

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Факультет «Автотракторный»

Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания и электронные системы автомобилей»

ПРОЕКТ ПРОВЕРЕН

Рецензент

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ 2018 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

Лазарев В.Е.

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ 2018 г.

Повышение ресурса двигателя внутреннего сгорания путем изменения  
износостойкости узлов пары трения поршень-гильза

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА  
(МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)  
ЮУрГУ – 13.04.03.2018.221.00.00.ПЗ

Консультант:

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ 2018 г.

Руководитель проекта:

Лазарев В.Е.

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ 2018 г.

Консультант:

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ 2018 г.

Автор проекта

студент группы П-209

Максимов Д.А.

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ 2018 г.

Консультант:

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ 2018 г.

Нормоконтролер:

Шишков В.В.

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ 2018 г.

## АННОТАЦИЯ

Максимов Д.А. Двигатель 4Ч 8,2/7,56 мощностью 65 кВт при частоте вращения коленчатого вала 5600 об/мин с использованием ультрадисперсных алмазов (УДА) в смазочном масле. – Челябинск: ЮУрГУ, АТ; 2018, 38 с. 5 ил., библиогр. Список – 7 наим., 2 прил.

В выпускной квалификационной работе рассмотрен опыт добавления ультрадисперсных алмазов в смазочное масло с целью изменения коэффициента трения и как следствие изменения ресурса трибосопряжения «поршень – гильза цилиндра». Проведен ряд расчетов, по результатам которых установлены зависимости, показывающие разницу между штатной системой и системой с использованием УДА.

Обработаны и проанализированы результаты исследований, описан процесс влияния УДА на ресурс трибосопряжения и двигателя в целом.

					13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>	Максимов Д.А				<i>Повышение ресурса ДВС путем изменения износостойкости узла пары трения поршень-гильза</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>	Лазарев В.Е.						4	
<i>Н. Контр.</i>	Шишков В.В.					ЮУрГУ		
<i>Утверд.</i>	Лазарев В.Е.					Кафедра ДВСиЭСА		

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА.....	8
2 ПОСТАНОВКА ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ.....	17
3 МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСА ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ.....	19
4 ОБЗОР ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ О ВЛИЯНИИ ДОБАВОК УЛЬТРАДИСПЕРСНЫХ АЛМАЗОВ (НАНОАЛМАЗОВ) НА ИЗНОСОСТОЯКОСТЬ ПАР ТРЕНИЯ.....	22
5 РАСЧЕТ РЕСУРСА ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ.....	26
5.1 Выбор исходных данных.....	26
5.2 Построение опорной кривой.....	27
5.3 Определение характера контактирования, контурного давления и площади.....	28
5.4 Определение тепловых параметров контакта.....	30
5.5 Определение ресурса сопряжения.....	32
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	34
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	36
ПРИЛОЖЕНИЕ А Ультрадисперсные алмазы.....	37
ПРИЛОЖЕНИЕ Б Расчет ресурса сопряжения «поршень-гильза».....	38

					13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

## ВВЕДЕНИЕ

Прогресс в автомобильной промышленности, дальнейшее увеличение грузооборота автомобильного транспорта предусматривает не только количественный рост автопарка, но и значительное улучшение использования имеющихся автомобилей, повышение культуры эксплуатации, увеличение межремонтных сроков службы и повышения ресурса ДВС.

Проблема повышения долговечности деталей цилиндропоршневой группы двигателей внутреннего сгорания относится к числу проблем, не теряющих своей актуальности с течением времени. Современное развитие конструкций двигателей характеризуется применением новых конструкционных и эксплуатационных материалов. Одними из таких материалов являются антифрикционные добавки в смазочное масло. Анализ применения антифрикционных добавок в смазочные масла различных узлов показал их высокую эффективность.

Применительно к сопряжениям цилиндропоршневой группы ДВС в настоящее время производится более 20 антифрикционных добавок различного действия.

Введение высокодисперсных добавок в смазочные среды может способствовать протеканию механохимических взаимодействий в трибосистемах, активизирующих процессы самоорганизации, формирование структур, адаптированных к условиям трения. Все возрастающие требования к работоспособности и долговечности машин и механизмов при ужесточении условий работы тяжело нагруженных пар трения обуславливают необходимость проведения работ, направленных на выбор оптимальных сочетаний материалов деталей узлов трения и смазок. В настоящее время весьма актуальным является исследование совместимости добавок к смазкам и материалов, которые используются в тяжело нагруженных и ответственных деталях узлов трения [1].

Исследование процессов изнашивания сопряжений цилиндропоршневой группы с введением этих добавок в смазочное масло ДВС изучено недостаточно. В связи с этим теоретические обоснования и экспериментальное исследование

					13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

эффективности различных добавок с целью улучшения работоспособности основного сопряжения поршень – гильза цилиндра является весьма актуальным.

Исследованием работы и методов повышения надежности сопряжений цилиндропоршневой группы двигателей внутреннего сгорания занимались многие ученые. Применительно к поставленной цели исследования вопросами работоспособности сопряжения поршень – гильза цилиндра посвятили свои работы В.И. Балабанов, В. Н. Быстров, Д.Н. Гаркунов, П.П. Дудко, М.Н. Ерохин, Г.И. Истомин, Н. Н. Козловский, М. Круль, В.Н. Кузьмин, С.М. Мамыкин, В. Ф. Пичугин, Л.И. Погодаев, В. В. Стрельцов, В.И. Ципцин, А.Ю. Шабанов и многие другие.

					13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА

Режимы трения в сопряжении «поршень – гильза» оказывают разностороннее влияние на характеристики и ресурс работы двигателя. Непосредственно сила трения определяет величину потерь мощности в цилиндропоршневой группе (ЦПГ) и тангенциальные нагрузки на поршневые кольца. Режим трения, а именно, удельный вклад граничного режима, определяет скорость изнашивания гильзы цилиндра. Кроме того, от режима трения зависит эффективность подачи смазки в зоны трения, эффективность снятия смазки и распределение толщин масляной пленки на внутренней поверхности гильзы. Это определяет расход масла в сторону камеры сгорания, расход масла на угар, скорость окисления моторного масла и интенсивность образования нагара на жаровом поясе поршня и в поршневых канавках. В свою очередь, интенсивность образования нагара обуславливает степень снижения подвижности поршневых колец, снижения их уплотняющей способности и, вызванного этим, снижения мощности и топливной экономичности в процессе эксплуатации. Таким образом, определение и оптимизация режима и параметров трения в данном сопряжении необходимы не только для обеспечения ресурса ЦПГ, но и для обеспечения мощностных, экономических и экологических показателей двигателя в течение расчетного периода работы.

Однако, несмотря на практическую значимость, режим трения в сопряжении «поршень – гильза цилиндра», до сих пор слабо изучен. Анализ научных публикаций показывает, что в настоящее время не существует единого мнения относительно характера трения в данном сопряжении.

Трудность интерпретации экспериментальных данных связана с главной особенностью кинематики ЦПГ: реверсивным характером и синусоидальным изменением скорости движения поршня и поршневых колец относительно цилиндра (с достижением максимума примерно в середине хода поршня и нуля в мертвых точках КШМ). Это обуславливает возможность существования сразу

13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ

Лист

8

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

нескольких, сменяющих друг друга, режимов смазки и трения для сопряжений «поршень-цилиндр» и «кольцо-цилиндр».

Ряд экспериментальных и расчетных данных свидетельствует в пользу преимущественно гидродинамического характера трения кольца о цилиндр. В то же время имеются доказательства граничного трения и отсутствия каких-либо признаков гидродинамики в условиях работы колец. Ряд исследователей предполагает существование сочетания двух названных режимов. Последняя из упомянутых позиций обосновывается соответствием между экспериментально наблюдаемыми и расчетнополучаемыми фактами существенной зависимости трения колец как от профиля их рабочей поверхности (признак гидродинамического режима трения), так и от упругости колец или заколочного давления газов (признак граничного трения). При этом считается, что преобладающим для сопряжения «поршень- гильза» является граничный режим трения, за ним следует гидродинамический, а смешанный режим трения играет незначительную роль.

