

На правах рукописи

Лобов Николай Владимирович

**УЛУЧШЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДВУХТАКТНЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
ОПТИМИЗАЦИЕЙ ГАЗОВОЗДУШНОГО ТРАКТА**

05.04.02 – Тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук



Москва - 2005

Официальные оппоненты:

доктор технических наук,
ГРИШИН Ю. А.

доктор технических наук,
КАМИНСКИЙ В.Н.

доктор технических наук,
ГАВРИЛОВ А.А.

Ведущее предприятие:

АК «Тулмашзавод»

Защита состоится «10» марта 2005 г. в 14-00 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 диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Автореферат разослан «31» января 2005 г.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, Москва, Рубцовская наб., д. 2/18, Учебно-лабораторный корпус, ученому секретарю диссертационного совета Д. 212.141.09.

Ученый секретарь диссертационного
совета, к.т.н., доцент

Тумашев Р.З.


Сер. в копие

7.15

Актуальность проблемы. Двигатель внутреннего сгорания еще долгое время будет использоваться, как эффективный и относительно простой источник энергии в народном хозяйстве. Среди огромного количества различных типов двигателей есть особая категория двигателей, которая используется на средствах малой механизации. Это двухтактные бензиновые двигатели небольшой мощности с кривошипно-камерной продувкой.

Выбор двухтактного двигателя в данном случае наиболее рационален. Общепризнанными преимуществами двухтактных ДВС являются: лучшее, чем у четырехтактного двигателя отношение массы к мощности; относительная простота конструкции; удвоенное число рабочих тактов за идентичный временной отрезок в сравнении с четырехтактным двигателем. Однако, у двухтактных двигателей есть и недостатки, ограничивающие сферу их применения. Так, например, у бензиновых двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой это потери топливовоздушной смеси при продувке цилиндра и, связанный с этим, неизбежный повышенный расход топлива и повышенный выброс токсичных веществ в атмосферу, более высокий уровень шума.

На сегодняшний день на внутреннем рынке России просматривается устойчивая тенденция приобретения отечественным пользователем двухтактных двигателей внутреннего сгорания импортного производства. Зарубежные аналоги, при более высокой стоимости, являются более экономичными и экологичными, имеют меньший вес и производят меньше шума. Все это позволяет сделать вывод о том, что отечественные двухтактные ДВС средств малой механизации еще не достигли предела совершенства, требуется развитие и оптимизация их конструкции.

Еще одним важным аспектом, с которым приходится считаться является то, что программа выпуска отечественных малогабаритных двигателей составляет сотни тысяч штук в год. Повышение экономичности двигателя при сохранении его мощностных параметров позволит в масштабах страны существенно сократить количество потребляемого топлива. Экономия и рациональное использование энергетических ресурсов страны является важной государственной задачей.

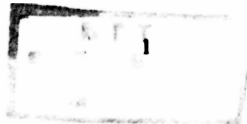
Повышения эффективности работы ДВС можно добиться за счет совершенствования конструкции газозооушного тракта. В настоящее время наблюдается значительный рост опытно-конструкторских работ, связанных с настройкой и изменением режимов работы ГВТ в зависимости от режимов работы двигателя при управлении фазами выпуска. Добиться скорого возврата денежных средств с использованием только экспериментальных

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1708724

Лобов Н.В. Улучшение харак



методов исследований не представляется возможным. Поэтому общепризнанным и наиболее перспективным путем сокращения затрат при проектировании ДВС является численное моделирование его рабочего процесса. При этом сам вычислительный процесс, при обеспечении должного уровня достоверности, может рассматриваться как численный эксперимент и относится к экспериментально-теоретическим методам исследования.

В настоящее время уже созданы математические модели ДВС, которые на достаточно высоком уровне описывают течение газа в отдельных элементах двигателя и ГВТ. Речь идет о многомерных газодинамических моделях. К сожалению, одномерные модели двигателя, получившие широкое распространение в 60-90 годах, не воспроизводят в полном объеме сложную структуру неустановившихся процессов внутри двигателя. Полученные с их помощью результаты расчета имеют низкую степень достоверности при моделировании гидравлических потерь во впускных и выпускных клапанах, местах резкого сужения и расширения потока, там где имеет место течение газа через местные сопротивления. Для подавляющего большинства многомерных газодинамических моделей, при воспроизведении динамических, нестационарных процессов в отдельных элементах ДВС, в качестве граничных условий приходится использовать экспериментальные данные или данные, полученные из расчетов по моделям более низкого уровня, например одномерных расчетов. Это снижает достоверность получаемых расчетных данных. Существенно повысить эффективность доводки двигателя на этапе проектирования, позволили бы пространственные математические модели сквозного расчета.

Исходя из этого, можно утверждать, что *работа по созданию пространственных математических моделей двухтактных бензиновых ДВС, позволяющих совершенствовать их мощностные, экономические и экологические характеристики, является актуальной*. Наибольшая отдача в данном случае может быть достигнута за счет использования современных методов математического моделирования в сочетании с традиционными экспериментальными методами исследований.

Актуальность данного направления научно-исследовательских работ отмечена на уровне Министерства образования РФ. Диссертационная работа выполнена при поддержке двух грантов Министерства образования РФ по фундаментальным исследованиям в области технических наук:

- «Разработка математической модели рабочего процесса и процесса топливоподачи в двухтактном карбюраторном двигателе особо малого класса», грант №95-4.1-55 (1995-1996 г.), научный руководитель Н.В. Лобов;
- «Численное исследование рабочего процесса в двухтактном одноцилиндровом двигателе внутреннего сгорания», грант № ТОО-6.7-16

(2000-2001г.), научный руководитель М.Ю. Егоров, ответственный исполнитель Н.В. Лобов.

Целью диссертационной работы является: разработка пространственно-трехмерной математической модели сквозного расчета малогабаритного бензинового двухтактного двигателя внутреннего сгорания и ее последующее использование для улучшения характеристик двигателей на базе детального изучения структуры и характера нестационарных вихревых течений.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

1. Произведен анализ конструкции и особенностей рабочего процесса двигателей данного класса.

2. Проведен обзор нестационарных математических моделей, используемых для моделирования рабочих процессов в двухтактных ДВС и обоснована целесообразность воспроизведения трехмерной структуры потока газа, когда двигатель рассматривается как единая система, включающая в себя систему впуска и выпуска, цилиндр с функциональными каналами и кривошипную камеру.

3. Произведен анализ основных численных методов газовой динамики, которые использовались и используются в настоящее время в качестве вычислительного «ядра» при построении выше названных математических моделей. Обоснован выбор оптимального метода расчета, отвечающего современным требованиям по быстродействию и точности расчета – метод Давыдова (метод крупных частиц (МКЧ)).

4. Разработана и отлажена прикладная программа, позволяющая воспроизводить в пространственно-трехмерной постановке нестационарное вихревое течение газа в двигателе.

5. Произведена оценка (верификация) созданной математической модели двигателя с использованием имеющихся и полученных в процессе выполнения диссертационной работы экспериментальных данных.

6. Исследована структура и характер газодинамических процессов, происходящих в ДВС.

7. Разработана методика расчета показателей процесса газообмена с учетом пространственно-трехмерного представления структуры газодинамического потока и определены критерии оценки совершенства конструкции газовоздушного тракта по мощностным, экономическим и экологическим параметрам.

Объект исследования: одноцилиндровый двухтактный карбюраторный двигатель с кривошипно-камерной продувкой, который относится к двигателям малого класса и используется преимущественно в качестве источника энергии в средствах малой механизации.

Предмет исследования: закономерности, определяющие причинно – следственные связи между конструктивными параметрами двигателя,

режимами его работы и термо-газодинамическими процессами, происходящими в цилиндре, кривошипной камере и системах впуска и выпуска.

Достоверность полученных в работе результатов обеспечивалась:

- использованием современного, поверенного высокоточного оборудования европейского класса для проведения индицирования ДВС;
- использованием метода Давыдова (МКЧ) – метода постановки прямого вычислительного эксперимента;
- использованием верифицированной математической модели двигателя, базирующейся на основных законах сохранения газовой динамики.

Для оценки качества созданной математической модели двигателя использованы результаты индицирования двигателя AS-165a фирмы As-motor (Германия). Экспериментальное исследование данного двигателя произведено на базе кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» IVK (Institut Verbrennungs und Kraftmaschinen) технического университета Штуттгарт. Индицирование двигателя осуществлено одновременно в трех местах: в цилиндре, в кривошипной камере и системе выпуска, при его работе по внешней скоростной характеристике.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1. В предложенной методике сквозного расчета ДВС как единой системы, состоящей из систем впуска, выпуска, цилиндра с продувочными каналами, позволяющей в трехмерной постановке детально исследовать структуру и характер неустановившихся вихревых газодинамических процессов в рабочих полостях двигателя.
2. В полученных результатах численного исследования характера и структуры газодинамических течений в рабочих полостях малогабаритных двухтактных ДВС в трехмерной постановке.
3. В предложенной методике оценки потерь свежего заряда в процессе газообмена при использовании пространственной газодинамической модели двигателя.

