Старокожев Михаил Алексеевич

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАЗРАБОТКИ ДВУХБЛОЧНОГО РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ МЕТОДОМ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Специальность 05.04.02 - Тепловые двигатели

Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук



Работа выполнена в ФГБОУ ВПО «Брянский государственный технический университет»

Научный руководитель: доктор технических наук, доцент

Обозов Александр Алексеевич

Официальные оппоненты: заслуженный машиностроитель РФ,

доктор технических наук, профессор

Гоц Александр Николаевич,

кандидат технических наук

Зеленцов Андрей Александрович

Ведущая организация: Закрытое акционерное обществ

«Управляющая компания «Брянский машиностроительный завод» г. Брянск

Защита состоится « $\underline{30}$ » мая $\underline{2013}$ г. в $\underline{14}$ ч. на заседании диссертационного совета Д 212.141.09 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана по адресу: 105005, Москва, Рубцовская наб., д.2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд.947.

С диссертационной работой можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.09.

Автореферат разослан « 30 » апреля 2013 г.

Ученый секретарь диссертационного совета, кандидат технических наук, доцент

жуш Тумашев Р.3.

Принятые сокращения и условные обозначения

ДВС – двигатель внутреннего сгорания;

РПД – роторно-поршневой двигатель;

РТ – рабочее тело; КШМ – кривошипно-шатунный механизм;

град ПВ - градус поворота вала двигателя;

индексы: вc(cz) – означают, что параметр относится к блоку впуска (сгорания).

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

Актуальность работы. Ряд двигателестроительных фирм до последнего времени осуществляли выпуск роторно-поршневых двигателей (РПД) Ф.Ванкеля, которые в основном находили применение в автомобилестроении. Главными преимуществами РПД Ф.Ванкеля по сравнению с двигателями традиционной конструкции являлись их компактность (отсутствие КШМ, картерного пространства) и малый вес, и это определяло целесообразность их использования. Однако известно, что двигателям данного типа свойственны и трудно устранимые конструктивные недостатки. Прежде всего, это касается газовых уплотнений между статором и ротором двигателя. Низкая надежность данных уплотнений, повышенная скорость их износа явились главными причинами, по которым недавно фирмы (японская фирма «МАZDA», российское предприятие «ВАЗ») отказались от производства данного типа двигателя. Следует отметить, что двигатели традиционной конструкции /с КШМ/ несколько превосходят по экономичности РПД.

Учитывая изложенное выше, можно утверждать, что создание ДВС роторнопоршневого типа принципиально новой конструкции, которой не свойственны перечисленные выше недостатки двигателя Ф.Ванкеля, является актуальной задачей.

Автор разрабатывает методику для создания двухблочного четырехкамерного РПД нового типа. Такой двигатель имеет два блока, в которых последовательно осуществляется рабочий процесс (блок впуска и компрессии, и блок рабочего хода и выпуска). В конструкции двигателя применяется ротор с изменяемой геометрией. Рабочая поверхность статора двигателя имеет постоянную кривизну, что в совокупности с уплотнительными элементами сравнительно большой площади контакта существенно повышает надежность и долговечность уплотнений смежных камер.

Разработанный двухблочный двигатель обладает положительными чертами, свойственными РПД: высокими массогабаритными показателями, хорошими динамическими свойствами. По данным характеристикам он значительно превосходит двигатели традиционного исполнения (с КШМ).

Цель работы состоит в развитии теоретических основ проектирования роторнопоршневых двигателей внутреннего сгорания.

Задачи исследования – разработать принцип действия, методику расчета и проектирования перспективного РПД двухблочного типа, свободного от недостатков РПД Ф.Ванкеля; разработать математическую модель рабочего процесса двухблочного РПД; исследовать рабочий процесс РПД методом математического моделирования; определить технико-экономические показатели двухблочного РПД.

Научная новизна исследований, проводимых в работе. На основе существующей теоретической базы разработана методика проектирования РПД новой двухблочной конструкции с ротором изменяемой геометрии. Разработана математическая модель рабочего процесса двигателя, с использованием которой исследованы основные закономерности его протекания..

Получен патент на полезную модель и принцип действия двухблочного четырех-камерного РПД .

Метод исследования – метод математического моделирования рабочего процесса ДВС (расчетно-теоретический). Расчеты выполнялись на ЭВМ с использованием созданных программ.

Достоверность и обоснованность полученных результатов определяется обоснованным использованием основных теоретических положений научных дисциплин — термодинамики, газовой динамики, теплофизики, теории рабочих процессов ДВС при анализе процессов, происходящих в двигателе, а также обоснованностью допущений, принятых при построении математической модели рабочего процесса двигателя.

Практическую ценность работы представляют следующие новые разработки:

- разработана новая методика, позволившая выявить и исследовать закономерности протекания рабочего процесса в двухблочном РПД;
- разработана математическая модель рабочего процесса двухблочного РПД (математическая модель может быть использована при создании перспективных типов РПД другого типа);
- разработана программа численного решения дифференциальных уравнений, лежащих в основе математической модели РПД;
- разработана методика анализа рабочего процесса РПД с целью оптимизации его характеристик;
- на основе проведенных расчетных исследований разработаны рекомендации по выбору конструктивных параметров двухблочного РПД.

Апробация работы. Материалы диссертационной работы были доложены и одобрены на следующих заседаниях и научных конференциях:

- региональной научно-практической конференции «Приоритетные направления современной науки: фундаментальные проблемы, инновационные проекты» (г. Брянск, БГУ, 2009 г.); V Международной научно-технической конференции «Автоматизация и энергосбережение машиностроительного и металлургического производств, технология и надежность машин, приборов и оборудования» (г. Вологда, ВГТУ, 2009 г.); Международной научно-практической конференции «Наука производство» И (г. Брянск, БГТУ, 2009 г.); III Международной научно-практической конференции «Достижения молодых ученых в развитии инновационных процессов в экономике, науке, образовании» (г.Брянск, БГТУ, 2011 г.); II Региональной научно-практической конференмолодых исследователей и специалистов «Проведение исследований приоритетным направлениям современной науки для создания инновационных технологий» (г. Брянск, БГУ, 2011 г.); Международной научной заочной конференции «Технические науки, традиции и инновации» (г. Челябинск, ВГТУ, 2012 г.); расширенном заседании кафедры «Тепловые двигатели» (БГТУ, 2012 г.); расширенном заседании кафедры «Сервис транспортных и технологических машин и оборудования» (г. Брянск, БГИТА, 2012 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 5 статей в изданиях, рекомендованных ВАК РФ, 4 тезиса докладов на международных конференциях, и получен 1 патент на изобретение.

