

На правах рукописи



Дворцов Владимир Сергеевич

**НЕИДЕАЛЬНОСТЬ СВЯЗЕЙ И ИХ ВЛИЯНИЕ  
НА УПЛОТНЕНИЯ ПОРШНЯ ДВИГАТЕЛЯ  
С ВНЕШНИМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ  
С БЕСШАТУННЫМ СИЛОВЫМ МЕХАНИЗМОМ**

Специальность:

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2017

Работа выполнена на кафедрах «Двигатели, автомобили и гусеничные машины» института Энергетики и транспортных систем и «Гидравлика и прочность» Инженерно-строительного института Федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

Научный руководитель: **Куколев Максим Игоревич**  
доктор технических наук, старший научный сотрудник,  
ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», профессор каф. «Гидравлика и прочность»

Официальные оппоненты: **Алдошин Геннадий Тихонович**  
доктор технических наук, профессор,  
ФГБОУ ВПО «Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова», зав. каф.  
«Теоретическая механика и баллистика»

**Картошкин Александр Петрович**  
доктор технических наук, профессор,  
ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный аграрный университет», зав. каф. «Автомобилей, тракторов и технического сервиса»

Ведущая организация: **Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана»**

Защита диссертации состоится «12» сентября 2017 г. в 16-00 ч. на заседании диссертационного совета Д 212.229.12 в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» по адресу 195251 Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте СПбПУ.  
<http://www.spbstu.ru/>

Автореферат разослан «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2017 г.

Отзыв на автореферат, заверенный печатью учреждения, в двух экземплярах просим направить по вышеуказанному адресу на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Ученый секретарь  
диссертационного совета  
Д 212.229.12



Евграфов Александр Николаевич

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы исследования.** Энергетическая и экологическая безопасность – одни из основных государственных ориентиров, указанных в «Энергетической стратегии России на период до 2030 года». Ее реализации способствует создание экономичных и экологически чистых энергетических установок (ЭУ), а также освоение новых топлив и источников теплоты. Кроме того, с их помощью продолжается освоение и развитие северных территорий, обусловленное программой «Социально-экономическое развитие Арктической зоны Российской Федерации на период до 2020 года».

Одним из возможных методов решения поставленных задач является применение в составе энергетических установок двигателей с внешним подводом теплоты (ДВПТ), в том числе и работающих по регенеративному циклу Стирлинга. Источником теплоты для них могут быть топлива органического и неорганического происхождения, радиоизотопные источники, солнечная энергия. КПД существующих сегодня опытных установок составляет около 40 %.

Основным источником вибрационных нагрузок в ДВПТ являются вращающиеся и поступательно-движущиеся массы применяемых силовых механизмов. Правильный выбор силового механизма и системы поршневых уплотнений позволяет снизить вибрации и боковые нагрузки на поршни, что в свою очередь положительно отражается на долговечности и надежности, технологичности, низкой материалоемкости и себестоимости ЭУ.

Таким образом, остается актуальной, на основе современных знаний и представлений, оценка влияния силового механизма и системы поршневых уплотнений на техническое состояние ЭУ с ДВПТ.

**Степень разработанности темы исследования.** Обозначенному вопросу посвящены работы Ткаченко М.М., Ридера Г.Т., Яманина А.И., Финкельштейна Т., Органа А. Дж., Сенфта Дж. Р., и других исследователей, ставшие научным базисом данной работы.

Однако, большая часть предложенных ранее рекомендаций относится к ДВПТ с ромбическим силовым механизмом. Другие механизмы (кривошипно-шатунный (КШМ), свободнопоршневой, барабанного типа и т.п.), предназначенные для работы в составе ДВПТ, исследованы в меньшей степени. Кроме того, в инженерных расчетах силовые механизмы обычно рассматриваются с точки зрения обеспечения условий прочности и уравновешенности. Влиянием конструктивной схемы механизма на условия работы уплотнений обычно пренебрегают. Сам же выбор типов и материалов уплотнений производится на основе известных аналогов работающих двигателей. Такая неопределенность приводит к существенному усложнению и удорожанию этапа доводки создаваемых конструкций.

**Объектом исследования** является процесс движения поршня ДВПТ с БСМ при наличии неидеальных связей (зазоров).

**Предметом исследования** являются колебания, обусловленные неидеальностью связей в БСМ.

**Цель исследования:** Аналитическое и экспериментальное определение действующих сил на уплотнения поршня двигателя и на детали БСМ.

Для достижения поставленной цели исследования необходимо решить следующие **задачи:**

- выполнить расчет кинематических характеристик движения центров масс поршня ДВПТ с БСМ и КШМ (перемещение, скорость, ускорение);
- применить пакеты трехмерного моделирования многомассовых систем Autodesk Inventor и Ansys для расчета характеристик движения поршня и действующих нагрузок на детали и уплотнения поршня в ДВПТ с БСМ;
- создать экспериментальную установку, составить программу и методику испытаний для валидации результатов расчетов;
- сформулировать рекомендации по проектированию элементов ДВПТ с БСМ.

#### **Научная новизна.**

1. Установлена корреляция между расчетными и экспериментальными значениями действующих нагрузок на детали и уплотнения поршня ДВПТ с БСМ;
2. Предложена новая конструкция ДВПТ с БСМ;
3. Использован трехосевой метод измерения ускорений большой величины (до  $\pm 200g$ );
4. Верифицирована физическая картина движения поршня, позволяющая научно обоснованно проводить процесс проектирования уплотнений поршня двигателя с БСМ.

