

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
им. Н.Э. БАУМАНА

---

На правах рукописи

УДК 621.436

Кулешов Андрей Сергеевич

РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА И ОПТИМИЗАЦИЯ  
РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС

05.04.02 – тепловые двигатели

Диссертация  
на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Москва - 2011

## СОДЕРЖАНИЕ

|  | стр. |
|--|------|
| ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, ИНДЕКСОВ,<br>СОКРАЩЕНИЙ .....   | 5    |
| ВВЕДЕНИЕ .....   | 9    |
| <br>   |      |
| 1. ОБЗОР МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ<br>РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС .....  | 13   |
| 1.1. Анализ актуальных задач стоящих перед двигателестроением<br>и программного обеспечения, необходимого для их решения.....  | 13   |
| 1.1.1. Термодинамические модели ДВС .....  | 15   |
| 1.1.2. Модели на основе решения задач пространственной<br>гидродинамики. ....  | 26   |
| 1.2. Требования к математическим моделям рабочих процессов<br>ДВС применяемым для проведения компьютерной оптимиза-<br>ции двигателей на этапе их разработки и доводки. .... | 33   |
| 1.3. Задачи исследования .....   | 35   |
| <br>   |      |
| 2. РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС .  | 37   |
| 2.1. Математическая модель открытой термодинамической системы .....  | 39   |
| 2.2. Математическая модель газообмена четырехтактных и двух-<br>тактных ДВС. ....  | 46   |
| 2.2.1. Особенности расчета газообмена двухтактных ДВС .....  | 60   |
| 2.3. Математическая модель теплообмена в цилиндре .....  | 66   |
| 2.4. Математическая модель образования сажи.....   | 69   |
| 2.5. Методы расчета эмиссии оксидов азота .....  | 74   |
| 2.5.1. Общие принципы расчета выброса оксидов азота .....  | 75   |
| 2.5.2. Расчет образования термических оксидов азота. ....  | 76   |
| 2.5.3. Расчет образования оксидов азота по детальному<br>кинетическому механизму.....  | 79   |

|   | стр. |
|---|------|
| 2.6. Последовательность расчета рабочего процесса поршневого ДВС ..   | 81   |
| 2.7. Последовательность расчета рабочего процесса ДВС с согласованием характеристик турбин и компрессоров с поршневой частью .. | 86   |
| 2.8. Методика многопараметрической оптимизации ДВС. ....  | 93   |
| 2.8.1. Выбор целевой функции при минимизации выбросов вредных веществ. ....   | 103  |
| 2.9. Выводы по главе ..   | 106  |
| <br>  |      |
| 3. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЕ. ....  | 108  |
| 3.1. Сравнительный анализ существующих феноменологических моделей сгорания в дизеле. ....                                       | 108  |
| 3.2. Расчет конфигурации свободной струи. Модифицированная модель Лышевского для расчета дальнобойности топливной струи.....    | 122  |
| 3.3. Расчет развития струи и ее пристеночных потоков в условиях тангенциального вихря. ....                                     | 129  |
| 3.4. Распределение топлива в дизельной струе по характерным зонам ..  | 137  |
| 3.5. Расчет скорости испарения в характерных зонах.....   | 143  |
| 3.6. Расчет периода задержки самовоспламенения.....   | 149  |
| 3.7. Расчет скорости выгорания. ....  | 155  |
| 3.8. Программа ДИЗЕЛЬ-РК .....  | 158  |
| 3.9. Выводы по главе. ....  | 159  |
| <br>  |      |
| 4. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТЕПЛО ВЫДЕЛЕНИЯ В ДИЗЕЛЯХ РАЗНЫХ КОНСТРУКЦИЙ. ....  | 161  |
| 4.1. Результаты расчета тепловыделения в дизелях во всем диапазоне работы. ....   | 161  |
| 4.2. Результаты расчета тепловыделения в дизелях с многократным впрыскиванием и РССІ процессом.....                             | 172  |

|  | стр. |
|--|------|
| 4.3. Результаты расчета тепловыделения в дизелях с боковым расположением форсунок. ....  | 179  |
| 4.4. Выводы по главе. ....   | 184  |
| <br>   |      |
| 5. ОПТИМИЗАЦИЯ ФОРМЫ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ И УГЛА В ШАТРЕ РАСПЫЛИВАЮЩИХ ОТВЕРСТИЙ ДЛЯ СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ .....                                  | 185  |
| 5.1. Выводы по главе .....   | 198  |
| <br>   |      |
| 6. МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СРЕДНЕОБОРОТНОГО ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ЭМИССИИ ОКСИДОВ АЗОТА И РАСХОДА ТОПЛИВА. .... | 200  |
| 6.1. Вывод по главе .....  | 209  |
| <br>   |      |
| ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ .....   | 210  |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....   | 213  |
| СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....  | 214  |
| ПРИЛОЖЕНИЯ .....   | 229  |
| Приложение 1. Свойства биотоплив. ....   | 229  |
| Приложение 2. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ ДИЗЕЛЬ-РК.....  | 231  |
| Приложение 3. Документы о внедрении результатов работы. ....   | 232  |

## ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, ИНДЕКСОВ, СОКРАЩЕНИЙ

### Условные обозначения

|                |   |
|----------------|---|
| $be$           | удельный эффективный расход топлива.  |
| $C$            | концентрация.   |
| $C_p$          | теплоемкость при постоянном давлении.   |
| $C_v$          | теплоемкость при постоянном объеме.   |
| $D$            | диаметр цилиндра.   |
| $d_n$          | диаметр сопловых отверстий распылителя.   |
| $dx/df$        | скорость тепловыделения.  |
| $F_w$          | текущая площадь теплообмена газа со стенками.   |
| $G$            | масса рабочего тела;<br>расход газа.  |
| $g_c$          | цикловая подача топлива.  |
| $H_U$          | низшая теплота сгорания.  |
| $H_{cm}$       | энтальпия смеси при расчете эмиссии $NO_x$ .  |
| $I^*_j$        | полная энтальпия, подведенная к рабочему телу от $j$ -того источника массы (энтальпия рассчитанная по параметрам торможения). |
| $k$            | показатель адиабаты.  |
| $l$            | длина клапанного канала или протяженность окна.   |
| $n$            | частота вращения коленчатого вала;<br>показатель политропы.   |
| $N$            | мощность.   |
| $p$            | давление.   |
| $p_{впр\_max}$ | максимальное давление впрыскивания.   |
| $p_z$          | максимальное давление цикла.  |
| $Q_w$          | количество теплоты переданной в стенки.   |
| $Q_x$          | количество теплоты от сгорания.   |
| $p_e$          | среднее эффективное давление.   |
| $R$            | газовая постоянная.   |

|            |   |
|------------|---|
| $r$        | концентрация продуктов полного и совершенного сгорания.             |
| $S$        | ход поршня.   |
| $T$        | температура, К.   |
| $t$        | температура, С;<br>время, с.  |
| $T_t$      | температура газов перед турбиной.                                   |
| $T_w$      | температура тепловоспринимающей поверхности.                        |
| $t_{inj}$  | продолжительность впрыскивания.                                     |
| $U$        | внутренняя энергия.   |
| $U_o$      | скорость впрыскивания, м/с.   |
| $V$        | объем.  |
| $W$        | скорость течения газа.  |
| $W_o$      | скорость стационарного течения.                                     |
| $W_l$      | скорость на выходе из канала в начале расчетного интервала времени. |
| $W_L$      | скорость на выходе из канала в конце расчетного интервала времени.  |
| $W_{mix}$  | параметр перемешивания.   |
| $x$        | пространственная координата;<br>доля выделившейся теплоты.          |
| $a$        | коэффициент избытка воздуха.  |
| $a_w$      | коэффициент теплоотдачи от газа к стенкам.                          |
| $\Delta f$ | шаг по углу поворота коленчатого вала.                              |
| $Dt$       | шаг по времени.   |
| $f$        | угол поворота кривошипа;<br>коэффициент продувки.                   |
| $h_v$      | коэффициент наполнения.   |
| $l$        | приведенная скорость.   |
| $\rho$     | плотность.  |
| $\mu f$    | площадь эффективного проходного сечения.                            |
| $t$        | время.  |

## Индексы

|              |   |
|--------------|---|
| <i>air</i>   | воздух.   |
| <i>cross</i> | зона пересечения пристеночных потоков.            |
| <i>crowн</i> | корона поршня.                                    |
| <i>env</i>   | разреженная оболочка струи.                       |
| <i>fr</i>    | фронт свободной струи                             |
| <i>gas</i>   | газ в выпускной системе.                          |
| <i>head</i>  | крышка цилиндра.                                  |
| <i>к</i>     | компрессор.                                       |
| <i>квд</i>   | компрессор ступени высокого давления.             |
| <i>кнд</i>   | компрессор ступени низкого давления.              |
| <i>liner</i> | зеркало цилиндра.                                 |
| <i>о</i>     | окружающая среда.                                 |
| <i>ог</i>    | отработавшие газы.                                |
| <i>сз</i>    | свежий заряд.                                     |
| <i>с</i>     | цилиндр.  |
| <i>сr</i>    | канал, соединяющий цилиндр и выпускной коллектор. |
| <i>r</i>     | выпускной коллектор.                              |
| <i>s</i>     | впускной коллектор.                               |
| <i>т</i>     | турбина.  |
| <i>т2</i>    | параметры за турбиной.                            |
| <i>sc</i>    | канал, соединяющий впускной коллектор и цилиндр.  |
| <i>твд</i>   | турбина ступени высокого давления.                |
| <i>тквд</i>  | турбокомпрессор ступени высокого давления.        |
| <i>ткнд</i>  | турбокомпрессор ступени низкого давления.         |
| <i>тнд</i>   | турбина ступени низкого давления.                 |
| <i>W</i>     | стенка.   |
| <i>w fr</i>  | фронт пристеночного потока.                       |
| <i>X</i>     | сгорание.   |