Практическая ценность работы: заключается в разработанном математическом аппарате, созданном на его базе программном обеспечении и проведенных исследованиях, которые дают возможность конструировать и доводить малогабаритные двухтактные двигатели внутреннего сгорания с меньшими временными и материальными затратами, позволяют совершенствовать их мощностные, экономические и экологические параметры.

Основные принципы построения математической модели двухтактного ДВС могут быть применены для создания любого иного типа двигателя внутреннего сгорания: четырехтактных бензиновых и дизельных двигателей.

Реализация результатов работы: Программа и методика расчета функционирования двигателя бензомоторной пилы с учетом неустановившегося трехмерного течения газа приняты государственным специализированным конструкторским бюро моторного инструмента (ГСКТБМИ) ФГУП «Машзавод им. Ф.Э. Дзержинского», г. Перми. Акт внедрения прилагается к диссертации.

Апробация работы: Основные результаты диссертационной работы доложены и обсуждены на: - Международном семинаре «Modeling advanced process technology, expert and control systems of heat and mass transfer phenomena», July, 8-10, 1996, Ekaterinburg; - Всероссийской конференции молодых ученых «Математическое моделирование физико-механических процессов», Пермь, ПермГТУ, 1996-1997; - Международной НТК «Проблемы двигателестроения», Москва, МВТУ им. Баумана, 1997; -VIII Международной НПК «Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС», Владимир, ВлГУ, 2001; - Всероссийской НТК «Аэрокосмическая техника и высокие технологии - 2002», Пермь, ПермГТУ, 2002; -Международной НТК «Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения - 2003», Челябинск, ЮурГУ, 2003; - IX Международной НПК «Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей», Владимир, ВлГУ, 2003; «Давыдовских чтений», Москва, НАПН, 2002-2003 г.

Публикации Результаты исследований опубликованы в 26 работах, в 1 монографии и в 2 отчетах по госбюджетной тематике (отчеты по грантам Министерства образования РФ).

Структура и объем диссертации Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы и приложения. Общий объем диссертации составляет 278 страниц и содержит 120 рисунков (в том числе цветные изображения), 26 таблиц, список литературы из 211 наименований и 7 приложений.

Достижение приведенных в данной диссертационной работе результатов было бы не возможно без моральной, консультационной и физической поддержки ряда лиц, которым бы хотелось высказать слова благодарности. Я выражаю свою глубокую признательность профессору Давыдову Ю.М. (разработчику метода) и профессору Егорову М.Ю., принявшим живое участие в обсуждении структуры будущей диссертации и оказавшим неоценимую помощь в освоении вычислительного метода расчета – метода Давыдова (метода крупных частиц). Особые слова благодарности хочется сказать работникам ФГУП «Машзавод им. Ф.Э. Дзержинского» г. Перми в лице главного конструктора Карелина Н.С. и ведущего инженера-исследователя Кудымова Н.С. за консультационную и практическую поддержку при внедрении результатов исследований. Я также благодарен

профессору Черняку Б.Я. за доброжелательные и конструктивные замечания, сделанные им на этапе завершения диссертационной работы.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении отмечено, что диссертационная работа ориентирована преимущественно на совершенствование конструкции и моделирование газодинамических процессов в газовоздушном тракте двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой особо малого класса. Типичными представителями двигателей такого класса являются двигатели бензомоторных пил, ручного бензиномоторного инструмента, газонокосилок. Во введении обоснована актуальность и важность выбранного научного направления, сформулирована цель работы, заключающаяся в создании пространственно-трехмерной математической модели сквозного расчета и последующем ее использовании для улучшения конструкции ДВС по мощностным, экономическим и экологическим параметрам, перечислены новые научные результаты, полученные при реализации указанной цели, которые выносятся на защиту.

Глава 1 В преамбуле первой главы приведена справка об истории создания отечественных бензомоторных пил. Кратко излагается устройство и принцип работы двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой. Приведен разрез двигателя отечественной бензомоторной пилы: «Урала – 2Э».

В результате анализа конструктивных схем, процесса газообмена и рабочего процесса ДВС данного класса, определены основные тенденции их развития, заключающиеся в дальнейшем усложнении конструкции ГВТ, в продолжающейся форсировке двигателя по степени сжатия, в увеличении номинальной частоты вращения коленчатого вала.

В качестве особенностей рабочего процесса были отмечены: трехмерный характер движения свежей смеси в цилиндре при газообмене, тесная взаимосвязь между процессами в разных системах, сильное влияние геометрии органов газообмена на протекание процессов в двигателе, большая вероятность обратных течений газа через окна.

Показано, что в связи с усложнением конструкции ГВТ оптимизация базовых элементов ДВС, оптимизация процесса газообмена невозможна без использования соответствующих газодинамических методов расчета.

Исследованию газодинамических процессов в ДВС посвящено много работ. Основы применения численных экспериментов в отечественной науке о ДВС были заложены А.С. Орлиным и М.Г. Кругловым. По мере развития материальной базы для исследований (и в первую очередь ЭВМ), развития вычислительных методов газовой и гидродинамики, появляются новые возможности при разработке математических моделей ДВС. Примером

этому, являются работы Киселева Б. А., Красовского О.Г., Петриченко Р.М., Рудого Б.П., Березина С.Р., Гришина Ю.А., Блэра Г., Бенсона Р. и т.д.

В отечественной практике для моделирования рабочих процессов в двухтактных двигателях малого класса получили преимущественное распространение одномерные газодинамические модели, которые не обеспечивают необходимый уровень достоверности расчетных данных. Речь идет об одномерной газодинамической модели двухтактного ДВС, разработанной Р.Р. Силлатом (Таллин) и интерактивной среде имитационного моделирования рабочего процесса в ДВС, разработанной под руководством Б.П. Рудого (Уфа) – среда «АЛБЕЯ». Требованиям сегодняшнего дня отвечают полномерные – трехмерные газодинамические модели ДВС сквозного счета, базирующиеся на фундаментальных законах газовой динамики или одномерные модели сквозного счета «сшитые» с наиболее важными фрагментами двигателя, выполненными в трехмерном исполнении.

Проведенный обзор численных методов газовой динамики показал, что для использования в качестве расчетного ядра в такой модели ДВС лучше всего подходит отечественный метод – метод Давыдова (МКЧ). Он неоднократно использовался для решения задач по моделированию процессов в ДВС. С помощью этого метода проведено численное исследование процесса газообмена в цилиндре двухтактного двигателя (Круглов М.Г., Давыдов Ю.М., Меднов А.А.), исследование процесса газообмена дизельного ДВС (Пелепейченко В.И.), совершенствование проточной части ДВС (Гришин Ю.А.). Он использовался для расчета нестационарных течений в квазитрехмерной постановке (Исаков Ю.Н., Бравин В.В.) и т.д. В качестве альтернативы методу крупных частиц рассматривались: метод характеристик, метод распада произвольного разрыва – метод Годунова и метод контрольных объемов, получивший широкое распространение в таких коммерческих лицензионных программах, как Star-CD, AVL FIFE, KIVA и т.д. Отказаться от использования коммерческих лицензионных программ пришлось вследствие их высокой стоимости и высокой стоимости вычислительных комплексов, на которые они устанавливаются.

Проведенный анализ показал, что в алгоритмах большинства пространственно-трехмерных газодинамических методов расчета содержатся итерационные процедуры, приводящие к увеличению продолжительности одного расчета до нескольких недель. Этого недостатка лишен МКЧ. Основными факторами, определившими его выбор в качестве расчетного «ядра» явились:

- динамичное развитие метода и его фактическое использование при моделировании задач поршневого двигателестроения;
- возможность решения пространственных задач газовой динамики;

- наличие многопараметрического класса разностных схем метода, позволяющих оптимально моделировать нестационарные, вихревые газодинамические течения эллиптического, параболического и гиперболического типа при достаточной устойчивости маршевого счета;
- возможность моделирования многофазных сред, физико-химических процессов, теплообмена, горения и т.д.;
- не итерационность процесса вычисления, и как следствие, высокая скорость маршевого счета на компьютерах, доступных большому числу пользователей;
- широкая методическая обеспеченность в освоении метода: литература, конференции пользователей и т.д.

Глава 2. Для моделирования процессов в ДВС, была использована полная нестационарная пространственно-трехмерная система вихревых дифференциальных уравнений газовой динамики в дивергентной форме записи (1)-(5). При ее написании были использованы основные традиционные подходы механики жидкости и газа. Так как выше названная система дифференциальных уравнений в виду высокой сложности исследуемого процесса аналитического решения не имела, было использовано ее приближенное решение с использованием методов численного интегрирования.