Нельзя не отметить, что в каждом случае интерпретация экспериментальных данных в значительной степени зависит от теоретических представлений исследователя о механизмах и закономерностях трения. В особенности это касается граничного трения. Термин «граничное трение» является собирательным для ряда режимов, являющихся промежуточными между гидродинамическим и механизмом с преобладанием непосредственного контакта поверхностей («смешанным»). В этой связи необходимо подробнее рассмотреть существующие принципиальные подходы, касающиеся выбора зависимостей для расчета сил трения.

Известные современные подходы к описанию трибологии поршня, основывающиеся на принятии гипотезы о преобладании граничного режима трения, чаще всего используют выражения силы граничного трения, в условиях которого вполне оправдано принятие общеизвестной зависимости Г. Амонтона в виде:

									Лист
									9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ				

$$F = P \cdot f, \quad (1)$$

где  $P$  – нормальная нагрузка на поршень;

$f$  – коэффициент граничного трения поршня о цилиндр.

При использовании выражения (1) для расчетов большую сложность представляет определение достоверных значений коэффициента трения. Вследствие реверсивного движения и синусоидального характера изменения скорости в данном сопряжении, измеряемая сила трения также принимает переменные значения. Назначение постоянного коэффициента трения, рассчитанного исходя из усредненного или максимального значения силы трения, представляется недостаточно обоснованным. Во всяком случае, связь коэффициента трения с интенсивностью изнашивания, определяемая энергией трения и ее распределением между процессами деформирования смазочного материала и деформирования материала трибосопряжения, невозможно отобразить в виде универсальной зависимости. Для каждого узла и для каждого интервала внешних параметров, как экспериментальные, так и теоретические зависимости имеют разный вид. Кроме того, данный подход не позволяет даже рассматривать вопрос об эффективной толщине масляной пленки и скорости поступления масла в камеру сгорания.

Исходя из предположения о преобладании гидродинамического режима, силу трения поршня о цилиндр необходимо определять на основе выражения, являющегося следствием закона Ньютона для тангенциального напряжения в слое жидкости и решения уравнения Рейнольдса :

$$F = \iint_A \left( \frac{\mu V}{h} + \frac{\partial p}{\partial x} \frac{h}{2} \right) dA, \quad (2)$$

где  $A$  – площадь смоченной поверхности;

$\mu$  – динамическая вязкость смазочного материала;

$V$  – скорость скольжения тела;

$h$  – толщина слоя смазки;

$p$  – гидродинамическое давление;

$x$  – координата в направлении скольжения тела.

					13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10



Важно отметить, что оценочные расчеты силы трения поршня о цилиндр, выполненные авторами исходя из гипотезы чисто граничного трения и на основе предположения о единственно гидродинамическом режиме дают для одних и тех же входных данных сильно отличающиеся между собой и не согласующиеся с имеющимися экспериментами результаты. В целом преобладает мнение, что наилучшим компромиссом для разрешения противоречия является использование некой универсальной зависимости для расчета силы трения поршня о цилиндр, а именно: комбинированной формулы, учитывающей возможность расчета как по Амонтону (низкие скорости кольца вблизи мертвых точек), так и по Ньютону-Рейнольдсу (высокие скорости движения поршня), а также сочетанию этих формул в зависимости от доли каждого из указанных режимов.

Однако, простое сочетание двух разных зависимостей для описания одного процесса не может дать удовлетворительного решения данной проблемы. Для построения универсальной комбинированной зависимости, позволяющей производить адекватное численное моделирование сопряжения «поршень – гильза цилиндра», необходимо дополнительно учитывать ряд факторов. В связи с особенностями кинематики данного сопряжения, значительную трудность представляет учет динамического фактора, связанного с невозможностью установления стационарного режима в каждый момент движения поршня относительно гильзы. Поскольку при изменении параметров, главным образом, скорости скольжения, для установления равновесного режима требуется некоторое время, при непрерывном изменении скорости по времени  $t$  значение силы трения ( $F = F(P, \mu, V, h, t)$ ) никогда не соответствует рассчитанному стационарному  $F = F(P, \mu, V, h)$  и различается для данного значения скорости в зависимости от знака  $dV/dt$ . Применяемые математические модели чаще всего рассматривают нестационарные режимы как возмущенное состояние с малыми отклонениями от стационарного режима и включают аппарат передаточных функций. При этом передаточные функции строятся на основе известных зависимостей между входными и выходными параметрами при установившихся режимах. В случае существенных возмущений, связанных со значительной

					13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

скоростью изменения входных параметров (в данном случае, значения  $dV/dt$ ), применение подобных моделей сталкивается со значительными трудностями. В любом случае, такие модели применимы в диапазоне изменения параметров, соответствующем жидкостному режиму трения и непригодны для определения условий перехода от жидкостного режима к граничному. Для сопряжения «поршень – гильза цилиндра» вопрос об условиях перехода и относительного вклада различных режимов трения является ключевым.

Второй фактор, требующий отражения в модели трения, это вероятностный характер непосредственного контакта поверхностей трибосопряжения в гидродинамическом режиме. Наличие данного фактора обусловлено определенной неустойчивостью даже установившегося режима жидкостного трения и проявляется при малых значениях толщины смазочного слоя. Построение вероятностной функции и введение ее в модель трения необходимо для устранения упомянутого выше противоречия между расчетными и экспериментальными данными. В частности, данным фактором может быть объяснено наличие зависимости коэффициента трения от величины шероховатости поверхностей и упругости поршня при расчетных параметрах, соответствующих гидродинамическому режиму.

Третьим фактором, без учета которого невозможна адекватная интерпретация экспериментальных данных при моделировании сопряжения «поршень – гильза цилиндра», является зависимость вязкости смазочного слоя от его толщины. Наличие данной зависимости обусловлено полимолекулярным характером адсорбции компонентов смазочных масел на поверхностях трибосопряжений. Авторами было показано, что наличие адсорбционных слоев моторного масла на металлических поверхностях существенно влияет на гидромеханические характеристики подшипников коленчатого вала и их нагрузочную способность. В настоящее время наиболее изучена полимолекулярная (многослойная) адсорбция паров на твердых поверхностях (теория Браунауэра-Эммета-Теллера, теория М. Поляни). Работы, касающиеся полимолекулярной адсорбции жидкостей на твердых поверхностях крайне

					13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

немногочисленны. Это связано со значительно большей трудоемкостью изучения последней из-за отсутствия явно выраженного фазового перехода между адсорбатом и адсорбционным слоем (в отличие от адсорбции паров), а также из-за неприменимости для исследования такого традиционного метода, как построение изотерм адсорбции. Адсорбция моторных масел и многих других смазывающих жидкостей на металлических поверхностях включает процессы физической и химической адсорбции поверхностно-активных веществ (ПАВ) и последующей многослойной адсорбции углеводородных молекул на поверхности, модифицированной слоем ПАВ. Роль последних заключается в формировании слоя с определенной поверхностной энергией, которая зависит, в частности, от параметров молекул ПАВ и величины адсорбции. Последующая многослойная адсорбция молекул масла обусловлена сглаживанием скачка термодинамических потенциалов на границе поверхности металла, модифицированной ПАВ и жидкости. При этом наличие градиента энтальпии межмолекулярных связей и энтропии, приводит к наличию в слое некоторой толщины градиента вязкости.