## Сокращения

|        |   |
|--------|---|
| ВД     | Высокое давление. Применяется для обозначения ступеней высокого и низкого давления агрегатов наддува. |
| ГВТ    | Газовоздушный тракт.  |
| ДВС    | Двигатель внутреннего сгорания.   |
| ДКМ    | Детальный кинетический механизм.  |
| КВД    | Компрессор ступени высокого давления.   |
| КДВС   | Комбинированный двигатель внутреннего сгорания.   |
| КНД    | Компрессор ступени низкого давления.  |
| НД     | Низкое давление. Применяется для обозначения ступеней высокого и низкого давления агрегатов наддува.  |
| О      | Оппозитный ДВС.   |
| ОГ     | Отработавшие газы.  |
| ПП     | Пристеночный поток.   |
| ПДП    | ДВС с противоположно движущимися поршнями (двигатель схемы Юнкерса).                                  |
| п.к.в. | (Угол) поворота коленчатого вала двигателя.   |
| СЗ     | Свежий заряд.   |
| ТВД    | Турбина ступени высокого давления.  |
| ТНД    | Турбина ступени низкого давления.   |
| ЭПТ    | Элементарная порция топлива.  |
| CFD    | Computational Fluid Dynamic или вычислительная гидродинамика.   |
| DLL    | Dynamic Link Library или динамически присоединяемая библиотека.                                       |
| HCCI   | Homogeneous Charge Compression Ignition.  |
| L      | Рядный ДВС.   |
| PCCI   | Premixed Charge Compression Ignition.   |
| SAE    | Society of Automotive Engineers.  |
| V      | V - образный ДВС.   |



## ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время разработка новых и совершенствование выпускающихся двигателей внутреннего сгорания не представляется без проведения расчетных исследований на ЭВМ. Особую актуальность математическое моделирование и компьютерная оптимизация ДВС приобретают в условиях ужесточения нормативов на вредные выбросы с отработавшими газами, требованиями высокой удельной мощности и экономичности, когда объем и стоимость экспериментальных работ радикальным образом возрастают. Ведущими научными центрами проводятся широкомасштабные исследовательские работы по поиску путей оптимальной организации рабочих процессов двигателей, включая алгоритмы управления топливной аппаратурой дизелей которые обеспечили бы требуемые уровни вредных выбросов. Наибольшую сложность представляет собой одновременное снижение выбросов твердых частиц и оксидов азота, ибо большинство используемых мероприятий положительно влияют на снижение уровня одних компонентов и одновременно отрицательно влияют на другие.

Ввиду дефицита необходимого программного обеспечения, позволяющего решать указанные задачи, основная часть исследований в настоящее время проводится экспериментально. Существующие расчетные методы и реализующие их программы для моделирования процессов в ДВС можно разделить на термодинамические и численные методы механики жидкости и газа или CFD (Computational Fluid Dynamic), однако и те и другие не позволяют на сегодняшний день в полной мере решать задачи оптимизации рабочих процессов ДВС из-за отсутствия в своем составе достаточно надежных методов расчета смесеобразования и сгорания в дизелях и недостаточного быстродействия. Последнее особенно относится к CFD-программам, требующим огромных вычислительных ресурсов. Для решения практических задач необходимы быстродействующие компьютерные программы, позволяющие надежно моделировать происходящие в двигателях сложные процессы, влияющие на эмиссию вредных веществ и позволяющие проводить значительную часть исследовательских работ

по оптимизации рабочих процессов ДВС на ЭВМ. Создание адекватных математических моделей сдерживается сложностью процессов, протекающих в поршневых двигателях, и прежде всего, в камерах сгорания дизелей.

**Цель** диссертационной работы состоит в развитии научных основ расчета поршневых двигателей, разработке на их основе универсальных математических моделей и прикладных программ для термодинамического расчета двухтактных и четырехтактных ДВС с уточненным рассмотрением процессов смесеобразования, сгорания и образования вредных веществ.

Для достижения этой цели в работе решаются следующие **задачи**:

1. Разработать быстродействующие и универсальные алгоритмы расчета внутрицилиндровых процессов, процессов газообмена в двухтактных и четырехтактных ДВС, математические модели совместного расчета поршневых ДВС и агрегатов наддува.

