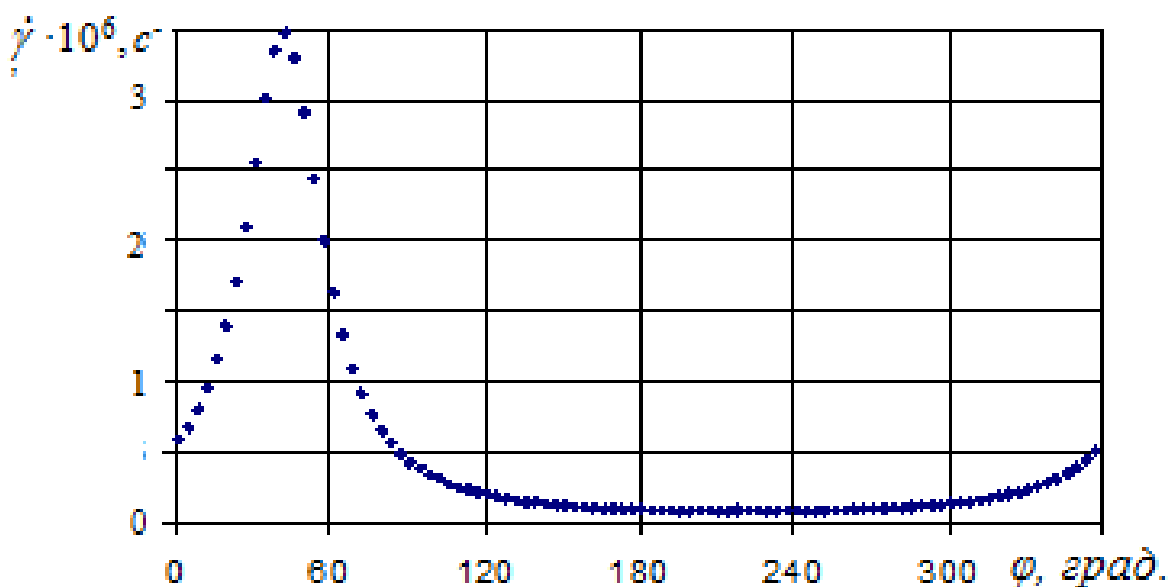


Рисунок 2.5 – Распределение скорости сдвига по угловой координате коренного подшипника (294 град. поворота коленчатого вала)

Скорости сдвига порядка  $10^6 \text{ с}^{-1}$  реализуются в шатунных и коренных подшипниках коленчатого вала.

На рисунке 2.5 представлено распределение скорости сдвига по угловой координате коренного подшипника при повороте коленчатого вала на 294 градуса [40].

## 2.2 Экспериментальные методы исследований

Для исследования поведения материалов и покрытий при поверхностном трении и скольжении в зависимости от времени, скорости, давления, температуры и влажности, а также от наличия и вида смазки используют трибометры.

В зависимости от комплектации трибометра существует возможность замера различных параметров. Так, например, трибометр Nanovea T2000 (рисунок 2.6) оборудован пневматической системой нагружения. Диапазон нагрузок 40mN-2000N.

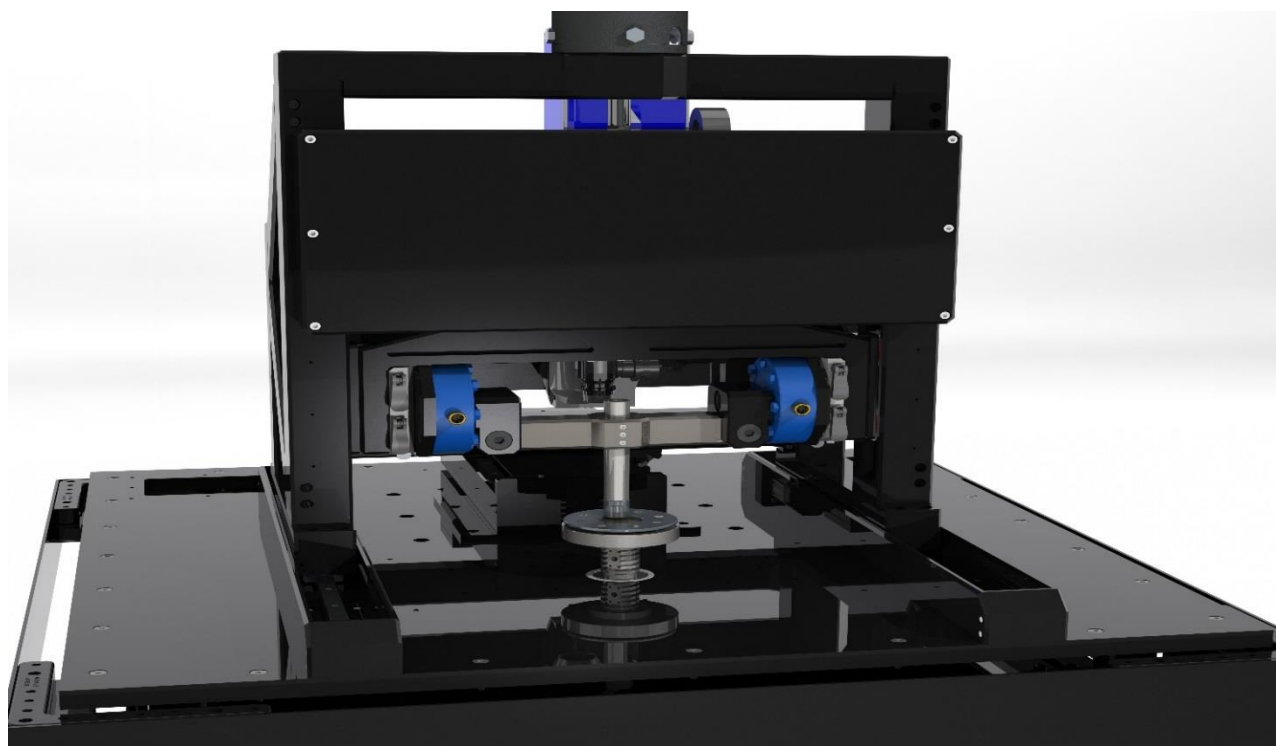


Рисунок 2.6 Внешний вид трибометра Nanovea T2000

Трибометр оборудован высококачественным двигателем с внутренним 20 битным и внешним 16 битным кодировщиками, обеспечивающим широкий диапазон скоростей вращения от 0,01 до 5000 об/мин. Оснащен управлением с обратной связью позволяющим поддерживать скорость вращения с высокой точностью, а также менять её в процессе испытания ступенчато или в непрерывном режиме. Что особенно удобно для получения непрерывных кривых Штрибека или при изучении статического коэффициента трения. Так же T2000 оснащен 3D бесконтактным оптическим профилометром, что позволяет точно измерить объем канавки износа и рассчитать интенсивность износа, а так же производить расчет общего объема износа за всё испытание.

Для получения вязкостных характеристик принято использовать такие приборы как вискозиметры. На сегодняшний день существуют вискозиметры для определения как кинематической, так и для динамической (HTHS) вязкости. Например вискозиметр CANNON CAV 4.2 автоматический кинематический вискозиметр с двумя банями (рисунок 2.7).



Рисунок 2.7 Внешний вид вискозиметра CANNON CAV 4.2

CANNON CAV 4.2 представляет собой новое поколение прецизионных автоматических вискозиметров фирмы. Это настольная система с двумя независимыми банями, каждая из которых оснащена полностью открытым 14-позиционным карусельным автоподатчиком. В системе CAV 4.2 используются модифицированные капиллярные вискозиметры Уббелоде со встроенными термисторными датчиками, что обеспечивает высокую точность измерений кинематической вязкости. Температурная калибровка по одной точке исключает затраты на перекалибровку трубок и обеспечивает максимальную гибкость в работе. Так же оператор может самостоятельно заменить трубку без специальных сервисных процедур. Удобная компоновка прибора позволяет экономить рабочее пространство.

В связи с высокой стоимостью исследований вышеописанного оборудования в работе использовалось аналогичное оборудование лаборатории «Триботехника» кафедры Автомобильный транспорт.

Для определения скорости сдвига при высоких температурах в работе использовался стандарт D4683-10. Данный стандарт регламентирует метод испытания на лабораторное определение вязкости машинных масел при температуре 150°C и скоростях сдвига порядка  $1,0 \cdot 10^{-6} \text{ с}^{-1}$ , с использованием вискозиметра, имеющего слегка конические ротор и статор, и называемого как вискозиметр - имитатор конического подшипника TBS.

В работе использовался вискозиметр TBS 2100E (рисунок 2.8), оборудованный для работы в ручном режиме. Данный вискозиметр позволяют производить испытания масел при температурах от 40°C до 200°C.

										Лист
										32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.04.03.2019.215.ПЗ.ВКР					

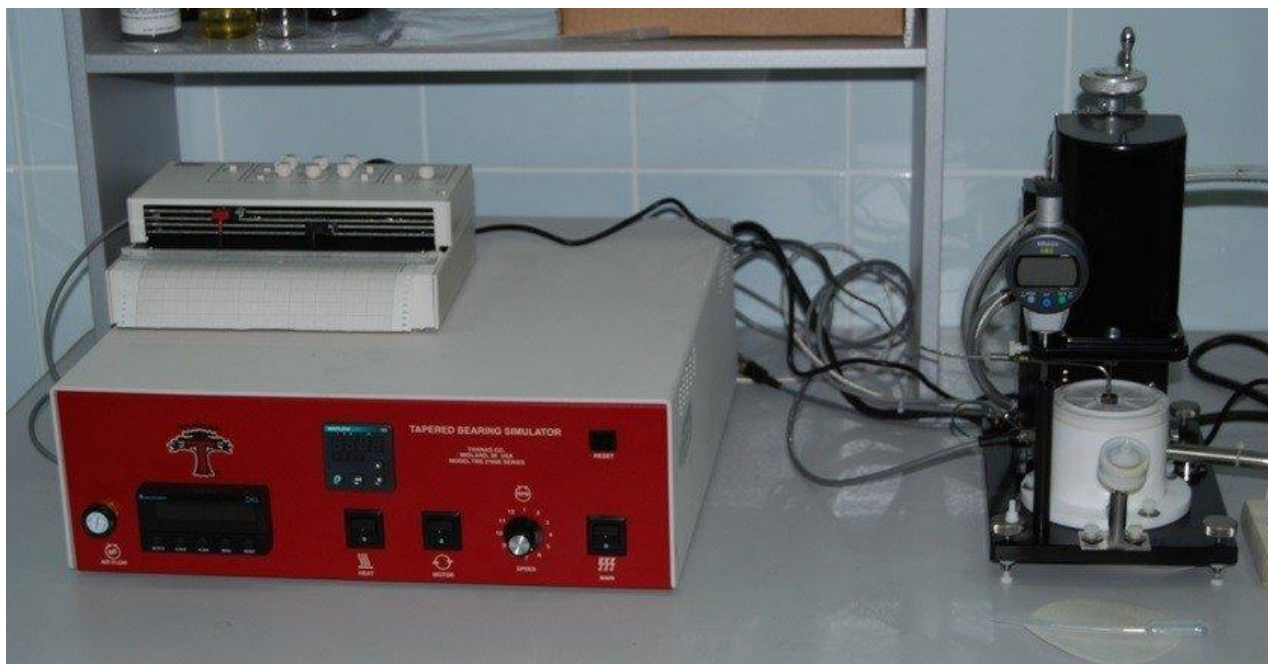


Рисунок 2.8 – Внешний вид вискозиметра TBS 2100 E

Вискозиметр-имитатор конического подшипника (TBS) — это запатентованный вискозиметр, в составе которого имеется двигатель, непосредственно связанный со слегка коническим ротором, который входит в имеющий небольшую конусность статор (рисунок 2.9).



Рисунок 2.9 – Совместимый конусный статор

Двигатель вращает конический ротор, который находится в близком контакте с коническим статором с таким зазором, который был определен с использованием метода пересечения обратного вращающего момента для обеспечения значения  $1,0 \cdot 10^{-6} \text{ с}^{-1}$  при температуре  $150^\circ\text{C}$ , и который соответствует условиям испытания для данного метода испытания. После калибровки прибора испытуемое масло вводится в промежуток между вращающимся ротором и неподвижным статором напрямую оператором. Когда испытуемая жидкость будет введена, тогда на роторе возникает реактивный вращающий момент в результате сопротивления течению жидкости, и это значение вращающего момента используется для того, чтобы определить кажущуюся вязкость.

Значения величин вязкости, полученные при заданных скоростях сдвига и температуре с использованием данного метода испытания, позволяют произвести оценку эффективности гидродинамического смазывания в автомобильных системах и других механизмах при больших нагрузках. Вязкость машинных масел при таких высоких скоростях сдвига и температурах также влияет на эффективность использования топлива, и важности вязкости при высоких скоростях сдвига и высоких температурах посвящено множество публикаций и представлений.

Вращающий момент на роторе, который возникает при сопротивлении вращению со стороны жидкости в ячейке, измеряется и используется для вычисления вязкости жидкости.

Статор, размещенный в пределах его теплоизолированного кожуха, удерживается неподвижным, в то время как двигатель и соединенный с ним ротор установлены выше статора и в пределах статора, соответственно, на консольной платформе, соединенной с механическим подъемником, которая может быть перемещена по вертикали вручную. Сила сопротивления испытуемого масла передается на ячейку нагружения, которая позволяет измерить вращающий момент, требуемый для того, чтобы вращать ротор при выбранной скорости. Модели 2100 E оборудованы для использования нескольких скоростей, что позволяет производить испытания при ряде различных скоростей сдвига за счет

									Лист
									34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.04.03.2019.215.ПЗ.ВКР				



выбора комбинации начального промежутка между статором и ротором и скорости вращения ротора.

Для определения вязкости в диапазоне температур от 40 °С до 100 °С в работе был использован измерительный комплекс Rheotest RN 4.1 (рисунок 2.10).



Рисунок 2.10 Измерительный комплекс Rheotest RN 4.1:

1 – вискозиметр; 2 – блок управления; 3 – измерительные системы;  
4 – криостат; 5 – термостатирующие сосуды

Вискозиметр состоит из измерительного привода с быстроразъёмным соединением для ротора или конуса и соединителя измерительной трубки, соединительного кабеля для подключения блока управления и штатива с направляющей измерительной пластиной.

Рукоятка для фиксации цилиндра, а так же болт для фиксации прибора. Измерительный прибор позволяет производить измерения вязкости при регулируемом напряжении сдвига, температуре и скорости сдвига. С помощью быстроразъёмного соединения для ротора или конуса и соединителя измерительной трубки можно быстро и легко заменять измерительную систему измерительного устройства с цилиндром или конус-пластина. Это справедливо

также и для замены измерительного устройства конус-пластина и с цилиндром. Штатив позволяет плавно регулировать рабочую высоту измерительного привода.

Для моделирования работы тяжело нагруженного подшипника использовалась машина трения ИИ-5018. Машина трения ИИ-5018 предназначена для испытания материалов на трение и износ, для изучения процессов трения и износа металлов, сплавов и жестких конструкционных пластмасс.

Принцип действия машины заключается в истирании пары образцов, прижатых друг к другу силой  $N$ . В процессе работы на нижнем образце измеряют момент трения.

Взаимосвязь всех узлов и механизмов машины представлена на кинематической схеме машины, показанной на рисунке 2.11.