На основании анализа градиента термодинамических потенциалов и состояния жидкости в адсорбированном слое в соответствии с положениями теории М. Поляни, предложены зависимости эффективной вязкости смазочного слоя и силы трения от величины зазора:

$$\bar{\mu} = \frac{1}{h - h_{S1} - h_{S2}} \int_{h_{S1}}^{h-h_{S2}} \mu(\mu_0, \mu_S, h_i, l_h) dh_i, \quad (3)$$

$$F_{mp} = \min \left( \frac{V_0}{(h - h_{S1} - h_{S2})^2} \int_{h_{S1}}^{h-h_{S2}} \mu(\mu_0, \mu_S, h_i, l_h) dh_i \right), \quad (4)$$

где  $\mu_i$  – условное значение вязкости на расстоянии  $h_i$  от поверхности;

$\mu_S$  – значение вязкости углеводородного слоя, непосредственно адсорбированного на поверхности слоя ПАВ;

$l_h$  – параметр, характеризующий скорость изменения вязкости при удалении от смачиваемой поверхности и имеющий размерность длины;

$\mu_0$  – исходная вязкость жидкости (на бесконечном удалении от поверхности),

$V_0$  – скорость смещения поверхностей,  $h_{S1}$  и  $h_{S2}$  – толщины слоев смазки на двух поверхностях, скорости сдвига в которых можно считать равными нулю. Экспериментально определенные толщины адсорбционных слоев моторных масел составляют 0,4...0,8 мкм на одной поверхности и существенно влияют на вязкость смазочного слоя при толщине менее 2,5...3 мкм. Наличие полимолекулярных адсорбционных слоев смазочного масла приводит к определенным особенностям граничного трения, что видно при тщательном построении зависимостей коэффициента трения от прижимающей нагрузки

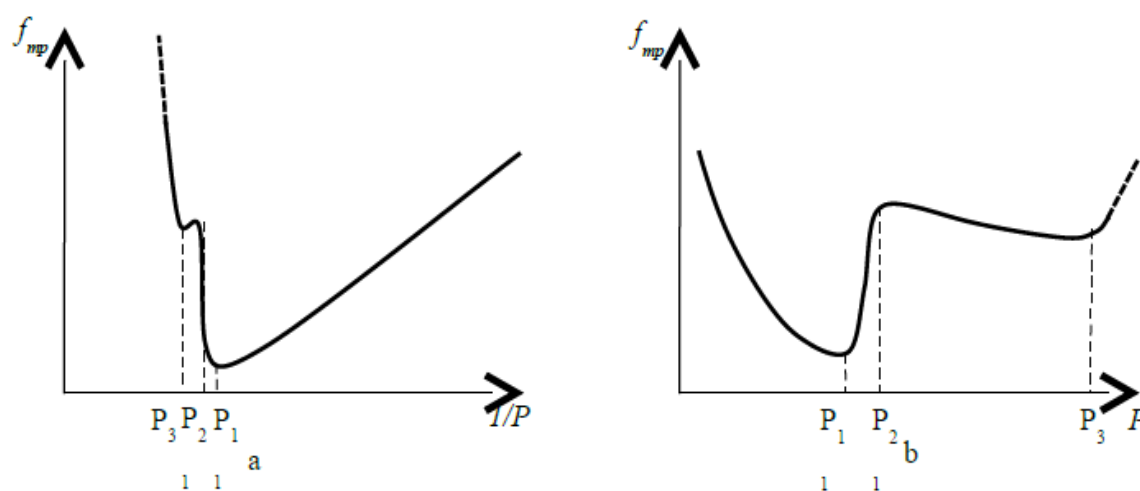


Рисунок 1 – Диаграмма Герси (а) и нормальная зависимость коэффициента трения от прижимающей нагрузки (б)

Значение  $P_1$  характеризует диапазон гидродинамического режима трения, зависящий как от исходной вязкости масла, так и от эффективности ПАВ (противоизносных присадок). Диапазон  $P_2...P_3$  – режим, обусловленный граничным (адсорбированным) слоем. Значение  $P_3$  соответствует переходу к режиму с непосредственным контактом поверхностей трибосопряжения. Согласно имеющимся экспериментальным данным, режим, обусловленный адсорбированным слоем, т.е., зависимостью вязкости от толщины слоя, реализуется в широком диапазоне контактных давлений ( $P_3 \approx 2P_2$ ). Логично предполагать, что для сопряжения «поршень – гильза цилиндра», данный режим может быть преобладающим. Следует отметить, что режим, обусловленный

граничным слоем смазки, по существу является жидкостным, но характеризуется слабой зависимостью коэффициента трения от прижимающей нагрузки, и при интерпретации экспериментальных данных может быть принят за переходный режим с практически нулевой толщиной смазочного слоя.

Исходя из всего вышеизложенного, наиболее важной задачей проектирования стенда следует считать получение максимально возможной информации о режимах трения в изучаемом трибосопряжении. Наиболее важными оцениваемыми параметрами следует считать толщину разделяющего смазочного слоя и ее распределение по траектории движения поршня, а также интенсивность изнашивания. Учитывая кинематику рассматриваемого трибосопряжения, толщину разделяющего слоя масла крайне затруднительно измерять непосредственно или по величине электрического сопротивления контакта между поверхностями. Метод измерения толщины смазочного слоя по величине емкостного сопротивления контакта распространен и удобен при моделировании жидкостного трения в подшипниках скольжения в условиях установившегося режима и непрерывной подачи свежей смазки. В этом случае электрофизические параметры смазочного слоя можно считать постоянными и близкими к свойствам смазочного материала, измеренным обычными методами. В случае трения поршня о гильзу цилиндра, вследствие малой толщины слоя, вероятных контактов вершин шероховатостей поверхностей хотя бы на части траектории и затрудненного удаления продуктов изнашивания при реверсивном движении, диэлектрическая проницаемость смазочного масла неизбежно изменяется в ходе испытаний, электрическое сопротивление контакта подвержено случайным колебаниям, превышающим закономерное изменение при изменении толщины слоя смазки.

Информацию о режиме трения можно извлечь при построении зависимостей коэффициента трения от скорости и прижимающей нагрузки и сопоставления этих зависимостей с интенсивностью изнашивания. Учитывая названные выше усложняющие факторы, для корректного моделирования предпочтительно производить измерения в диапазоне скоростей,

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

соответствующих реальному узлу. Зависимости коэффициента трения от нагрузки являются более информативными и должны строиться в диапазоне нагрузок, значительно превышающем диапазон в реальном трибосопряжении, с малым шагом изменения нагрузки. Измерения интенсивностей изнашивания при различных нагрузках и их сопоставление с зависимостями, характеризующими режимы трения необходимы для оценки доли энергии трения, затрачиваемой на деформирование смазочного материала и доли энергии, затрачиваемой на деформирование и разрушение поверхностей трибосопряжения. Вследствие малых изменений коэффициента в некотором интервале нагрузок и контактных давлений (рис. 1, 1b), распределение энергии (работы силы трения) между двумя этими процессами в случае граничного трения является основным критерием предпочтительности той или иной конструкции поршневого кольца. Кроме того, оценка распределения энергии трения необходима для введения функции вероятности контактирования поверхностей при формально жидкостном режиме трения, включающей зависимость такой вероятности от расчетной толщины разделяющего слоя [2].

					13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ	Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 2 ПОСТАНОВКА ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ

Цель исследования:

В работе исследовали эффективность использования ультрадисперсных алмазов (УДА) (Приложение А) в смазочных материалах с целью уменьшения трения, повышения износостойкости узлов трения и увеличение ресурса ДВС.

Задачи исследования:

1. Расчетным методом оценить ресурса трибосопряжения «Поршень – Гильза цилиндра».
2. Предложить способы улучшения износостойкости трибосопряжения.
3. Исследовать влияние добавок УДА на износостойкость деталей трения ДВС расчетным методом.
4. Дать оценку ресурса сопряжения с УДА и без их использования.
5. Обоснование итогов проведенного исследования.

Объекты исследования:

Процессы, происходящие в смазочном слое, разделяющем поверхности трения трибосопряжения «поршень – гильза», и контактном слое поверхности трения при износе.