2. Разработать феноменологическую модель сгорания в ДВС с воспламенением от сжатия, позволяющую учитывать развитие топливных струй, взаимодействие их с воздушным вихрем, со стенками и между собой, учитывать произвольную форму камеры сгорания и движение поршня, многоразовое впрыскивание и рециркуляцию отработавших газов. Модель должна быть универсальной, т.е. учитывать как традиционные методы организации рабочих процессов ДВС, так и современные, направленные на радикальное снижение выбросов вредных веществ.

3. Проверить корректность математических моделей путем сравнения расчетных данных с результатами экспериментов. Разрабатываемые модели должны описывать разные режимы работы ДВС без перенастройки эмпирических коэффициентов.

4. Разработать методы многомерной оптимизации рабочих процессов ДВС и критерии одновременной оптимизации расхода топлива, выбросов твердых частиц и оксидов азота.

5. Разработать комплекс программ для моделирования и оптимизации рабочих процессов ДВС с удобным пользовательским интерфейсом, системой

контекстной справки, средствами для автоматизированного задания данных, облегчающими идентификацию математических моделей.

6. Применить разработанный комплекс программ для решения актуальных задач совершенствования дизелей.

Методическую основу исследования составили: математическое моделирование теплофизических и термодинамических процессов, а также расчетные исследования поршневых двигателей.

Достоверность и обоснованность научных положений работы обуславливаются: использованием общих уравнений гидродинамики, теплофизики и термодинамики; совпадением расчетных результатов с экспериментальными данными; согласованием полученных частных результатов с известными.

**Научная новизна** работы заключается в выявлении особенностей протекающих в ДВС процессов, создании методов их описания и оптимизации, а также в результатах.

**Практическая значимость** работы состоит в разработке математических моделей сгорания в дизеле; в разработке программы визуализации развития топливных струй в КС дизеля, в разработке программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК, и внедрении этого программного комплекса в Интернет, в учебный процесс и в промышленность; в проведении расчетных исследований рабочих процессов выпускающихся и перспективных дизелей в интересах промышленности.

**На защиту выносятся:** математические модели расчета параметров в открытой термодинамической системе, совместного расчета двухступенчатого агрегата наддува и поршневого двигателя, расчета дальнобойности топливной струи, расчета периода задержки самовоспламенения; методика оптимизации рабочих процессов ДВС, результаты расчетного исследования внутрицилиндровых процессов среднеоборотных дизелей.

**Реализация результатов работы** имела место на МПО "Мотор" (г. Уфа); ОАО "Коломенский завод" (г. Коломна); ОАО "Горьковский Автозавод" (г. Н. Новгород); ОАО "КамАЗ" (г. Набережные Челны); ОАО "ЗИЛ" (г. Москва); ОАО "Заволжский моторный завод" (г. Заволжье); ОАО "Владимирский завод" (г. Владимир); ОАО "Алтайский завод прецизионных изделий" (г. Барнаул);

ОАО "РУМО" (г. Н.Новгород); Istituto Motori-CNR (г. Неаполь, Италия); Aumet OY (г. Хельсинки, Финляндия); FT Engineering AB (г. Вастерлянда, Швеция); ОАО "Пензадизельмаш" (г. Пенза); АО "Люлька-Сатурн" (г. Москва); PTL Powertrain Technology Ltd (г. Шорам-Бай-Си, Великобритания); Loremo AG (г. Мюнхен, Германия); Roos Diesel Analysis (г. Виспел, Нидерланды); WDL Ltd (г. Брайтон, Великобритания); Tandofer Inf. Kft (г. Кескемет, Венгрия), Heinzmann (Шенау, Германия), ОАО "Звезда" (г. С-Петербург); Centre for Energy Research Newcastle University (Ньюкасл, Великобритания). В МГТУ им.Н.Э.Баумана с 1999 г. программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК используется в учебном процессе.

### **Апробация работы**

Основные положения диссертации докладывались на ежегодных научно-технических конференциях МГТУ и МАДИ; на юбилейной научно-технической конференции "165 лет МГТУ им. Н.Э.Баумана" (Москва, 1995); международном научно-практическом семинаре "Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС" (Владимир, ВГУ, 1997); научно-технической конференции "Двигатели внутреннего сгорания XXI века" (С-Петербург, 2000); международной научно-технической конференции "Автомобильный транспорт в XXI веке" (Н.Новгород, 2003); международном симпозиуме "Образование через науку" (Москва, МГТУ, 2006); международных научно-технических конференциях: "Двигатель-97" (Москва, МГТУ, 1997), "Двигатель-2007" (Москва, МГТУ, 2007), "Двигатель-2010" (Москва, МГТУ, 2010).