**Личный вклад автора** состоит в постановке цели и задач исследования; проведении расчетов; разработке программы и методики испытаний; создании экспериментального стенда; анализе и обработке данных расчетов и экспериментов; формулировке выводов и практических рекомендаций.

**Теоретическая и практическая значимость работы.** ЭУ с ДВПТ и БСМ мощностью до 50 кВт сочетают ряд преимуществ, таких как компактность, уравновешенность, более высокий механический КПД и технологичность изготовления деталей.

По аналогии с тестовыми задачами для проверки достоверности результатов расчетов КШМ при помощи программ трехмерного моделирования, разработана аналогичная задача для БСМ и проведена ее верификация аналитически. В качестве примера построены трехмерные модели БСМ и крейцкопфного КШМ при помощи пакета Autodesk Inventor, их составные части по массе и форме соответствуют деталям существующего натурального образца. Анализ динамики выполнен с помощью пакета Ansys.

Частично подтверждено представление о прямолинейности движения поршня в двигателе с БСМ. Экспериментальное исследование показало наличие вибраций штока поршня при движении, что обусловлено наличием зазоров в механизме и упругими свойствами примененных в конструкции материалов. Это обуславливает целесообразность введения демпфирующих элементов в конструкцию поршневого уплотнения. Такими элементами в ДВПТ могут быть опорные кольца из композитного материала, размещаемые на поршне. Их размеры выбирают исходя из действующих нагрузок.

**Методология и методы исследования.** В работе использовались как теоретические методы (идеализации, формализации), так и экспериментальные (моделирования, сравнения). При выполнении расчетов использовались графические и расчетные пакеты, такие как MS Excel, Autodesk Inventor, Ansys.

При экспериментальном исследовании использовался метод косвенного измерения физической величины. Проведен анализ достоверности и погрешности измерений согласно общепринятым методикам обработки экспериментальных данных.

**На защиту выносятся:**

1. Метод трехосевого измерения ускорений большой величины применительно к поршню двигателя с БСМ;
2. Методика расчета кинематики и динамики БСМ, отличающаяся снятием вопроса об однозначности пути расчета статически определимого или неопределимого механизма;
3. Результаты анализа данных по физической картине движения головки поршня, влияющего на уплотнения ДВПТ.

**Достоверность результатов** исследований подтверждена введением обоснованных допущений и упрощений в расчетах динамики и кинематики БСМ, применением фундаментальных уравнений теории механизмов и машин, удовлетворительным совпадением результатов расчетов по предложенной методике и данных эксперимента.

**Апробация.**

Материалы исследований опубликованы в 26 печатных работах в Российской Федерации, Чешской Республике, Республике Болгария. Из них: 10 статей (4 – в журналах из Перечня рецензируемых научных изданий ВАК РФ, одна без соавторов), 12 тезисов докладов, 4 патента Российской Федерации.

Материалы работы доложены на:

- Отраслевых научно-технических конференциях молодых специалистов «Морское подводное оружие. Морские подводные роботы – вопросы проектирования, конструирования и технологий. МПО-МС» (ОАО «Концерн «Морское подводное оружие – Гидроприбор», г. Санкт-Петербург) в 2011, 2012 и 2015 гг. Доклады 2011 и 2015 гг. отмечены дипломами;
- Межотраслевых научно-практических конференциях «Актуальные проблемы развития ДВС» 2010, 2012 гг. и «Актуальные проблемы морской энергетики» 2015 г. (ГОУ ВПО «СПбГМТУ», г. Санкт-Петербург);
- Международных научно-практических конференциях «Неделя науки СПбГПУ» (г. Санкт-Петербург в 2009, 2012 - 2015 г.). Доклады 2009 и 2012 гг. отмечены дипломами;
- Всероссийской конференции Российской академии наук «Фундаментальные исследования и инновации в национальных исследовательских университетах» (ГОУ ВПО СПбПУ, г. Санкт-Петербург) в 2011 г.
- Международной научно-технической конференции кафедры «Автомобили, тракторы и технический сервис» Института технических систем, сервиса и энергетики (ФГБОУ ВО СПбГАУ, г. Санкт Петербург) в 2015 г. Доклад отмечен дипломом.

Результаты исследований отмечены на российских и международных конкурсах: Конкурс «CleanTech», Лондон (Англия, 2013 г. Получен диплом финалиста); Конкурс грантов Санкт-Петербурга для студентов, аспирантов, молодых ученых, молодых кандидатов наук (Победитель 2013 и 2014 гг.).

Результаты исследования отмечены стипендией Президента Российской Федерации в 2014 г. (Приказ Министерства образования и науки Российской Федерации №712 от 1 июля 2014г.).

Результаты исследования были доложены и обсуждены на семинарах кафедр ДАиГМ ИЭиТС, МиОКИ ММиТ, Гидравлика ИСИ СПбПУ, а также СДВС и ДУ СПбГМТУ в 2012-2016 гг.

Теоретические и практические результаты исследования внедрены в учебный про-

цесс ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», АНОО ВПО «Сколковский институт науки и технологии». Методики расчетов и измерения динамических нагрузок применены для разработки узлов механизмов для ОАО «Вырицкий завод металлоизделий», ООО «Тепловые моторы», ООО «Оксикод».