Структура работы. Диссертация объемом 171 страница состоит из введения, 4 глав, заключения, 5 приложений, содержит 2 таблицы, 81 иллюстрацию, список использованной литературы, включающий 121 наименование.

СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность диссертационной работы, её научная новизна и практическая ценность, дана общая характеристика диссертации.

Первая глава посвящена анализу конструктивных решений механизмов ДВС, отличных от традиционного решения, основанного на использовании кривошипно-шатунного механизма. С момента создания первых паровых машин и первых ДВС в двигателях для передачи крутящего момента на вал используется кривошипно-шатунный механизм. Тем не менее, вся история двигателестроения сопровождается созданием (изобретением) конструкции ДВС, в которых КШМ отсутствует.

Несмотря на то, что было предложено большое число конструкций ДВС без использования КШМ, пока единственными двигателями без КШМ, нашедшими достаточно широкое применение, являются роторно-поршневые двигатели конструкции Ф.Ванкеля. Многие изобретения носили декларативный характер и по тем или иным причинам остались только «на бумаге». Некоторые изобретения были реализованы в «металле» (например, двигатели Абрамова А., Фролова В. (двухтактный, оппозитный), Баландина С. и др.), однако при этом нашли ограниченное применение. В последствие данные двигатели перестали использоваться. Роторно-поршневые двигатели Ф.Ванкеля, совершенствование которых исследователями велось в течение длительного времени (начиная от момента создания первого образца в 1934 г.), выпускались для привода автомобилей. Известны фирмы, выпускавшие РПД: Curtiss-WrightFichtel&Sachs, Daimler-Benz AG, MAN, Friedrich Krupp GmbH, Klockner-Humboldt-Deutz AG, Bmw (Германия); Yanmar Diesel Co., Mazda и Тоуо Кодуо Со. (Япония); F/Perkins Ltd (Англия). РПД в течение длительного времени производились и в России (ВАЗ).

Роторно-поршневой двигатель имеет свою специфическую организацию рабочего процесса и в связи с этим имеет ряд преимуществ по сравнению с двигателем с КШМ — это высокие удельные показатели (получаемая мощность, отнесенная к единице веса и единице объема), хорошая динамическая уравновешенность, возможность работы на высокой частоте вращения. Двигатель Ванкеля содержит меньше конструктивных элементов (отсутствует КШМ, коленчатый вал, механизм газораспределения).

Исследованиям, связанным с совершенствованием конструкции и рабочего процесса РПД Ванкеля, было уделено значительное внимание, как за рубежом, так и в нашей стране (работы учёных М. Бентеле, А. И. Пельцер, И.В. Зиновьев, А.Н. Пойда, Г.С. Маджуга, Н.С. Ханин, Б.А. Шароглазов, Г.Н. Злотин, Е.А.Федянов, М.В.Дульгер и др.). Исследования ученых были направлены на улучшение технико-экономических показателей РПД (улучшение экономичности, форсирование, применение наддува и пр.). Значительные усилия были направлены на совершенствование конструкции двигателя и, прежде всего, на повышение надежности газовых уплотнений двигателя.

Вторая глава посвящена разработке методики конструирования двух-блочного четырехкамерного РПД с ротором изменяемой геометрии. В результате выполненного исследования была предложена конструкция двухблочного РПД (Пат. 2405950 Российская Федерация, МПК⁷ F02B53/08, F01C19/02). Двигатель состоит из следующих основных элементов (рис.1): двух блоков (блока впуска/

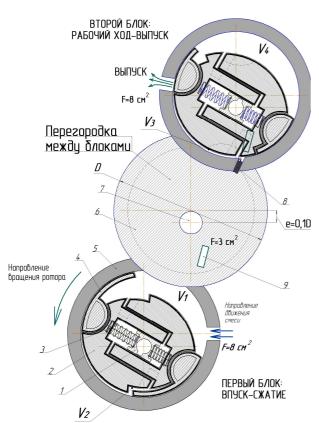


Рис.1.Основные конструктивные элементы двухблочного четырехкамерного РПД: 1 — направляющий элемент; 2 — секции ротора; 3 — пружина; 4 — уплотнительный элемент (башмак); 5 — статор; 6 — межблочная перегородка; 7 — отверстие выхода вала; 8 — свеча зажигания; 9 — перепускное отверстие; Vi — образующиеся камеры

сжатия/ и блока сгорания /выпуска/), двух подпружиненных двухвершинных раздвижных роторов и вала. На валу двигателя на шпонках устанавливаются направляющие роторов. Центр вала смещен относительно центра блоков на величину эксцентриситета.

При вращении роторов в блоках образуются четыре камеры: камера впуска, камера сжатия (в блоке впуска) и камера сгорания (рабочего хода), камера выпуска (в блоке сгорания).

Дозированная подача топлива (бензина) в двигатель осуществляется посредством впрыскивания его через форсунку в камеру впуска или же во впускной трубопровод, подводящий воздух к камере впуска.

Регулирование количества воздуха, поступающего в двигатель, осуществляется дроссельной заслонкой, установленной во впускном трубопроводе. Управление фазами газораспределения осуществляется непосредственно роторами при их вращении. Роторы открывают и закрывают впускное и выпускное отверстия, расположенные по окружности статоров. Между блоками установлена перегородка с отверстием, служащим для перепуска сжатой рабочей смеси из камеры

сжатия (блок впуска) в камеру сгорания (блок сгорания).

Принцип действия двигателя состоит в следующем (рис.2).

Свежая рабочая смесь, поступившая в блок «впуска-сжатия», сжимается ротором, совершающим плоскопараллельное движение.

При повороте роторов в положение 30 град, не доходя до горизонтального положения, начинается перепуск рабочей смеси (горизонтальному положению роторов соответствуют минимальный объем камер и угол поворота вала $\varphi=0$ град. ПВ или 360 град. ПВ).