Исходная нестационарная система дифференциальных уравнений Эйлера, записанная в дивергентном виде, имеет вид:

– уравнение неразрывности (сохранения массы)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{W}) = 0 ; \quad (1)$$

– уравнения сохранения импульса по осям координат:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \mathbf{W}) + \frac{\partial p}{\partial x} &= 0, \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \mathbf{W}) + \frac{\partial p}{\partial y} &= 0, \\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \mathbf{W}) + \frac{\partial p}{\partial z} &= 0; \end{aligned} \quad (2)$$

– уравнение сохранения полной удельной энергии

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{E} \mathbf{W}) + \text{div}(\rho \mathbf{W}) = q_{cz} + q_{mo}; \quad (3)$$

– уравнение неразрывности (сохранения массы) для продуктов сгорания

$$\frac{\partial b}{\partial t} + \text{div}(b \mathbf{W}) = b. \quad (4)$$

Для замыкания системы было использовано уравнение состояния идеального газа

$$p = (\bar{k} - 1) \cdot \rho \cdot \left(E - \frac{W^2}{2} \right). \quad (5)$$

Система уравнений (1)-(5) решается методом Давыдова (МКЧ) в результате расщепления ее по физическим процессам. В процессе расчета среда моделируется системой из газообразных элементов - крупных частиц, по форме совпадающих в данный момент времени с ячейкой эйлеровой сетки. Решение задачи получается в процессе многократного, в данном случае не следует путать с итерационным процессом получения результата, повторения шагов по времени. В результате чего, пропорционально изменению шага расчета по времени происходит изменение угла поворота коленчатого вала и перемещение поршня. Вычислительный процесс длится до момента достижения относительной повторяемости цикличности мгновенных или интегральных параметров расчета. Расчет каждого временного шага (вычислительного цикла) в свою очередь разбивается на три этапа:

- *эйлеров*, когда для временного слоя $t^n + \Delta t$, определялись промежуточные значения скорости движения газа и энергии $\alpha, \vartheta, \omega, E$ с использованием аппроксимации первого порядка точности по времени и по пространству;

- *лагранжев*, когда находились потоки массы, импульса и энергии через границы эйлеровых ячеек;

- *заклучительный*, когда происходило перераспределение массы, импульса и полной удельной энергии по пространству и определялись окончательные поля эйлеровых параметров потока на фиксированной сетке в момент времени $t^{n+1} = t^n + \Delta t$.

Для каждой элементарной ячейки производилось определение: плотности - массы заряда, плотности - массы продуктов сгорания, скорости движения по трем координатам, энергии, температуры и давления.

При построении математической модели двигателя были приняты следующие допущения:

1. Рабочее тело – совершенный газ (идеальный в термодинамическом смысле), который в разные моменты времени состоит из двух компонентов: свежего заряда и продуктов сгорания.

2. Шероховатость труб и каналов не учитывается.

3. Реальный процесс горения топлива заменен эквивалентным подводом тепловой энергии по закону Вибе ко всем ячейкам находящимся в камере сгорания.

4. Процесс подачи топлива карбюратором представляется квазистационарной моделью в виде фиксированного в процессе расчета соотношения расхода топлива к расходу воздуха.

5. Температура стенок цилиндра, каналов систем впуска и выпуска, а также глушителя, принимается постоянной и определяется в результате натуральных исследований прототипа.

6. Процесс теплообмена в цилиндре описывается моделью Вошни.

Расчетная схема двухтактного ДВС представлена на рис. 1.

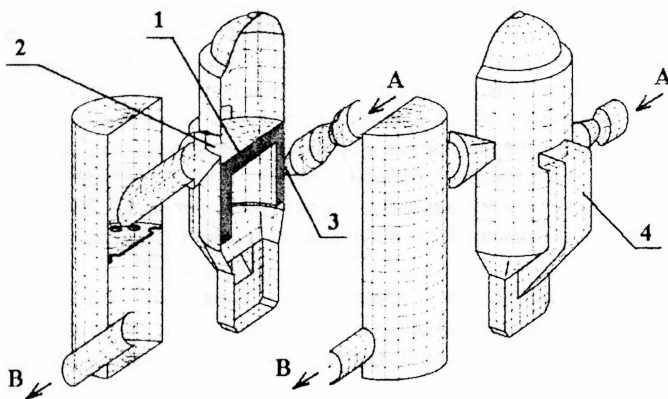


Рис.1. Объемное представление расчетной схемы двухтактного одноцилиндрового бензинового двигателя: А и В – каналы двигателя, связанные с атмосферой; 1 – поршень; 2- выпускной канал; 3 – впускной канал; 4 – продувочный канал

Вся область внутри двигателя покрывалась фиксированной в пространстве Эйлеровой расчетной сеткой, состоящей из прямоугольных элементарных ячеек-объемов или крупных частиц со сторонами Δx , Δy , Δz и объемом ΔV . Исходя из представленной расчетной схемы двигателя, были выделены следующие типы граничных условий:

- а) непроницаемая неподвижная граница;
- б) непроницаемая подвижная граница;
- в) проницаемая неподвижная или открытая граница.

Для типов границ б) и в) в диссертационной работе было проведено специальное численное исследование. Принцип постановки граничных условий приводится.

Разбиение расчетной области на область интегрирования и граничную с ней область осуществлялось по специальному алгоритму. В соответствии с этим алгоритмом, все ячейки, не пересекающие граничных контуров внутренних полостей двигателя, относились к расчетной области. Для обеспечения единообразия вычислений вдоль всей расчетной области, вне зависимости от типа границы, был введен одиночный слой так называемых фиктивных ячеек или граничный слой.

При разработке данного алгоритма были приняты следующие допущения:

1. Все линейные размеры двигателя приводились к дискретному виду, кратному величине элементарного расчетного объема;
2. Производилось относительное упрощение расчетной схемы двигателя: радиусы закруглений и галтели спрямлялись при сохранении объемов полостей, длин и сечений каналов;
3. При наличии асимметрии в форме двигателя, она приводилась к симметричному виду;
4. Толщина внутренних перегородок в конструкции, принималась равной двум размерам элементарного расчетного объема.

Количество продуктов сгорания (полный эквивалент коэффициента остаточных газов, находящихся в ячейке), определялось по формуле:

$$\gamma_{r_{ijk}} = \frac{b_{ijk}}{\rho_{ijk}}. \quad (6)$$

Нулевое значение $\gamma_{r_{ijk}}$ соответствует отсутствию в газе продуктов сгорания, при этом параметр b_{ijk} равен нулю. В том случае, если вся смесь сгорела, и параметр b_{ijk} равен ρ_{ijk} , коэффициент остаточных газов равен единице.

Учет информации о процессе газообмена, совершенном ранее, осуществлялся с помощью параметра γ_{r_0} , так называемом остаточном фоне продуктов сгорания. Величина этого параметра определялась после закрытия выпускных окон двигателя в момент начала такта сжатия рабочей смеси в виде осредненного параметра для всего локализованного объема цилиндра. Для этого в уравнение (4) был добавлен приходно–расходный комплекс, учитывающий преобразование свежей смеси в продукты сгорания:

$$db_{ijk}/dt = \rho_{ijk}(1 - \gamma_{r_0})d\xi/dt. \quad (7)$$

Этот комплекс реализует преобразование рабочей смеси в продукты сгорания. В том случае, если скорость выгорания топлива $d\xi/dt$ (по Вибе) равна нулю, то никакого изменения параметра b_{ijk} не будет. После воспламенения рабочей смеси от свечи зажигания параметр b_{ijk} начинает увеличиваться и достигает своего наибольшего значения к концу процесса сгорания. Это значение определяется величиной плотности основного заряда ρ_{ijk} . Учет концентрации продуктов сгорания в цилиндре двигателя и процесс преобразования свежей смеси в продукты сгорания необходимы как трассирующая присадка, по которой в дальнейшем будет осуществляться оценка степени эффективности процесса газообмена. Такой прием широко использовался и используется при осуществлении экспериментальных исследований.

На рис.2 проиллюстрировано изменение концентрации продуктов сгорания в цилиндре в зависимости от угла поворота коленчатого вала при различном начальном значении величины γ_{r_0} . Из анализа рис. 2 следует то, что вне зависимости от остаточного фона продуктов сгорания итоговая величина количества остаточных газов после осуществления процесса сгорания равна единице.

Удельное количество теплоты, выделившейся на единицу массы рабочей смеси за цикл находилось по формуле:

$$q_{cz} = \xi \cdot (H_u - \Delta H_{u_{хим}}) \cdot \left(\frac{1}{\alpha} \cdot \frac{f_s}{1 - f_s} \right) \cdot (1 - \gamma_{r_0}), \quad (8)$$

где ξ - коэффициент выделения теплоты;

H_u - низшая теплотворная способность топлива;

$\Delta H_{u_{хим}}$ - химическая неполнота сгорания топлива;

$\left(\frac{1}{\alpha} \cdot \frac{f_s}{1-f_s}\right)$ - доля топлива в объеме рабочей смеси с учетом коэффициента избытка воздуха. Причем f_s - стехиометрическое соотношение топлива к воздуху.