Предмет исследования:

Закономерности, связывающие геометрические параметры поверхностей трения с гидромеханическими характеристиками и ресурсом сопряжения «поршень – гильза».

Методы исследования:

В работе применен комплексный метод исследований, заключающийся в сочетании теоретического анализа и математического расчета на выявление ресурса трибосопряжения с оценкой результатов в ходе и после исследований.

Для расчетов моделей и обработки экспериментальных данных применялись современные компьютерные средства и программы.

Достоверность полученных результатов обеспечивается корректной постановкой задач, обоснованностью используемых теоретических зависимостей и принятых допущений, применением хорошо известных численных методов;

					13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

подтверждается качественным и количественным совпадением полученных результатов решения тестовых задач с известными теоретическими и экспериментальными результатами отечественных и зарубежных авторов.

					13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18



### 3 МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСА ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ

Тема повышения ресурса машин и механизмов в последнее время приобретает все более выраженную актуальность. Практически во всех технически и экономически развитых странах на исследования, направленные на создание способов и технологий восстановления деталей машин, подвергшихся износу, повышение надежности подвижных соединений, снижение интенсивности различных видов изнашивания деталей машин и механизмов ежегодно тратятся значительные средства.

Указанная ситуация сложилась не только в свете постоянного ужесточения эксплуатационных режимов машин, но и в связи с частым отсутствием обоснованных и подтвержденных объективными критериями методик выбора материалов (как конструкционных, так и смазочных), защитных покрытий и способов обработки для конкретных деталей трибосопряжений, работающих в определенных условиях, что особенно странно в свете того, что, как известно, путем повышения качества исполнения взаимодействующих поверхностей деталей пар трения и подбора рациональных материалов и эксплуатационных режимов машин, можно значительно повысить их ресурс.

Ресурс двигателя в целом зависит от износостойкости и работоспособности отдельных составляющих элементов. Для решения задачи увеличения ресурса двигателей необходимо найти способы увеличения ресурса их соединений.

Выполняя обзор работ по увеличению износостойкости трибосопряжения, я пришел к выводу что, повысить ресурс возможно путём реализации конструкторских, технологических и эксплуатационных мероприятий.

К эксплуатационным мероприятиям относят использование смазочных масел с присадками (добавками) в начальный период эксплуатации, а также выбор режимов работы двигателя.

К конструкторским мероприятиям можно отнести: выбор материалов пар трения; создание условий для реализации гидродинамического режима смазки; применение геометрической формы деталей, обеспечивающей требуемую механику контакта; поддержание оптимальных температурных режимов в узлах

					13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

трения и т.д. В настоящее время в данном направлении выполнен ряд важных исследований, приведших к практическим результатам. Так, например, установлено, что при нормальных условиях работы двигателя большинство поршней образуют бочкообразный профиль, обеспечивающий условия гидродинамической смазки. Испытания поршней с искусственно закруглённой образующей показали, что их износ до 10 раз меньше износа обычных поршней.

Повышения маслоудерживающей способности и сопротивляемости задиру гильз цилиндров возможно добиться нанесением маслоудерживающего рельефа в виде лунок или канавок вибронакаткой, плосковершинным хонингованием, что обеспечивает увеличение ресурса гильз до 30%. Широкое распространение для предупреждения задиров получили покрытия колец, наносимые химическим и электрохимическим способами: лужение, кадмирование, меднение, фосфотирование, сульфидирование, железнение, пористое хромирование и т.д. Положительным свойством сульфидных покрытий является их способность при трении и износе выделять серу, которая содействует скольжению и предотвращает задиры в условиях граничного трения. Получили распространение молибденовые покрытия на поршневых кольцах, показавшие хорошие противозадирные и износостойкие качества.

К технологическим мероприятиям относят как повышение точности изготовления и сборки деталей трибосопряжений, так и применение более совершенных способов обработки поверхностей трения. Во втором случае для повышения ресурса гильз цилиндров применяют специальные методы хонингования: плосковершинное, антифрикционно-деформационное, безабразивное. При помощи антифрикционно-деформационного хонингования на поверхности трения получают прочное антифрикционное покрытие из дисульфида молибдена, графита, меди, олова. Подобные методы получили название «Финишная антифрикционная безабразивная обработка» – ФАБО.

В данной работе для увеличения ресурса трибосопряжения применялся способ добавления УДА в смазочное масло. Для определения эффективности данного метода, считаю необходимым провести расчет, с целью получения ресурса трибосопряжения [3].

					13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

#### 4 ОБЗОР ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ О ВЛИЯНИИ ДОБАВОК УЛЬТРАДИСПЕРСНЫХ АЛМАЗОВ (НАНОАЛМАЗОВ) НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ПАР ТРЕНИЯ

Ряд добавок к моторным маслам для бензиновых двигателей автомобильной техники позиционируется производителями, как «содержащие ультрадисперсные алмазы (УДА)». Экспериментальными исследованиями, проведенными ранее на производственном объединении «SINTA», основной сферой которой являются нанотехнологии установлено, что при смазке модели терния «поршень-гильза» маслами с этими добавками, действительно происходит резкое снижение коэффициента трения. Экспериментальные данные [Автомобильный транспорт сборник научных трудов, выпуск 13, Харьков, 2013г. / М.А. Подригало, профессор, доктор технических наук, заведующий кафедрой в Харьковском автодорожном университете].

Практика уменьшения трения и изнашивания в различных механизмах и машинах имеет многовековую историю, начиная с применения жиров и масел, дегтя, талька, графита, молибденита, различных порошков и соединений мягких металлов, многих притирочных составов и продуктов нефтехимии. В 70-х годах прошлого века стало возможным увеличение ресурса работы подвижных соединений за счет добавления в масло или топливо специальных составов, представляющих собой сложные соединения. Одни из них были названы добавками, другие присадками.

Введение высокодисперсных добавок в смазочные среды может способствовать протеканию механохимических взаимодействий в трибосопряжениях, активизирующих процессы самоорганизации, формирование структур, адаптированных к условиям трения. Все возрастающие требования к работоспособности и долговечности машин и механизмов при ужесточении условий работы тяжело нагруженных пар трения обуславливает необходимость проведения работ, направленных на выбор оптимальных сочетаний материалов деталей узлов трения и смазок. В настоящее время весьма актуальным является

					13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

исследование совместимости добавок к смазкам и материалов, которые используются в тяжело нагруженных и ответственных деталях узлов трения.

В качестве материалов для испытаний были выбраны следующие:

- алюминий ;
- чугун специальный (ЧС).

Испытания трибосопряжений «поршень – гильза цилиндра» проводились по схеме, где неподвижный элемент был изготовлен из материала гильзы (ЧС) и имел большую площадь, а подвижный элемент был изготовлен из материала поршня (Алюминий) и имел меньшую площадь.

Результаты испытаний эталонной пары и пары с использованием УДА приведены в таблице 1:

Таблица 1 – Результаты испытаний эталонной пары и пары с использованием с УДА

Трибосистема	Суммарная скорость изнашивания J, мкм/час	Коэффициент трения
Штатная	10,8	0,11
С применением УДА	8,3	0,09

Проведенные сравнительные испытания триботехнических характеристик модельных трибосистем ДВС: «коленчатый вал – вкладыш», «гильза цилиндра – поршень» с добавкой УДА в масло и без их внесения показали:

1. Суммарная скорость изнашивания испытуемых трибосистем уменьшается в 1,31 раза для трибосистемы «гильза цилиндра – поршень», в 1,75 раза для трибосистемы «коленчатый вал – вкладыш».

2. Коэффициент трения испытуемых трибосистем уменьшился в 1,27 раза для трибосистемы «коленчатый вал – вкладыш», в 1,25 раза для трибосистемы «гильза цилиндра – поршень».

Исходя из полученных результатов, можно предположить следующий механизм упрочняющего и противоизносного воздействия добавки УДА при введении их в смазку.