Диссертация состоит из введения, трех глав, заключения, списка литературы (71 источник), 6 приложений. Она изложена на 126 страницах текста, включающих 59 рисунков, 8 таблиц.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **Введении** обоснована актуальность темы, определены объект и предмет исследования, сформулированы цель и задачи. Представлены основные научные положения, выносимые на защиту.

В **Главе I** рассмотрены различные силовые механизмы применимые в ЭУ с ДВПТ. Выявлены наиболее рациональные конструкции с точки зрения надежности, экономичности и облегчению технического обслуживания. Рассматривались: КШМ, свободнопоршневой и ромбический механизмы, механизм с косой шайбой, БСМ. Дана краткая характеристика силовых механизмов с точки зрения области применения, технологичности изготовления, массогабаритных характеристик, соответствия специфическим условиям работы ДВПТ. Сделан вывод о перспективности применения БСМ в ДВПТ мощностью до 50 кВт.

В **Главе II**, в качестве примера, проведено расчетное сравнение крещкопфного КШМ и БСМ.

Аналитическое сравнение проводилось с целью установления отличий кинематики механизмов и подтверждения предположения о синусоидальном законе перемещения поршня БСМ.

Для кинематики КШМ характерно наличие параметра  $\lambda$  отношения радиуса кривошипа к длине шатуна, обусловленное конечной длиной последнего. На основании материалов по конструированию выбран диапазон варьирования параметра  $\lambda$  - от 0,23 до 0,3. Ниже, на рис. 1, показаны крайние значения диапазона.

В результате (рисунок 1) выявлена существенная разница величин ускорений, развиваемых поршнем во время движения. Согласно полученным данным максимальная нагрузка от инерции поступательно движущихся масс на коренную шейку коленчатого вала в КШМ будет выше на 23-30% по сравнению с БСМ.

Сравнение проводилось по известным зависимостям (таблица 1). Закон перемещения поршня КШМ записан с точностью до второй гармоники.

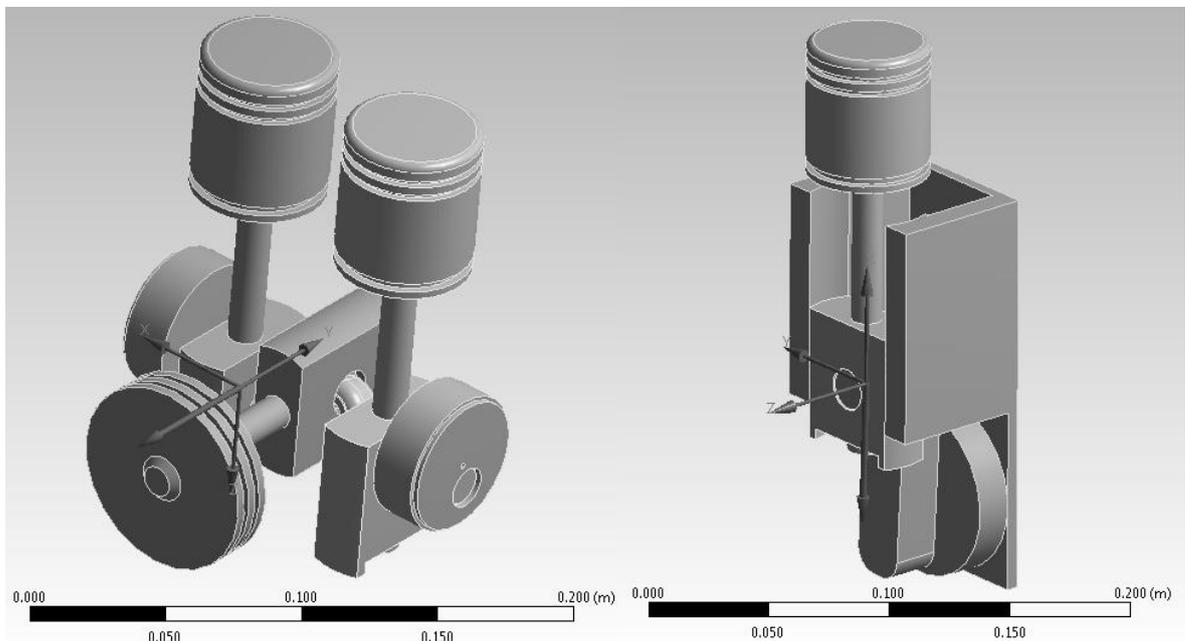
Таблица 1 –Расчетные формулы.

Параметр	БСМ	КШМ
Перемещение	$S_p = 2 \cdot r \cdot (1 - \cos(\varphi)); \quad (1)$	$S_p = r \cdot \left[ (1 - \cos(\varphi)) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \varphi)) \right]; \quad (4)$
Скорость	$V_p = r \cdot \omega \cdot \sin(\varphi); \quad (2)$	$V_p = r \cdot \omega \cdot \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2 \cdot \varphi) \right); \quad (5)$
Ускорение	$a_p = r \cdot \omega^2 \cos(\varphi). \quad (3)$	$a_p = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\varphi) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \varphi)). \quad (6)$

Численный расчет проведен с целью подтверждения предположения о возможности полного динамического уравновешивания БСМ. Построены две расчетные модели БСМ и крейцкопфного КШМ. Условием уравновешенности БСМ является равенство масс пары боковых поршней массе центрального поршня (рисунок 2.а). Для построения моделей применен пакет Autodesk Inventor, для расчета – модуль Rigid Dynamics пакета Ansys. Сделано допущение об абсолютной жесткости составных частей механизмов.