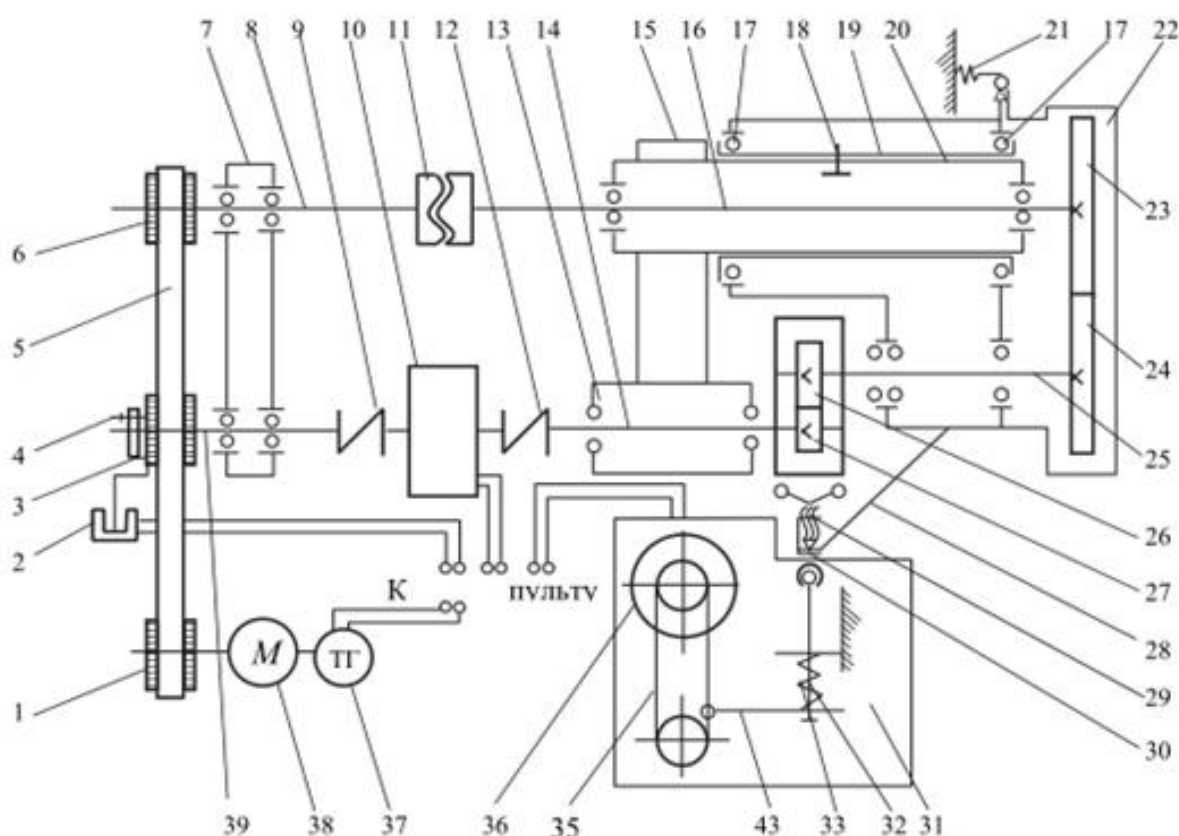


Рисунок 2.11 – Кинематическая схема машины ИИ 5018:

1 – шкиф сменный; 2 – датчик числа циклов; 3 – шкиф; 4 – шкиф предохранительный; 5 – ремень зубчатый; 6 – шкиф сменный; 7 – корпус; 8 – вал;

9 – муфта; 10 – датчик момента; 11 – муфта кулачковая; 12 – муфта; 13 – шпиндель сменный; 14 – вал бабки; 15 – бабка нижнего образца; 16 – вал; 17 – подшипник; 18 – фиксатор; 19 – стакан; 20 – труба; 21 – пружина уравнивания; 22 – каретка; 23,24 – шестерня; 25 – вал каретки; 26,27 – образцы; 28 – кронштейн; 29 – винт; 30 – пята; 31 – механизм нагружения; 32 – тяга; 33 – пружина; 34 – планка; 35 – нить; 36 – датчик нагружения; 37 – датчик скорости; 38 – электродвигатель; 39 – вал.

Электродвигатель 38 через зубчатый ремень 5 вращает шкивы 3 и 6. Шкив 3 через предохранительный штифт 4, вал 39, муфту 9, датчик момента 10, муфту 12 вращает вал бабки 14, на котором устанавливают образец 27. Шкив 6 через вал 8, кулачковую муфту 11, вал 16, шестерни 23 и 24 вращает вал каретки 25, на котором устанавливают образец 26. Образцы 26 и 27 прижимаются друг к другу силой пружины 33. Величину силы нагружения регулируют осью-винтом 29, который передает нагрузку на образцы через пята 30, кронштейн 28 и корпус каретки 22.

В процессе работы на машине измеряется момент трения – сигнал поступает с датчика момента 10; усилие нагрузки на образцы – датчиком нагрузки 36, которым является прецизионное сопротивление и пружина; скорость вращения вала 14 – датчиком скорости 37, которым является тахогенератор. В процессе работы происходит отсчет числа оборотов нижнего образца – датчиком числа оборотов 2 служит бесконтактный выключатель.

Внешний вид машины трения ИИ-5018 представлен на рисунке 2.12.

					<i>23.04.03.2019.215.ПЗ ВКР</i>	Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



Рисунок 2.12 – Внешний вид машины трения ИИ-5018

Испытания проводились в сопряжении «ролик–вкладыш». В качестве рабочего узла был смоделирован шатунный подшипник двигателя ВАЗ 2108 (рисунок 2.13 – 2.14).

					<b>23.04.03.2019.215.ПЗ.ВКР</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

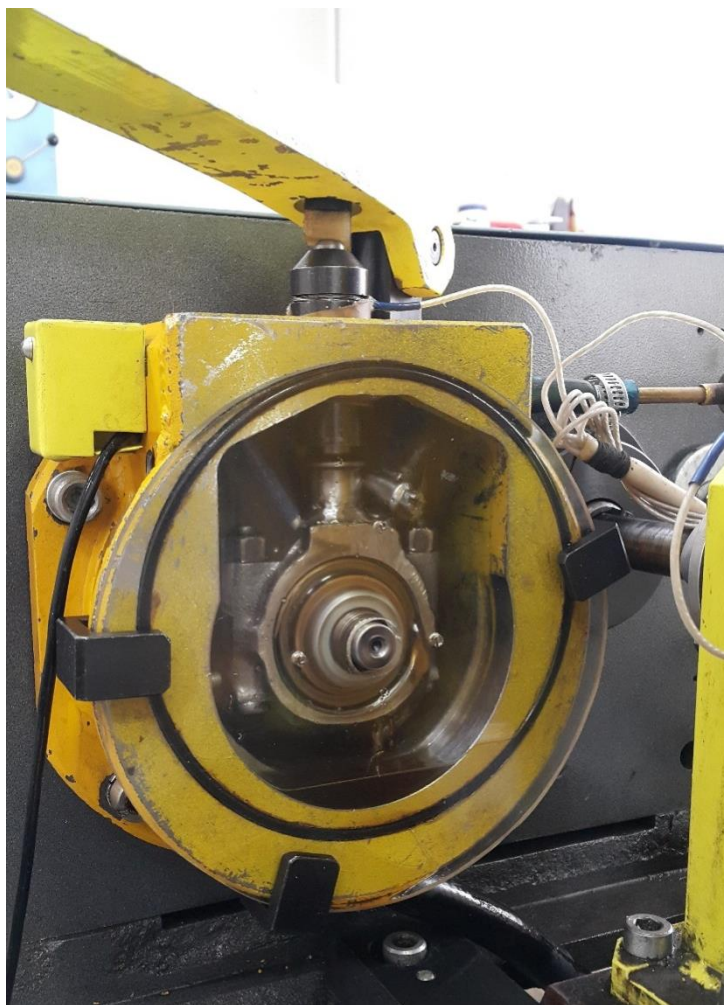


Рисунок 2.13 – Внешний вид смоделированного узла



Рисунок 2.14– Шатунный подшипник ВАЗ 2108

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.04.03.2019.215.ПЗ.ВКР

Программно-технический комплекс машины трения ИИ-5018 позволяет изменять частоту вращения в пределах диапазона 200 – 2000 об/мин. Изменение нагрузки производить в диапазоне 500 – 5000Н.

Испытания проводились во всем диапазоне, с шагом изменения нагрузки в 250Н. Снятие характеристик производилось при частоте вращения 500 и 2000 об/мин для каждого значения нагрузки.

Выбор используемых параметров нагрузки и частоты вращения обусловлен необходимостью наиболее точного определения тенденции изменения характеристик смазочных материалов на различных режимах трения.

					<i>23.04.03.2019.215.ПЗ.ВКР</i>	<i>Лист</i>
						40
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

### 3. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

В работе рассматривались 2 вида масел: маловязкое синтетическое моторное масло Shell 0W-20, а так же синтетическое моторное масло Sintec 5W-40.

Для каждого из масел были сняты вязкостные характеристики при температурах 40, 80, 100 и 150 °С. В результате полученных данных построены вязкостно-температурные характеристики.

Вязкостные характеристики в диапазоне температур от 40 °С до 100 °С и скорости сдвига порядка  $1,0 \cdot 10^{-4} \text{ с}^{-1}$  получены с помощью измерительного комплекса Rheotest RN 4.1 (см. рисунок 2.10). Снятие характеристики при температуре 150 °С и скорости сдвига  $1,0 \cdot 10^{-6} \text{ с}^{-1}$  проводилось на вискозиметр TBS 2100E (см. рисунок 2.8), оборудованном для работы в ручном режиме.

Для воспроизводимости эксперимента каждый замер проводился 3 раза, далее представлены усреднённые значения.

Значения полученные в результате замеров масла Shell 0W-20 при температуре 40, 80, 100 и 150 °С представлены на рисунках 3.1-3.5.

					<i>23.04.03.2019.215.ПЗ.ВКР</i>	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

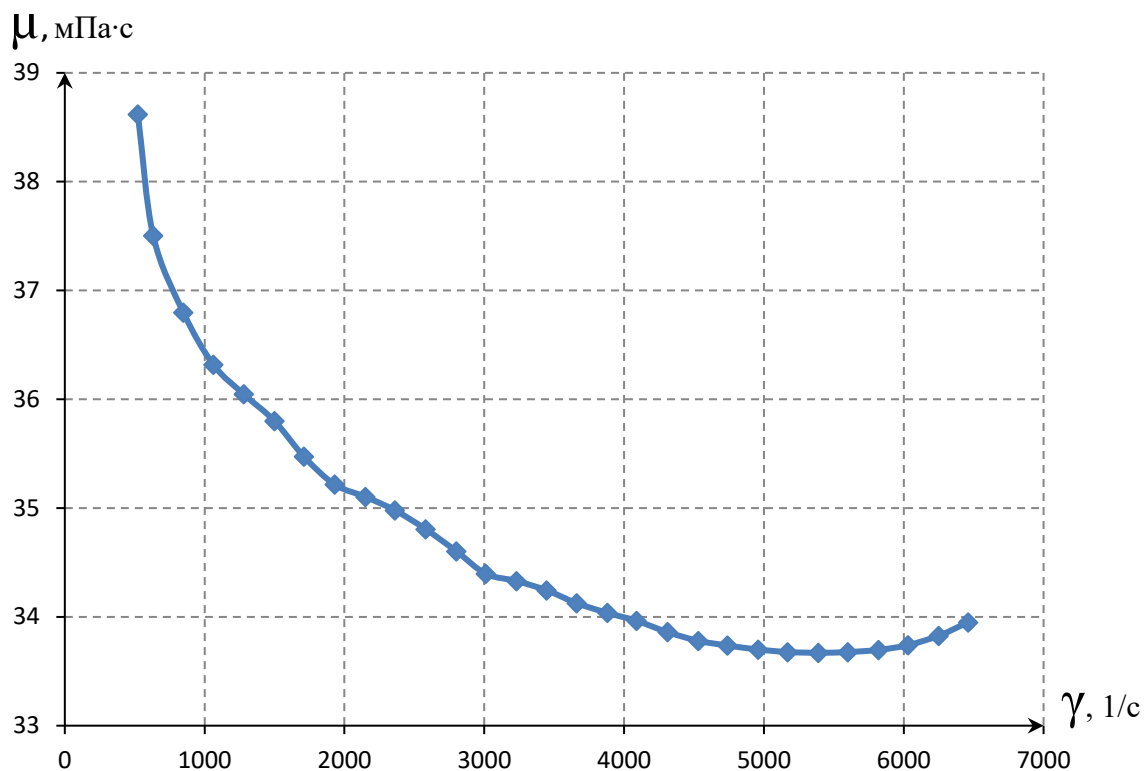


Рисунок 3.1–График зависимости вязкости масла Shell 0W-20 от градиента скорости сдвига при 40°C

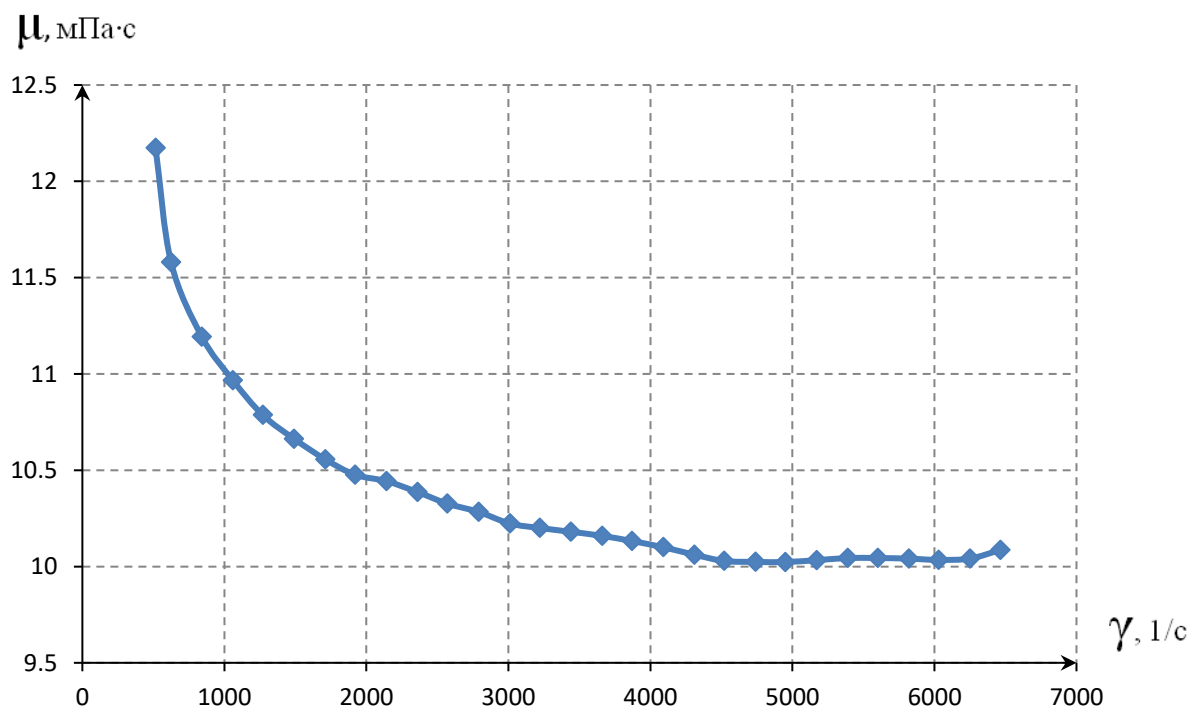


Рисунок 3.2 – График зависимости вязкости масла Shell 0W-20 от градиента скорости сдвига при 80°C



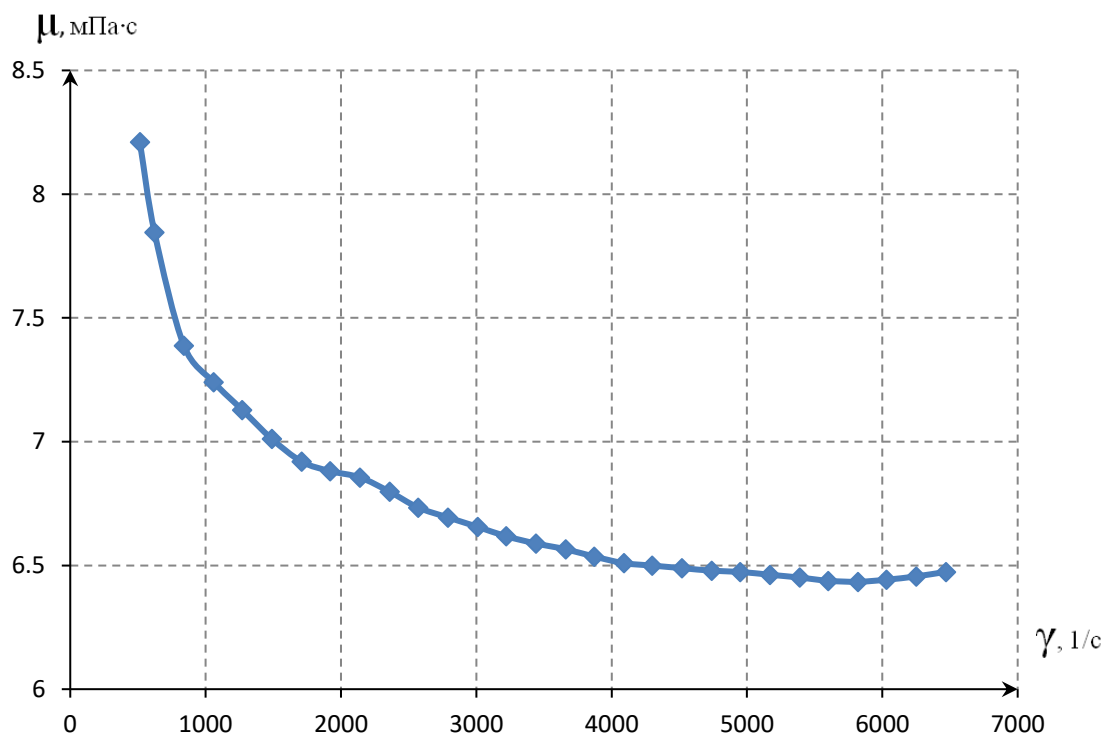


Рисунок 3.3 – График зависимости вязкости масла Shell 0W-20 от градиента скорости сдвига при 100°C