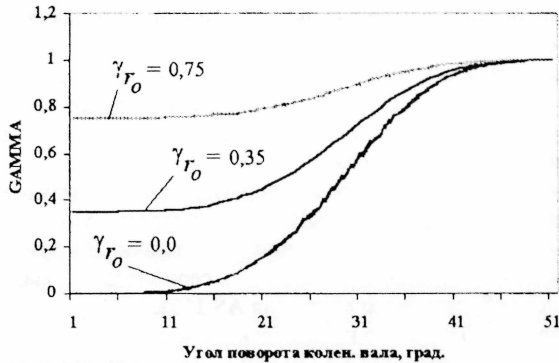


Рис. 2. Изменение концентрации продуктов сгорания в цилиндре в зависимости от угла поворота коленчатого вала и начальной величины остаточного фона продуктов сгорания

Введение приходно-расходного комплекса (8) в уравнение (3) базовой системы уравнений, позволило осуществить расчет удельного количества теплоты, выделяющейся при сгорании в зависимости от степени продувки цилиндра при газообмене.

Процесс теплообмена рассчитывался по закону Ньютона. Средняя температура стенок базовых элементов двигателя считалась постоянной во время цикла. Расчет коэффициента теплопередачи для цилиндра был произведен по формуле Вошни, а для полостей вне цилиндра - с учетом критериев Рейнольдса и Прандтля.

При построении сквозной пространственно трехмерной математической модели двигателя были впервые отработаны следующие процедуры:

- методика расчета изменения состава газа в процессе сгорания смеси;
- методика расчета теплоемкости смеси в зависимости от состава газа и его температуры;
- методика расчета показателя адиабаты с учетом изменения состава газа и его температуры;
- методика расчета процесса тепловыделения при сгорании смеси;

- методика расчета процесса газообмена в виде обратной связи из интегральных показателей предыдущего расчетного цикла;
- методика расчета процесса теплообмена в цилиндре;
- методика постановки граничных условий на движущемся поршне при частичном или полном перекрытии боковых продувочных, впускных и выпускных окон;
- методика постановки граничных условий на «открытой» границе, в местах соединения внутренних полостей двигателя с атмосферой.

Необходимые комментарии, результаты численного исследования и тестирования вышеуказанных процедур приведены в диссертации.

Глава 3 В данной главе приведены результаты верификации математической модели двигателя.

Экспериментальные данные для верификации математической модели были получены на кафедре IVK (ДВС) технического университета города Штуттгарт в ходе трехмесячной научной стажировки. На базе университета было выполнено индицирование серийного малогабаритного одноцилиндрового бензинового двигателя AS 165a.

Исследование ДВС было произведено с использованием нагрузочного измерительного комплекса DYNATRONIC. Для индицирования двигателя использовались кварцевые и пьезоэлектрические датчики и усилители фирмы Kistler. Для регистрации высокого давления был применен датчик 7061A с диапазоном измерения от 0 до 25 мПа и собственной частотой 45 кГц. Для индицирования низкого давления были использованы датчики 4043/45A с диапазоном измерения от 0 до 0,2 мПа и собственной частотой более 20 кГц. Осциллографирование двигателя было произведено одновременно в трех местах: в цилиндре, в кривошипной камере и в системе выпуска, в диапазоне частот от 2000 до 5500 мин⁻¹. Шаг изменения частоты вращения двигателя составлял 500 мин⁻¹. Обработка электрического сигнала приходящего от усилителей произведена с использованием специализированной системы FEVIS (Flexible Elektronisches Verbrennungsmotoren Indizersystem). Система создана для целей индицирования двигателей внутреннего сгорания. Результаты индицирования двигателя, преобразованные с помощью комплекса FEVIS в виде Excel-формата, были использованы для оценки совершенства полученной математической модели. Для осуществления тестовых расчетов двигателя AS-165a были использованы рабочие чертежи фирмы-изготовителя.

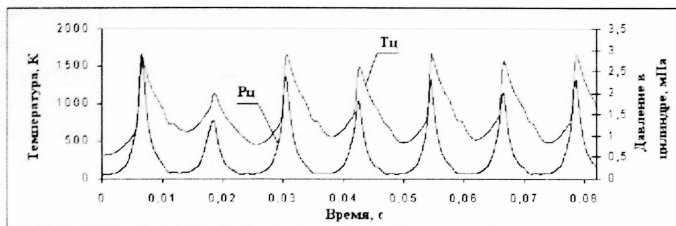
Результаты численного исследования двигателя были получены на компьютере Pentium 4 с процессором 1800 МГц и оперативной памятью 256 Мб. Для осуществления серийных, маршевых расчетов двигателя требовалась разработка способа задания стартовых, начальных условий. Проведенное исследование показало, что более универсальными являются

следующие условия. Расчет начинается при движении поршня из нижней мертвой точки. Начальная частота вращения коленчатого вала соответствует расчетной частоте вращения. Во всех внутренних полостях ДВС находится газ с плотностью и давлением, равными атмосферным. Скорость течения газа в ячейках равна нулю. Начальное значение плотности продуктов сгорания (ППС) для всех элементов системы выпуска задается равным плотности рабочей смеси, а для цилиндра - равным 0,8 плотности рабочей смеси. В продувочных каналах, системе впуска и кривошипной камере ППС принимается равной нулю.

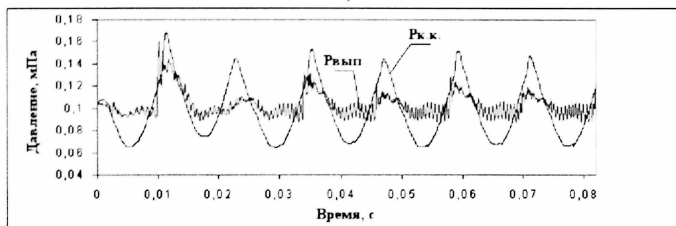
После расчета одного оборота коленчатого вала было отмечено полное соответствие моделируемого процесса реальному процессу, происходящему в двигателе. Имело место качественное соответствие расчетных и экспериментальных результатов. Для количественной стабилизации расчетных параметров потребовалось совершение пяти - шести расчетных оборотов коленчатого вала. Расчет двигателя в данном случае представлял из себя серию вычислений, в ходе которой происходило установление нестационарного процесса. Следует подчеркнуть, что использование предлагаемого способа задания начальных условий совместно с выполнением многоциклового расчета до достижения процесса установления, позволяет производить расчеты новых схем ДВС фактически при отсутствии каких - либо экспериментальных данных.

На рис. 3. представлены результаты многоциклового расчета одноцилиндрового двухтактного двигателя. На графике приведено изменение давления и температуры газа в цилиндре - рис.3а; изменение давления в кривошипной камере и системе выпуска - рис.3б; изменение массового расхода газа на входе и выходе из двигателя - рис.3в и изменение концентрации продуктов сгорания от цикла к циклу - рис.3г. Представленные зависимости демонстрируют процесс стабилизации расчетных параметров к указанному моменту. К этому времени происходит установление баланса расхода массы газа на входе и выходе из двигателя.

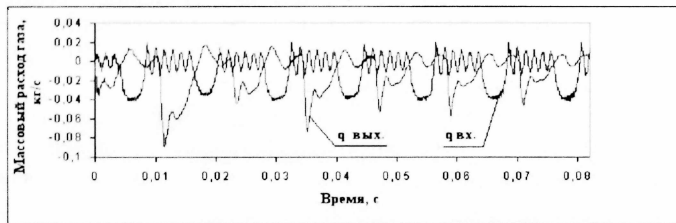
На рис. 4. приведены результаты изменения концентрации продуктов сгорания в рабочей смеси в цилиндре после газообмена при реализации многоциклового расчета двигателя с различным начальным фоном ППС. В основу построения графика положены результаты расчета газообмена двигателя от цикла к циклу. Всего было выполнено три варианта расчета с различной начальной степенью концентрации продуктов сгорания в цилиндре, равной, соответственно 0,4; 0,6 и 0,8. Как следует из графика, процесс схождения параметров к определенной точке происходит вне зависимости от выбранной величины начального фона. Величина параметра, к которому сходится расчет, зависит, в первую очередь, от конструктивных параметров двигателя и, следовательно, степени совершенства процесса газообмена.