**Публикации:** По теме диссертации опубликованы 53 печатных работы в научных журналах и сборниках, в том числе 9 в изданиях, рекомендованных ВАК РФ.

Работа выполнена на кафедре Поршневые двигатели МГТУ им. Н.Э. Баумана.

## 1. ОБЗОР МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС

### 1.1. Анализ актуальных задач стоящих перед двигателестроением и программного обеспечения, необходимого для их решения

В настоящее время во всем мире проектирование и доводка ДВС не мыслится без проведения математического моделирования и компьютерной оптимизации. Актуальность проведения таких работ все более возрастает с ужесточением нормативов, ограничивающих выбросы вредных веществ, требований экономичности и высокой удельной мощности двигателей. Предварительная расчетная проработка вопросов, связанных с совершенствованием рабочих процессов ДВС, топливной аппаратуры и систем воздухообеспечения, позволяет существенно сократить объем дорогостоящих экспериментальных работ. При этом программное обеспечение, применяемое для этих целей, должно позволять моделировать соответствующие процессы с достаточной точностью. Чем полнее математическая модель охватывает рассматриваемые физические процессы и корректнее их описывает, тем точнее и надежней может быть получен результат. Еще одним, очень важным, свойством должно обладать программное обеспечение - возможностью решать сложные оптимизационные задачи. Недостаточно получить в расчете хорошее совпадение с экспериментом; для решения практических задач необходимо найти эффективные пути совершенствования конструкции, отыскать оптимальные значения многих конструктивных факторов, по-разному влияющих на рабочий процесс, и, порой, приводящих к конфликтным ситуациям. Например, необходимо найти такое сочетание формы камеры сгорания, конструкции топливной аппаратуры и характеристики впрыскивания, которое обеспечит одновременное снижение и расхода топлива и эмиссии NOx. Оптимизация одного, или даже двух параметров методом перебора зачастую не позволяет получить хорошего результата для задачи с большим числом влияющих факторов. Для повышения эффективности решения оптимизационных задач рационально использовать формальные поиско-

вые процедуры нелинейного программирования, которые позволяют вести оптимальный поиск в автоматическом режиме. Для реализации такой возможности ядро программы, реализующее математическую модель исследуемого процесса, должно обладать, помимо необходимой точности, еще и высоким быстродействием, т.к. при поиске оптимума приходится проводить расчеты многих сотен вариантов конструкции.

Математическое моделирование рабочих процессов ДВС может быть применено для следующего перечня задач:

1. Прогнозирование и совершенствование характеристик двигателей: скоростных, нагрузочных, винтовых, тепловозных, высотных, характеристик с изменением глубины погружения и т.д.

2. Совершенствование системы турбонаддува, в том числе:

а) Подбор компрессоров и турбин к поршневой части ДВС.

б) Оптимизация параметров привода компрессоров и отбора мощности силовых турбин, параметров дополнительной камеры сгорания перед силовой турбиной.

в) Оптимизация распределения работы сжатия между ступенями при многоступенчатом наддуве.

г) Оптимизация алгоритмов управления перепускными устройствами и устройствами электрического привода ТК.

3. Оптимизация смесеобразования и сгорания для обеспечения заданных норм токсичности и минимального расхода топлива: оптимизация величины степени сжатия, оптимизация опережения впрыскивания, оптимизация характеристики впрыскивания (включая стратегию многократного впрыскивания), оптимизация формы камеры сгорания и параметров топливной аппаратуры.

4. Совершенствование системы газообмена. Оптимизация фаз газораспределения, оптимальное проектирование впускных и выпускных каналов и окон, оптимальное проектирование трубопроводов (коллекторов).

5. Совершенствование работы ДВС на неустановившихся режимах и оптимизация алгоритмов системы управления.

Для решения столь широкого круга задач методами математического моделирования в настоящее время используется программное обеспечение, реализующее математические модели двух основных классов:

1. Термодинамические модели ДВС, рассматривающие двигатель как совокупность термодинамических систем. (Эти программы имеют наибольшее распространение).

2. Модели на основе решения задач пространственной гидродинамики (в англоязычной среде называемые как Computational Fluid Dynamic или CFD). Элементы двигателя разбиваются на большое число (сотни тысяч) трехмерных ячеек, для каждой из которых в трехмерной постановке решается система уравнений сохранения энергии, массы, импульса и состояния, (активно развивающееся направление.)

Модели и программы каждого из классов предназначены для решения своих специфических задач.

#### 1.1.1. Термодинамические модели ДВС

Расчетные схемы типичных термодинамических моделей ДВС представлены на рисунках 1.1 и 1.2.