Попадая на поверхность пар трения, частицы УДА оказывают мягкое полирующее воздействие на микровыступы рабочих поверхностей, сопряженных

деталей. При этом обнажается, так называемая, ювенильная поверхность, обладающая высокой свободной энергией и каталитической активностью, на которой механохимические превращения приводят к перераспределению микрочастиц металла, присадок из масла и УДА по поверхности.

УДА, внедряясь в поверхность детали трения упрочняют ее предповерхностный слой и защищают деталь от водородного охрупчивания. Покрывая трущиеся поверхности металла, УДА образуют плакирующий слой (слой сухой смазки), постоянно возобновляющийся и препятствующий износу основного материала, позволяющий в значительной степени уменьшить их износ при холодном пуске двигателя до поступления основного смазывающего состава.

Необходимо учитывать и возможность улучшения адсорбционной способности рабочих поверхностей по отношению к смазке при насыщении их частицами УДА, а также повышения несущей способности масляного слоя при образовании агрегатов микрочастиц УДА с компонентами смазок.

Применение алмазосодержащей добавки обеспечивает:

– уменьшение скорости изнашивания деталей трения ДВС и соответственно увеличение их эксплуатационного ресурса;

– уменьшение коэффициента трения, что приводит к снижению механических потерь в ДВС, а, следовательно, и к экономии топлива.

Полученные результаты свидетельствуют о целесообразности использования УДА для повышения эксплуатационного ресурса ДВС.

Для подтверждения проведенного исследования по влиянию УДА на двигатель-прототип, считаю необходимым провести расчет с целью выявления ресурса трибосопряжения «поршень – гильза» [6].

					13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

## 5 РАСЧЕТ РЕСУРСА ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ

### 5.1. Выбор исходных данных

Для проведения данного исследования в качестве прототипа был выбран двигатель семейства ВАЗ 21124.

Эффективная мощность двигателя  $N_e = 65$  кВт, частота вращения коленчатого вала  $n = 5600$  мин<sup>-1</sup>, максимальный крутящий момент  $M = 115,7$  Н·м при  $n_M = 3000$  мин<sup>-1</sup>, тип двигателя: четырехтактный, четырехцилиндровый, с жидкостным охлаждением. Прототип двигатель ВАЗ 21124. Диаметр цилиндра  $D=82$  мм, ход поршня  $S=75,6$  мм.

Давление окружающей среды  $p_0 = 0,1013$  МПа для нормальных атмосферных условий.

Температура окружающего воздуха  $T_0 = 293$  К, т.е. принимается для нормальных условий.

Средний элементарный химический состав топлива в весовых долях для бензинов  $C=0,855$ ;  $H=0,145$ ;  $O=0$ . При этом  $C+H+O=1$ .

Низшая теплота сгорания жидких топлив, определенная по формуле Менделеева для бензина  $H_u = 44$  МДж/кг.

В ДВС с принудительным воспламенением горючей смеси повышение степени сжатия ограничено необходимостью обеспечения бездетонационного сгорания, что требует учета марки применяемого топлива (бензина). В частности, марки топлива, используемого на двигателе прототипе. Для двигателей ВАЗ 21124 используется бензин марки АИ-92. Поэтому принимаем степень сжатия равной 11.

Пара трения: «поршень (направляющая часть) – гильза цилиндра».

Материал: алюминий – специальный чугун (СЧ).

Различные механические и теплофизические свойства материалов:

- номинальная площадь контакта  $A_a = 7 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup>;
- массив номинальных давлений  $P_a = 0,2 \dots 0,8$  МПа с шагом  $\Delta P_a = 0,1$  МПа;
- скорость скольжения  $v = 12$  м/с;

					13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

- общая глубина износа  $H = 300$  мкм;
- прочие данные.

Таблица 2 – Различные свойства материалов и исходные данные для пары трения «гильза – кольцо»

Параметр	Обозначение	Материал		Размерность
		Чугун	Алюминий	
Коэффициент теплопроводности	$\lambda$	21	35	Вт/(м*К)
Плотность	$\rho$	7800	7300	кг*м <sup>3</sup>
Удельная теплоемкость	$c_p$	480	352	Дж/(кг*К)
Модуль упругости	$E$	100000	7000	МПа
Коэффициент Пуассона	$\mu$	0,22	0,32	
Твердость по Бринеллю	$HB$	200	450	
Отношение высоты волны шероховатости к ее шагу	$a_w/L_w$	0,0031	0,0031	
Эмпирические фрикционные константы	$\tau_0$	4,49	7,7	МПа
	$\beta$	0,068	0,013	
Предел прочности	$\sigma_{BP}$	400	750	МПа
Коэффициент аккумуляции энергии	$\rho_R$	0,00001	0,00001	

## 5.2 Построение опорной кривой

Опорная кривая позволяет выявить распределение металла в поверхностном слое с учетом шероховатости и определить показатели опорной кривой  $v$  и  $b$ , используемые для оценки соотношения площадей.

Показатели опорной кривой определяются по двум точкам, выбранным на условно прямой части графика. Координаты точек 1 и 2 сведены в таблицу 2.

Таблица 3 – Координаты точек 1 и 2

№ точки	$t_p$	$\varepsilon$
1	0,29	0,31
2	0,75	0,66

Коэффициенты  $v$  и  $b$  определяются по формулам:

										Лист
										26
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ

$$v = \frac{\lg(t_{p_1}) - \lg(t_{p_2})}{\lg(\varepsilon_1) - \lg(\varepsilon_2)}, \quad (5)$$

где  $t_p, \varepsilon$  – координаты соответствующих точек (таблица 2).

$$v = \frac{\lg 0,29 - \lg 0,75}{\lg 0,31 - \lg 0,66} = 1,26.$$

$$\lg b = 0,5 \cdot \left[ \left( \lg(t_{p_1}) + \lg(t_{p_2}) \right) - v(\lg(\varepsilon_1) + \lg(\varepsilon_2)) \right], \quad (6)$$

$$\lg b = 0,5 \cdot \left[ (\lg 0,29 + \lg 0,75) - 1,26 \cdot (\lg 0,31 + \lg 0,66) \right] = 0,0005;$$

$$b = 1,099.$$

### 5.3 Определение характера контактирования, контурного давления и площади

Комплекс шероховатости  $\Delta$  для единичного профиля поверхности определяется по формуле:

$$\Delta = \frac{R_{max}}{R \cdot b^v} \quad (7)$$

где  $R_{max} = 12,25$  мкм – высота профиля;

$R$ - средний радиус микронеровностей,  $R = 50$  мкм.

$$\Delta = \frac{12,25}{50 \cdot 1^{1,26}} = 0,041.$$

С целью оценки соотношения между номинальной и фактической площадью контактирования, следует определить контурное и фактическое давление, в зависимости от вида контактирования:

$$A \leq P_c < B, \quad (8)$$

где  $P_c$ - контурное давление контакта, МПа;

$A = 5,4 \cdot \frac{(1-\mu^2)^4 \cdot HB^5}{\Delta^2 \cdot E^4}$  – граница упругого контакта;

					13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27



$B = 14,5 \cdot \frac{(1-\mu^2)^4 \cdot HB^5}{\Delta^2 \cdot E^4}$  - граница пластического контакта.

$$P_c = 1,87 \cdot E^{0,5} \cdot \left(\frac{a_\omega}{L_\omega}\right)^{0,5} \cdot P_a^{0,5}, \quad (9)$$

где  $a_\omega/L_\omega = 0,0031$  – отношение волны шероховатости к ее шагу.

Вид контактирования:

- $P_c < A$  – упругое контактирование;
- $B \geq P_c$  – пластическое контактирование;
- $A \leq P_c < B$  – упруго-пластическое контактирование.

Расчеты будем проводить для наиболее деформируемого материала.