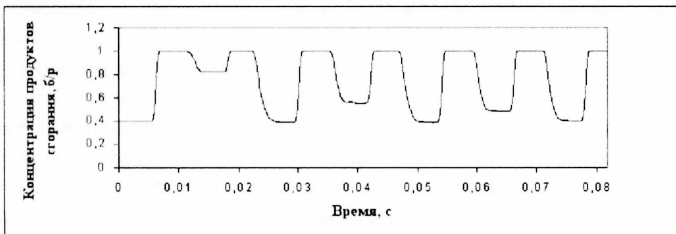
а)



б)



в)



г)

Рис. 3. Результаты многоциклового расчета одноцилиндрового двухтактного двигателя. Начальная концентрация продуктов сгорания в цилиндре равна 0,4:

- а) изменение давления и температуры газа в цилиндре;
- б) изменение давления в кривошипной камере и системе выпуска;
- в) изменение массового расхода газа на входе и выходе из ДВС;
- г) изменение концентрации продуктов сгорания в цилиндре

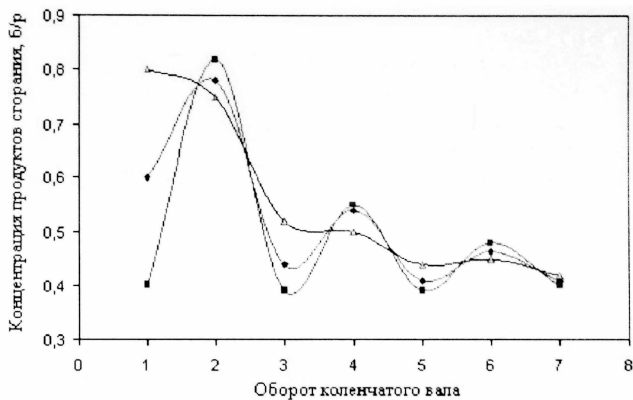


Рис. 4. Результаты изменения концентрации продуктов сгорания в цилиндре после газообмена от цикла к циклу в зависимости от различного начального фона остаточных газов

На рис. 5. представлен фрагмент расчета, на котором изображено поле вектора скорости в момент истечения выхлопных газов из цилиндра в глушитель. Длина вектора скорости, а также его цвет, зависит от величины параметра скорости в расчетной ячейке. На рис. 6. изображено поле концентраций продуктов сгорания при газообмене: синим цветом представлена свежая смесь, красным цветом - продукты сгорания. Радужный переход от синего цвета к красному соответствует различной степени перемешивания свежего заряда с продуктами сгорания.

С целью оценки влияния степени дискретизации области интегрирования на результаты расчета, было проведено специальное исследование. В результате чего был подтверждена известная закономерность - повышение степени дискретизации расчетной области позволяет более точно передавать геометрическую форму внутренних полостей ДВС и, следовательно, получать более достоверные расчетные данные. Однако, чрезмерная дискретизация расчетной области ведет к необоснованному росту общей продолжительности расчета. В работе даны рекомендации в части выбора рационального шага дискретизации по пространству без существенного снижения точности расчета.

Результаты сравнения расчетных и экспериментальных диаграмм для частоты вращения коленчатого вала, равной 5000 мин^{-1} изображены на рис. 7. Представленные диаграммы соответствуют моменту стабилизации расчетных параметров двигателя (пятый оборот коленчатого вала).

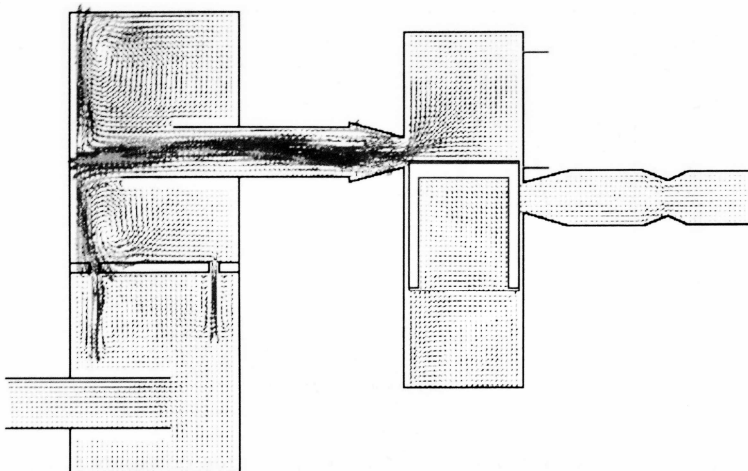


Рис. 5. Фрагмент расчета двигателя. Векторное поле скоростей в ДВС в момент продувки цилиндра

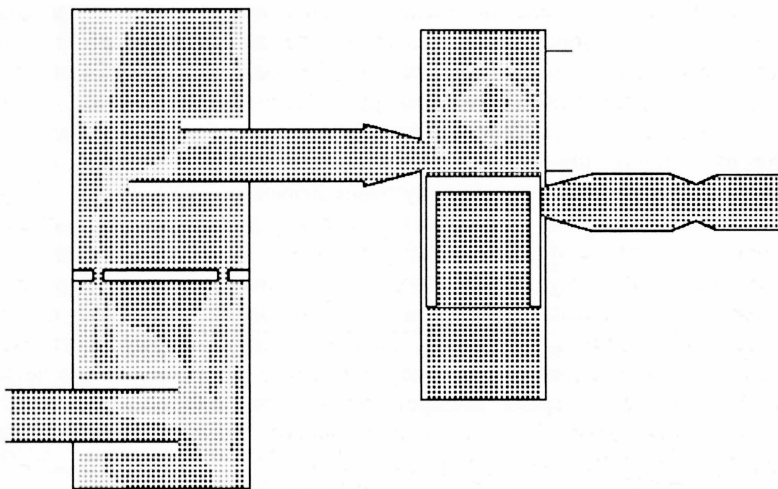
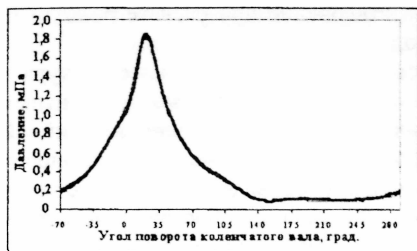
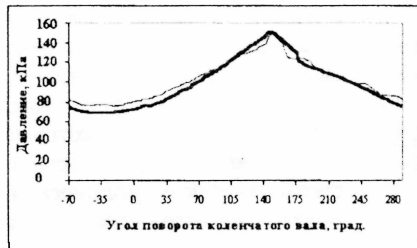


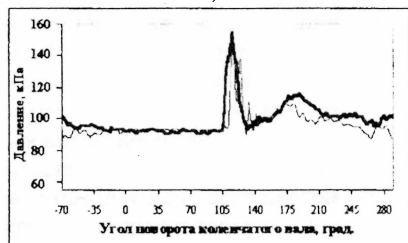
Рис. 6. Фрагмент расчета двигателя. Поле концентраций продуктов сгорания в ДВС при газообмене



а)



б)



в)

Рис. 7. Результаты сравнения расчетных и экспериментальных индикаторных диаграмм давления двигателя AS - 165a фирмы AS-motor на режиме внешней скоростной характеристики при частоте вращения коленчатого вала двигателя 5000 мин^{-1} : а) давление в цилиндре; б) давление в кривошипной камере; в) давление в системе выпуска

На основании проведенного исследования была отмечена высокая степень согласования расчетных и экспериментальных данных по количественным и качественным показателям. Созданная и протестированная математическая модель двигателя была использована в дальнейшем для исследования структуры и характера, происходящих в нем динамических процессов.

В главе 3 приведена также методика расчета эффективных параметров работы ДВС при использовании пространственно-трехмерной модели и результаты расчета и сравнения экспериментальных данных при работе двигателя по внешней скоростной характеристике. Проведенное сравнение показало, что отклонение кривых при расчете мощности и крутящего

момента двигателя не превысило 5%, а отклонение при расчете расходных характеристик двигателя составило около 12%.

Глава 4 В данной главе численным образом исследовались структура и характер газодинамических течений в ГВТ двухтактных малогабаритных двигателей. Объектом исследования был двигатель отечественной серийной бензомоторной пилы «Урал-2Э». Для оценки степени достоверности получаемых расчетным путем данных была проведена серия тестовых расчетов двигателя. Экспериментальные данные индицирования двигателя взяты из работы Шмакова Д.К. (Шмаков Д.К. Некоторые особенности рабочего процесса двигателей бензиномоторных инструментов// Труды ЦНИИМЭ (Химки). –1970. –№ 109. – С.13–18). Результат сравнения индикаторных диаграмм представлен на рис. 8. Несмотря на достаточно

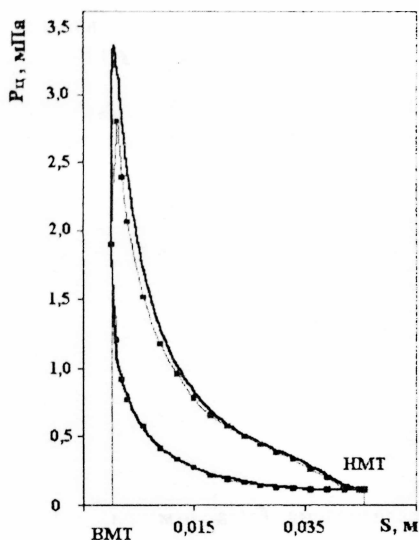


Рис. 8. Расчетные и экспериментальные индикаторные диаграммы давления газов в цилиндре двигателя «Урал-2Э» (по результатам расчета третьего оборота коленчатого вала):

— Расчет -■- Эксперимент

высокую степень совпадения искомых кривых, наблюдаются некоторые отклонения на линии сгорания смеси и такте расширения. Более точного совпадения кривых можно добиться в результате подбора эмпирических коэффициентов модели тепловыделения Вибе и модели теплообмена Вошни. В данном случае такое уточнение не производилось. Эмпирические коэффициенты модели горения и теплообмена при осуществлении расчета двигателя «Урал -2Э» не изменялись и соответствовали значениям, полученным при выполнении тестовых расчетов двигателя AS 165a.