Рисунок 1 – Сравнение ускорений поршня БСМ и двух вариантов КШМ при 2660 об/мин



а)

б)

Рисунок 2 – Расчетные модели: а) – БСМ, б) – крейцкопфный КШМ

Проведено сравнение сил давления ползуна на направляющую БСМ (Рисунок 3) и крейцкопфного КШМ (рисунок 4). После обеспечения условия уравновешивания БСМ по

массам (2 поршня по 232 г, 1 поршень – 464г), максимальная сила давления ползуна на направляющую составила не более 10 Н. В то же время, до уравнивания по массам, значения этих сил были качественно сопоставимы как для БСМ, так и для КШМ. Расчет проведен при частоте вращения коленчатого вала 2660 об/мин. Для модели КШМ  $\lambda = 0,3$ .



Рисунок 3 – Сила давления ползуна на направляющую в БСМ

Подтверждена применимость пакетов трехмерного моделирования многомассовых систем для балансировки механизмов, так как результат расчета нагрузок существенно зависит от масс звеньев.

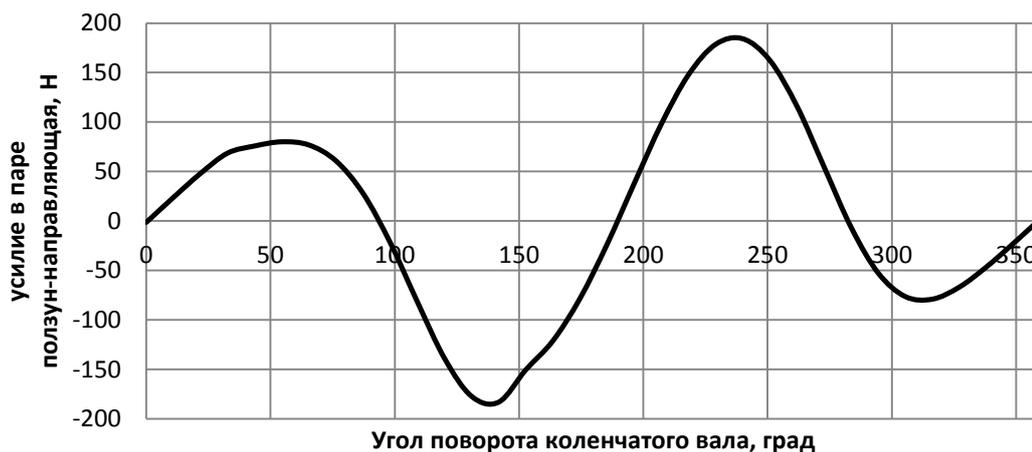


Рисунок 4 – Сила давления ползуна на направляющую в крещкопфном КШМ

Таким образом, при предварительном анализе кинематики и динамики силовых механизмов на начальных этапах проектирования целесообразно использование для подбора масс и габаритов из звеньев пакетов трехмерного проектирования многомассовых систем. В ходе построения расчетной модели устанавливается влияние отдельных связей деталей

на работоспособность механизма в целом. Расчет механизма как комплекса, состоящего из абсолютно твердых тел, становится базой для дальнейших прочностных расчетов при необходимости перехода в другие расчетные модули.

Для оценки результатов расчетов в Таблице 2 приведены данные по динамическим характеристикам БСМ на режиме вращения коленчатого вала 2000 об/мин.

Таблица 2 – Результаты расчетов различными методами

	Autodesk Inventor	Ansys	Аналитический метод
Ход поршня, мм	47,76	46,76	47
Максимальная скорость, м/с	5,136	4,91	4,97
Максимальное ускорение, м/с <sup>2</sup>	1135	1025	1031

**Глава III** посвящена экспериментальному выявлению физической картины перемещений поршня двигателя с БСМ при помощи трехосевого акселерометра. Приводится описание применяемого оборудования и разработанной методики проведения испытаний. Проведена оценка достоверности проведенных экспериментов и анализ погрешности полученных результатов. Они сопоставлены с результатами численных и аналитических расчетов.

На Рисунке 5 представлена блок-схема измерительного оборудования. В качестве датчика использован акселерометр Analog Devices EVALA DXL-377Z.

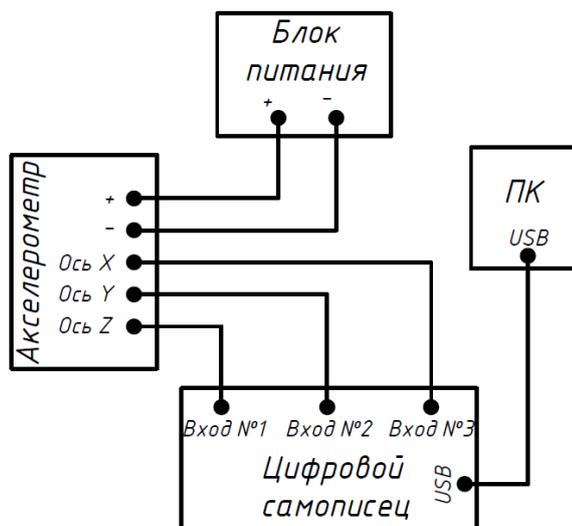


Рисунок 5 – Блок-схема измерительного оборудования

Для проведения эксперимента с бензинового варианта бесшатунного двигателя 2Д-200, установленного на моторном стенде, снят блок цилиндров и обеспечен доступ к поршням. Направляющие поршней размещены в картере двигателя. Для крепления датчика на поршень была изготовлена специальная насадка. На ее верхнем торце располагаются резьбовые отверстия для жесткого крепления датчика. В цилиндрической части насадки выполнены прорези для обеспечения возможности крепления на поршень при помощи металлического хомута. Для учета вибраций корпуса двигателя установлен дополнительный акселерометр под шпильку крепления на картере двигателя (рисунок 6).