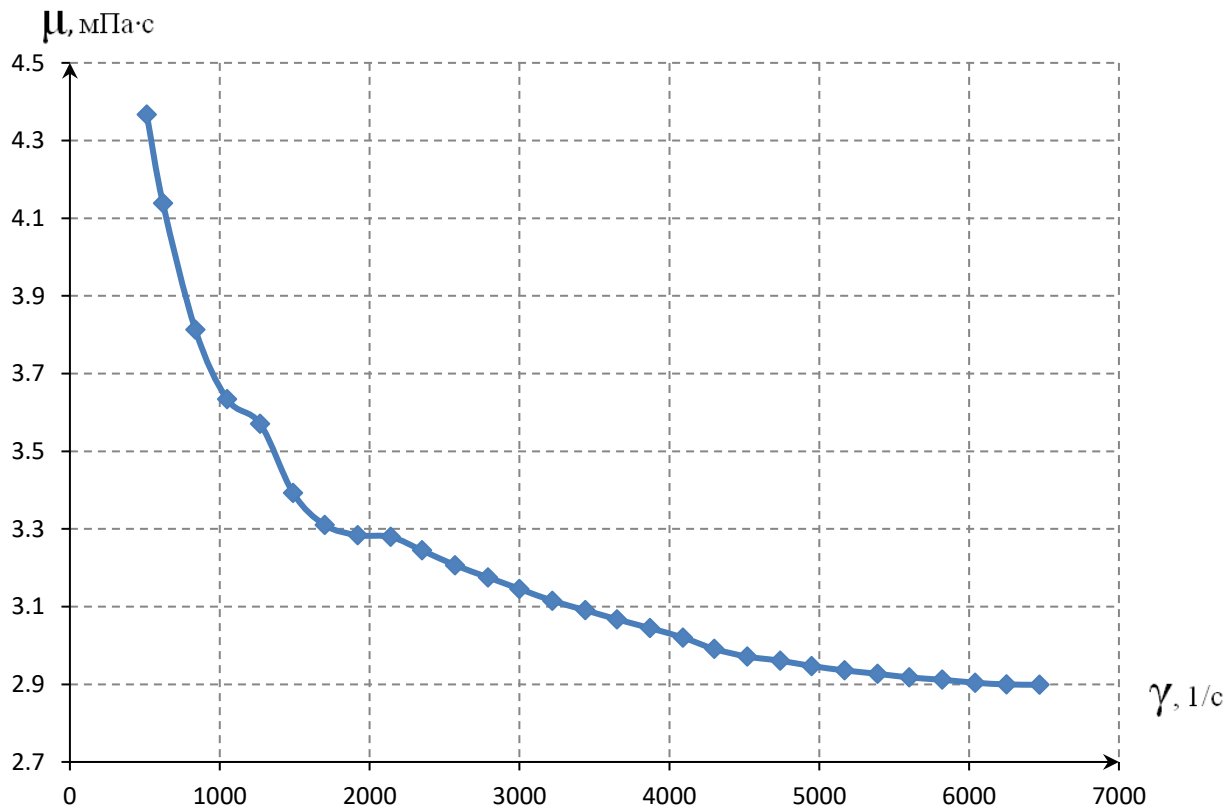


Рисунок 3.4 – График зависимости вязкости масла Shell 0W-20 от градиента скорости сдвига при 150°C

Тенденция изменения вязкости масла Shell 0W-20 при различной температуре представлена на рисунке 3.5.

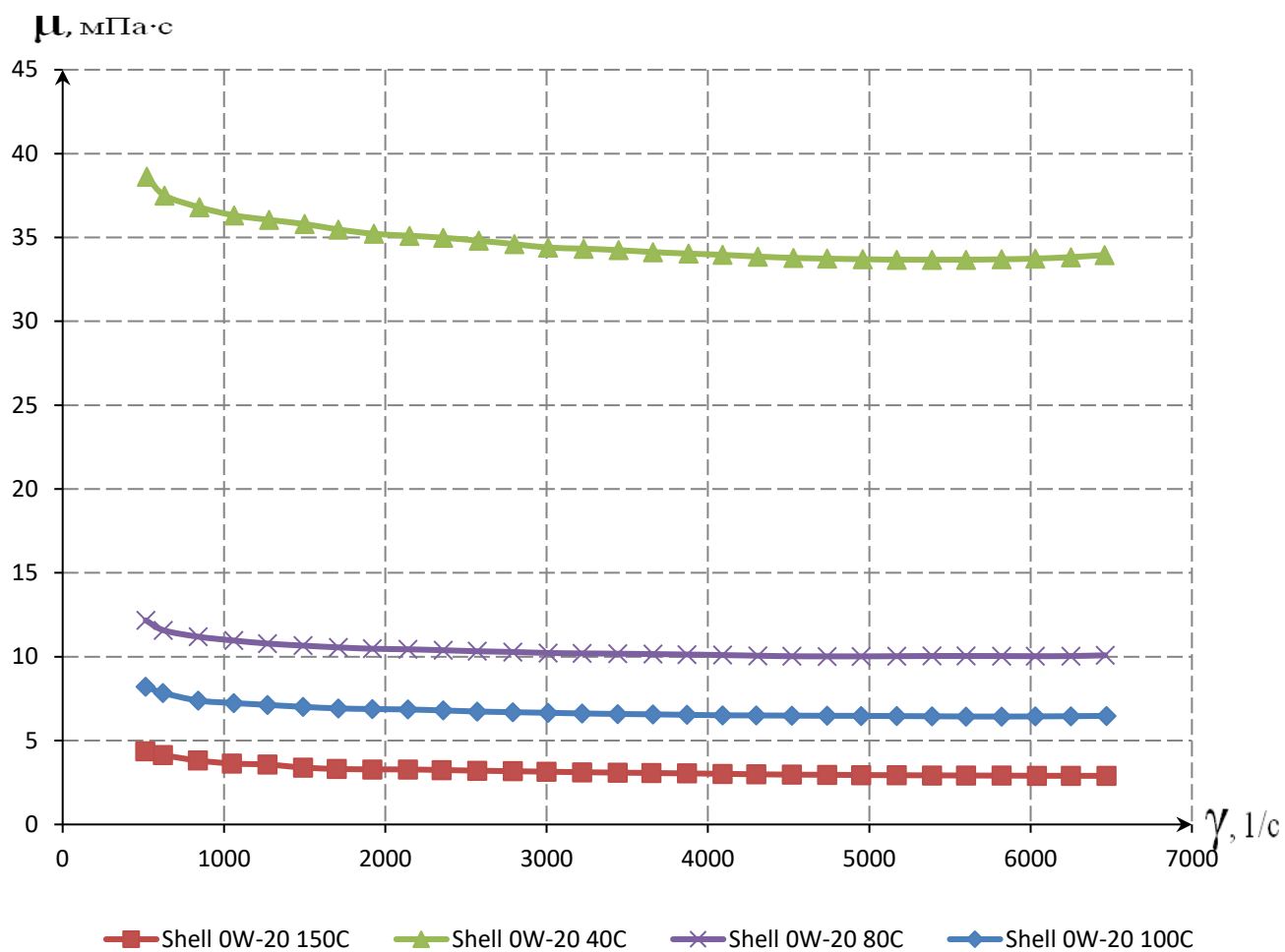


Рисунок 3.5 – Изменение вязкости масла Shell 0W-20

На основании полученных результатов построим вязкостно-температурные характеристики исследуемых масел (рисунок 3.6).

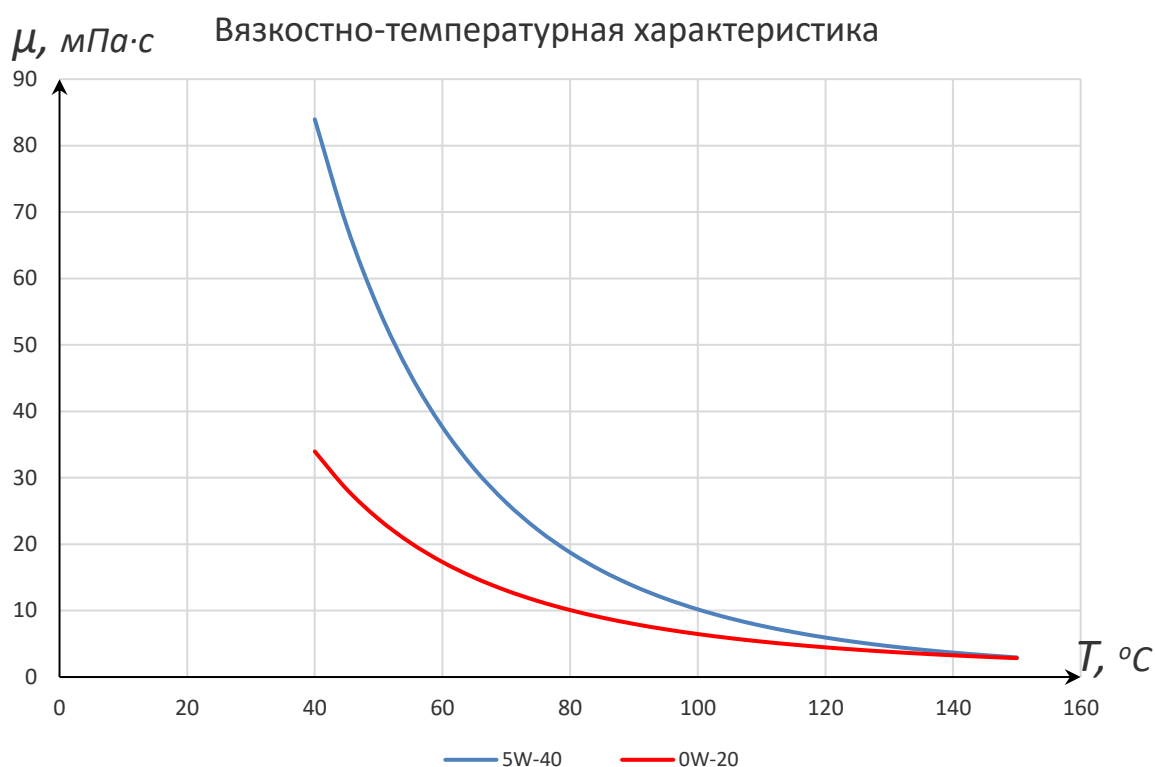


Рисунок 3.6 – Вязкостно-температурная характеристика

Как видно из вязкостно-температурной характеристики – масло Shell 0W-20 обладает гораздо меньшей вязкостью, по сравнению с маслом Sintec 5W-40. Так, значения вязкости на всем интервале температур разнятся практически в 3 раза (при  $T=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Однако при температуре  $T=150\text{ }^{\circ}\text{C}$  обладают схожей вязкостью, что обусловлено требованиями стандарта SAEJ300.

Оценив тенденцию снижения вязкости масел (рис. 3.6), смоделируем для каждого из масел реальные условия работы. Для этого проведем экспериментальные исследования в контакте «ролик – вкладыш» на машине трения ИИ-5018.

Для лучшей наглядности результатов испытаний построим кривые Герси-Штрибека для каждого масла.

Чтобы оценить поведение масла в реальных условиях, эксперимент проводился в диапазоне нагрузок от 500 до 5000 Н, и частоте вращения 500 и 2000 об/мин., поскольку необходимо оценить эксплуатационные свойства масел в различных режимах смазки.

Результаты испытаний представлены на рисунках 3.7 и 3.8.

					23.04.03.2019.215.ПЗ.ВКР	Лист 45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