Сжатая рабочая смесь через каналы в роторах и отверстие в межблочной перегородке перепускается из камеры сжатия в камеру сгорания. После окончания перепуска (при угле $\Pi B \varphi = 0$ град. /360 град происходит подача искры в камеру сгорания, воспламенение рабочей смеси и дальнейшее расширение рабочего тела (совершается рабочий ход). Расширение рабочего тела происходит до определенного положения ротора (φ =540 град), при котором объем камеры сгорания становится максимальным. Далее в статоре откры-

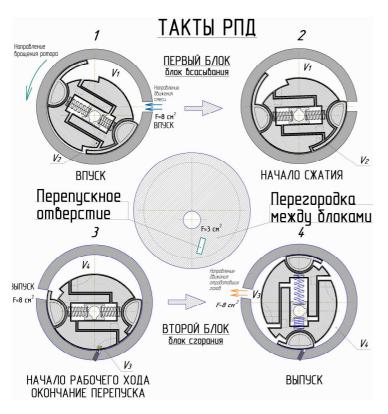


Рис.2.Иллюстрация, поясняющая принцип действия двухблочного четырехкамерного РПД

вается выпускное отверстие, и происходит двухстадийный процесс выпуска отработавших газов (свободный выпуск и выпуск вытеснением).

За один оборот вала РПД в блоках двигателя происходит два полных элементарных цикла (циклы включают процессы впуска, сжатия, перепуска, сгорания /рабочего хода/ и выпуска).

График, иллюстрирующий процесс изменение объемов камер РПД при вращении вала, приведен на рис. 3.

Минимальные объемы камер впуска и сгорания обеспечиваются конструктивно за счет механической дообработки роторов. Конфигурация данных камер сформирована так,

чтобы обеспечить оптимальный процесс перепуска рабочей смеси из камеры сжатия в камеру сгорания.

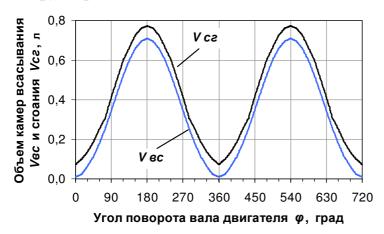


Рис.3. Изменение объемов камер в блоках впуска (V_{sc}) и сгорания (V_{cc}) (характеристики изменения объемов получены графическим способом).

Основные геометрические размеры исследуемого РПД были приняты следующие: внутренний диаметр камер D = 20 см; ширина камер H = 10 см; эксцентриситет положения вала двигателя $e \approx 0.1D =$ =1,97 см; площади проходных сечений отверстий впуска $F_{\it en}=8~{\rm cm}^2,$ выпуска $F_{6bm} = 8 \text{ cm}^2$ и перепуска $F_{nep} = 3 \text{ cm}^2$; максимальный (мин.) объём камеры впуска $V_{ecmax} = 751 \text{ cm}^3$, $(V_{ec\ min} = 5\ \text{cm}^3)$; максимальный (минимальный) объём камеры сгорания $V_{c2max} = 742 \text{ cm}^3, (V_{c2min} = 53,4\text{cm}^3).$

На рис. 4 иллюстрируется,

как изменяются площади проходных сечений отверстий впуска, перепуска и выпуска по углу поворота вала двигателя.

В заключение второй главы приводится тепловой расчет рабочего цикла и предварительная оценка показателей исследуемого РПД по методу Гриневецкого-Мазинга.

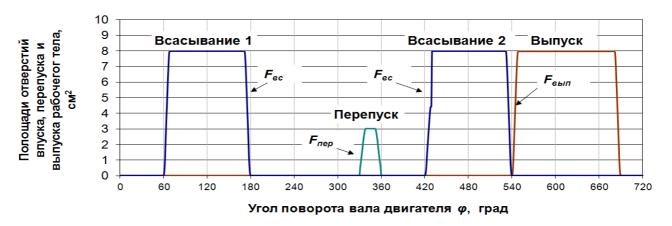


Рис.4.Изменение проходных сечений отверстий впуска F_{sc} , перепуска F_{nep} и выпуска $F_{sыn}$ в функции от угла φ ПВ

В третьей главе приводится описание численной математической модели, разработанной для анализа рабочего процесса, происходящего в камерах РПД. Математическая модель двухблочного РПД строится на основе законов сохранения энергии и массы открытой термодинамической системы и характеристического уравнения состояния рабочего тела Клапейрона-Менделеева.

Закон сохранения энергии для рассматриваемой прикладной задачи представлен в виде системы дифференциальных уравнений

$$\frac{dU_{ec}}{d\varphi} = \frac{dQ_{wec}}{d\varphi} + \frac{dL_{ec}}{d\varphi} + i_0 \frac{dG_{ec}}{d\varphi} + i_{ec} \frac{dG_{nep}}{d\varphi}, \qquad (1)$$

$$\frac{dU_{cz}}{d\varphi} = \frac{dQ_{cz \mod n}}{d\varphi} + \frac{dQ_{w cz}}{d\varphi} + \frac{dL_{cz}}{d\varphi} + i_{sc} \frac{dG_{nep}}{d\varphi} + i_{cz} \frac{dG_{sum}}{d\varphi} , \qquad (2)$$

где $U_{\rm sc}$, $U_{\rm cc}$ – энергия РТ тела в камерах блоков впуска и сгорания; $Q_{\rm w \, sc}$ $Q_{\rm w \, cc}$ – тепло, отводимое в стенки камер блоков впуска и сгорания, $Q_{\rm cc \, mon\tau}$ – тепло, выделяющиеся при сгорании топлива (в блоке сгорания); $L_{\rm sc}$ $L_{\rm cc}$ – механическая работа, совершаемая РТ в блоках впуска и сгорания; i_0 , $i_{\rm sc}$ $i_{\rm cc}$ – энтальпии воздуха (смеси) на впуске в камеру впуска, в камере впуска при перепуске и энтальпия продуктов сгорания в камере выпуска в процессе выпуска; $G_{\rm sc}$ — масса РТ в камерах блоков впуска и сгорания.

Скорость тепловыделения в результате сгорания топлива равна

$$\frac{dQ_{cz monn}}{d\varphi} = Q_m^{H} q_u \frac{dx}{d\varphi},$$

где q_u – цикловая подача топлива; x – текущая относительная доля тепла,

выделившегося от сгорания топлива.

График относительной скорости тепловыделения в результате выгорания бензовоздушной смеси представлен на рис. 5.