В цилиндре, в силу его компактности, пренебрегают разницей давлений по объему, т.е. используют 0-мерную постановку задачи. Это допущение существенно упрощает расчет и не вносит заметных погрешностей в результаты. При термодинамическом подходе цилиндр рассматривается как открытая термодинамическая система, или как сочетание нескольких термодинамических систем. Поле скоростей в нем не рассматривается, давление и температуру внутри каждой термодинамической системы считают не зависящими от координат, а зависящими только от времени (угла поворота коленчатого вала). В терминах численных методов механики жидкости и газа: весь цилиндр это одна ячейка, для которой решается система уравнений баланса массы и энергии совместно с уравнением состояния:

$$\left\{ \begin{array}{l} dU = -p dV + dQ_x - dQ_w + \sum_{j=1}^n dI_j^*; \\ dG = \sum_{j=1}^n dG_j; \\ pV = GRT \end{array} \right\}, \quad (1.1)$$

где:  $U$  – внутренняя энергия;  $p$  – давление;  $T$  – температура;  $dQ_w$  – теплота переданная в стенки;  $dQ_x$  – теплота от сгорания;  $dI_j^*$  – полная энтальпия подведенная к рабочему телу с массой  $dG_j$  от  $j$ -того источника массы (энтальпия рассчитанная по параметрам торможения);  $G$  – масса рабочего тела,  $R$  – газовая постоянная.

**Расчет теплообмена со стенками**, как правило, не требует больших вычислительных мощностей. Для вычисления количества теплоты переданного в стенки используется уравнение Ньютона-Рихмана:  $dQ_w = a_w F_w (T - T_w) \Delta t$ , где:  $a_w = f(f)$  – коэффициент теплоотдачи от газа к стенкам (существует большое количество формул для расчета  $a_w$  в зависимости давления и температуры в цилиндре, а также от размеров цилиндра и режимных параметров, наибольшее распространение получила формула Вошни [1]);  $F_w = f(f)$  – текущая площадь теплообмена газа со стенками (во многих программах теплообмен рассчитывают отдельно для разных поверхностей: для поршня, для крышки цилиндра, для втулки цилиндра и даже для тарелок клапанов);  $T_w$  – температура тепловоспринимающей поверхности;  $Dt = \Delta f / (6n)$  – шаг расчета по времени;  $\Delta f$  – шаг расчета по углу поворота коленчатого вала (обычно не более чем 1 градус поворота кривошипа);  $n$  – частота вращения коленчатого вала.

**Расчет сгорания** в настоящее время является наиболее сложным и вместе с тем, самым актуальным фрагментом математической модели ДВС, особенно в свете решения экологических проблем. Целью его является определение количества теплоты, выделившейся на каждом расчетном шаге:

$$dQ_x = g_c H_U \frac{dx}{df} \Delta f, \quad \text{где: } g_c \text{ – цикловая подача топлива, } H_U \text{ – низшая теплота сгорания, } dx/df = f(f) \text{ – скорость тепловыделения. Расчет скорости тепловы-}$$

деления.



деления представляет основную трудность из-за необходимости учета всего многообразия влияющих факторов, таких, как форма камеры сгорания, параметры топливоподачи и др. Актуальность корректного определения скорости тепловыделения возрастает еще и в связи с необходимостью расчета эмиссии вредных веществ с выхлопными газами ДВС, которая сильно зависит от особенностей процесса сгорания.

Совершенных математических моделей для корректного расчета сгорания до недавнего времени просто не существовало. Простые модели сгорания, разработанные В.И. Гриневецким [2], И.И. Вибе [3], Ватсоном (Watson) [75], и также другими авторами [76 - 79] не требуют сколько-нибудь ощутимых вычислительных ресурсов, однако они не позволяют учитывать особенности конструкции камеры сгорания ДВС и его топливной аппаратуры, а также влияние режимных параметров. А ведь исследование влияния именно этих аспектов организации рабочего процесса ДВС приобретает особую актуальность в настоящее время в свете решения экологических проблем. Для учета этих факторов с конца 70-х годов стали развиваться методы расчета сгорания в дизеле, построенные на основе многозонной модели струи. Самой известной из них, получившей наибольшее распространение в инженерной практике во всем мире, стала феноменологическая модель Хироясу (Hiroyasu) [4]. В СССР была разработана и внедрена в инженерную практику модель Н.Ф. Разлейцева [5]. В дальнейшем эта модель получила развитие, направленное на более детальный учет взаимодействия топливной струи со стенками камеры сгорания [6].

Современные феноменологические модели сгорания в дизеле логически сложны, но больших вычислительных ресурсов не требуют. Время расчета сгорания в дизеле с одноразовым впрыскиванием с помощью модели Хироясу составляет порядка 1 минуты (на компьютере с процессором Pentium IV), модель Разлейцева требует 1-2 секунды при условии удачной реализации компьютерного кода.