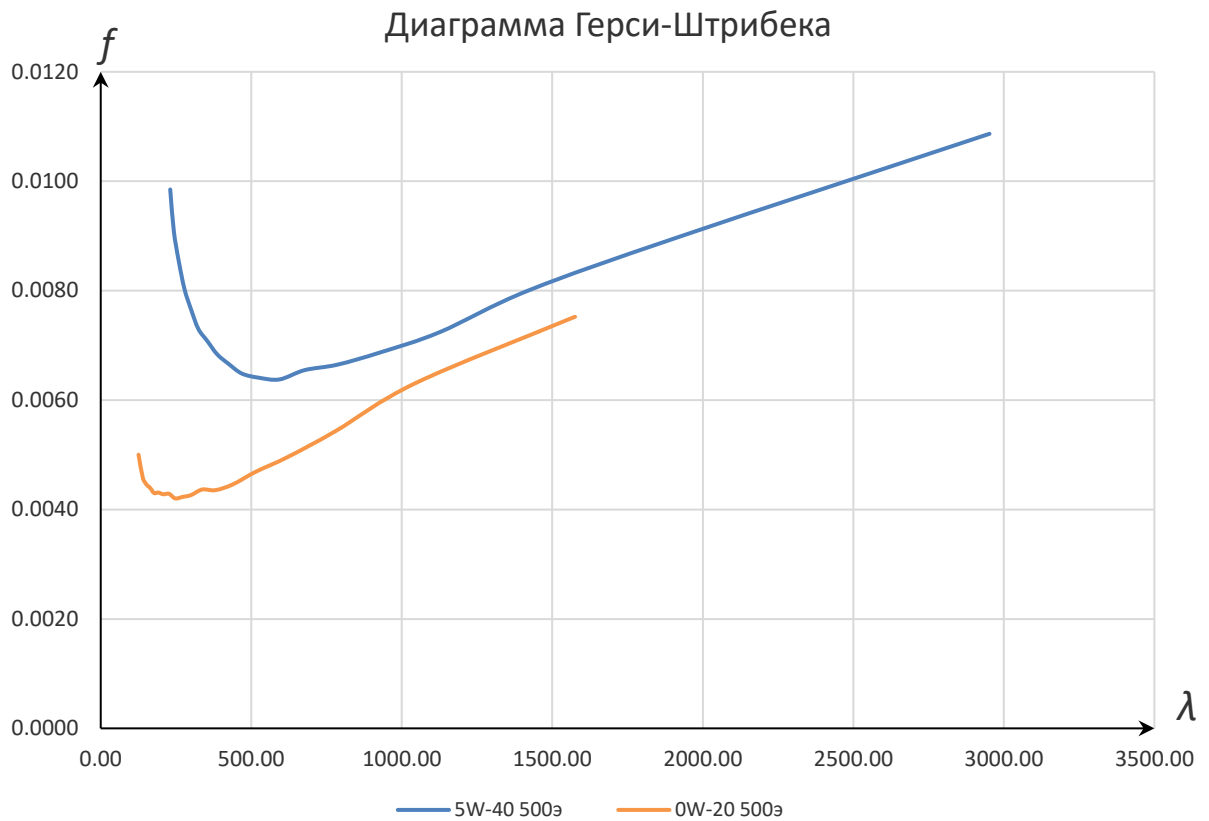


Рисунок 3.7 – Диаграмма Герси-Штрибека при 500 об/мин

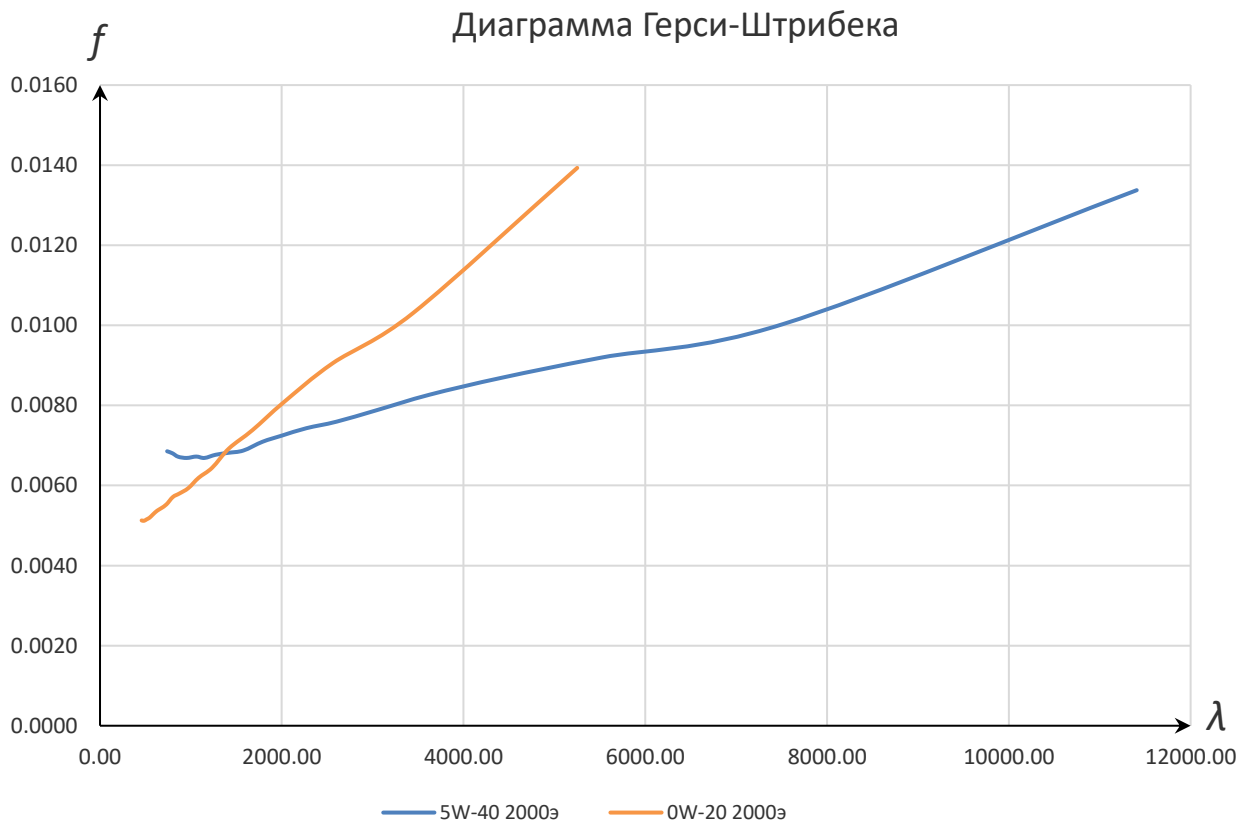


Рисунок 3.8 – Диаграмма Герси-Штрибека при 2000 об/мин

Из полученных диаграмм следует, что масло Shell 0W-20 наиболее лучшим образом реагирует на внешнюю нагрузку. При этом обладает меньшим коэффициентом трения (до 35%) и способно выдерживать большую критическую нагрузку. Тем самым увеличивая жидкостный режим трения (см. рисунок 3.7.).

Спорные результаты представлены на рисунке 3.8, поскольку кривая Герси для масла 0W-20 проявляет себя не типичным образом, но даже не смотря на это, в момент критической нагрузки видим, что масло Shell 0W-20 показывает лучший результат по сравнению с маслом Sintec 5W-40. Возможно, такая погрешность вызвана процессом приработки вкладыша и ролика.

					<i>23.04.03.2019 215 ПЗ ВКР</i>	Лист
						47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

#### 4. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СТАТИЧЕСКИ НАГРУЖЕННОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Численные исследования проводились с помощью программы оценки ресурса подшипников скольжения тепловых двигателей с учетом неустановившихся режимов работы [41].

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.

Комплекс написан на языке программирования FORTRAN, который широко используется для научных и инженерных вычислений. В качестве среды программирования была выбрана DVF-5.0.

Для определения коэффициентов входящих в функциональные зависимости, используемых в программе, были выполнены предварительные экспериментальные исследования с помощью измерительного комплекса Rheotest RN 4.1. В теоретическом расчете задавались реальные геометрические параметры смоделированного узла, соответствующие вязкостные характеристики, температура масла была принята  $T=80^{\circ}\text{C}$ . Диапазон нагрузок составлял от 500 до 5000 Н, с интервалом изменения в 250 Н. Частота вращения вала рассматривалась на двух уровнях: 500 и 2000 об/мин для каждого значения нагрузки. Исходные данные, использованные при расчете, представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 Исходные данные

Параметр	Значение
Радиус шипа, м	0,0239
Ширина шипа, м	0,021
Длина шатуна, м	0,01
Радиальный зазор, м	$25 \cdot 10^{-6}$
Начальная температура, С	50
Температура на входе, С	80
Давление на входе, МПа	$0,05 \cdot 10^6$
Давление на сливе, МПа	$1 \cdot 10^5$
Больший размер поперечного сечения канавки	$5,0 \cdot 10^{-3}$
Меньший размер поперечного сечения канавки	$3,0 \cdot 10^{-4}$
Диаметр отверстий, м	$4 \cdot 10^{-3}$
Угол отверстия, град	120
Начальный угол окружной канавки	90
Конечный угол окружной канавки	270
Диапазон нагрузок, Н	500–5000
Частота вращения, об/мин	500; 2000
Первая характерная температура, $^{\circ}\text{C}$	40

Продолжение таблицы 4.1

Вторая характерная температура, °С	100
Третья характерная температура, °С	80
Первая характерная вязкость (Sintec/Shell), Па·с	0,0550/0,0339
Вторая характерная вязкость(Sintec/Shell), Па·с	0,0086/0,0064
Третья характерная вязкость(Sintec/Shell), Па·с	0,0150/0,0100

В таблице 4.2 представлены результаты расчетов для масла Sintec5W-40 при следующих параметрах:  $\omega=500$  об/мин,  $P=500-5000$  Н.

Таблица 4.2 Результаты расчета для масла Sintec 5W-40 при  $\omega =500$  об/мин,  $P=500-5000$  Н

$P$ , Н	$f$	$M$ , Н·м	$T$ , °С.	$\mu$ , Па·с	$\lambda$	$N_{п}$ , Вт	$h_{min}$ , МКМ
500	0,0108	0,1288	62,13	0,026	2660,79	6,749	9,809
750	0,0078	0,1394	62,44	0,026	1756,74	7,306	7,974
1000	0,0062	0,1478	62,89	0,025	1298,56	7,747	6,795
1250	0,0052	0,1555	63,2	0,025	1028,58	8,148	5,987
1500	0,0045	0,1621	63,51	0,025	848,59	8,496	5,378
1750	0,0040	0,1681	63,89	0,025	718,85	8,808	4,883
2000	0,0036	0,1731	64,32	0,024	620,53	9,07	4,478
2250	0,0033	0,1778	64,72	0,024	544,50	9,316	4,146
2500	0,0030	0,1817	65,23	0,023	482,25	9,523	3,852
2750	0,0028	0,1852	65,74	0,023	431,50	9,705	3,593
3000	0,0026	0,1890	66,13	0,023	390,75	9,905	3,374
3250	0,0025	0,1926	66,48	0,023	356,74	10,09	3,194
3500	0,0023	0,1954	66,93	0,022	326,57	10,24	3,025
3750	0,0022	0,1981	67,41	0,022	300,28	10,38	2,872
4000	0,0021	0,2008	67,81	0,022	278,04	10,52	2,729
4250	0,0020	0,2034	68,22	0,021	258,30	10,66	2,598
4500	0,0019	0,2057	68,67	0,021	240,65	10,78	2,476
4750	0,0018	0,2086	68,94	0,021	226,03	10,93	2,375
5000	0,0018	0,2124	68,97	0,021	214,53	11,13	2,296

Результаты расчетов для масла Sintec 5W-40 при  $\omega =2000$  об/мин, а так же для масла Shell 0W-20 представлены в приложении.



## 5. РЕЗУЛЬТАТЫ

По результатам вычислений с помощью программы [41] были построены расчетные (теоретические) диаграммы Герси-Штрибека (рисунок 5.1 5.2).

Для получения достоверной картины о адекватности расчетной модели был проведен сравнительный анализ теоретической модели и экспериментальных данных.

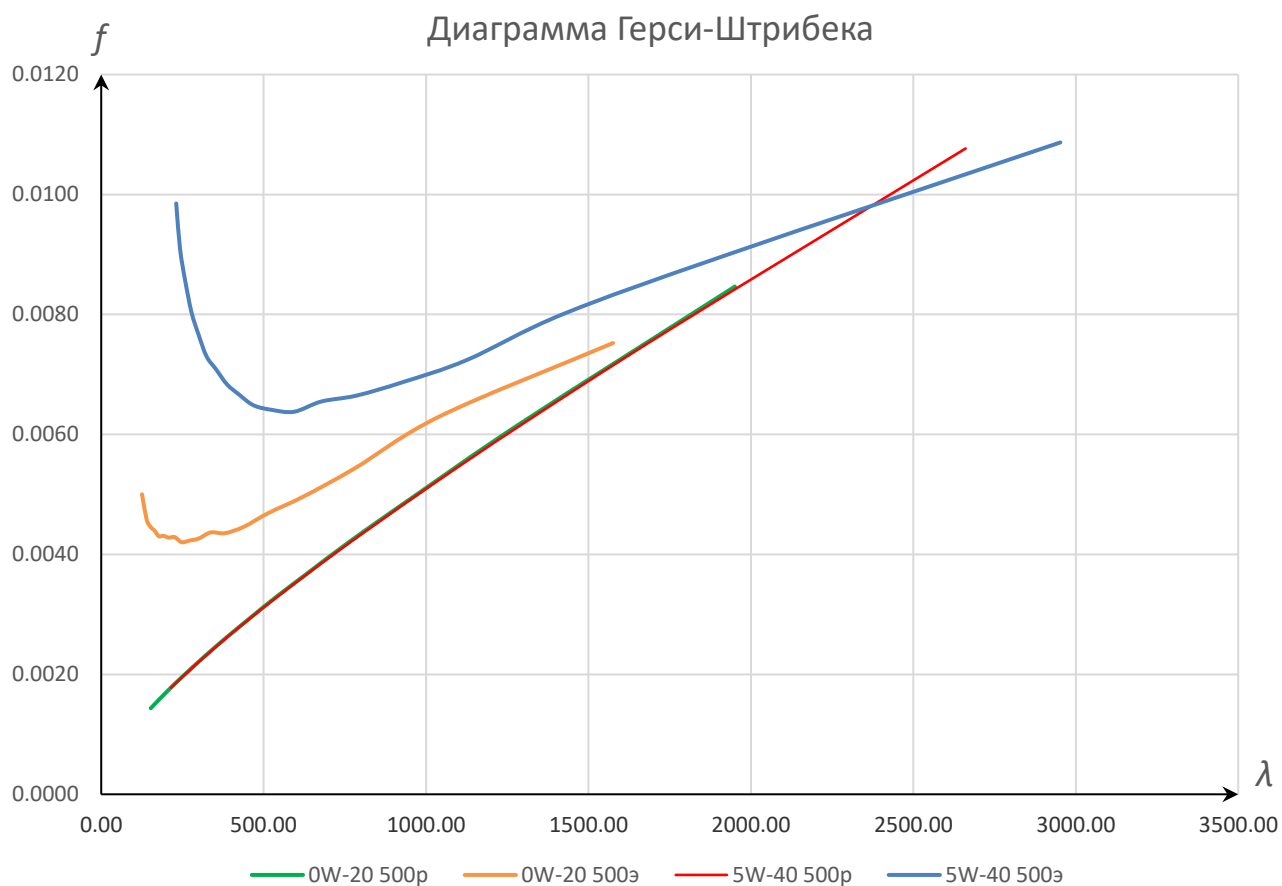


Рисунок 5.1 – Расчетная и экспериментальная диаграммы Герси-Штрибека при частоте вращения 500 об/мин.

Как видно из диаграммы (рисунок 5.1) результаты численных исследований в некоторой степени отличаются от экспериментальных данных. Но в то же время практически не отличаются друг от друга.

При частоте вращения 500 об/мин расчетные и экспериментальные данные довольно близки, что позволяет сделать вывод от достоверности теоретической

модели. Расхождение моделей в большей степени начинается в граничном режиме трения. Поскольку судя по теоретической модели – продолжается жидкостный режим трения.



Рисунок 5.2 – Расчетная и экспериментальная диаграммы Герси-Штрибека при 2000 об/мин.

При частоте вращения 2000 об/мин (рис. 5.2), наблюдается существенное различие моделей для масла Sintec 5W-40, чего нельзя сказать о моделях масла Shell 0W-20, которые с учетом аппроксимации показывают достаточно схожие значения. Однако, учитывая практически идентичные данные теоретических моделей для всех видов масел, их достоверность становится под вопросом.

Такое поведение расчетной модели объясняется тем, что в программе для расчетов заложен изотермический подход, из-за чего не представляется возможным достоверно просчитать поставленную задачу. Это свидетельствует о

том, что так же необходимо учитывать теплоотдачу в радиальном направлении. Так же немаловажным фактором является то, что в программе заложена именно гидродинамика, следовательно, в расчетах совсем не учитывается переходный режим.

Эксперимент показывает, что при увеличении нагрузки свыше 2250 Н для масла Sintesi4000 Н для масла Shell наступает переходный режим, следовательно, в этом случае необходимо использовать другие модели расчетов, учитывающие этот переходный режим.

На основании вышесказанного можно сделать вывод о том, что программа позволяет адекватно оценивать работу узла трения только на режиме гидродинамического трения.

Так же, в ходе расчетов теоретической модели были получены траектории движения шипа рисунки 5.3–5.6.

					<i>23.04.03.2019.215.ПЗ ВКР</i>	Лист
						53
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