Относительная скорость тепловыделения задается в виде полуэмпирической функции И.И. Вибе

$$\frac{dx}{d\varphi} = -\frac{c(m+1)}{\varphi_z} \left(\frac{\varphi - \theta}{\varphi_z}\right)^m \exp\left[c\left(\frac{\varphi - \theta}{\varphi_z}\right)^{m+1}\right]$$

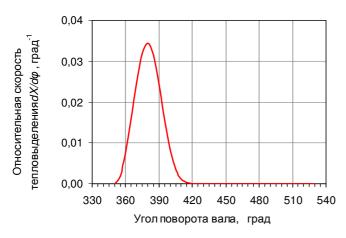


Рис.5. Относительная скорость тепловыделения в функции от угла поворота вала

с коэффициентами, заданными для номинального режима работы двигателя: m=2, $\varphi_z=65$ град ПВ, $\theta=350$ град ПВ и c=-6,908. Принятые величины коэффициентов описывают закон тепловыделения, свойственный выгоранию бензинов (продолжительность выгорания 95% цикловой подачи топлива при $n_{\partial e}=4000$ мин⁻¹ при заданных коэффициентах составляет 3-5 мс).

Скорость течения (c, м/c) и расход РТ тела $(\frac{dG}{d\varphi}, \text{ кг/град }\Pi\text{B})$ через каналы (впуска, перепуска, выпуска) определялись из известных из теории газовой динамики

зависимостей. Сечения каналов впуска и выпуска имеют прямоугольную форму, при этом ширина каналов выбиралась максимально возможной (конструктивно ограничена шириной роторов). В связи с указанным, площади поперечного сечения каналов впуска и выпуска зависят только от длины сечения каналов (по окружности статора). Положение каналов на статоре, а также положение «усов» на роторе определяют фазы газообмена двигателя. Достаточность проходных сечений каналов выверялась на стадии математического моделирования рабочего процесса (глава 4).

Энергообмен в элементах РПД, сопутствующий массообмену, определялся как произведение энтальпии РТ на его поток.

Энергообмен в виде механической работы (с учетом знака, в зависимости от знака $\frac{dV}{d\, \varphi}$) определялся из соотношения $\frac{dL}{d\, \varphi}=\,p\,\frac{dV}{d\, \varphi}$.

В основу описания процесса теплообмена со стенками камер положено уравнение Ньютона—Рихмана $\frac{dQ_w}{d\phi} = \frac{1}{6n_{oa}} \alpha_w (T_{cmensu} - T_{pad. mena}) F_{mensoodw}$, где α_w – коэффициент теплоотдачи (рассчитывается по формуле, предложенной Вошни, Вт/(м²·К)).

В главе приводится описание методики определения площадей поверхностей контакта и их температур, позволяющей оценить параметры процесса теплообмена между РТ и стенками камер.

Текущая температура РТ для камер блока впуска и блока сгорания определяется с использованием результатов интегрирования уравнений (1) (2) на основе термодинамических функций вида T = f(u), где u — удельная внутренняя энергия РТ, находящегося в камерах $\left(u = \frac{U}{G}\right)$. Текущее давление в камерах определяется из уравнения состояния

Клапейрона-Менделеева.

Интегрирование системы уравнений (1) и (2) выполнялось с помощью метода конечных разностей с прогнозированием значений параметров в центре интегрируемого участка (применялся улучшенный метод Эйлера). Интервал дискретизации процесса был выбран 1 град ПВ. Интегрирование уравнений, а также все необходимые расчетные операции выполнялись в среде программирования «Excel-2003» (ОС «Windows»).

В четвертой главе приводятся результаты численного моделирования рабочего процесса исследуемого двухблочного РПД. На рис.6 приведены графики изменения давления в камерах двигателя в функции от угла поворота вала двигателя, полученные при моделировании номинального режима работы двигателя.



Рис. 6. Изменение давления рабочего тела в камерах РПД

Из рис.6. видно, что элементарный цикл, протекающий в блоке впуска двухблочного РПД (заключен между точками A и B), включает четыре процесса: впуск (от A до 180 град ПВ), сжатие (от 180 град ПВ до C), перепуск (от C до 360 град ПВ) и последующее расширение (от 360 град ПВ до B).

Элементарный цикл блока сгорания (заключен между точками C и D) включает три процесса: перепуск (от C до 360 град ПВ), сгорание-расширение (от 360 град ПВ до 540 град ПВ), свободный и принудительный выпуск (от 540 град ПВ до D). Элементарные циклы в обоих блоках совершаются в течение 360 град ПВ.

На рис. 7 приведены индикаторные процессы p=f(V), происходящие в блоках двух-блочного РПД. Индикаторная работа элементарного цикла блока впуска L_{icc} , отрицательна, блока сгорания L_{icc} , положительна. Индикаторная работа, получаемая от элементарных циклов, происходящих в двух блоках, равна алгебраической сумме $L_{icw} = L_{icc} + L_{icw}$.

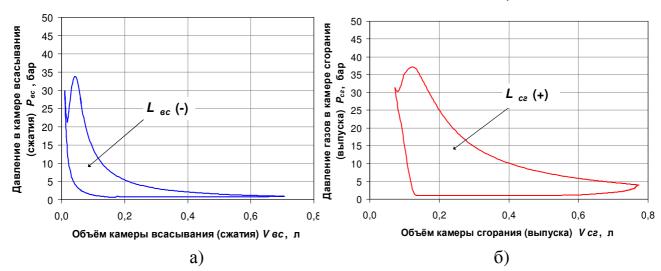


Рис. 7. Индикаторные процессы блоков впуска (а) и сгорания (б)

На рис. 8 приведены графики изменения массы РТ в блоках РПД.

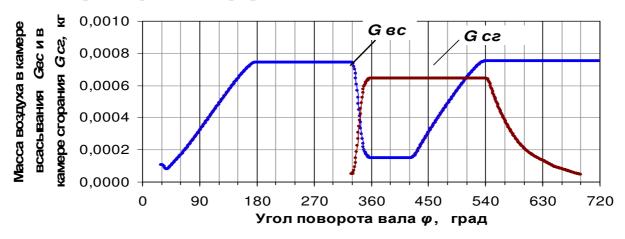


Рис.8. Изменение массы рабочего тела в блоках двухблочного РПД в зависимости от угла ПВ

На рис. 9 приведены графики изменения внутренней энергии и температуры рабочего тела в блоках двигателя.