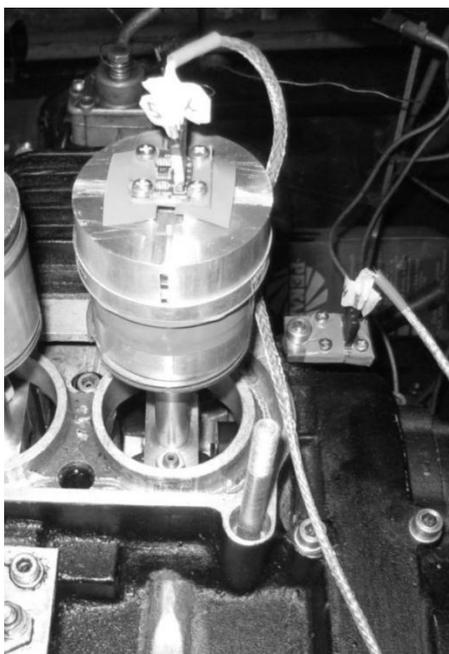


Рисунок 6 – Крепление датчиков на двигателе 2Д-200

Испытания проведены в соответствии с разработанной методикой на нескольких режимах. В качестве примера на рисунке 8 представлены результаты обработки полученных экспериментальных данных для максимально достигнутого режима вращения коленчатого вала 2660 об/мин.

Напряжение на датчике зависит от времени. При обработке сигнала применялись различные фильтры. Рекурсивный и нерекурсивный фильтры задействованы непосредственно в пакете NI Lab View, метод скользящей средней и метод экспоненциального сглаживания реализованы в MS Excel (рисунок 7).



Рисунок 7 – Пример фильтрации данных эксперимента

Метод скользящей средней состоит в том, что на каждом шаге  $k$ , значение  $O_k$  вычисляется как среднее из  $nn$  предыдущих значений акселерометра, то есть

$$O_k = \frac{\sum_{i=0}^{i=nn} I_{k-i}}{nn}. \quad (7)$$

Фильтр методом экспоненциального сглаживания определяется следующим выражением:

$$O_{nn} = (1 - \alpha)O_{nn-1} + \alpha \cdot I_{nn}. \quad (8)$$

Здесь  $\alpha$  принимает значения от 0 до 1. При  $\alpha = 1$ , выходные значения совпадают с входными. Для расчетов принято  $\alpha = 0,5$ .

Сигнал является повторяющимся, поэтому применение сложных фильтров нецелесообразно. Для исследуемого случая применение метода средних значений предпочтительно.

Оценка достоверности опыта проведена на основе общепринятой методики И. Гайдышева основанной на повторяемости измеренной величины. Расчетный показатель точности опыта составил 0,11% при допустимом значении до 5 %.

Анализ погрешности косвенных измерений проводился также согласно общепринятой методике.

Формула для расчета ускорения поршня:

$$a = \frac{O \cdot g}{C}. \quad (9)$$

Формула для расчета относительной погрешности:

$$\delta a = \sqrt{(g \cdot \delta O)^2 + (\delta C)^2}. \quad (10)$$

Относительная погрешность измерения ускорения поршня:  $\delta a = 1.5\%$ . Абсолютная погрешность:  $\Delta a = \pm 31 \text{ м/с}^2$ .

Полученные данные позволяют определить полную физическую картину перемещений поршня механизма. Наличие зазоров приводит к появлению дополнительных перемещений от вибрации (Рисунок 8), действующих в перпендикулярной плоскости относительно основного перемещения. На Рисунке 9 показано сравнение результатов численного расчета с данными эксперимента.

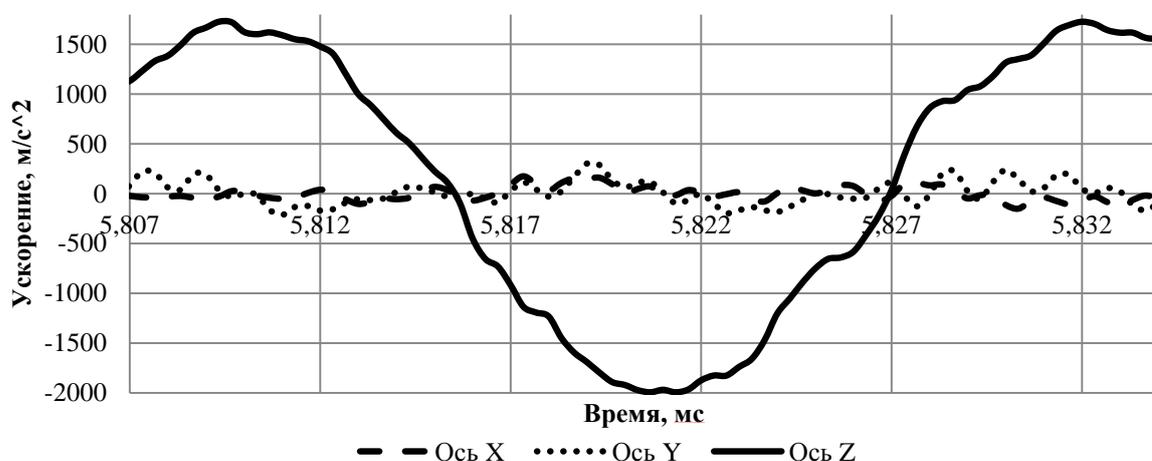


Рисунок 8 – Данные по физической картине перемещений поршня БСМ с учетом вибраций корпуса