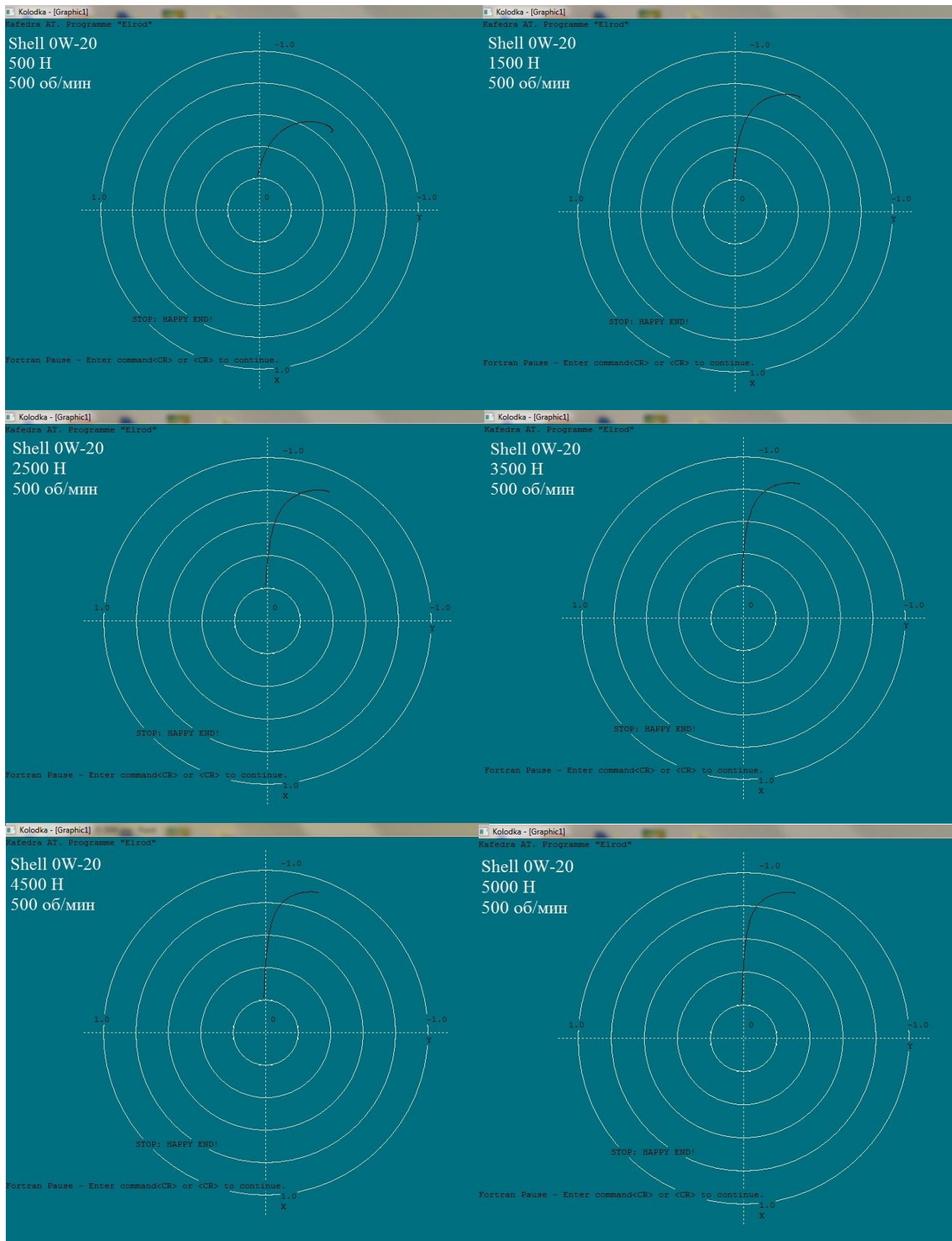


Рисунок 5.3 – Траектория движения шипа для масла Shell 0W-20 при 500 об/мин

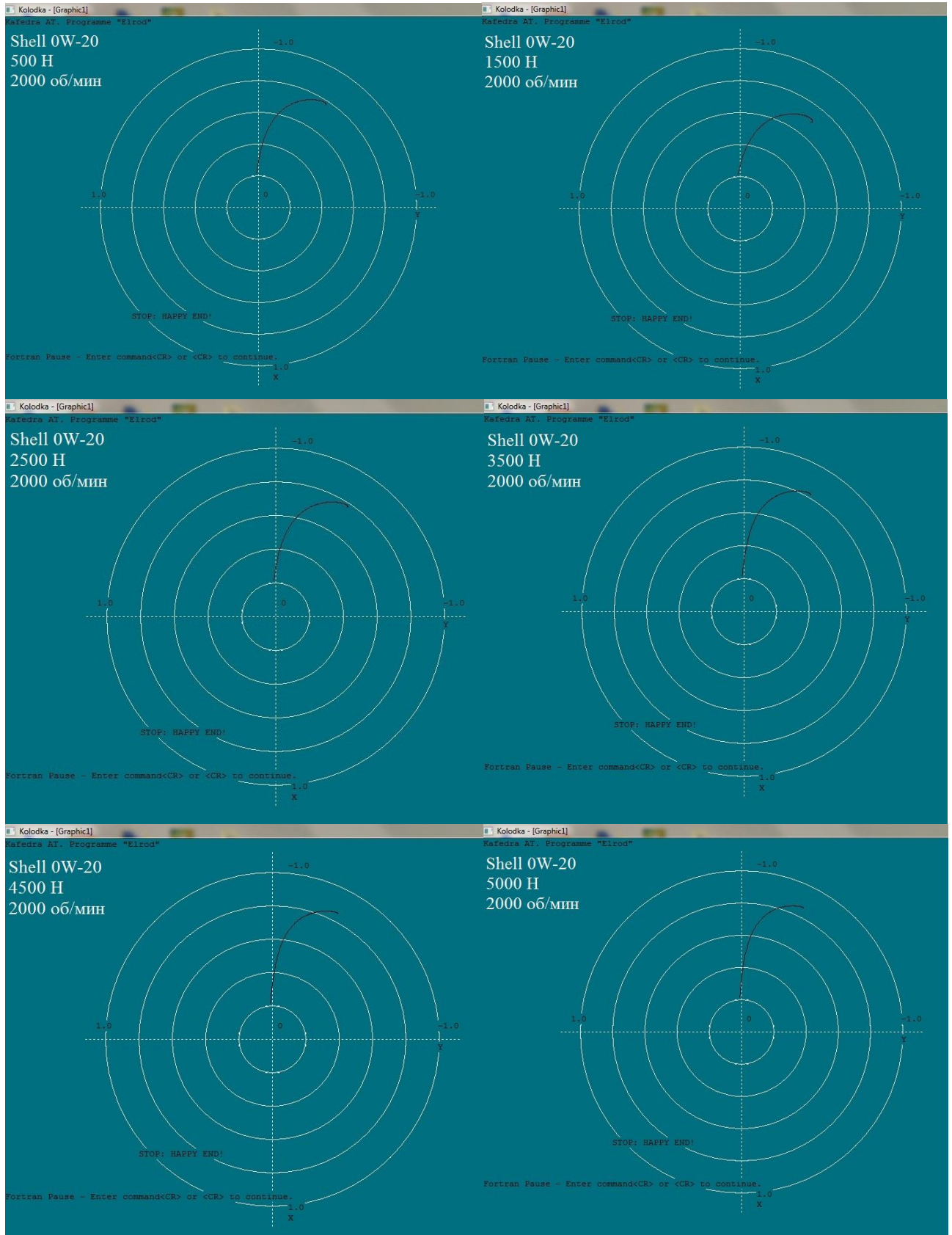


Рисунок 5.4 – Траектория движения шипа для масла Shell 0W-20 при 2000 об/мин

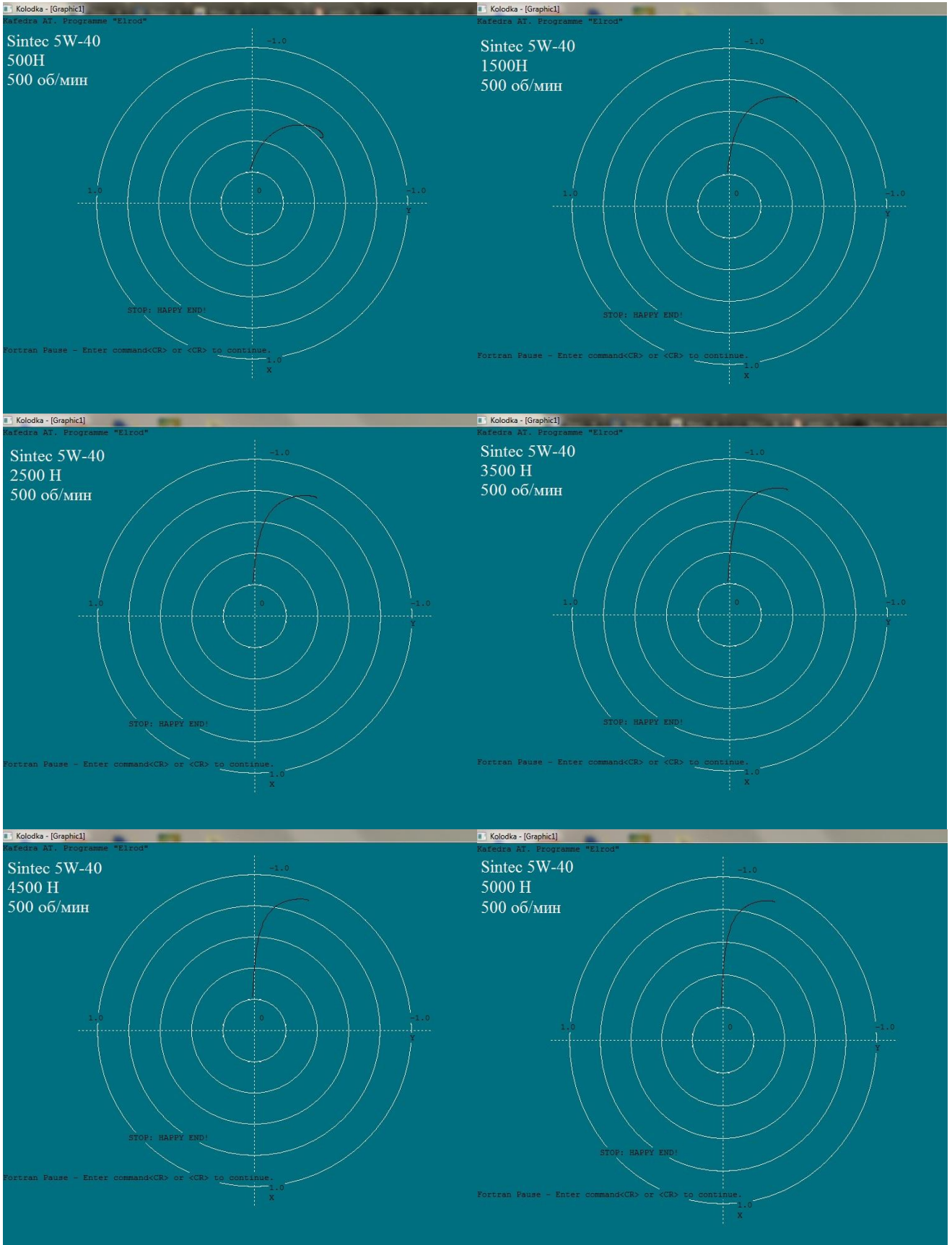


Рисунок 5.5 – Траектория движения шипа для масла Sintec 5W-40 при 500 об/мин

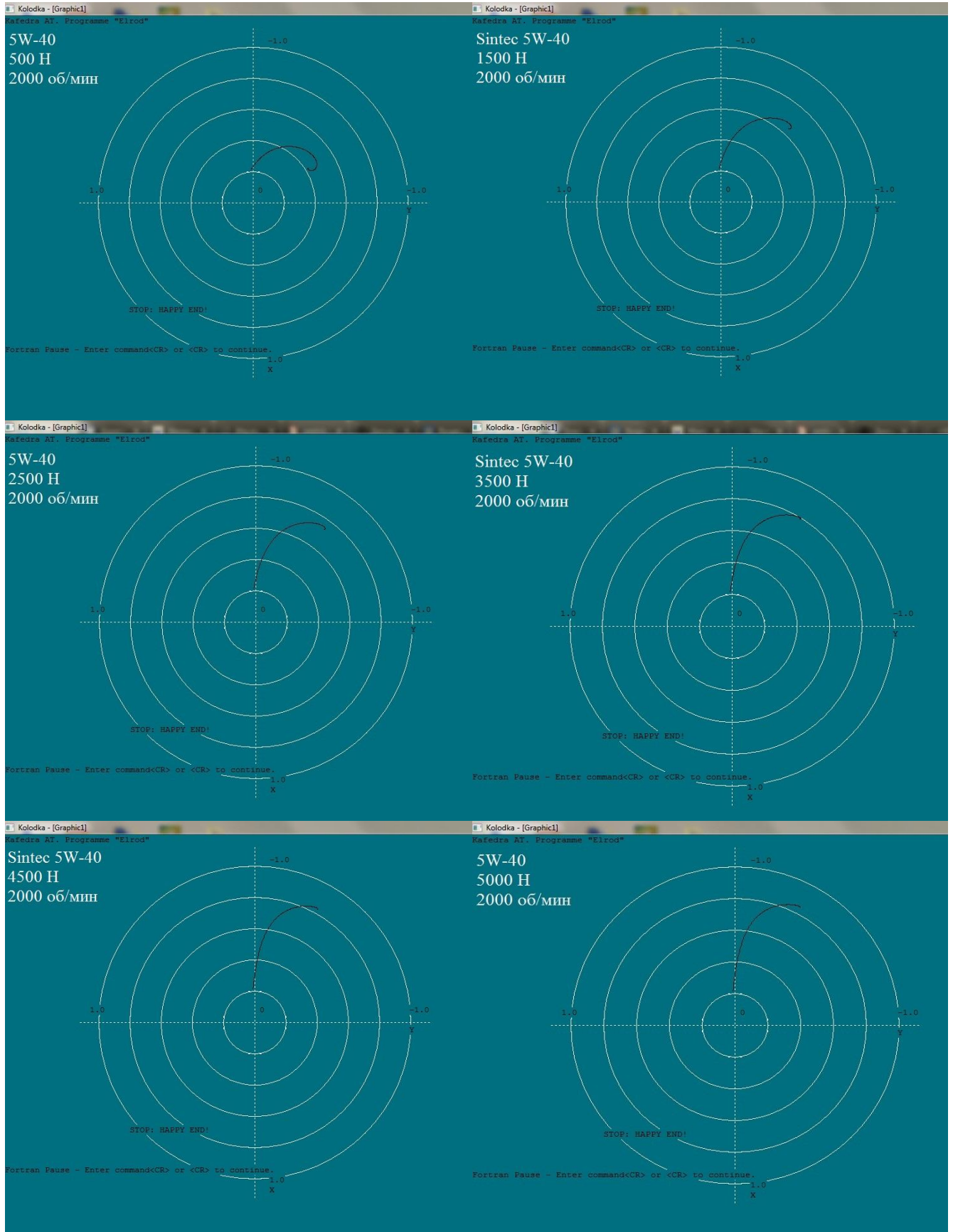


Рисунок 5.6 – Траектория движения шипа для масла Sintec 5W-40 при 2000 об/мин

Так же, немаловажным фактором, определяющим энергоэффективность применяемого смазочного материала, является потери мощности на трение в подшипнике (рисунок 5.7; 5.8).