**Расчет газообмена.** Исторически сложилось так, что наибольшие трудности в прошлом вызывал расчет процесса газообмена (сейчас наибольшие

трудности вызывает расчет процесса сгорания). К математической модели газообмена предъявляются высокие требования по точности и быстродействию, так как в термодинамических моделях ДВС именно на него приходится большая часть времени счета ЭВМ. Расчет процесса газообмена исключительно важен для правильного расчета внутрицилиндровых параметров: нужно корректно определять массу рабочего тела, его давление, состав и температуру в момент закрытия впускных органов для последующего расчета сжатия, сгорания и расширения, а также для оценки работы насосных ходов, качества очистки и наполнения цилиндра. Наиболее простой способ расчета газообмена – квазистатический [7], с рассмотрением впускного и выпускного трубопроводов, как открытых термодинамических систем. Расчетная схема такого подхода представлена на рис. 1.1.

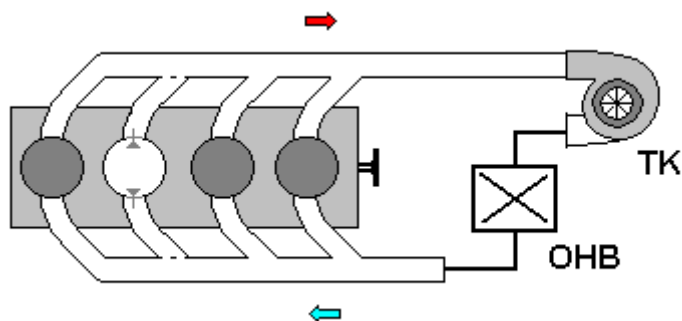


Рис. 1.1. Расчетная схема ДВС с 0-мерным представлением впускного и выпускного трубопроводов

Для обоих коллекторов в этом случае применяются те же допущения, что и для цилиндра:

- о мгновенном распространении возмущений;
- о мгновенном перемешивании;
- об отсутствии зависимости параметров газа от координат.

Коллекторы рассматриваются как единые объемы, поле скоростей в них не рассматривается, давление и температуру считают не зависящими от координат, а зависящими только от времени (угла поворота коленчатого вала). Параметры газа в коллекторах определяются из системы уравнений, содержащей

уравнения сохранения массы и энергии, а также уравнение состояния (1.1). Допущение о независимости параметров газа в коллекторе от координат делает возможным рассчитывать рабочий процесс только в одном цилиндре, считая, что остальные цилиндры работают идентично. Потоки массы  $dG_j$  и энтальпии  $dI^*_j$  поступающие в коллекторы от соседних цилиндров берутся по осредненному цилиндру с соответствующим сдвигом по времени. Подбор начальных условий ведется методом установления: расчет продолжается до тех пор, пока давление и температура в коллекторах не станут периодическими функциями.

В простейшем случае масса  $dG_j$  и энтальпия  $dI^*_j$  перетекающего из цилиндра в коллектор газа, определяется по уравнению стационарного течения:

$$dG_j = W_0 \rho f \Delta t ;$$

$$dI^*_j = dG_j C_p T_c - a_{wcr} F_{wcr} (T - T_{wcr}) \Delta t ; \quad (1.2)$$

$$W_0 = \left\{ \begin{array}{ll} \sqrt{\frac{2k}{k+1} R \cdot T_c} & IF \quad \frac{p_c}{p_r} \geq \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}} \\ \sqrt{\frac{2k}{k-1} R \cdot T_c \left[ 1 - \left( \frac{p_r}{p_c} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} & IF \quad \frac{p_c}{p_r} < \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}} \end{array} \right\},$$

где:  $p_c, T_c$  – давление и температура газа в цилиндре,  $p_r$  – давление газа в выпускном коллекторе,  $\rho$  – плотность газа в цилиндре,  $\rho f$  – площадь эффективно-го проходного сечения на данном расчетном шаге,  $a_{wcr}$  – коэффициент теплоотдачи от газа к стенкам канала,  $F_{wcr}$  – площадь теплообмена в канале,  $T_{wcr}$  – температура стенки канала,  $W_0$  – скорость стационарного течения.