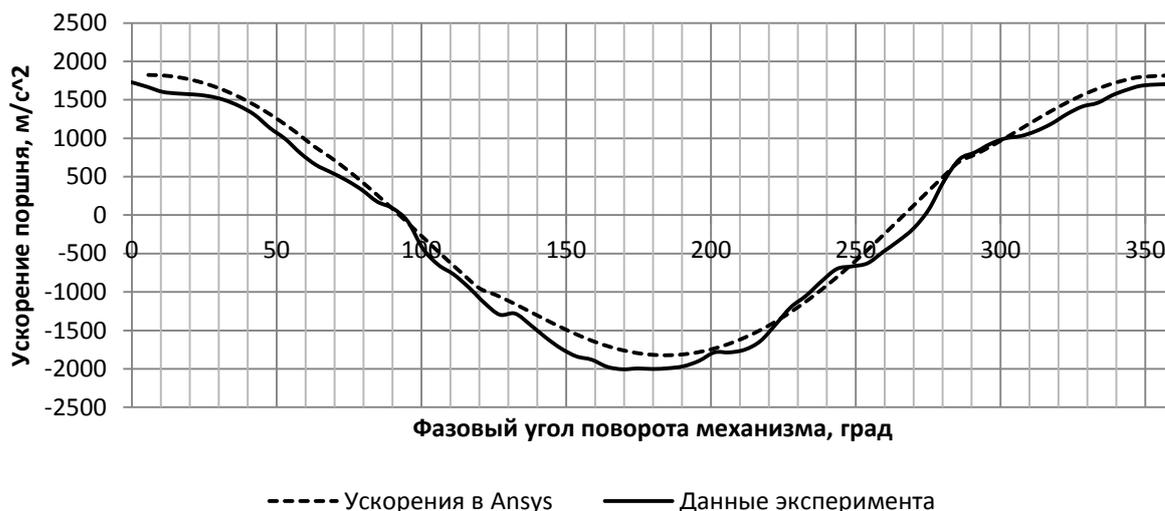


Рисунок 9 – Сравнение расчетных и экспериментальных данных

Просуммировав по теореме косинусов векторы виброускорений по осям координат, не относящимся к основному перемещению, и умножив результат на массу поршневого комплекта, теоретически получили величину усилия, действующего между поршнем и цилиндром (Рисунок 10).

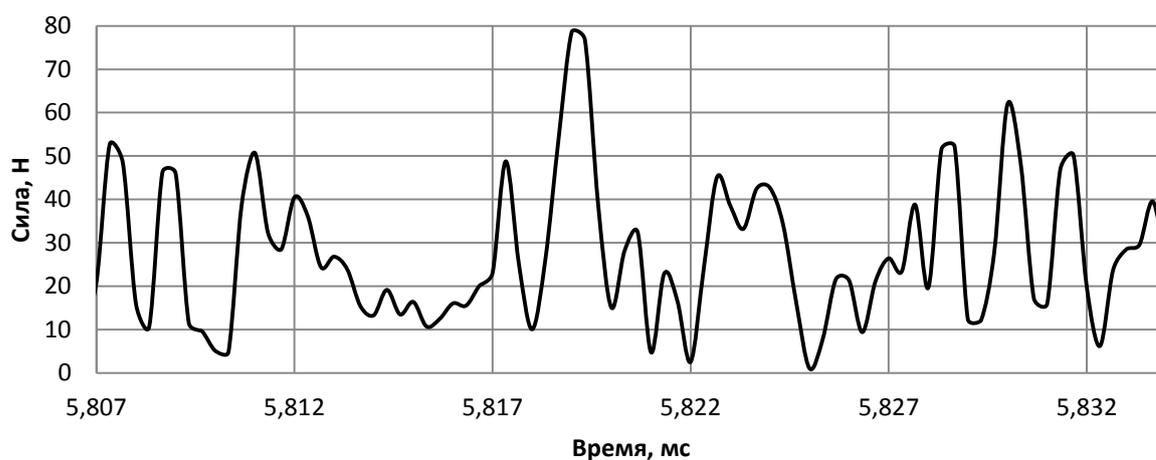


Рисунок 10 – Теоретическое боковое усилие воздействия поршня на стенку цилиндра

В **Заключении** приведены основные результаты исследования. Они обобщены. Предложены рекомендации по устранению виброперемещений поршня, вызванных наличием зазоров в сопряжениях механизма. Определена возможность обеспечения работы ползунов БСМ без жидкой смазки вследствие практически полной динамической уравновешенности механизма.