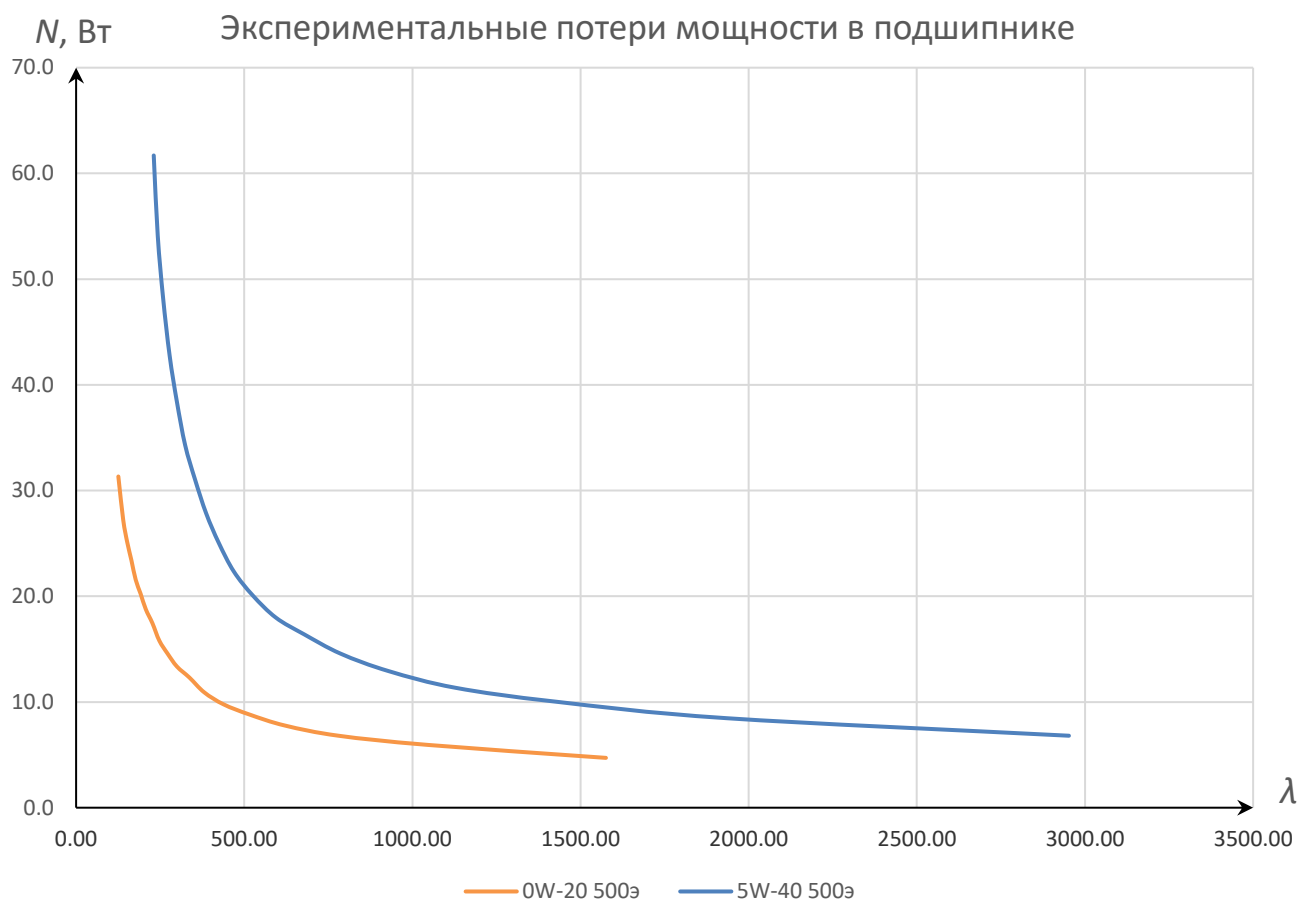


Рисунок 5.7 – Потери мощности на трение при 500 об/мин



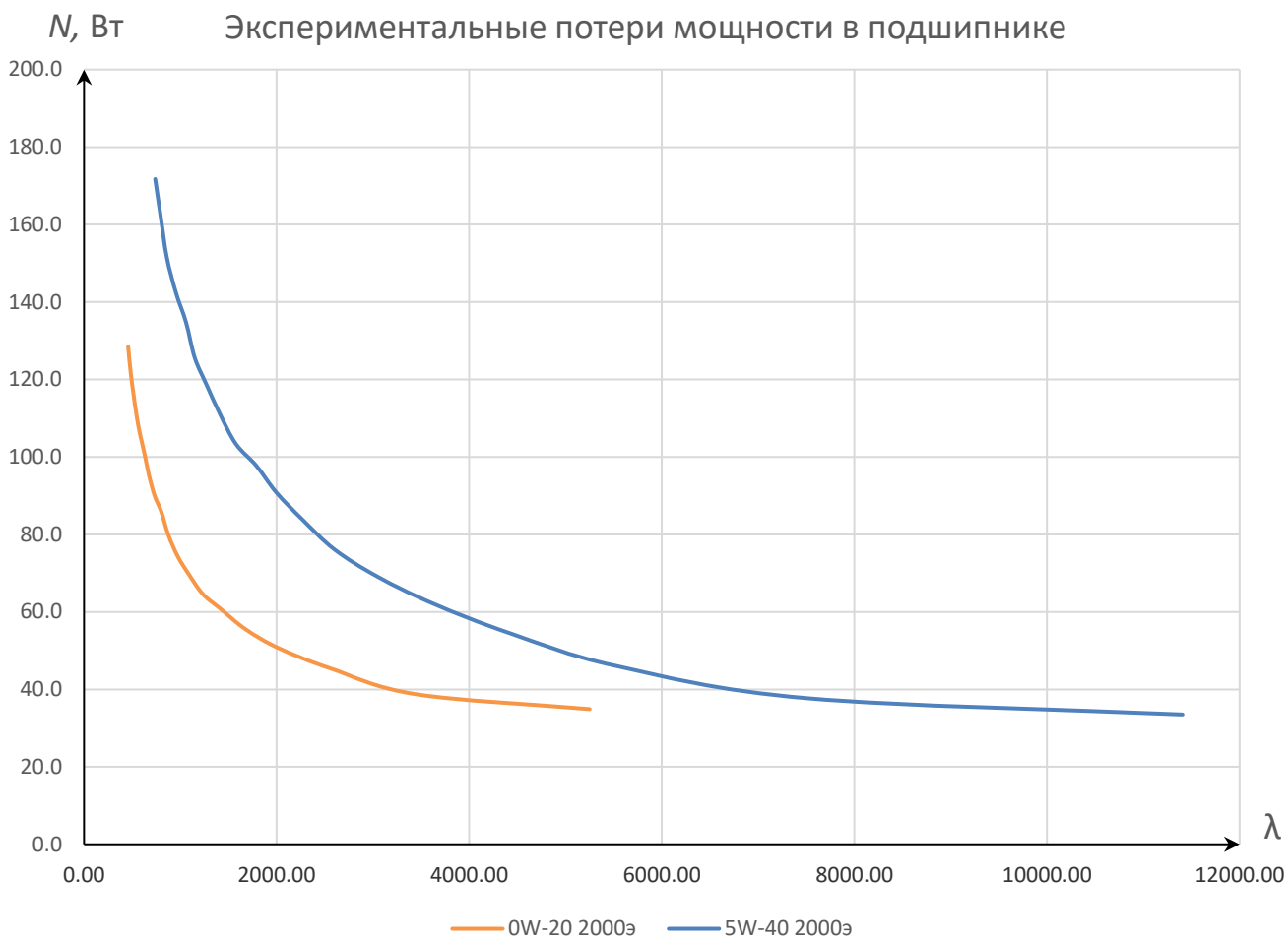


Рисунок 5.8 – Потери мощности на трение при 2000 об/мин

Из полученных диаграмм видно, что масло Shell 0W-20 существенно превосходит масло Sintec 5W-40 по энергоэффективности – от 14 до 39%.

Тем самым подтверждая предположение о лучшей энергоэффективности маловязких масел.

Сравним теоретическую модель энергоэффективности с экспериментальной (рисунок 5.9 – 5.12).

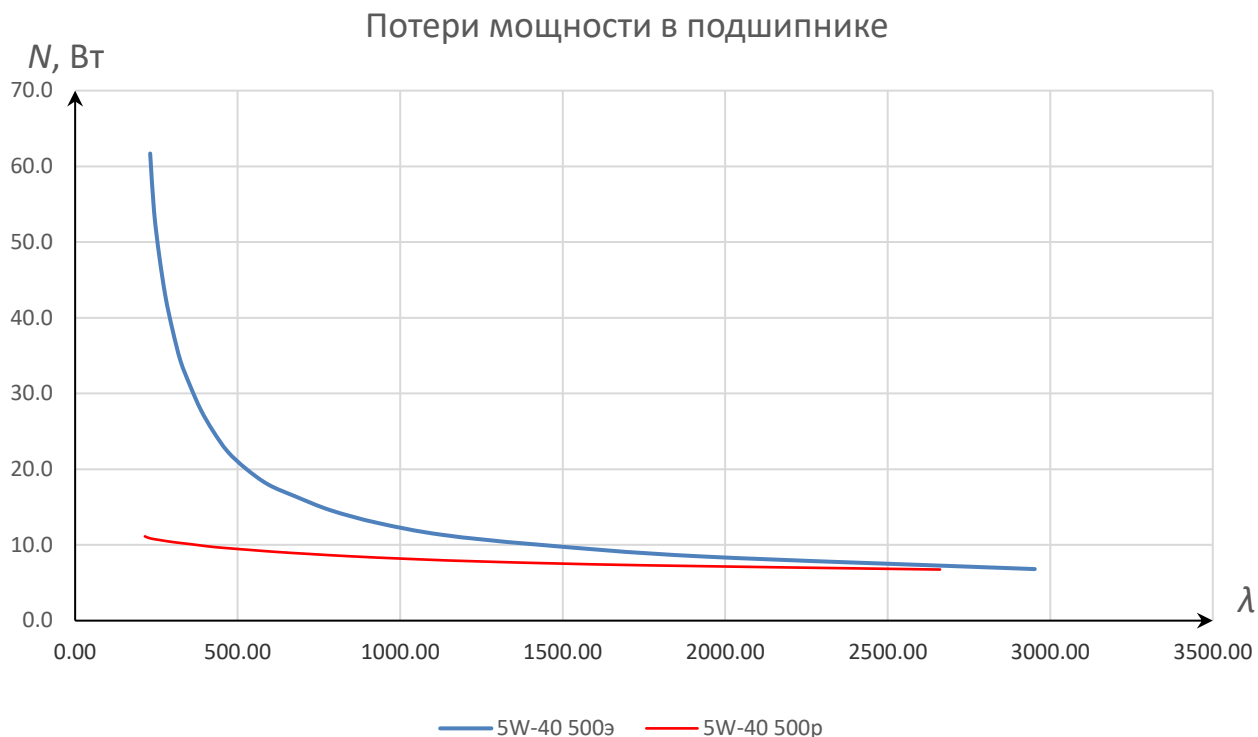


Рисунок 5.9 – Расчетная и экспериментальная модели потери мощности на трение в подшипнике для масла Sintec 5W-40 и 500 об/мин

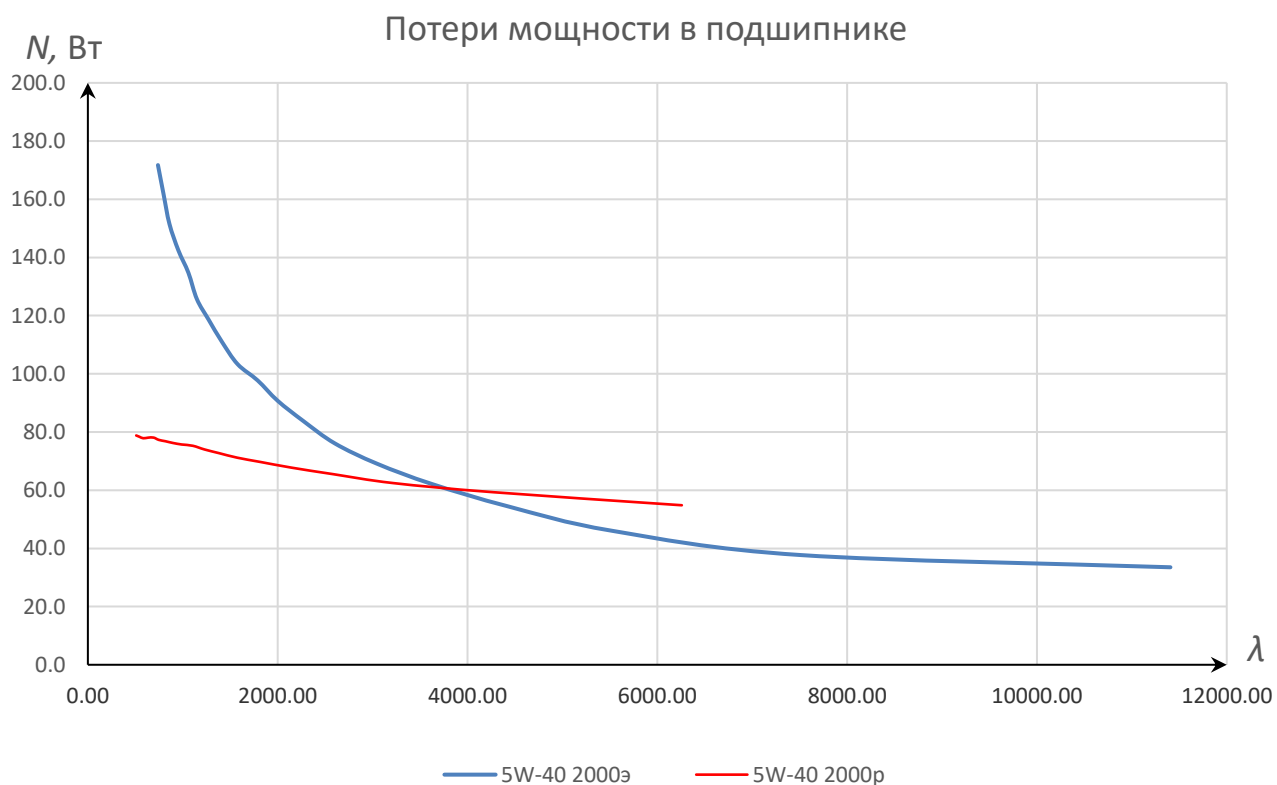


Рисунок 5.10 – Расчетная и экспериментальная модели потери мощности на трение в подшипнике для масла Sintec 5W-40 и 2000 об/мин

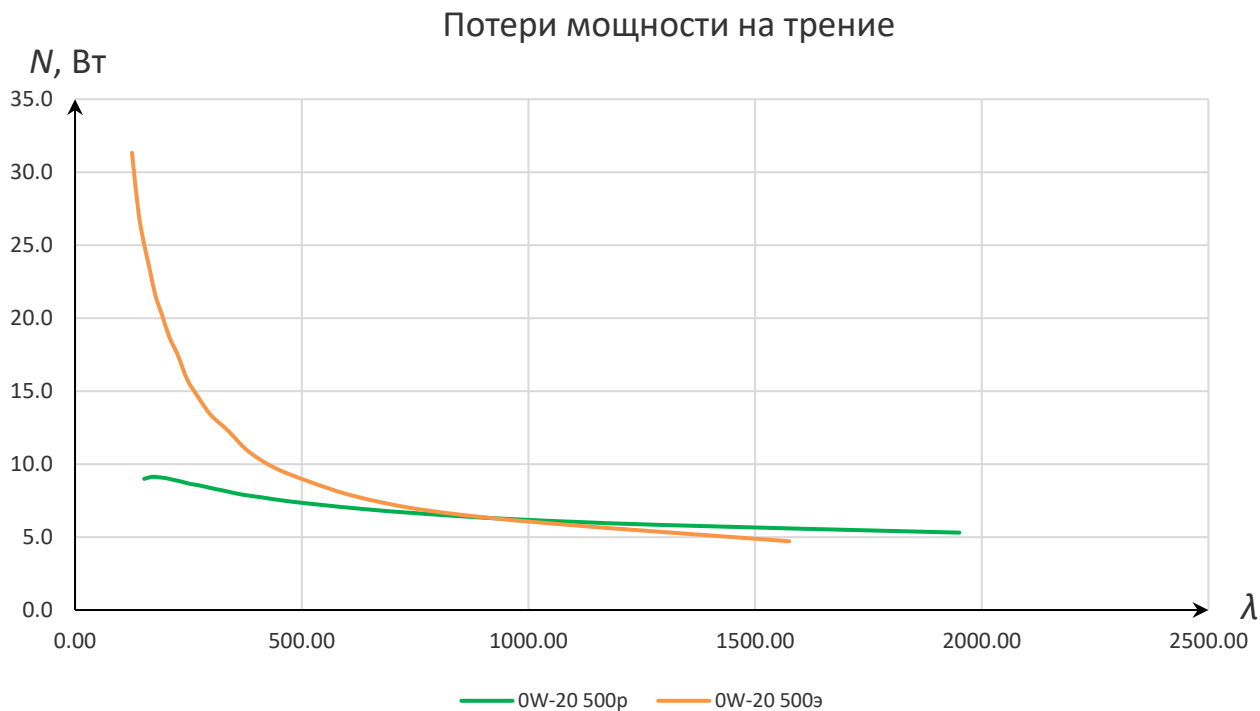


Рисунок 5.11 – Расчетная и экспериментальная модели потери мощности на трение в подшипнике для масла Shell 0W-20 при 500 об/мин

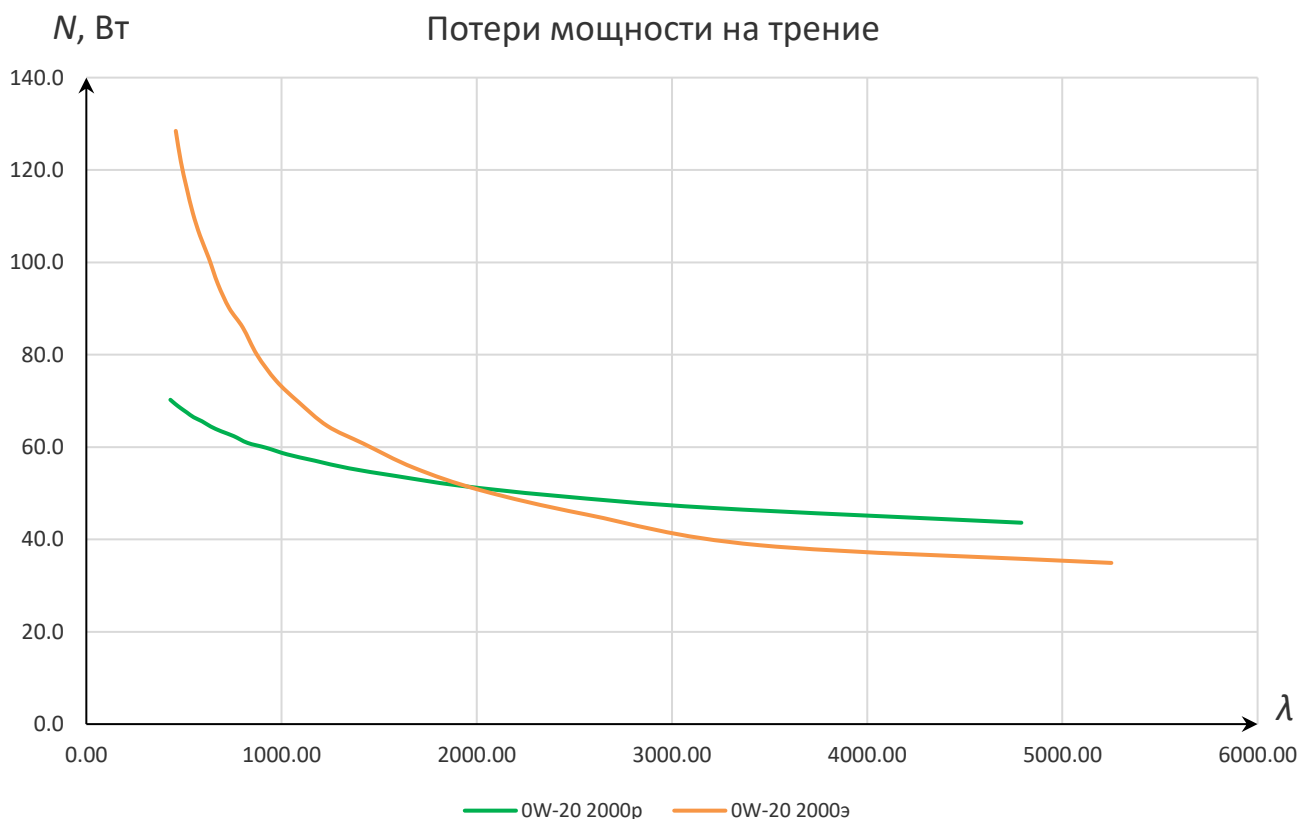


Рисунок 5.12 – Расчетная и экспериментальная модели потери мощности на трение в подшипнике для масла Shell 0W-20 при 2000 об/мин

Из графиков видно, что теоретическая модель потерь мощности в подшипнике довольно-таки близко ложится с экспериментальной, но только на этапе нагружения. В момент критической нагрузки теоретическая модель имеет больше линейный характер.