Относительное сближение поверхностей  $\varepsilon$  находится по формуле:

$$\varepsilon = \left[ \frac{4,2 \cdot P_c \cdot (1 - \mu^2)}{\Delta^{0,5} \cdot E} \right]^{\frac{2}{3}}, \quad (10)$$

Фактическое давление в упругой зоне контакта определяется по формуле:

$$P_r = 0,28 \cdot E^{\frac{6}{7}} \cdot \left(\frac{R_{max}}{R}\right)^{\frac{3}{7}} \cdot P_c^{\frac{1}{7}}, \quad (11)$$

Фактическое давление в пластической зоне контакта определяется по формуле:

$$P_r = HB \cdot 10, \quad (12)$$

Фактическую площадь контакта найдем исходя из равенства нормальной нагрузки:

$$N = P_a \cdot A_a = P_r \cdot A_r \rightarrow A_r = \frac{P_a \cdot A_a}{P_r}, \quad (13)$$

Результаты всех расчетов сводятся в таблицу 4.

					13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

Таблица 4 – Расчет поршня(направляющая часть)

№ п/п	$P_a$ , МПа	$P_c$ , МПа	$\varepsilon$	Условие упругого контакта	Условие пластического контакта	$P_r$ , МПа	$A_a/A_r$
1	0,22	4,09	0,049	Условие выполняется	Условие не выполняется	347,25	1520
2	0,32	4,93	0,056			356,64	1140
3	0,42	5,65	0,061			363,12	864
4	0,52	6,28	0,065			368,61	680
5	0,62	6,86	0,069			373,26	420
6	0,72	7,39	0,073			377,23	217

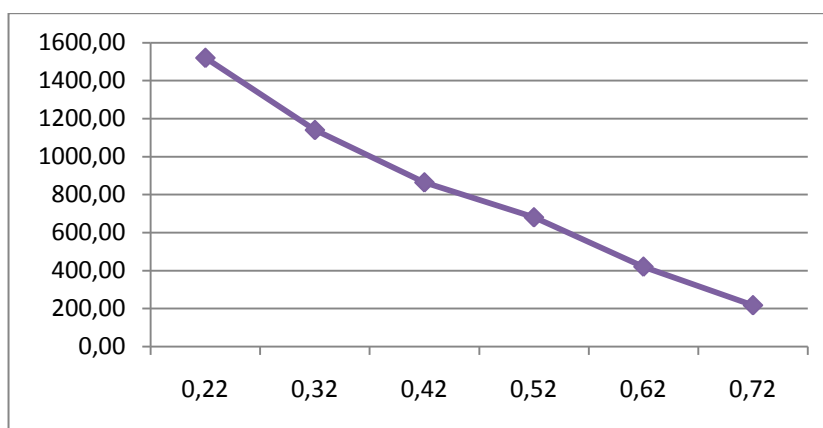


Рисунок 2 — Зависимость отношения площадей  $A_a/A_r$  от  $P_a$

#### 5.4 Определение тепловых параметров контакта

К числу тепловых параметров трибосопряжений, помимо теплофизических свойств контактирующих тел, относят тепловые потоки в тела трения, генерирующиеся на пятнах фактического контакта, вспомогательные коэффициенты, плотности тепловых потоков и температуры.

Расчет будем проводить для материала с наименьшей теплопроводностью, т. е. для алюминиего сплава.

Считаем контакт низконагруженным.

Определим критерий уровня скоростного нагружения контакта, число Пекле:

$$L = \frac{v \cdot l}{a}, \quad (14)$$

где  $v = 12$  м/с – скорость относительного движения деталей;

$l$  – средневзвешенный радиус пятна контакта, мм;

$a$  – коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/с.

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot C_p}, \quad (15)$$

$$a = \frac{35}{7300 \cdot 352} = 13 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Если число  $L > 10$ , то контакт считается высокоскоростным, а если  $L \leq 0,5$ , то низкоскоростным. Условной границей между высоко- и низкоскоростным контактом будем считать значение  $L = 5,25$ . Таким образом будем считать контакт высокоскоростным, если  $L > 5,25$  и низкоскоростным, если  $L \leq 5,25$ .

$$L = \frac{12 \cdot 30 \cdot 10^{-6}}{\left( \frac{35}{7300 \cdot 352} \right)} = 26,4 - \text{высокоскоростной контакт}$$

$$r_1 = \frac{\sqrt{7800 \cdot 480 \cdot 21}}{\sqrt{7800 \cdot 480 \cdot 21} + \sqrt{7300 \cdot 357 \cdot 35}} = 0,48$$

$$r_2 = 1 - 0,48 = 0,52$$

Оценку коэффициента трения целесообразно выполнять, учитывая вид контактирования. Для ненасыщенного упругого контакта:

$$f = \frac{2,4\tau_0 \cdot \Theta^{\frac{4}{5}}}{\frac{1}{P_c^{\frac{1}{5}}} \cdot \frac{2}{\Delta^{\frac{2}{5}}}} + \beta + 0,24 \cdot \alpha_{\text{эф}} \cdot P_c^{\frac{1}{5}} \cdot \Delta^{\frac{2}{5}} \cdot \Theta^{\frac{1}{5}} \quad (16)$$

где  $\tau_0 = 7,7$  МПа,  $\beta = 0,013$  – фрикционные параметры.

Максимальное повышение температуры на пятне контакта для низконагруженного контакта:

$$\Delta T_{\max} = r \cdot \left[ \frac{0,95 \cdot f \cdot P_a \cdot \left( \frac{A_a}{A_r} \right) \cdot \left( \frac{V \cdot d}{a} \right)^{1/2}}{\rho \cdot C_p} + \frac{1,5 \cdot f \cdot P_a \cdot \left( \frac{v \cdot l}{a} \right)^{1/2}}{\rho \cdot C_p} \right] = 4,35 \quad (17)$$

## 5.5 Определение ресурса сопряжения

Ресурс сопряжения регламентирован временем его фактической работы.

Изнашивание – процесс изменения геометрических характеристик трибосопряжения, физико-механических свойств его составляющей или эксплуатационных свойств в процессе работы.

Основной характеристикой изнашивания, являются интенсивность изнашивания.

Ресурс работы:

$$t = \frac{h}{I_h \cdot v}, \quad (18)$$

где  $h$  – глубина изношенного слоя, м;

$I_h$  – линейная интенсивность изнашивания.

$$I_h = \frac{f \cdot P_a}{\left[ \frac{\sigma_{\text{вп}}^2 \cdot \sigma^2}{2 \cdot E} \right]} \cdot \rho_R^2, \quad (19)$$

где  $\rho_R = 10^{-5}$  – коэффициент аккумуляции энергии.

Суммарный износ сопряжения:

$$H = h_1 + h_2, \quad (20)$$

Предполагаем соотношение глубин изношенных слоев равным соотношению линейных интегральных интенсивностей изнашивания.

Следовательно:

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{I_{h_1}}{I_{h_2}}, \quad (21)$$

Результаты расчетов сводятся в таблицу 5 (Приложение А).

Расчет проводился с помощью программного пакета Microsoft Excel изображенного на рисунке 3.