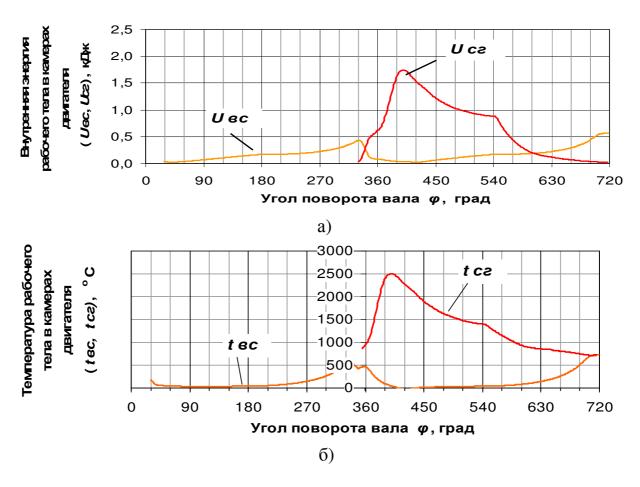


Рис. 9. Изменение внутренней энергии (a) и температуры (б) рабочего тела в блоках двухблочного РПД в зависимости от угла ПВ

Процесс теплообмена, происходящий в камерах двухблочного РПД, характеризуют графики, приведенные на рис. 10.

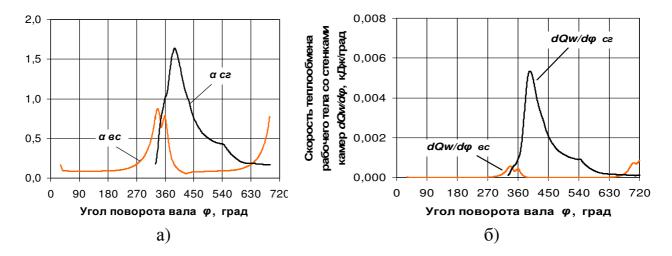


Рис.10.Изменение коэффициентов теплоотдачи α_{sc} и α_{cz} (a) и скоростей теплообмена в камерах двигателя $dQw/d\varphi_{sc}$ и $dQw/d\varphi_{cz}$ (б) в зависимости от угла ПВ

Ниже приведены показатели рабочего процесса двигателя, полученные в результате математического моделирования режима номинальной мощности:

Частота вращения вала двигателя $n_{\partial s}$
Блок впуска
Индикаторная работа, совершаемая РТ $L_{i\ ec}$ – 0,3178 кДж
Коэффициент наполнения камеры впуска η_{v}
Масса свежего заряда в конце процесса впуска G_{sc}
Масса остаточного заряда в камере сжатия после завершения
процесса перепуска $G_{sc\ ocm}$
Тепло, отведенное от РТ в стенки блока впуска $Q_{w\ sc}$ 0,0246 кДж (1,44%)
Максимальная температура РТ в камере сжатия $T_{max\ sc}$
Максимальное давление РТ в камере сжатия $P_{max \ 6c}$
Блок сгорания
Индикаторная работа, совершаемая РТ L_{icz} 0,8178 кДж
Масса остаточных газов в камере сгорания в начале перепуска
G_{cc} ocm 0,0494 Γ
Количество свежего заряда, поступившего в камеру сгорания
в процессе перепуска G пер 0,5946 г
Цикловая подача топлива $q_{m \mu \mu \kappa \pi}$
Коэффициент избытка воздуха при сгорании $\alpha_{\rm cr}$
Тепло, соответствующее цикловой подаче топлива $Q_{m\mu\nu\kappa}$ 1,706 кДж (100%)
Тепло, отведенное от РТ в стенки блока сгорания Q_{wcz} 0,484 кДж (28,4%)
Максимальная температура РТ в камере сгорания $T_{max\ cz}$
Максимальное давление РТ в камере сгорания $P_{max cz}$
Интегральные характеристики двигателя
Суммарная индикаторная работа элементарного цикла $L_{i{\mbox{\tiny Cym}}}$ 0,500 кДж (29,3%)
Удельный инд. расход топлива (привед. к Q^{μ}_{m} = 43930 кДж/кг) b_{i} 279,6 г/(кВт·ч)
Суммарная потеря энергии в результате массообмена с окружающей
средой U_{nom}
Механический КПД двигателя
Эффективная работа элементарного цикла L_e 0,450 кДж (26,4%)
Эффективная мощность элементарного цикла $P_{e\ \mu}$
Эффективная мощность двигателя, снимаемая с двух блоков

Примечание. В процентах указана доля энергии, отнесенная к теплоте, заключенной в цикловой подаче топлива.

Газодинамические потери на перепуске были заданы коэффициентом расхода μ =0,7, так как канал перепуска имеет сложную форму, и при перепуске будет наблюдаться эффект дросселирования РТ. Теплопотери в результате теплообмена со стенками камер двигателя составляют около 30% по отношению к теплу, подводимому к РТ при сгорании топлива.

В главе 4 приведены результаты исследования характеристик двухблочного РПД в широком диапазоне его нагрузочных и скоростных режимов. Был выполнен численный математический эксперимент на режимах, сочетающих изменение скоростного режима работы двухблочного РПД (четыре скоростных режима – 1000, 2000, 3000 и 4000 мин⁻¹) при пяти положениях регулирующего органа (дроссельной заслонки) на всасывании воздуха (положение дроссельной заслонки задавалось коэффициентом $\delta_{\mu Fsc}$): 100, 75. 50, 25% и $\delta_{\nu Fsc}$ холостого хода).

Величина $\delta_{\mu Fec}$ холостого хода задавалась исходя из выполнения условия равенства нулю эффективной мощности двигателя (то есть, условия равенства индикаторной работы и работы механических потерь).

На рис. 11 приведен план численного эксперимента исследования двухблочного РПД.

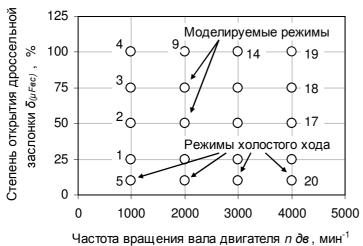


Рис.11.План численного математического эксперимента исследования РПД

При моделировании всех указанных режимов (включая режимы холостого хода) работа механических потерь принималась неизменной, равной работе механических потерь номинального режима.