В ходе проведенного численного исследования структуры и характера газодинамических течений внутри двигателя были установлены следующие закономерности:

- Получение требуемой скоростной характеристики

- двигателя связано с формированием соответствующей угловой продолжительности открытия впускного, выпускного и продувочных каналов. При увеличении угловой продолжительности открытия всех вышеназванных каналов точка реализации максимальной мощности смещается в область более высоких частот вращения коленчатого вала.
- Существенный вклад в последующее обеспечение мощностных и экономических параметров работы двигателя оказывает сечение и продолжительность открытия выпускного окна.
 - Установленным фактом является наличие обратных течений продуктов сгорания из цилиндра в кривошипную камеру в процессе газообмена. Количество прорывающихся туда газов зависит от взаимного расположения верхней кромки выпускного и продувочного окон. При уменьшении высоты продувочных окон относительно высоты выпускных окон, происходит уменьшение количества продуктов сгорания поступающих в кривошипную камеру и наоборот. При чрезмерном уменьшении высоты продувочных окон происходит снижение эффективности продувки. Требуется поиск компромиссного решения.
 - Реальный процесс замещения продуктов сгорания свежим зарядом после открытия продувочных окон начинается с запаздыванием. Период этой задержки зависит от количества прорывавшихся в кривошипную камеру продуктов сгорания. Поступление свежего заряда начинает происходить только после их удаления из продувочного канала.
 - Относительное снижение эффективности процесса газообмена происходит вследствие потерь части свежего заряда через выпускные окна и обратного заброса свежего заряда в продувочный канал в конце продувки.

Оценка эффективности процесса газообмена в двухтактном ДВС производилась по следующим параметрам: коэффициенту остаточных газов γ_r ; коэффициенту избытка продувочного воздуха ϕ_o ; коэффициенту наполнения η_v ; коэффициенту использования продувочной смеси η_u и коэффициенту эффективности продувки η_s . Использование информации о характере и структуре газодинамических параметров внутри цилиндра двигателя позволило определить эти коэффициенты с более высокой степенью достоверности. При этом не использовались известные термодинамические соотношения, содержащие эмпирические коэффициенты. Нахождение значений искомых коэффициентов происходило в результате прямой обработки численной информации в области интегрирования, по факту расчета. Так определялись: γ_r , ϕ_o и η_u .

Аналитическая зависимость для определения коэффициента остаточных газов уже была приведена, см. формулу (6).

Коэффициент использования продувочной смеси определялся по формуле:

$$\eta_u = \frac{\langle q_{вх} \rangle - \langle q_{вых} \rangle}{\langle q_{вх} \rangle}. \quad (9)$$

где $\langle q_{вх} \rangle$ - средний массовый расход свежей смеси на входе в цилиндр двигателя (стык продувочного канала с цилиндром), кг/с;

$\langle q_{вых} \rangle$ - средний массовый расход свежей смеси на выходе из цилиндра двигателя (стык выпускного канала с цилиндром), кг/с.

Мгновенное значение массового расхода свежей смеси на входе в цилиндр двигателя определялось по формуле:

$$q_{вх} = \sum_{i=1}^N A \cdot u_i \cdot (\rho_i - b_i) \quad (10)$$

где N - число целых ячеек в контрольном сечении продувочного канала;

u_i - скорость газа в ячейке, перпендикулярная контрольному сечению;

A - площадь ячейки в контрольном сечении.

Мгновенное значение массового расхода свежей смеси на выходе из цилиндра (количество свежего заряда попавшего в систему выпуска в процессе продувки) определялось по формуле:

$$q_{вых} = \sum_{i=1}^M A \cdot u_i \cdot (\rho_i - b_i) \quad (11)$$

где M - число целых ячеек в контрольном сечении выпускного канала.

Целесообразность учета перемещения через контрольные сечения только свежего заряда была продиктована тем, что в процессе газообмена через искомые сечения может перемещаться не только свежий заряд, но и продукты сгорания.

На рис. 9,а представлены результаты изменения массового расхода свежего заряда на входе и выходе из цилиндра двигателя «Урал-2Э» в процессе газообмена в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Кривая 1 – соответствует поступлению свежего заряда в цилиндр, кривая 2 – соответствует поступлению свежего заряда в систему выпуска, кривая 3 – показывает изменение остаточного фона ПС в цилиндре двигателя. На рис. 9,б представлен характер изменения давления в цилиндре и кривошипной камере. Кривые 4 и 5, соответственно, демонстрируют изменение давления в

цилиндре и кривошипной камере. Для лучшего анализа рисунков 9,а и 9,б под ними представлены интервалы открытия выпускного и продувочного каналов. Менший интервал открытия относится к продувочному каналу.

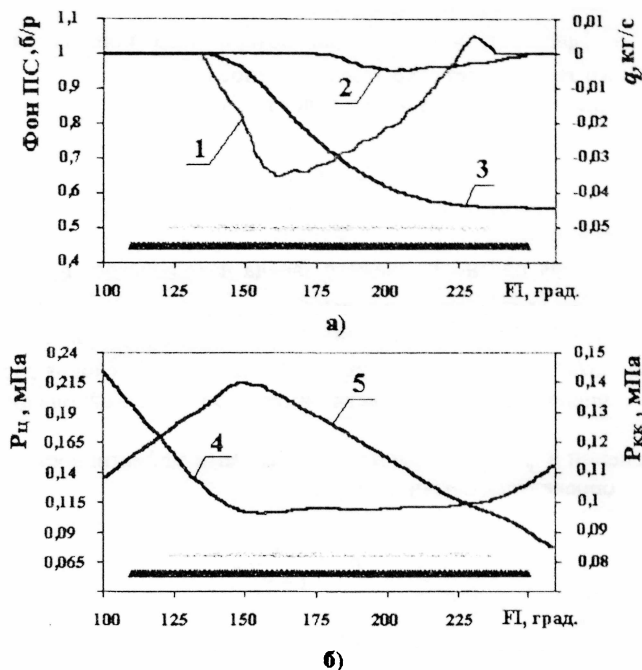


Рис.9. Результаты расчета показателей процесса газообмена в двухтактном двигателе бензиномоторной пилы «Урал-2Э»:

а) изменение расчетного значения массового расхода свежего заряда на входе - 1 и выходе из цилиндра - 2 двигателя в процессе газообмена;

б) изменение расчетного значения давления в цилиндре - 4 и кривошипной камере - 5 двигателя в процессе газообмена

Коэффициента избытка продувочного воздуха может быть определен по формуле

$$\Phi_o = \frac{m_{\epsilon}}{m_{привед}} = \frac{60 \cdot \langle q_{ax} \rangle}{n \cdot (1 - \Psi_n) \cdot V_{\epsilon} \cdot \rho_o}, \quad (12)$$

где m_g - масса свежего газа поданного в цилиндр за время газообмена, кг/с;

$m_{привед}$ - приведенная масса газа, которая может поместиться в цилиндре при атмосферных условиях, кг/с;

V_u - объем цилиндра двигателя, м³;

ψ_n - коэффициент, учитывающий потери хода поршня, вследствие утечки свежего заряда через открытое выпускное окно.

Коэффициент наполнения определялся по формуле:

$$\eta_v = \frac{\langle \rho_u \rangle}{\rho_o} = \frac{\sum \rho_{ijk}}{N \cdot \rho_o}. \quad (13)$$

где $\langle \rho_u \rangle$ - средняя плотность свежего заряда находящегося в цилиндре к моменту закрытия выпускного окна, кг/м³;

ρ_o - плотность газа, находящегося в цилиндре, при атмосферных условиях, кг/м³. Соответствует стартовым, начальным условия расчета;

N - число ячеек в области интегрирования, находящихся над поршнем.

Изменений в формуле расчета коэффициента эффективности продувки не было. Он определялся обычным образом:

$$\eta_s = \frac{1}{1 + \gamma_r}.$$

Сравнение расчетных значений показателей процесса газообмена для двигателя «Урал-2Э» со справочными данными показало, что полученные значения укладываются в общепризнанные диапазоны см. табл. 1.

Эффективность использования созданной математической модели двигателя совместно с новым подходом в определении показателей процесса газообмена при отработке конструкции двигателя была оценена при осуществлении тестовых расчетов: при выборе рациональной схемы продувки цилиндра; при исследовании влияния коэффициента избытка продувочного воздуха на эффективность очистки цилиндра; при исследовании влияния отношения S/D (хода поршня к его диаметру) и степени сжатия в кривошипной камере на показатели процесса газообмена.

Варианты конструктивного исполнения цилиндра двигателя, реализованные в расчете, представлены на рис. 10. На основании полученных расчетных данных, было зафиксировано повышение коэффициента наполнения двигателя η_v у второго варианта на 4-5% за счет увеличения

коэффициента избытка продувочного воздуха ϕ_o и увеличения коэффициента использования топлива η_u .