					13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

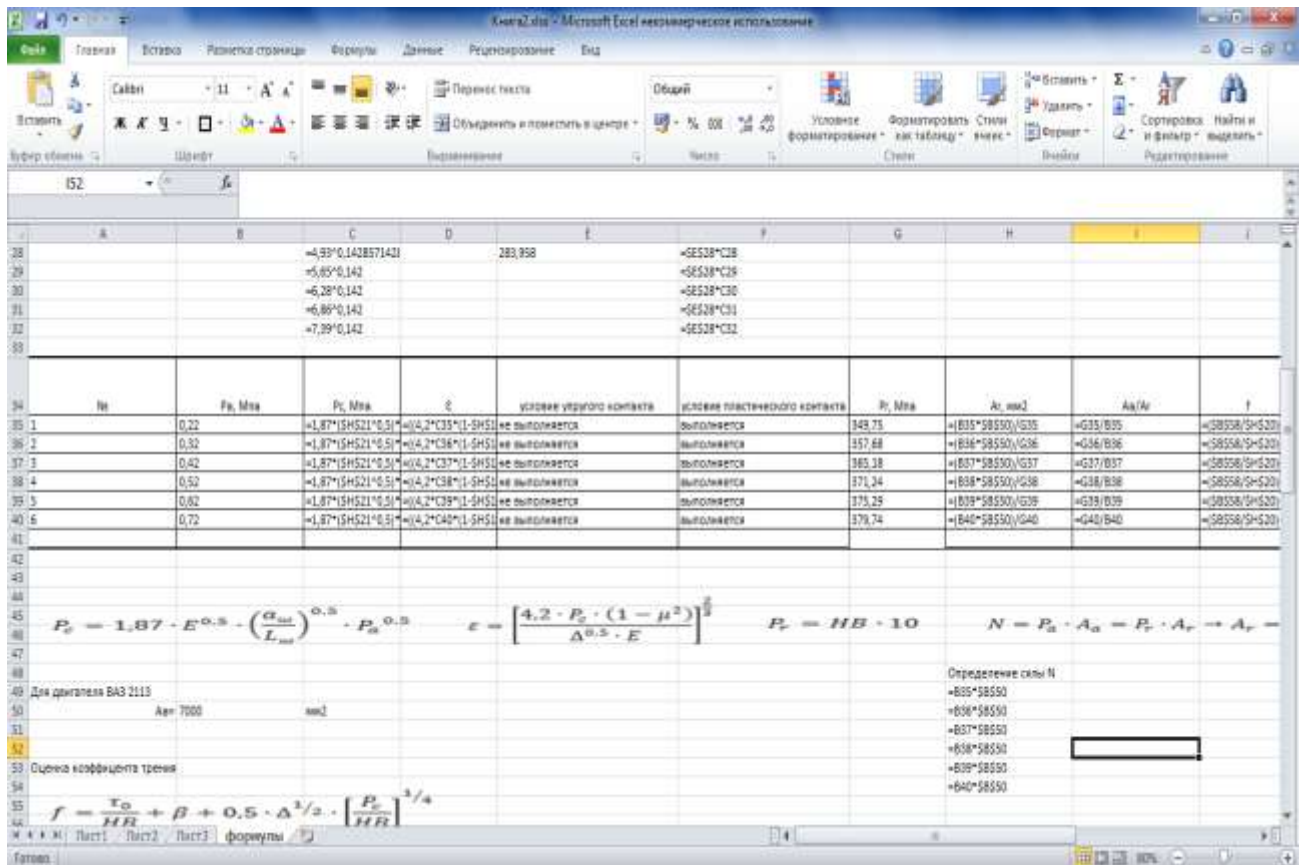


Рисунок 3 – Расчет ресурса в программе Microsoft Excel

Для наглядности, результаты расчета представлены в виде графиков.

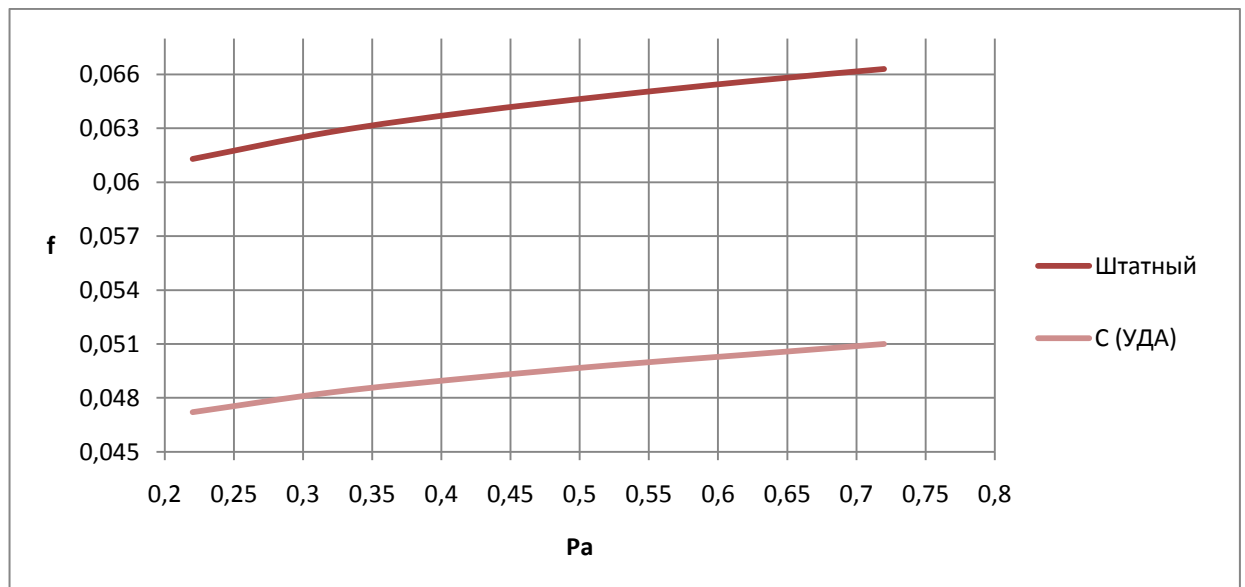


Рисунок 4 – Зависимость коэффициента трения (f) от массива номинальных давлений (Pa) с использованием УДА и без их применения

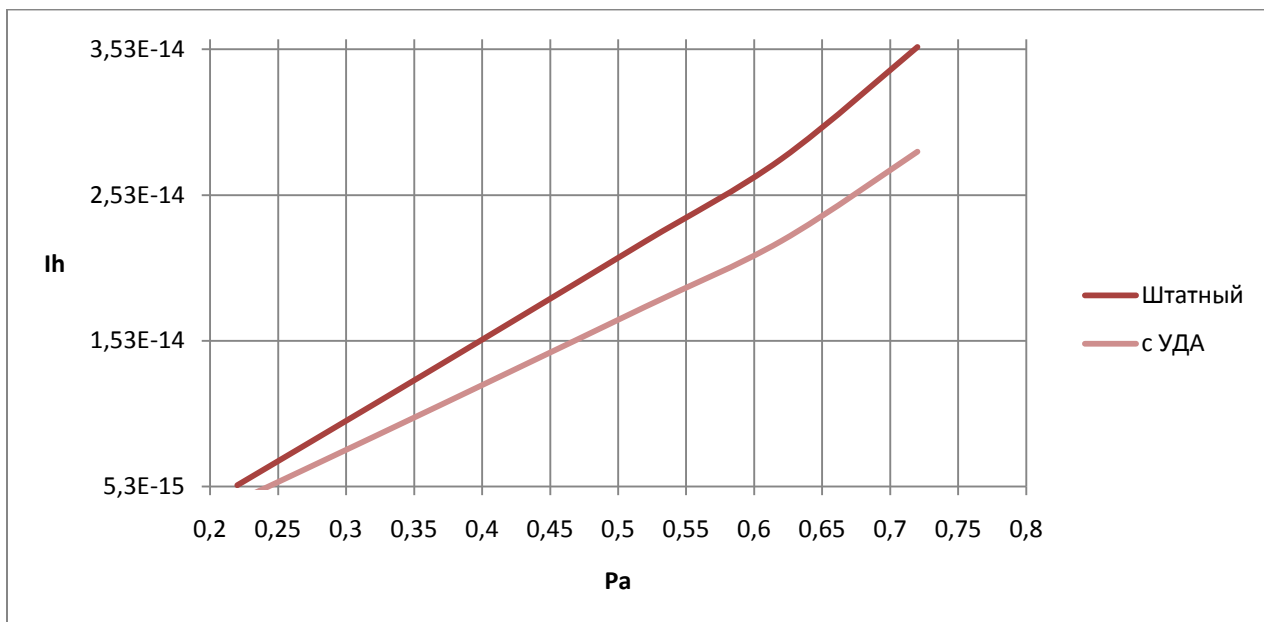


Рисунок 5 – Зависимость линейной интенсивности изнашивания ( $I_h$ ) от ( $P_a$ ) с использованием УДА и без их применения