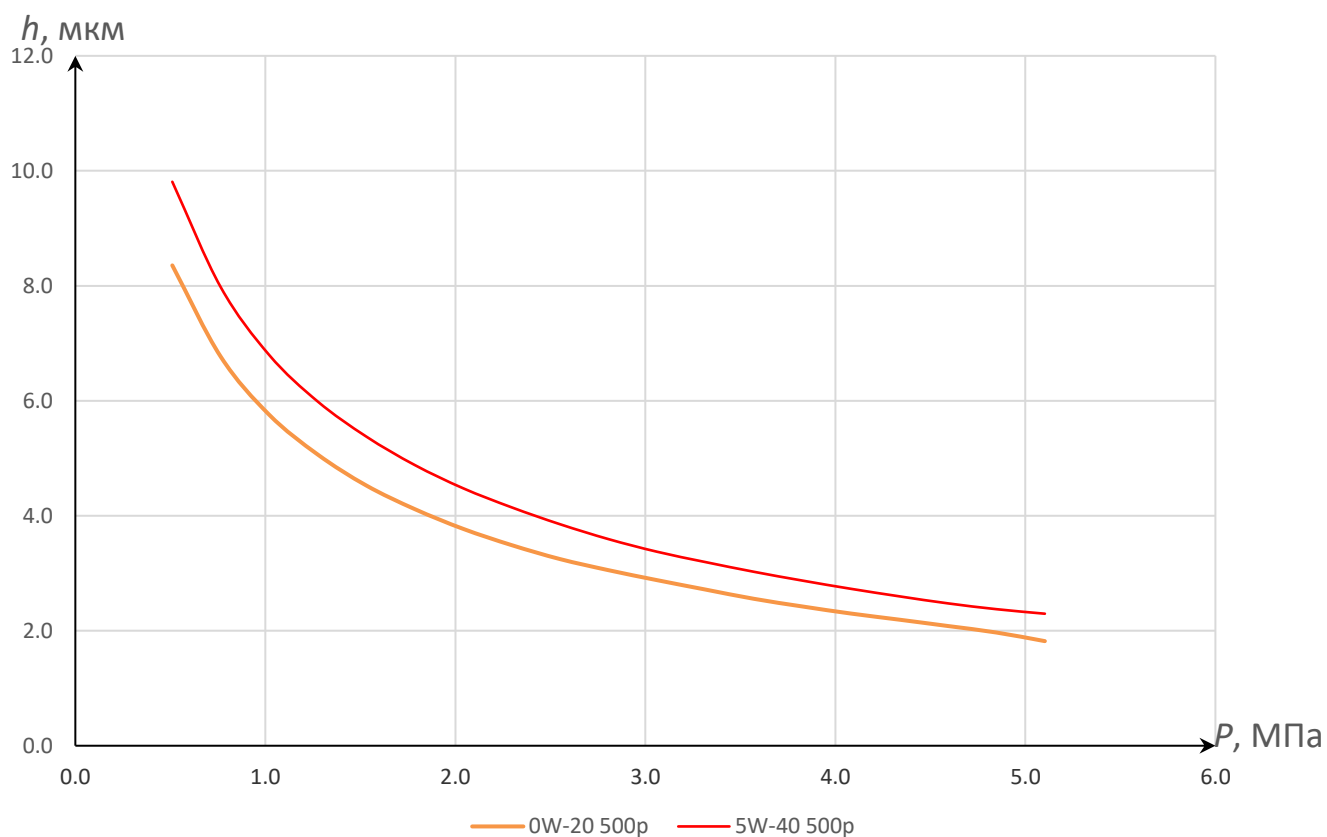


Рисунок 5.13 Зависимость толщины смазочного слоя от удельной нагрузки при частоте вращения 500 об/мин

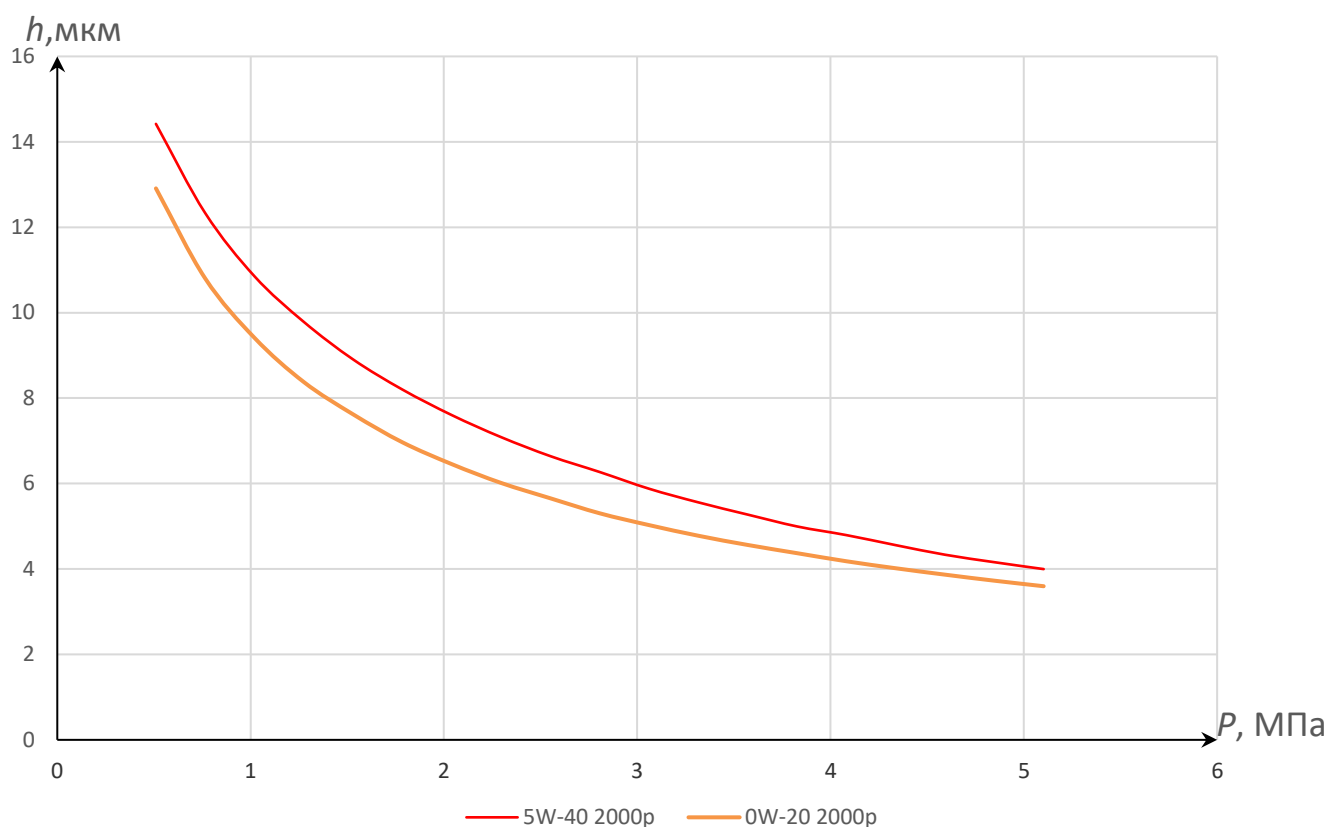


Рисунок 5.14 Зависимость толщины смазочного слоя от удельной нагрузки при частоте вращения 2000 об/мин

Из графиков 5.13–5.14 видно, что при одной и той же нагрузке толщина смазочного слоя отличается от 8 до 21%. Что свидетельствует о достоверности расчетов. Поскольку чем меньше вязкость, тем меньше толщина смазочного слоя.

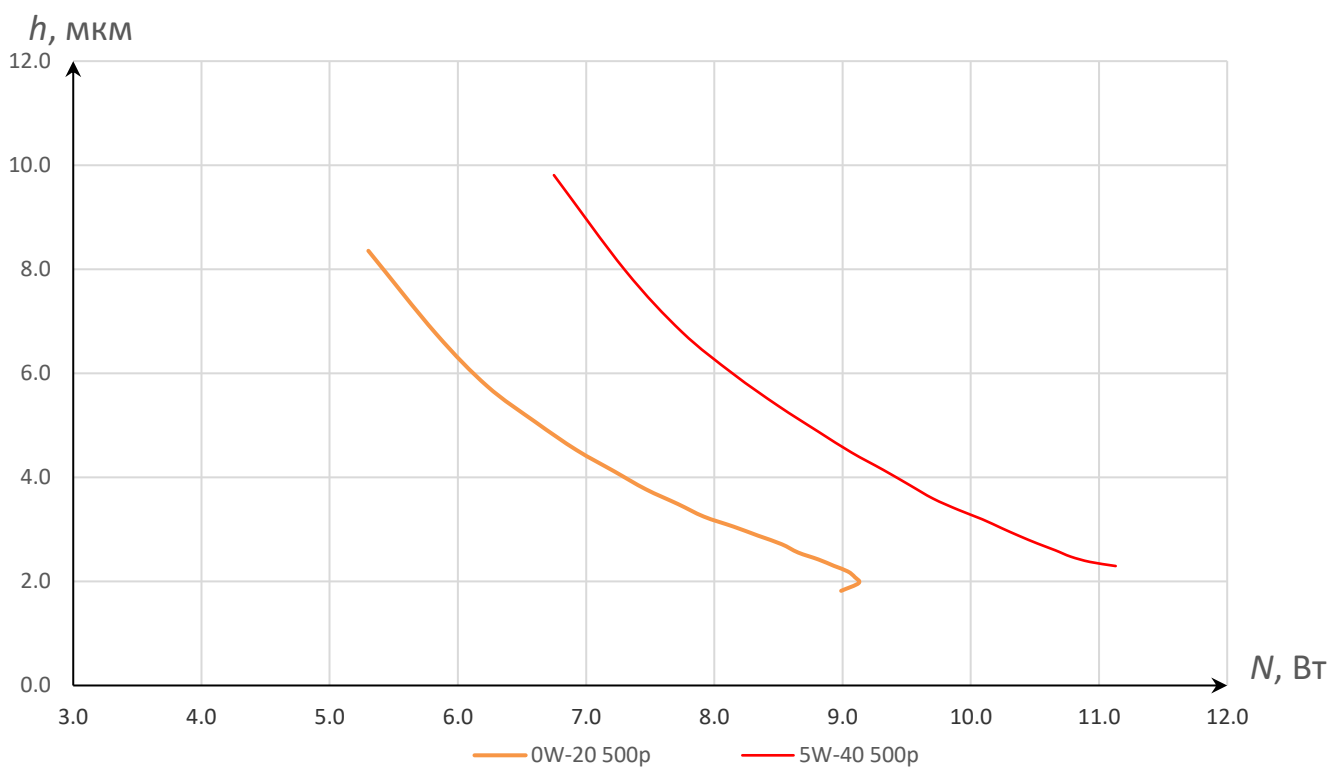


Рисунок 5.15 Зависимость толщины смазочного слоя от мощности механических потерь при частоте вращения 500 об/мин

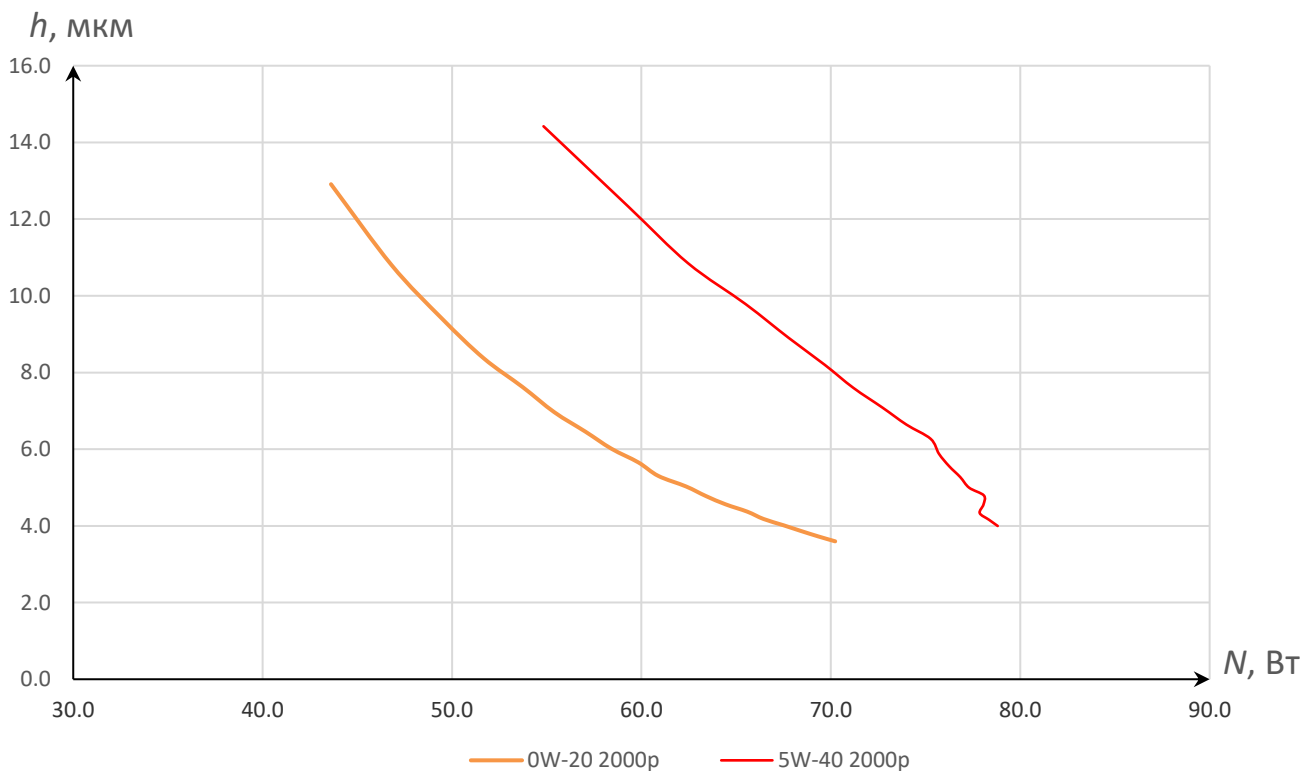


Рисунок 5.16 Зависимость толщины смазочного слоя от мощностимеханических потерь при частоте вращения 2000 об/мин

Анализируя графики 5.15–5.16, можем сделать вывод о том, что при незначительной разнице по толщине смазочного слоя, достигается существенное снижение потерь мощности – от 10 до 26%, при использовании маловязкого масла.

					23.04.03.2019.215.ПЗ.ВКР	Лист
						65
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе был проведен обзор маловязких масел, обосновано их использование в качестве смазочных материалов для тяжело нагруженных подшипников скольжения тепловых двигателей.

Определены вязкостно-температурные характеристики для масел Shell 0W-20 и Sintec 5W-40.

Выполнены экспериментальные исследования на машине трения для сопряжения «ролик-вкладыш», по результатам исследований построены кривые Герси-Штрибека при работе на маслах классов 0W-20, Sintec 5W-40.

Построены теоретические кривые Герси-Штрибека для модельного узла трения.

В результате данной работы сделаны следующие выводы:

1. На основании выполненного обзора маловязких масел, а так же проведенных исследований, был сделан вывод о перспективности применения маловязких жидкостей в качестве смазочных материалов для тяжело нагруженных подшипников скольжения тепловых двигателей. Поскольку они обеспечивают снижение потерь на трение от 14 до 39%.

2. С использованием оборудования кафедры Автомобильный транспорт были определены вязкостно-температурные характеристики для масел Shell 0W-20 и Sintec 5W-40. Результаты представлены на рисунках 3.1–3.11.