Таблица 1

Результаты сравнения полученных расчетных показателей процесса газообмена двигателя «Урал-2Э» с имеющимися справочными данными

Параметр	Результаты расчета	Диапазон изменения параметра по справочным данным	Источник
η_u	0,78	0,83-0,91 0,7-0,9	По Тарееву, [150], стр.69 По Кондрашову, [55], стр.98
γ_r	0,51	0,30-0,50	По Тарееву, [150], стр.76
ϕ_o	0,79	0,6-0,9	По Тарееву, [150], стр.76
η_v	0,62	0,42-0,81	-
η_s	0,66	0,5-0,8	По Блэру, [172], стр. 230

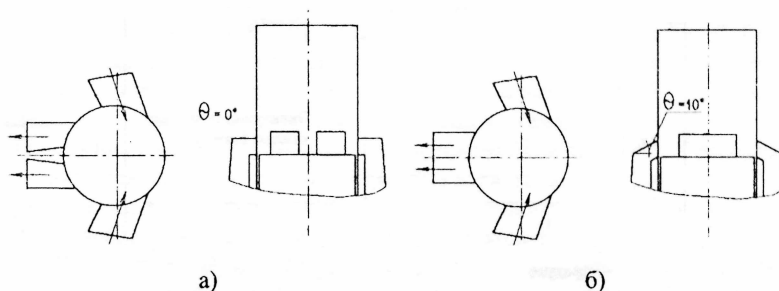


Рис. 10. Варианты исполнения геометрии выпускных и продувочных окон двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой реализованные в расчете:
а) вариант 1 (серийный вариант)
б) вариант 2 (модифицированный вариант)

Результаты расчета влияния коэффициента избытка продувочного воздуха на эффективность очистки цилиндра, представлены на рис.11. Полученные данные приведены совместно с учетом принятых ограничений по гипотезе послойного вытеснения и гипотезе полного мгновенного перемешивания. Дополнительно к этому на график нанесена аналитическая зависимость Г. Блэра для двигателей ручного бензиномоторного

инструмента. Для построения данной зависимости было использовано следующее уравнение, предложенное Г. Блэром

$$\eta_s = 1 - e^{(k + k_1\phi_o + k_2\phi_o^2)},$$

где k_0 , k_1 , k_2 - соответственно, коэффициенты, полученные в результате обработки экспериментальных данных и равные: 0,026355; -1,2916 и -0,12919 (Blair G.P. Design and Simulation of Two-Stroke Engines. - Warrendale (Pa.): Society of Automotive Engineers, 1996. - 591 p. (SAE R-161)).

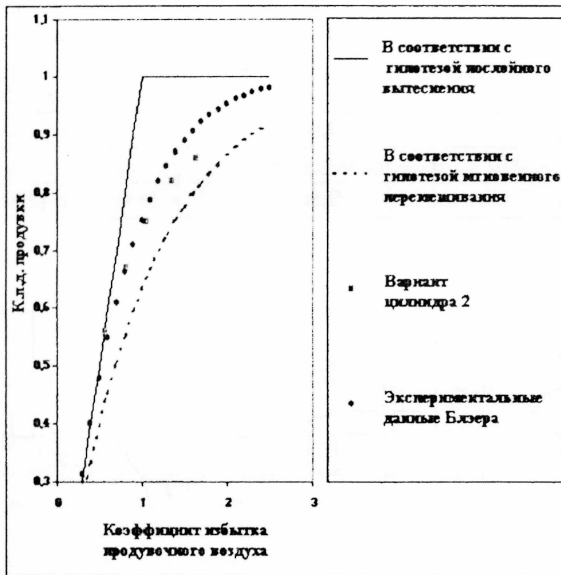


Рис. 11. Изменение эффективности продувки цилиндра в зависимости от коэффициента избытка продувочного воздуха ϕ_o , по данным расчета

Расчетные данные двигателя «Урал-2Э» полностью укладываются в заданный интервал. При этом следует отметить то, что первая точка на рис.11., относящаяся к естественному для двигателей бензиномоторного инструмента коэффициенту избытка продувочного воздуха, соответствует гипотезе послыного вытеснения продуктов сгорания. Такие же данные приводит и Г. Блэр. Дальнейшее повышение степени очистки цилиндра при

повышении коэффициента избытка продувочного воздуха достигается за счет комбинированной очистки цилиндра с использованием послойного вытеснения и смешивания свежего заряда с продуктами сгорания. Об этом отмечается в работах профессора Круглова М.Г.

При исследовании влияния отношения S/D (хода поршня к его диаметру) и степени сжатия в кривошипной камере на показатели процесса газообмена было установлено, что уменьшение отношения S/D и увеличение степени сжатия в кривошипной камере двигателя способствуют повышению эффективности очистки цилиндра. Проведенный сравнительный расчет показал высокую эффективность численного моделирования процесса газообмена в двигателе.

В рамках данного исследования была предпринята попытка изучения закономерностей формирования шумовой характеристики работы двигателя.

Источниками шума у ДВС подобного класса являются: шум впуска, шум выпуска, корпусной шум, шум от сгорания и механический шум. Поскольку газодинамическая модель позволяла оценивать и воздействовать только на характер течения газа в полостях двигателя, то в качестве основного источника шума в дальнейшем рассматривался шум выпуска и впуска отработавших газов.

Существенный вклад в изучение этого явления применительно к двухтактным малогабаритным двигателям сделали Б.П. Рудой и Г. Блэр. Отработанные в ходе выполнения данной работы основные концепции проектирования ГВТ ДВС по шумовым характеристикам с учетом исследований Б.П. Рудого выглядят следующим образом:

- 1) Управление газодинамическими процессами на входе и выходе из двигателя позволяет формировать шумовые характеристики двигателя.
- 2) В качестве предварительного оценочного параметра при этом следует использовать амплитуду массового расхода газа.
- 3) При увеличении амплитуды массового расхода газа на входе и выходе из двигателя происходит увеличение производимого двигателем уровня шума и наоборот.
- 4) Оптимизацию конструкции элементов систем впуска и выпуска двигателя следует производить комплексно в составе единой системы: «система впуска – кривошипная камера – цилиндр – система выпуска», т.к. изменение конструкции каждого элемента системы влияет на эффективность работы объекта в целом. Данным требованиям в полной мере удовлетворяет созданная трехмерная газодинамическая модель ДВС, позволяющая на стадии проектирования оценить совершенство конструкции.
- 5) Оптимальным во всех отношениях будет тот двигатель, который будет иметь максимально возможное значение коэффициента наполнения и коэффициента использования продувочного заряда при минимальных

значениях амплитуды массового расхода газа на входе и выходе из двигателя.

В ходе выполнения опытно – конструкторских работ с ФГУП «Машзавод им. Ф. Э. Дзержинского» г. Перми для проверки эффективности использования предлагаемых критериев оценки двигателя в совокупности с разработанной газодинамической моделью был произведен сравнительный расчет для двух вариантов глушителя двигателя «Урал-2Э». На рис. 12,а изображен серийный глушитель с объемом внутренней полости, равным 570 см^3 . На рис. 12,б представлен модифицированный глушитель, объемом 930 см^3 .

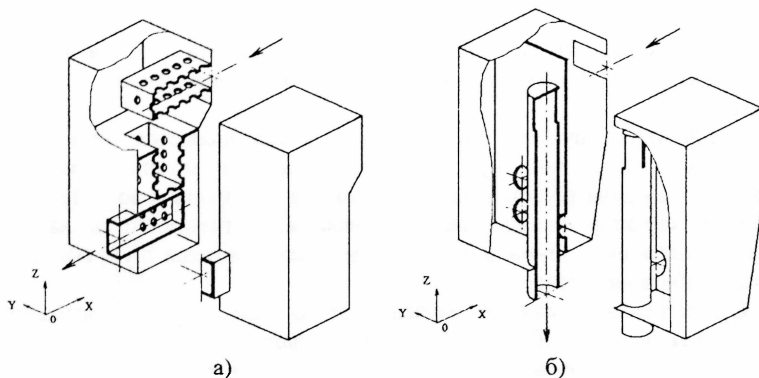


Рис.12. Объемное представление глушителей бензиномоторной пилы «Урал-2Э»: а) серийный вариант; б) модифицированный вариант

На рис. 13. приведен расчет изменения массового расхода газа на выходе из двигателя. Величина амплитуды массового расхода газа для



Рис.13. Изменение массового расхода газа на выходе из двигателя

модифицированного глушителя оказалась значительно меньше величины, соответствующей серийному глушителю. Этот факт позволил спрогнозировать снижение уровня шума производимого двигателем «Урал-2Э» при использовании модифицированного глушителя. Проведенные натурные исследования в ГСКТБМИ ФГУП «Машзавод им. Ф.Э. Дзержинского» г. Перми подтвердили данный прогноз. При использовании серийного глушителя общий уровень шума составил 108 дБа, а при использовании модифицированного глушителя 105 дБа. Предлагаемый способ снижения шума является актуальным и для систем выпуска газов.