Итог работы:

1. Выполнен анализ существующих силовых механизмов ДВПТ, применение БСМ предпочтительно для диапазона мощностей до 50 кВт;
2. Путем сравнения аналитических моделей БСМ и КШМ выявлено, что нагрузки на элементы КШМ от действия сил инерции поступательно движущихся масс на 23-30 % выше, чем у элементов БСМ;
3. Результат сравнения численных моделей показал возможность обеспечения вы-

сокой динамической уравновешенности БСМ, что приводит к снижению нагрузок в ползунах. При этом, в сравнении с крещкопфным КШМ, нагрузка более чем в 17 раз меньше. Следовательно, появляется возможность использовать направляющие ползунов без жидкой смазки, и, в частности, изготавливать их из композитных материалов;

4. Разработан, изготовлен и применен измерительный комплекс на основе трехосевого акселерометра Analog Devices EVALA DXL-377Z для исследования физической картины перемещений деталей механизмов, движущихся с ускорениями до  $\pm 200g$ ;

5. Проведен анализ результатов экспериментального исследования. Выявлено отсутствие необходимости сложной системы фильтрации сигнала с датчика по причине повторяемости сигнала. Расчетный показатель точности опыта составил 0,11%. Абсолютная погрешность определения ускорения поршня:  $\Delta a = \pm 31 \text{ м/с}^2$ ;

6. По результатам экспериментального исследования выявлены виброперемещения по осям координат, перпендикулярным основному перемещению поршня. Целесообразно применение направляющих колец, разгружающих уплотнения от боковых нагрузок в том числе для случаев, когда силовой механизм теоретически обеспечивает прямолинейное перемещение поршня;

7. Выявлена целесообразность дальнейшего развития методики исследования динамики и кинематики механизмов ДВПТ с БСМ путем использования пакетов моделирования многомассовых систем с учетом зазоров в сопряжениях.

#### **По теме исследования опубликованы следующие работы:**

##### ***издания из Перечня периодических научных изданий, рекомендованных ВАК Министерства образования и науки РФ:***

1. Кукис В.С., Куколев М.И., Костин А.И., Дворцов В.С., Ноздрин Г.А., Абакшин А.Ю. Перспективы улучшения характеристик двигателя Стирлинга // Двигателестроение. — 2012. — № 3. — С. 3–6.

2. Куколев М.И., Костин А.И., Дворцов В.С. Оценка влияния пар трения на динамику бесшатунного силового механизма // Известия Международной академии аграрного образования: Материалы Международной научно-практической конференции «Улучшение эксплуатационных показателей автомобилей, тракторов и двигателей», посвященной 85-летию со дня рождения Заслуженного деятеля науки и техники, доктора технических наук, профессора Анатолия Владимировича Николаенко.- СПб.: Изд-во МААО – 2013. - №16.- С. 88-91.

3. Метелев А.А., Пономарев А.С., Макарин А.И., Дворцов В.С. Система управления высокофорсированным автомобильным бензиновым двигателем внутреннего сгорания // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2013. №4-1(183). С. 145–150.

4. Дворцов В.С. Динамическое моделирование бесшатунного силового механизма // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2015. №3(226). С. 102–110.

##### ***патенты:***

5. Пат. РФ на полезную модель №126372. Двигатель Стирлинга / Кукис В.С., Романов В.А., Петриченко М.Р., Куколев М.И., Дворцов В.С. // Бюл., 2013. – №9.

6. Пат. РФ на изобретение №2510462. Механизм преобразования движения поршневой машины, в частности двигателя внутреннего сгорания / Иванов А.В., Куколев М.И., Дворцов В.С. // Бюл., 2014. – №9.

7. Пат. РФ на полезную модель №151039. Энергоустановка с двигателем Стирлинга / Кукис В.С., Петриченко М.Р., Куколев М.И., Дворцов В.С., Романов В.А. // Бюл., 2015. – №8.

8. Пат. РФ на полезную модель №163936. Бесплатунный двигатель с внешним подводом теплоты / Смирнов Д.С., Костин А.И., Костин С.А., Сайченко А.С., Дворцов В.С., Куколев М.И. // Бюл., 2016. – №23.

***статьи в других изданиях:***

9. Дворцов В.С, Муравьев П.А., Самоукин М.Д. Исследование циклов ДВПТ // Материалы XXX отраслевой научно-технической конференции молодых специалистов «Морское подводное оружие. Морские подводные роботы – вопросы проектирования, конструирования и технологий. МПО-МС-2011». – СПб.: ОАО «Концерн «Морское подводное оружие – Гидроприбор», 2012. – С. 118-122.

10. Дворцов В.С., Куколев М.И. Кукис В.С. Романов В.А. Использование вихревой трубки Ранка в двигателях Стирлинга // «Veda a technologie: krokdo budoucnosti-2012»: Materialy 8 mezinarnodnivedecko-praktickaconference. – Praha: PublishingHouse «EducationandScience» s.r.o, 2012. – P. 82-86.

11. Кукис В.С, Романов В.А., Малоземов А.А., Куколев М.И., Дворцов В.С., Вильдяева С.Н. Повышение эффективности поршневых тепловых двигателей за счет использования вихревых труб // «Научният потенциал на света – 2012»: Материалы за VIII международна научна практична конференция. - София: «Бял ГРАД-БГ» ООД, 2012,- С. 24 - 36.

12. Ноздрин Г.А., Абакшин А.Ю., Дворцов В.С. Разработка стенда для испытаний двигателя с внешним подводом теплоты. Материалы XXXI отраслевой науч.-тех. конф. молодых специалистов «Морское подводное оружие. Морские подводные роботы – вопросы проектирования, конструирования и технологий. МПО-МС-2012». – СПб.: ОАО «Концерн «Морское подводное оружие – Гидроприбор», 2012. – С. 56-61.