3. На машине трения ИИ-5018 в сопряжении «ролик-вкладыш» были проведены экспериментальные исследования, в результате которых были построены различные зависимости исследуемых масел (рисунки 3.12–5.16), а так же сделан вывод о целесообразности применения маловязких смазочных материалов.

4. На основании полученных экспериментальных данных, а так же программы оценки ресурса подшипников скольжения тепловых двигателей с учетом неустановившихся режимов работы, построены расчетные и экспериментальные диаграммы Герси-Штрибека для масел Shell 0W-20 и Sintec 5W-40, при

					<i>23.04.03.2019.215.ПЗ ВКР</i>	Лист
						66
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



следующих параметрах:  $\omega=500$  об/мин,  $P=500-5000$  Н и  $\omega=2000$  об/мин,  $P=500-5000$  Н (рисунки 3.12–5.2).

5. В результате выполненного анализа масел Shell 0W-20 и Sintec 5W-40, был сделано следующее заключение. Что теоретические и экспериментальные модели хорошо коррелируют в режиме гидродинамического трения, однако, экспериментальные данные показывают, что при увеличении нагрузки свыше 2250 Н для масла Sintec и 4000 Н для масла Shell, в рассмотренном сопряжении наступает переходный режим трения, который с помощью представленной программы рассчитать невозможно.

					<i>23.04.03.2019.215.ПЗ.ВКР</i>	<i>Лист</i>
						67
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Смазочные материалы: Антифрикционные и противоизносные свойства. Методы испытаний: Справочник / Р.М. Матвеевский, В.Л. Лашхи, И.А. Буяновский и др. М.: Машиностроение, 1989, 28с.
2. Дубовик Е.Д. Топлива, смазочные масла, технические жидкости / Е. Д. Дубовик, А.Н. Чепикова – Хабаровск: Хабаровский государственный технический университет, 2000г.
3. Филина О.А. Функции моторных масел и их примеси / Филина О.А., Пасечник С.В., Зараменских А.Н. // НАУКА СЕГОДНЯ: ВЫЗОВЫ И РЕШЕНИЯ. Сборник статей международной научно-практической конференции. 2017. 35 с.
4. Алексеев В. Н. Автотранспортные эксплуатационные материалы / Алексеев В. Н., Кувайцев И. Ф. - М.: Воениздат, 1979. - 214с.
5. Васильева Л. С. Автомобильные эксплуатационные материалы. - М.: Транспорт, 1986. - 279с.
6. Синюгин А. В. Метод и результаты исследования механических потерь в поршневом двигателе при использовании энергосберегающих моторных масел: дис... канд. техн. наук / А.В. Синюгин.– М., 2007. – 149 с.
7. Автомобильные двигатели / В.М. Архангельский, М.М. Вихерт, А.Н. Воинов и др.; под ред. М.С. Ховаха. М.: Машиностроение, 1977. - 591 с.
8. Автомобильные и тракторные двигатели: Учебник для вузов / И.М. Ленин, А.В. Костров, О.М. Малашкин и др.; под ред. И.М. Ленина. Изд. 2-е, доп. и перераб. - М.: Высшая школа, 1976. - Ч.1.- Теория двигателей и системы их топливоподачи. - 368 с.
9. Определение потерь на привод агрегатов и механизмов дизеля Д-50 / Б.Э. Шабшаевич, А.В. Адамович, Н.К. Петров и др. – Тракторы и сельхозмашины. - 1973.-№ 1. – 9-10 с.
10. Трение и теплопередача в поршневых кольцах двигателей внутреннего сгорания: Справочное пособие / Р.М. Петриченко, М.Р. Петриченко, А.Б. Канищев и др. / под ред. Р.М. Петриченко. Л.: ЛГУ, 1990. - 248 с.

11. Путинцев С.В. Снижение механических потерь в цилиндро-поршневой группе тракторного дизеля с воздушным охлаждением: дисс.... канд. техн. наук / С.В. Путинцев . – М., 1981.-223 с.

12. Васильев Б.Н. Механические потери двигателя автомобиля "Москвич" / Б.Н. Васильев // Автомобильная и тракторная промышленность. – 1954. - № 2. – С. 14-21.

13. Рык Г.М. Пути снижения механических потерь при форсировании двигателя типа Д-37 / Г.М. Рык, П.И. Чирик // Тракторы и сельхозмашины.–1966. - № 4. - С. 30-32.

14. Шабшаевич Б.Э. Исследование потерь на трение в поршневой группе дизеля Д-50 / Б.Э. Шабшаевич, А.В. Адамович // Тракторы и сельхозмашины. – 1970. – № 8. – С. 13-15.

15. Furuhashi S. Measurement of piston frictional force in actual operating diesel engine / S. Furuhashi, M. Takiguchi // Int. Jahrb. Tribologie.-1981. № 3. - P. 737-742.

16. Костров А.В. Исследование влияния конструкции поршня бензинового двигателя на динамику его движения в цилиндре / А.В. Костров, А.Р. Макаров, С.В. Смирнов //Двигателестроение. -1991. № 3. - С. 3-6.

17. Рык Г.М. Моделирование условий смазки поршня / Г.М. Рык, Ф.М. Рогов // Двигатели внутреннего сгорания: Респ. междувед. науч.- техн. сб. (Харьков). 1976.-Вып. 23.-С. 113-122.

18. Рык Г.М., Рогов Ф.М. О характере сопряжения юбка поршня-цилиндр в двигателе СМД-60 // Двигатели внутреннего сгорания: Респ. междувед. науч.- техн. сб. (Харьков). 1976. - Вып. 23. - С. 122-128.

19. Рык Г.М. Метод расчета и исследований условий смазки поршня / Г.М. Рык, Ф.М. Рогов // Двигатели внутреннего сгорания: Респ. междувед. науч.- техн. сб. (Харьков). 1978. - Вып. 27. - С. 109-116.

20. Рогов Ф.М. Исследование условий гидродинамической смазки поршня тракторного двигателя: дисс.... канд. техн. наук / Ф.М. Рогов. – Харьков, 1979. – 220 с.

21. Петриченко Р.М. Механизм образования смазочного слоя под комплектом поршневых колец ДВС / Р.М. Петриченко, А.Ю. Шабанов // Двигателестроение. – 1987.- № 4.-С. 6-10.

22. Путинцев С.В. Новые подходы к оценке трибологических свойств энергоберегающих моторных масел / С.В. Путинцев, С.А. Аникин, А.В. Синюгин // Известия вузов. Машиностроение. – №1. 2006. – 41-48 с.

23. Путинцев С.В. Сравнительное исследование трибологических свойств моторных масел на типовой машине трения / С.В. Путинцев, М.Д. Пронин, М.Н. Точенов // Известия вузов. Машиностроение. – №12. – 2005. –23-28 с.

24. Путинцев С.В., Синюгин А.В., Белов А.А. Известия вузов. Машиностроение. –№11.– 2006.–47-55 с.

25. Прокопьев В.Н. Прикладная теория и методы расчета гидродинамических сложнонагруженных опор скольжения: дис. ... докт. техн. наук / В.Н. Прокопьев. – Челябинск: Изд-во ЧПИ, 1985. – 455 с.

26. Прокопьев, В.Н., Основы триботехники: Текст лекций В.Н. Прокопьев, Н.А. Усольцев, Е.А. Задорожная. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2006. – 131 с

27. Самарский А.А. Численные методы решения задач конвекции-диффузии. А.А. Самарский, П.Н. Вабищевич. – М.: Едиториал УРСС, 2004. 248 с.

28. Ильин В.П. Методы конечных разностей и конечных объемов для эллиптических уравнений / В.П. Ильин. – Новосибирск: Изд-во Ин-та математики, 2000. – 345 с.

29. Уланов А.М. Основы метода конечных элементов: текст лекций / А.М. Уланов. – Самара: Изд-во СГАУ, 2011. – 19 с.

30. Орлов, П.И. Основы конструирования: справочно-методическое пособие: в 2 кн. / П.И. Орлов. – М.: Машиностроение, 1977. – Кн. 2. – 544 с

31. Прокопьев, В.Н. Многосеточные алгоритмы интегрирования уравнения Рейнольдса в задачах динамики сложнонагруженных подшипников скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2005. – №5. – С. 16–21.

									Лист
									70
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.04.03.2019.215.ПЗ.ВКР				

32. Прокопьев, В.Н. Применение безинерционных моделей в задачах динамики опор коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания / В.Н. Прокопьев, В.Г. Караваев, Ю.В. Рождественский // Вестник Уральского межрегионального отделения российской академии транспорта. – 1998. – №1. – С. 43–47.

33. ГОСТ 25371-97. Нефтепродукты. Расчет индекса вязкости по кинематической вязкости. – введ. 01.07.1999. – Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1997. – 25 с.

34. Taylor, R.I. Lubrication Tribology & Motorsport / R.I. Taylor // Society of Automotive Engineers, Detroit. – 2002.

35. Zhang, C. Effects of Surface Roughness and Lubrication Non-Newtonian Property on the Performance of IC Engine Journal Bearings / C. Zhang, Z.G. Qiu // Chinese Internal Combustion Engine Engineering. – 1995. – V.16. – №1. – P. 69–76.

36. Zhang, C. Transient Non-Newtonian Thermohydrodynamic Mixed Lubrication of Dynamically Loaded Journal Bearings / C. Zhang, H.S. Chang. // Transactions of the ASME. – 2000. – V.122. – P. 156–161.

37. Rustogi, A. Accounting for lubricant shear thinning in the design of short journal bearings / A. Rustogi, R.K. Gupta // J. Rheol. – 1991. – V. 35. – P. 589–603.

38. Задорожная Е.А. Влияние микрополярных свойств масел на динамику сложнонагруженных подшипников скольжения / Е.А. Задорожная, В.Г. Караваев, И.Г. Леванов, А.В. Чеснов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2009. – № 3 (19). – С. 329–337.

39. Harnoy, A. Bearing Design in Machinery: Engineering Tribology and Lubrication / A. Harnoy. – New York: Marcel Dekker, 2003. – 440 p.

40. Леванов И.Г. Методика расчёта сложнонагруженных подшипников скольжения, работающих на неньютоновских маслах.: дис.... канд. техн. наук / И.Г. Леванов. – Челябинск, 2011. – 145 с.

41. Задорожная Е.А. Свидетельство № 2017612831 от 03.03.2017. Программа оценки ресурса подшипников скольжения тепловых двигателей с учетом

					<i>23.04.03.2019.215.ПЗ ВКР</i>	Лист
						71
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

неустановившихся режимов работы / Задорожная Е.А., Леванов И.Г., Дудников А.Л., Еркин В.И.

					23.04.03.2019.215.ПЗ.ВКР	Лист
						72
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### Приложение 1

Результаты расчета для масла Sintec 5W-40 при  $\omega = 2000$  об/мин,  $P=500-5000$  Н

Таблица П1.1

Результаты расчета для масла Sintec 5W-40 при  $\omega = 2000$  об/мин,  $P=500-5000$  Н

$P, \text{Н}$	$f$	$M, \text{Н}\cdot\text{м}$	$T, \text{°C.}$	$\mu, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\lambda$	$N_n, \text{Вт}$	$h_{min}, \text{МКМ}$
500	0,0219	0,2618	79,44	0,015	6258,33	54,83	14,42
750	0,0158	0,2832	78,61	0,016	4276,18	59,3	12,33
1000	0,0125	0,2983	78,51	0,016	3215,34	62,46	10,85
1250	0,0105	0,3128	78,31	0,016	2587,05	65,5	9,783
1500	0,0090	0,3236	78,51	0,016	2143,56	67,77	8,904
1750	0,0079	0,3328	78,79	0,016	1822,10	69,68	8,199
2000	0,0071	0,3399	79,23	0,015	1573,82	71,18	7,602
2250	0,0065	0,3473	79,59	0,015	1384,36	72,72	7,086
2500	0,0059	0,3533	80,03	0,015	1230,33	73,99	6,641
2750	0,0055	0,3595	80,39	0,015	1106,54	75,27	6,269
3000	0,0050	0,3616	81,22	0,014	989,02	75,71	5,878
3250	0,0047	0,3641	81,9	0,014	895,90	76,24	5,559
3500	0,0044	0,3669	82,55	0,014	816,66	76,83	5,273
3750	0,0041	0,3691	83,25	0,014	746,90	77,3	4,996
4000	0,0039	0,3729	83,62	0,014	692,52	78,08	4,793
4250	0,0037	0,3728	84,52	0,013	635,85	78,06	4,558
4500	0,0035	0,3718	85,51	0,013	583,65	77,86	4,334
4750	0,0033	0,3742	86,04	0,013	544,73	78,35	4,159
5000	0,0031	0,3764	86,58	0,012	509,69	78,81	3,997

Результаты расчета для масла Shell0W-20 при  $\omega = 500$  об/мин,  $P=500-5000$  Н

Таблица П2.1

Результаты расчета для масла Shell0W-20 при  $\omega = 500$  об/мин,  $P=500-5000$  Н

$P$ , Н	$f$	$M$ , Н·м	$T$ , °С	$\mu$ , Па·с	$\lambda$	$N_n$ , Вт	$h_{min}$ , МКМ
500	0,0085	0,1013	56,79	0,019	1950,71	5,3	8,4
750	0,0062	0,1113	56,89	0,019	1296,37	5,8	6,8
1000	0,0050	0,1189	57,17	0,019	964,07	6,2	5,8
1250	0,0042	0,1261	57,38	0,019	765,92	6,6	5,1
1500	0,0037	0,1322	57,56	0,019	634,84	6,9	4,5
1750	0,0033	0,1379	57,85	0,018	539,17	7,2	4,1
2000	0,0030	0,1426	58,16	0,018	467,41	7,5	3,8
2250	0,0027	0,1473	58,37	0,018	412,74	7,7	3,5
2500	0,0025	0,1512	58,77	0,018	366,95	7,9	3,2
2750	0,0024	0,1557	58,9	0,018	332,29	8,2	3,1
3000	0,0022	0,1593	59,18	0,018	302,03	8,3	2,9
3250	0,0021	0,1628	59,45	0,018	276,43	8,5	2,7
3500	0,0020	0,1653	60,01	0,017	252,43	8,7	2,6
3750	0,0019	0,1683	60,35	0,017	233,14	8,8	2,4
4000	0,0018	0,1706	60,84	0,017	215,36	8,9	2,3
4250	0,0017	0,1727	61,33	0,017	199,80	9,0	2,2
4500	0,0016	0,1737	62,11	0,016	184,36	9,1	2,1
4750	0,0015	0,1743	63,04	0,016	170,02	9,1	2,0
5000	0,0014	0,1717	65,01	0,015	152,59	9,0	1,8



Результаты расчета для масла Shell0W-20 при  $\omega = 2000$  об/мин,  $P=500-5000$  Н

Таблица ПЗ.1

Результаты расчета для масла Shell0W-20 при  $\omega = 2000$  об/мин,  $P=500-5000$  Н

$P, \text{Н}$	$f$	$M, \text{Н}\cdot\text{м}$	$T, \text{°C}$	$\mu, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\lambda$	$N_n, \text{Вт}$	$h_{min}, \text{мкм}$
500	0,0174	0,2082	73,88	0,012	4790,06	43,6	12,9
750	0,0125	0,2235	73,72	0,012	3207,06	46,8	10,8
1000	0,0099	0,2362	73,78	0,012	2401,19	49,5	9,4
1250	0,0082	0,2467	74,03	0,012	1909,46	51,7	8,4
1500	0,0071	0,2565	74,15	0,012	1585,74	53,7	7,6
1750	0,0063	0,2645	74,55	0,011	1345,13	55,4	7,0
2000	0,0057	0,2724	74,81	0,011	1169,81	57,1	6,5
2250	0,0052	0,2789	75,19	0,011	1028,89	58,4	6,0
2500	0,0048	0,2857	75,4	0,011	921,07	59,8	5,7
2750	0,0044	0,2907	75,93	0,011	826,14	60,9	5,3
3000	0,0041	0,2977	76,02	0,011	755,25	62,4	5,0
3250	0,0039	0,3027	76,36	0,011	691,47	63,4	4,8
3500	0,0037	0,3077	76,65	0,011	637,39	64,4	4,6
3750	0,0035	0,3132	76,82	0,011	592,16	65,6	4,4
4000	0,0033	0,3172	77,22	0,011	550,02	66,4	4,2
4250	0,0032	0,3222	77,43	0,011	514,76	67,5	4,0
4500	0,0030	0,3267	77,64	0,011	483,43	68,4	3,9
4750	0,0029	0,3310	77,86	0,011	455,39	69,3	3,7
5000	0,0028	0,3353	78,06	0,010	430,57	70,2	3,6