Применение метода численного моделирования и метода регрессионного анализа результатов моделирования позволило построить универсальные характеристики двигателя, описывающие изменение ряда функциональных параметров РПД в широком диапазоне эксплуатационных режимов.

Выполненное исследование показало, что вариация параметров двигателя удовлетворительно описывается полиномом второй степени от двух определяющих факторов (так называемой «полной квадратикой»).

На рис.12 и рис.13 приведены универсальные характеристики $p_c = f(n_{\partial \theta}, P_e), q_u = f(n_{\partial \theta}, P_e), p_{ce max} = f(n_{\partial \theta}, P_e)$ и $T_{ce max} = f(n_{\partial \theta}, P_e)$.

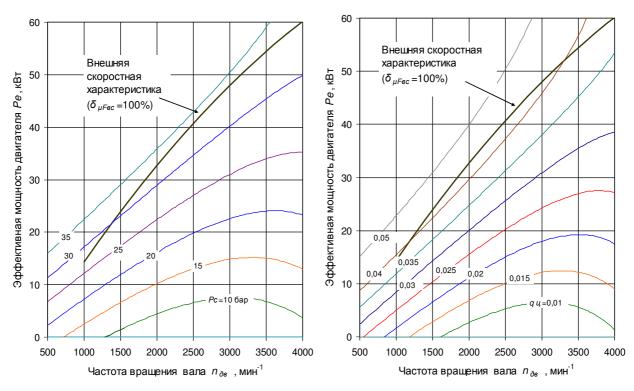


Рис.12. Универсальные характеристики: $p_c = f(n_{\partial e}, P_e)$, $q_u = f(n_{\partial e}, P_e)$

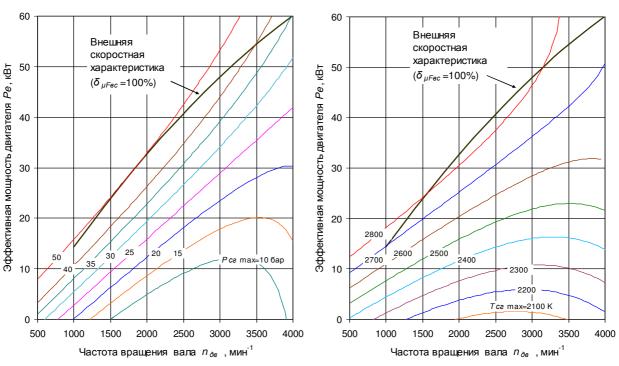


Рис.13. Универсальные характеристики: $p_{cz max} = f(n_{\partial e}, P_e)$; $T_{cz max} = f(n_{\partial e}, P_e)$

Вариация данных параметров описывается следующими полиномами: $p_c = 23,51 - 0,01359 \ n_{\partial e} + 1,237 \ P_e - 0,0001624 \ n_{\partial e} P_e + 2,422 \cdot 10^{-6} \ n_{\partial e}^2 - 0,002903 \ P_e^2,$ $q_{\mu} = 0,03639 - 2,284 \cdot 10^{-5} \ n_{\partial e} + 0,001784 \ P_e - 2,732 \cdot 10^{-7} \ n_{\partial e} P_e + 4,005 \cdot 10^{-9} \ n_{\partial e}^2 - 3,887 \cdot 10^{-6} P_e^2,$ $p_{ce \text{ max}} = 49,32 - 0,3630 \ n_{\partial e} + 2,412 \ P_e - 0,0005604 \ n_{\partial e} P_e + 6,711 \cdot 10^{-6} \ n_{\partial e}^2 + 0,003619 \ P_e^2,$ $T_{ce \text{ max}} = 2553 - 0,3613 \ n_{\partial e} + 37,37 \ P_e - 0,004679 \ n_{\partial e} P_e + 6,653 \cdot 10^{-5} \ n_{\partial e}^2 - 0,1628 \ P_e^2.$

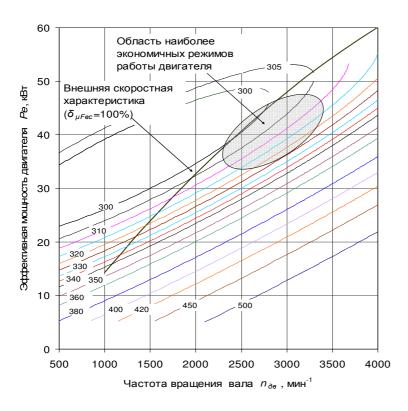


Рис.14. Универсальная характеристика $b_e = f(n_{\partial B}, P_e)$

Полученные значения коэффициента детерминации R^2 и критерия Фишера F позволили сделать заключение об удовлетворительном качестве аппроксимации характеристик двигателя ($R^2 \approx 0.89...0.97$; $F \approx 25...90$).

На рис.14 приведена универсальная характеристика, иллюстрирующая характер изменения удельного эффективного расхода топлива b_e в режимной области работы двигателя.

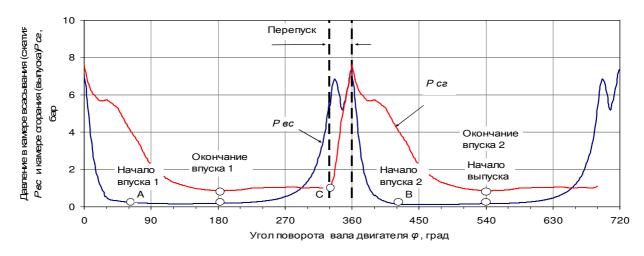
Из рис.14 видно, что обнаиболее экономичных ласть работы режимов двигателя $(b_e = 300...320 \text{ г/(кВт'ч)})$ расповблизи внешней ложена скоростной характеристики диапазоне частот вращения

 $n_{\partial s}$ =2300...3500 мин⁻¹. При увеличении мощности и частоты вращения двигателя экономичность двигателя несколько ухудшается.

Функция b_e = $f(n_{\partial e}, P_e)$ имеет следующий вид: b_e = 392,8+0,05328 $n_{\partial e}$ - 7,6809 P_e - 0,002470 $n_{\partial e}$ P_e + 1,2759·10⁻⁵ $n_{\partial e}$ ²+ 0,15565 P_e ², (при R^2 = 0,992, F = 281).

Представляют интерес полученные результаты моделирования рабочего процесса режимов холостого хода (приведены на рис.15).