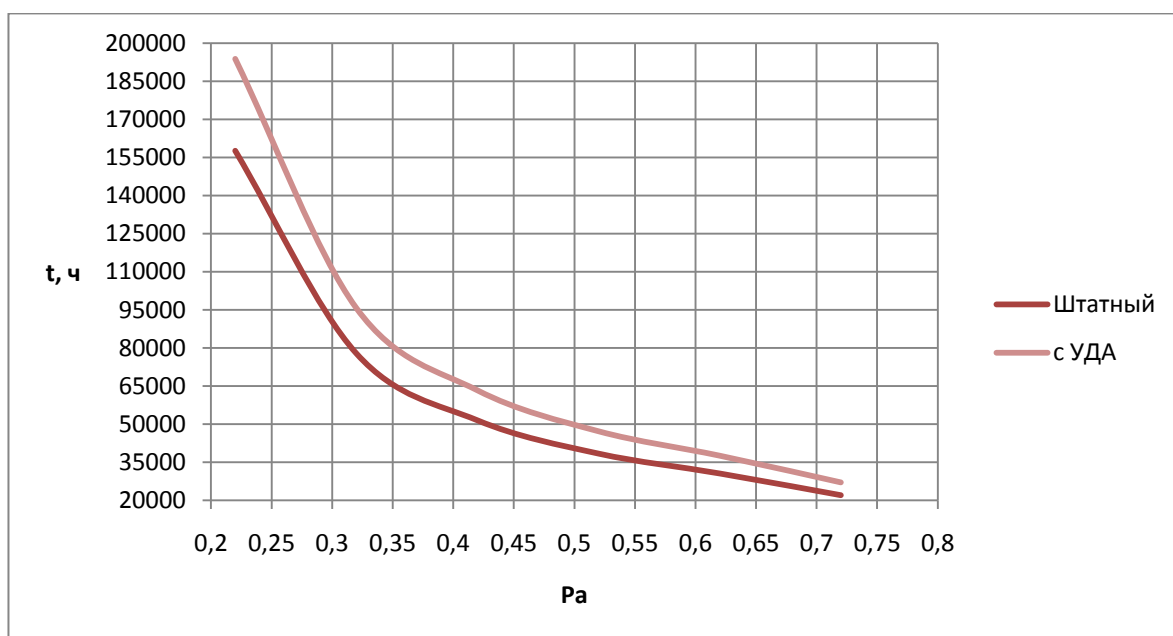


Рисунок 6 – Зависимость ресурса сопряжения ( $t$ , ч) от ( $P_a$ ) с использованием УДА и без их применения

Исходя из выше приведенных графиков, можно сделать вывод о том, что добавление УДА в смазочное масло отразилось на ряде параметров сопряжения. Коэффициент трения заметно снизился. Интенсивность изнашивания также снизилась, а ресурс сопряжения увеличился.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Теоретический анализ применения ультрадисперсных алмазов путем добавки в моторное масло показал, что работоспособность пар трения скольжения может быть повышена, особенно в области увеличенных контурных давлений. Ультрадисперсные алмазы, внедряясь в поверхность детали трения упрочняют ее предповерхностный слой и защищают деталь от водородного охрупчивания. Покрывая трущиеся поверхности металла, УДА образуют плакирующий слой (слой сухой смазки), постоянно возобновляющийся и препятствующий износу основного материала, позволяющий в значительной степени уменьшить их износ при холодном пуске двигателя до поступления основного смазывающего состава. Применение алмазосодержащей добавки обеспечивает:

- уменьшение интенсивности изнашивания деталей трения ДВС и соответственно увеличение их эксплуатационного ресурса;
- уменьшение коэффициента трения, что приводит к снижению механических потерь в ДВС, а, следовательно, и к экономии топлива.

Модификация моторного масла триботехническим составом повышает работоспособность пары трения «поршень – гильза цилиндра». Коэффициент трения в области повышенных контурных давлений, соответствующих граничному трению, снижается на 28...32%. Опорная поверхность увеличивается в 1,31 раза., соответственно линейная интенсивность изнашивания снижается на 20 ... 24%.

После снижения коэффициента трения, ресурс сопряжения увеличился на 22 ... 23%, это изменение не могло не отразиться на ресурсе всего двигателя в целом.

Таким образом задачи выпускной квалификационной работы решены. Поставленные цели достигнуты.

					13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. СТО ЮУрГУ 04– 2008. Стандарт организации. Курсовое и дипломное проектирование. Общие требования к оформлению и содержанию/ Т.И. Парубочая, Н.В. Сырейщикова, В.И. Гузеев, Л.В. Винокурова. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2008. – 56 с.

2. Усовершенствованная модель реологических свойств граничного слоя смазки / И.В. Мухортов, Н.А. Усольцев, Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов// Трение и смазка в машинах и механизмах, 2010. – № 5. 8–19 с.

3. Узлы трения машин: Справочник / И.В. Крагельский, 1984. – 54 – 87 с.

4. Основы трения и изнашивания / Г. Польцер, Ф. Майсснер / Машиностроение, 1984. – 69 с.

5. Экспериментальные данные [Автомобильный транспорт сборник научных трудов, выпуск 13, Харьков, 2013. / М.А. Подригало, профессор, доктор технических наук, заведующий кафедрой в Харьковском автодорожном университете].

6. Основы трибологии (трение, износ, смазка)/ Э.Д.Браун, Н.А.Буше, И.А.Буяновский и др./Под ред.А.В.Чичинадзе: Учебник для технических ВУЗов, 2-е издание, М.: Центр “Наука и техника”, 2013. – 24 – 47 с.

7. Трение и модифицирование материалов трибосистем/ Машков Ю.К., Полещенко К.Н., Поворознюк С.Н., Орлов П.В. – Москва, “Наука”, 2000, 278 с.

					13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36



ПРИЛОЖЕНИЕ А  
Ультрадисперсные алмазы



Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13.04.03.2018.221.00.00 ПЗ

Лист

37

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Таблица 5 – Расчет ресурса сопряжения для поршня(направляющая часть) – гильза цилиндра без применения УДА

№ п/п	$P_a$ , МПа	$P_r$ , МПа	$\sigma$ , МПа	$f$	$I_h$ , м/м	$h$ , мкм	$t$ , ч
1	0,22	347,25	200	0,0613	5,39312E-15	126,89	157570
2	0,32	356,64	200	0,0628	1,09196E-14	148,12	79845
3	0,42	363,12	200	0,0639	1,65047E-14	164,25	51490
4	0,52	368,61	200	0,0648	2,21301E-14	188,54	38460
5	0,62	373,26	200	0,0656	2,77866E-14	205,65	29458
6	0,72	377,23	200	0,0663	3,34685E-14	221,24	21225

Таблица 6 - Расчет ресурса сопряжения для поршня(направляющая часть) – гильза цилиндра с использованием УДА

№ п/п	$P_a$ , МПа	$P_r$ , МПа	$\sigma$ , МПа	$f$	$I_h$ , м/м	$h$ , мкм	$t$ , ч
1	0,22	349,75	200	0,0472	4,29832E-15	126,89	193750
2	0,32	357,68	200	0,0483	8,70292E-15	148,12	95120
3	0,42	365,18	200	0,0491	1,31542E-14	164,25	64850
4	0,52	371,24	200	0,0498	1,76377E-14	188,54	48102
5	0,62	375,29	200	0,0504	2,21459E-14	205,65	32117
6	0,72	379,78	200	0,0512	2,82684E-14	221,24	27469