13. Кириленко П.Э., Поляшов П.А., Дворцов В.С., Куколев М.И. Обоснование применения промежуточного штока для двигателя с внешним подводом теплоты с качающейся шайбой//Улучшение эксплуатационных показателей и технический сервис автомобилей, тракторов и двигателей: сборник научных трудов Международной научно-технической конференции кафедры «Автомобили, тракторы и технический сервис» Института технических систем, сервиса и энергетики. – СПб. : Изд-во СПбГАУ, 2015. – С. 9-15.

14. Дворцов В.С., Ткаченко М.М., Куколев М.И. Двигатели Стирлинга: развитие конструкций и методов исследования // Двигателестроение. — 2016. — № 4. — С. 10–14.

***тезисы докладов в трудах конференций:***

15. Дворцов В.С., Бреусов В.П., Куколев М.И. Современное применение двигателя Стирлинга на подводной лодке // XXXVIII Неделя науки СПбГПУ: Материалы международной научно-практической конференции. Ч. III. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. – С. 7-8.

16. Бреусов В.П., Костин А.И., Куколев М.И., Дворцов В.С., Муравьев П.А. Разработка бесплатунного двигателя Стирлинга // Актуальные проблемы развития поршневых ДВС: Материалы межотраслевой научно-технической конференции. – СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2010. – С. 126-128.

17. Куколев М.И., Бреусов В.П., Муравьев П.А., Дворцов В.С., Самоукин М.Д. Моделирование теплового накопителя для двигателя с внешним подводом теплоты // Актуальные проблемы развития поршневых ДВС: Материалы межотраслевой научно-технической конференции. – СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2010. – С. 125-126.

18. Дворцов В.С. Расчет рабочего процесса ДВПТ // Фундаментальные исследования и инновации в национальных исследовательских университетах: Материалы XV Всероссийской конференции. Санкт-Петербург. Т.2. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2011. – С. 25 – 26.

19. Дворцов В.С., Кукис В.С, Куколев М.И. Улучшение характеристик ДВПТ путем применения эффекта Ранка-Хилша // Актуальные проблемы развития поршневых ДВС: Материалы межотраслевой научно-технической конференции. – СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2012. – С. 99.

20. Ноздрин Г.А., Абакшин А.Ю., Дворцов В.С., Куколев М.И. Совершенствование термодинамической модели ДВПТ путем учета гидравлических потерь // Актуальные проблемы развития поршневых ДВС: Материалы межотраслевой научно-технической конференции. – СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2012. – С. 100-101.

21. Абакшин А.Ю., Ноздрин Г.А., Дворцов В.С., Лазарев С.Ю., Куколев М.И. Некоторые способы решения проблем уплотнения поршневого зазора двигателя с внешним подводом теплоты. Неделя науки СПбГПУ. Лучшие доклады: материалы научно-практической конференции с международным участием. – СПб.: Изд-во Политехн ун-та, 2013. – С. 12-14.

22. Дворцов В.С., Костин А.И., Куколев М.И. Применение бесшатунного силового механизма в двигателе Стирлинга // XLI Неделя науки СПбГПУ: материалы науч.-практич. конф. с международным участием. Ч. III. - СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. - С. 8-10.

23. Дворцов В.С., Куколев М.И. Анализ кинематики бесшатунного силового механизма двигателя 2Д-200 при помощи пакета Ansys // Неделя науки СПбГПУ : материалы научно-практической конференции с международным участием. Институт энергетики и транспортных систем СПбГПУ. Ч. 2. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – С. 16-17.

24. Кириленко П. Э., Дворцов В.С., Куколев М.И. Обоснование выбора компоновочной схемы силового механизма для двигателя с внешним подводом теплоты // Неделя науки СПбГПУ: материалы научно-практической конференции с международным участием. Институт энергетики и транспортных систем СПбГПУ. Ч. 2. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. – С. 28-30.

25. Поляшов П. А., Дворцов В.С., Куколев М.И. Двигатель Стирлинга с бесшатунным силовым механизмом модульного типа // Неделя науки СПбГПУ: материалы научно-практической конференции с международным участием. Институт энергетики и транспортных систем СПбГПУ. Ч. 2. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. – С. 36-37.

26. Дворцов В.С., Костин А.И., Куколев М.И. Измерение реальных ускорений поршня двигателя с бесшатунным силовым механизмом. Актуальные проблемы морской энергетики: Материалы четвертой Всероссийской межотраслевой научно-технической конференции.– СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2015. – С. 56-57.

## СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

## Символы

$a$ - ускорение;	$V$ - скорость;
$C$ - чувствительность датчика;	$\alpha$ - коэффициент фильтрации;
$g$ - ускорение свободного падения;	$\Delta$ - абсолютная погрешность;
$I$ - входное значение сигнала датчика (нефильтрованное);	$\delta$ - относительная погрешность;
$l$ - длина шатуна;	$\lambda = \frac{r}{l}$ - безразмерный параметр КШМ;
$n$ - частота вращения вала;	$\varphi$ - угол поворота коленчатого вала;
$O$ - выходное значение сигнала датчика (фильтрованное);	$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ - угловая частота вращения.
$r$ - радиус кривошипа;	
$S$ - перемещение;	

## Индексы

$k$ - номера шага вычисления значения сигнала;	$i$ - значение шага суммирования;
$m$ - количество шагов вычисления;	$p$ - поршень.

## Сокращения

БСМ – бесшатунный силовой механизм;  
 ДВПТ - двигатель с внешним подводом  
 теплоты;  
 КШМ – кривошипно-шатунный механизм;

МЭМС – микроэлектромеханическая си-  
 стема;  
 ЭУ – энергетическая установка.