Из рис. 15 видно, что в результате дросселирования потока воздуха на входе в камеру впуска максимальное давление, которое создается в камере сжатия, не превышает 7 бар.



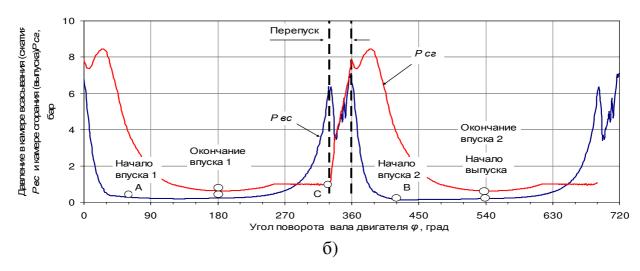


Рис.15. Изменение давлений в камерах двигателя на режимах холостого хода скоростной характеристики:

```
а – точка плана 20 (холостой ход; n_{\partial e} = 4000 мин<sup>-1</sup>, \delta_{\mu Fec} = 13,2\%); б – точка плана 5 (холостой ход; n_{\partial e} = 1000 мин<sup>-1</sup>, \delta_{\mu Fec} = 3,9\%)
```

В момент начала процесса сжатия абсолютное давление в камере сжатия составляет $p_{\textit{вс}}$ ($\varphi=180$ град Π B)=0,19...0,23 бар, то есть наблюдается значительное разрежение. Температура смеси в конце процесса сжатия равна $T_{\textit{вс}}(\varphi=360 \text{ град }\Pi$ B)= 590...690 K.

Максимальное давление сгорания и максимальная температура газов в камере сгорания на режимах холостого хода соответственно равны $p_{cz \max} = 8...8,5$ бар и $T_{cz \max} = 2100...2150$ К.

В главе 4 также рассмотрено решение некоторых оптимизационных задач: приводятся результаты анализа влияния на показатели РПД таких параметров, как угол начала впуска смеси (φ_{HBH}) в блок впуска, угол начала перепуска смеси (φ_{HBH}), угол начала выпуска (φ_{HBH}) отработавших газов из блока сгорания, параметров процесса тепловыделения в блоке сгорания.

Дан анализ «поведения» двигателя на режимах внешней скоростной характеристики в области повышенных частот вращения вала (до частот вращения $n_{\partial e}$ =10000 мин⁻¹). Исследование показало, что максимально достижимая эффективная мощность двигателя составляет 63,2 кВт при $n_{\partial e}$ =5250 мин ⁻¹. Однако на данном режиме экономичность двигателя ухудшается (b_e ≈325 г/(кВт·ч)). Далее при увеличении частоты вращения вала мощность двигателя уменьшается и при $n_{\partial e}$ = 10000 мин ⁻¹ равна P_e =21 кВт. Максимальный крутящий момент развивается двигателем в диапазоне частот вращения вала $n_{\partial e}$ = 2000...2500 мин ⁻¹ ($M_{\kappa p \, max}$ \approx 0,155 кН·м).

Представленный в главе 4 сравнительный анализ показывает, что двухблочный РПД несколько уступает по экономичности двигателям традиционной конструкции, однако по массогабаритным показателям он значительно превосходит их, что является бесспорным его преимуществом. Сравнение двухблочного четырехкамерного РПД и одноблочного РПД конструкции Ванкеля показывает, что характеристики их приблизительно идентичны. Одним из достоинств исследуемого двигателя является форма его статора (профиль статора исследуемого РПД имеет форму окружности; профиль статора РПД Ванкеля выполнен по сложной кривой - эпитрохоиде). Исследуемому двигателю, как показали исследования, будет свойственна «мягкая» работа вследствие низких уровней давлений и скоростей нарастания давлений в камерах. Двигатель обладает также хорошей динамической уравновешенностью (при работе двигателя центр тяжести роторов незначительно смещается относительно оси вала).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

- В качестве наиболее существенных результатов диссертационного исследования можно назвать следующие:
- 1. Дан обзор существующих нетрадиционных конструктивных схем построения ДВС. Проанализированы достоинства и недостатки данных схем в сравнении друг другом и с традиционным решением (конструкция ДВС с КШМ). Показано, что, несколько проигрывая в экономичности, по сравнению с двигателями традиционной конструкции, РПД имеют ряд преимуществ: меньше конструктивных компонентов; отсутствует механизм газораспределения; отсутствует КШМ; не требуется картерное пространство; двигатели более компактны и имеют меньшую массу; двигатели имеют хорошие динамические характеристики; динамически уравновешены. Анализ показал, что из РПД коммерческое использование имеет только двигатель Ф.Ванкеля, которому, тем не менее, присущи трудно устранимые недостатки. Данные недостатки являются причиной прекращения рядом фирм производства данного типа двигателя. Сделан вывод о том, что устранение недостатков РПД Ф.Ванкеля является актуальной задачей, требующей решения.
- 2. Разработаны рекомендации по конструированию двухблочного роторнопоршневого двигателя нового типа, в котором устранены недостатки РПД Ф.Ванкеля. Разработан принцип действия данного типа двигателя. Получен патент на конструкцию двигателя. Дано теоретическое обоснование выбора оптимальных конструктивных параметров двигателя (диаметра статора D, ширины блоков H, рабочего объема камер V_h , эксцентриситета e, отношения ширины блока к его диаметру H/D, степени сжатия ε), обеспечивающих протекание рабочего процесса в двигателе:
- рабочий объем камер V_h (при прочих равных условиях) зависит от величины эксцентриситета e: с увеличением e увеличивается V_h , при этом соответственно может быть увеличена и мощность двигателя. Однако следует отметить, что существует оптимальная величина эксцентриситета, выше которой увеличение её недопустимо (конструкция становится неработоспособной). Целесообразно величину e принимать равной $e \approx 0.1 D$ (D-внутренний диаметр статора);
- от величины отношения H/D зависит «оптимальность» камер двигателя в смысле получения минимума тепловых потерь Q_w от рабочего тела в стенки камер (от отношения H/D зависит отношение рабочего объема камеры к поверхности теплоотвода камеры). Определено оптимальное соотношение $H/D \approx 0.5$;
- оптимальное значение степени сжатия ε (для камеры сжатия) выбиралось из условия получения давления смеси в конце процесса сжатия (в момент начала перепуска) $p_{sc} \approx 35$ бар. Степень сжатия ε зависит от величины минимального (остаточного) объема камеры сжатия $V_{sc\ min}$. В свою очередь $V_{sc\ min}$ выбирался исходя из условия обеспечения процесса перепуска смеси из камеры сжатия в камеру сгорания. Определено оптимальным значение степени сжатия $\varepsilon \approx 11,35$;
- с учетом принятых начальных условий для проектирования $\{V_{h_{\text{СУМ}}}=f(Pe=60\text{ кВт},n=4000\text{ мин}^{-1}),\ e\approx0,1\ D\ ,H/D\approx0,5\}$ определены главные геометрические размеры камер двигателя: внутренний диаметр статора D=20 см и ширина каждого блока H=10 см;
- определены форма, размеры и местоположение отверстий впуска, выпуска и перепуска смеси из камеры сжатия в камеру сгорания. Для исследуемого двигателя