Комплексный расчет ДВС, как единой системы позволяет правильно прогнозировать параметры функционирования объекта не только по шумовым характеристикам, но и по мощностным и экономическим параметрам его работы. Использование вычислительных технологий, при их разумном сочетании с экспериментальными исследованиями, способствует осуществлению технологического прорыва при разработке новых схем двигателей и их доводке. *Среди основных направлений дальнейшего развития модели в теоретическом плане следует назвать:*

1. применение турбулентной модели горения;
2. совершенствование пространственной модели теплообмена;
3. добавление модели расчета токсичности выбросов;
4. разработка более совершенной модели системы топливоподдачи;
5. использование механизма дробной ячейки для более точной передачи внутренней топологии двигателя.

Основными направлениями использования созданной газодинамической модели являются:

1. оптимизация газодинамических процессов в ГВТ двигателя;
2. оптимизация шумовых характеристик двигателя;
3. управление процессом сгорания топлива в цилиндре двигателя;
4. расчет тепловой напряженности всех элементов конструкции.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. На основании проведенного анализа конструкций и особенностей рабочего процесса двухтактных бензиновых двигателей с кривошипно-камерной продувкой отмечено, что дальнейшее развитие их конструкции, совершенствование их характеристик неизбежно связано с использованием современных трехмерных газодинамических моделей, базирующихся на фундаментальных законах газовой динамики.

2. Проведенный обзор сквозных нестационарных методов расчета ДВС показал, что в отечественной и мировой практике получили преимущественное распространение одномерные газодинамические модели. Более перспективные трехмерные модели пока нашли ограниченное применение при воспроизведении газодинамических процессов в отдельных элементах двигателей: цилиндре, выпускном коллекторе, впускном патрубке и т.д. Недостатком несквозного трехмерного моделирования является отсутствие возможности оптимизации конструкции двигателя, как единой системы, вследствие жесткой привязки к экспериментальным данным. Этого можно избежать при создании трехмерных программ сквозного счета или при «сшивке» одномерных программ сквозного счета с наиболее важными фрагментами двигателя, выполненными в трехмерном исполнении.

3. Знакомство с лицензионными программными пакетами типа Star-CD, которые теоретически могли быть использованы для реализации выше названной цели, показало, что они чрезвычайно дороги и недоступны широкому кругу пользователей. Поэтому были проанализированы альтернативные методы газовой динамики, обладающие эквивалентными вычислительными способностями.

4. Проведенный анализ показал, что в алгоритмах большинства пространственно-трехмерных газодинамических методов расчета содержатся итерационные процедуры, приводящие к увеличению продолжительности одного расчета до нескольких недель. Лишенным данного недостатка оказался метод Давыдова (метод крупных частиц) - современный, высокоэффективный, не итерационный метод расчета, который уже неоднократно использовался при решении задач поршневого двигателестроения. Этот метод позволяет производить расчеты на компьютерах средней и малой мощности, доступных большинству пользователей.

5. На базе метода Давыдова разработана пространственно-трехмерная модель сквозного расчета двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой. В ходе численного исследования созданной математической модели установлено, что впервые на практике удалось на более высоком качественном и количественном уровне воспроизвести структуру и характер газодинамических течений внутри всего газоздушного тракта двигателя. Достоверность данных полученных расчетным путем подтверждена с помощью полученных в ходе выполнения работы экспериментальных данных. Математическая модель не имеет изначальной привязки к экспериментальным данным и может быть использована при проектировании и доводке новых элементов конструкции ГВТ ДВС. Программа и методика расчета двухтактного двигателя внедрены в ГСКТБМИ ФГУП «Машзавод им. Ф.Э. Дзержинского» г. Перми.

6. Разработанная компьютерная программа была использована для расчета показателей процесса газообмена. Отличительной особенностью этого расчета явилось то, что показатели процесса газообмена находились без использования известных термодинамических зависимостей, обычно содержащих большое количество эмпирических коэффициентов. Нахождение значений показателей процесса газообмена происходило в результате прямой обработки численной информации в области интегрирования, по факту расчета. Так определялись: коэффициент остаточных газов, коэффициент избытка продувочного воздуха и коэффициент использования продувочного воздуха. Проведенное сравнение полученных расчетных данных со справочными, табличными данными показало, что зафиксированные в ходе расчета значения укладываются в общепризнанные диапазоны.

7. В результате исследования структуры газодинамического потока внутри двигателя и установления причинно-следственных связей между элементами конструкции и эффективными параметрами процесса газообмена и работы двигателя в целом, даны рекомендации по проектированию газозвдушного тракта малогабаритных двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой. Снижения количества остаточных газов в цилиндре двухтактного двигателя после завершения процесса газообмена можно достичь:

- в результате более рациональной организации схемы движения свежего заряда в цилиндре двигателя при увеличении, например, числа продувочных каналов;
- в результате увеличения коэффициента избытка продувочного воздуха за счет увеличения подачи свежего заряда кривошипной камерой (увеличение степени сжатия в кривошипной камере) и снижения гидравлических потерь;
- в результате уменьшения отношения S/D (отношения хода к диаметру поршня).

8. Осуществление сквозного расчета двигателя в трехмерной постановке позволяет решать такие технические задачи, как оптимизация шумовых характеристик двигателя. Действительного снижения уровня шума от работающего двигателя можно достичь за счет минимизации амплитуды массового расхода газа на входе и выходе из ДВС. При этом критериями оценки эффективности конструкции ДВС на этапе проектирования являются: значение коэффициента наполнения, значение коэффициента использования продувочного воздуха и значение амплитуды массового расхода газа на входе и выходе из двигателя. Эта рекомендация была учтена при разработке нового варианта глушителя шума двигателя бензиномоторной пилы «Урал-2Э». Применение модернизированного глушителя позволило снизить уровень шума на 3 %.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Лобов Н.В. Особенности определения показателей процесса газообмена при совершении двигателем более одного расчетного оборота коленчатого вала // Деп. рук. ВИНТИ. – 1997. – № 2978-B97. – 10 с.

2. Лобов Н.В. Результаты численного исследования влияния фаз газообмена двухтактного одноцилиндрового бензинового двигателя на эффективные показатели его работы // Деп. рук. ВИНТИ. – 2000. – № 1487-ВОО. – 23 с.

3. Лобов Н.В. Постановка граничных условий на поршне по методу крупных частиц при перекрытии поршнем бокового канала // Деп. рук. ВИНТИ. – 1996. – № 1781- В96. – 9 с.

4. Лобов Н.В. Способ постановки начальных условий расчёта в многомерных газодинамических моделях двигателей внутреннего сгорания // Известия ТулГУ. Автомобильный транспорт (Тула). – 2002. – Вып. 6. – С. 127–135.

5. Лобов Н.В. Трёхмерная математическая модель двухтактного одноцилиндрового бензинового ДВС // Строительные и дорожные машины. – 2003. – №2. – С.40–42.

6. Лобов Н.В. Расчет по трехмерной модели процесса газообмена двухтактного одноцилиндрового бензинового двигателя с кривошипно-камерной продувкой // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы IX МНПК. – Владимир, 2003. – С. 261–263.

7. Лобов Н.В. Численное исследование возможности совершенствования шумовых характеристик двигателя при использовании трехмерных газодинамических моделей // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы IX МНПК. – Владимир, 2003. – С. 263–266.

8. Лобов Н.В. Оценка эффективности работы глушителя двухтактного бензинового ДВС // Строительные и дорожные машины. – 2004. – № 6. – С.41–42.

9. Лобов Н.В. Исследование рабочего процесса двухтактного карбюраторного ДВС с помощью трехмерной математической модели // Известия ТулГУ. Автомобильный транспорт (Тула). – 2003. – Вып. 7. – С. 205–212.

10. Лобов Н.В. Оценка эффективности использования метода крупных частиц при решении тестовой задачи // Двигателестроение. – 2003. – №2. – С.24–25.

11. Лобов Н.В. Моделирование рабочего процесса в двухтактном одноцилиндровом двигателе внутреннего сгорания. – Пермь: Изд-во ПермГТУ, 2003. – 81 с.

У1708724
Лобов Н.В.
Улучшение характеристик
двухтактных двигателей
внутреннего сгорания
оптимизацией газос

У1708724

ВОЗВРАТИТЕ КНИГУ НЕ ПОЗЖЕ
обозначенного здесь срока

Лицензия ПД-11-0002 от 15.12.99

Подписано в печать 20.01.2005. Тираж 100 экз. Усл. печ. л. 2,18
Бумага ВХИ. Формат 90Х60/16. Набор компьютерный. Заказ № 36/2005.

Отпечатано на ризографе в отделе Электронных издательских систем
ОЦНИТ ПГТУ 614000, г. Пермь, Комсомольский пр., 29, к.113,
т.(3422) 198-033