приняты площади сечений $F_{ec} \approx 8 \text{ cm}^2$, $F_{ce} \approx 8 \text{ cm}^2$, $F_{nep} \approx 3 \text{ cm}^2$. Даны рекомендации по расположению отверстий, обеспечивающие оптимальное протекание процессов газообмена в двигателе.

- 3. На основе фундаментальных принципов термодинамики и газовой динамики разработана математическая модель рабочего процесса двухблочного РПД, в основу которой положен квазистационарный подход к рассмотрению процессов, происходящих в двигателе. Модель описывает процессы, происходящие в двигателе, на основе дифференциальных уравнений сохранения энергии, массы и уравнения состояния рабочего тела. Разработан алгоритм численного интегрирования дифференциальных уравнений, входящих в математическую модель РПД, который реализован в среде программирования «Excel» (ОС «Windows»). Разработанная математическая модель является адаптацией существующих моделей рабочего процесса ДВС под решение задач, связанных с исследованием РПД.
- 4. С помощью разработанной математической модели получены новые результаты, объясняющие закономерности протекания процессов в РПД.

Были проанализированы процессы, происходящие в камерах двигателя, и определены основные технико-экономические показатели двигателя. Результаты моделирования подтвердили, что при заданных геометрических параметрах (п.2) двигатель развивает мощность 60 кВт при 4000 мин⁻¹ при «умеренных» параметрах рабочего процесса: максимальное давление сгорания составляет $p_{max} \approx 40$ бар, максимальная температура цикла в камере сгорания составляет $T_{max} \approx 2800$ К. Удельный эффективный расход топлива $b_e \approx 300...310$ г/(кВт-ч).

5. Разработанная математическая модель РПД позволила проанализировать параметры двигателя в широком диапазоне его эксплуатационных режимов (от режимов холостого хода до режима номинальной мощности).

С применением методов регрессионного анализа построены универсальные характеристики исследуемого РПД в форме полиномов второй степени.

Решены оптимизационные задачи, направленные на улучшение свойств двухблочного РПД. Определено влияние на технико-экономические показатели двигателя: увеличения частоты вращения двигателя; проходного сечения канала впуска смеси в блок впуска; фаз газораспределения (впуска, перепуска), проходного сечения канала перепуска; степени сжатия блока впуска. Показано, что конструктивные параметры двигателя выбраны близкими к оптимальным.

6. Дано сопоставление технико-экономических показателей двухблочного РПД с двигателем Ванкеля и двигателем традиционной конструкции. Показано, что по отдельным показателям двухблочный РПД превосходит двигатели традиционной конструкции (с КШМ). Двухблочный РПД мощностью 60 кВт имеет габариты (приблизительно) 300х300х300мм. Для сравнения: карбюраторный двигатель традиционной конструкции такой же мощности (ВАЗ-2107) имеет габариты 570х790х620 мм, РПД Ванкеля (ВАЗ-415) - 560х546х495 мм.

Получено, что отношение рабочего объема всех камер двигателя к объему двигателя, взятому по его габаритным размерам, составляет $V_{h \text{ сум}}/V_{\partial s} \approx 0,104$, а отношение мощности двигателя к его объему равно $P_e/V_{\partial s} \approx 2200 \text{ кBt/m}^3$ (двигатель с габаритами $10 \times 10 \times 10 \text{ см}$ развивает мощность 2,2 кBt).

Тема и содержание диссертации отражены в 9 научных работах (получен 1 патент на изобретение):

- 1. Обозов, А.А. Исследование процессов двухблочного роторно-поршневого двигателя с помощью метода математического моделирования [Текст] / А.А. Обозов, М.А. Старокожев // Вестн. БГТУ. Брянск: БГТУ. 2011. №4 (32). С. 47-54 (0,5 п.л. / 0,25 п.л.).
- 2. Обозов, А.А. Двухблочный роторно-поршневой двигатель [Текст] / А.А. Обозов, М.А. Старокожев// Двигателестроение. 2012. №1 (247). С. 18-22 (0,56 п.л. / 0,28 п.л.).
- 3. Обозов, А.А. Исследование характеристик двухблочного четырехкамерного роторно-поршневого двигателя в широком диапазоне его нагрузочных и скоростных режимов [Текст] / А.А. Обозов, М.А. Старокожев // Вестник БГТУ. Брянск: БГТУ. 2012. N01(33). С. 77 85 (0,56 п.л. / 0,28 п.л.).
- 4. Обозов, А.А. Сравнительный анализ технико-экономических показателей двухблочного роторно-поршневого двигателя и роторно-поршневого двигателя Ванкеля [Текст] / А.А. Обозов, М.А. Старокожев // Вестник БГТУ. Брянск: БГТУ. 2012. №2 (34). С. 48 54 (0,38 п.л. / 0,19 п.л.).
- 5. Обозов, А.А. Математическое моделирование рабочего процесса четырехкамерного роторного двигателя внутреннего сгорания [Текст] / А.А. Обозов, М.А. Старокожев // Брянск: БГТУ. 2011. Ч. 1. С. 76 78 (в рамках программы У.М.Н.И.К.) (0,16 п.л. / 0,08 п.л.).
- 6. Роторный двигатель внутреннего сгорания [Текст]: пат. 2405950 Рос. Федерация, МПК⁷ F02B53/08, F01C19/02 / Тайц О.Г., Старокожев М. А.; заявитель и патентообладатель Брян. гос. инженер.-технол. акад. -№2009103723/06; заявл. 04.02.09; опубл. 10.08.10 Бюл. №34. 9 с.: ил.