Однако использование стационарных зависимостей (1.2) для расчета скорости течения на каждом расчетном шаге вносит существенные погрешности в результаты расчета периода свободного выпуска и вызывает неустойчивость расчета во время продувки, когда объем цилиндра мал [8]. Для повышения устойчивости и точности расчета уменьшают расчетный шаг до 0,1...0,2 градуса поворота коленчатого вала двигателя. Однако это приводит к многократному росту времени счета и лишь частично решает проблему точности. Гораздо более эффективным является использование для расчета скорости истечения за-

висимостей, полученных А.С. Орлиным для нестационарного течения [2]:

$$dG_j = 0.5(W_L + W_1) r mf \Delta t \quad ;$$
$$W_L = \frac{(W_1 + W_0) \cdot \exp\left(\frac{W_0 \cdot \Delta t}{l_{cr}}\right) + (W_1 - W_0)}{(W_1 + W_0) \cdot \exp\left(\frac{W_0 \cdot \Delta t}{l_{cr}}\right) - (W_1 - W_0)}, \quad (1.3)$$

где:  $W_L$  - скорость в конце канала в конце расчетного интервала времени,  $W_1$  - скорость в конце канала в начале расчетного интервала времени,  $l_{cr}$  - длина канала. Такой подход практически не сказывается на скорости счета, зато делает расчет устойчивым и гораздо более точным, а также существенно расширяет область применения модели газообмена на основе 0-мерного представления коллекторов. Опыт расчета разных двигателей с помощью описанного подхода показывает хорошую точность при моделировании газообмена, как в высокооборотных двигателях, так и в двухтактных ДВС.

Однако существуют задачи, которые принципиально не могут быть решены в рамках 0-мерных представлений. Это задачи, где неприемлемо допущение о независимости параметров газа от координат:

- исследование неравномерности наполнения по цилиндрам,
- проектирование трубопроводов для динамического наддува.

Элементы газоздушного тракта в общем случае могут иметь большую протяженность по длине, источники и стоки массы, работающие в пульсирующем режиме, могут быть разнесены на значительное расстояние, трубопроводы могут иметь сложную конфигурацию. Все это приводит к тому, что при моделировании процессов в трубопроводах, порой нельзя использовать допущение о независимости параметров рабочего тела в них от координат. В этом случае, коллекторы необходимо рассматривать в нестационарном, 1-мерном представлении, т.е. к уравнениям сохранения массы и энергии добавляется уравнение сохранения импульса, но в силу протяженности трубопроводов, эту уже не термодинамическую, а газодинамическую систему уравнений приходится решать в каждой ячейке, на которые разбиваются коллекторы (рис. 1.2.)

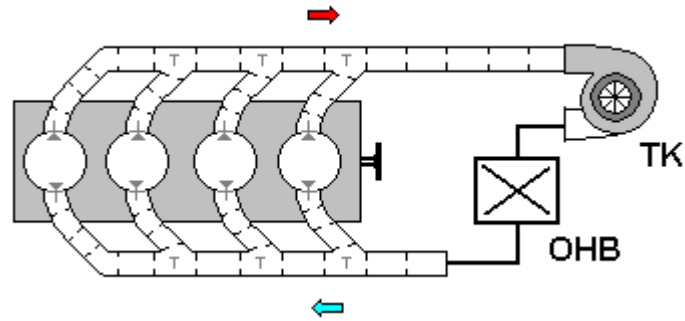


Рис. 1.2. Расчетная схема ДВС с 1-мерным представлением впускного и выпускного трубопроводов

В рамках этой модели параметры газа в коллекторах определяются из системы дифференциальных уравнений, включающей в себя уравнения сохранения энергии и импульса, а также уравнение неразрывности и состояния, записанных для каждой из ячеек, на которые условно разбивается коллектор:

$$\left\{ \begin{array}{l} W \frac{\partial W}{\partial x} + \frac{\partial W}{\partial t} = - \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{\partial r}{\partial t} = r \frac{\partial W}{\partial x} - W \frac{\partial r}{\partial x} \\ p = Cr^n \end{array} \right. \quad (1.4)$$

Специальные граничные условия записываются для тройников, соединения с турбиной и подводящего патрубка от охладителя надувочного воздуха (ОНВ). Чаще всего система уравнений решается:

- методом характеристик (наиболее точный метод);
- методом Годунова (метод распада произвольного разрыва);
- методом крупных частиц Давыдова-Белоцерковского (метод Харлоу частиц в ячейках).

Этот подход отличается высокой точностью. Параметры в каждом цилиндре рассчитываются индивидуально. Недостатком нестационарного метода расчета является многократное увеличение объема вычислений, что затрудняет возможность решения оптимизационных задач. Так расчет 8 цилиндрического V-образного дизеля с использованием простой модели сгорания Вибе занимает 20 минут на персональном компьютере с процессором P4.

Основные параметры термодинамических программ, используемых для исследования ДВС и получивших наибольшее распространение в России и за рубежом, представлены в таблице 1. Лидером по популярности во всем мире является программа GT-Power, ставшая де-факто отраслевым стандартом. Все программы позволяют моделировать рабочий процесс как дизелей, так и двигателей с искровым воспламенением. Программы: BOOST, WAVE, GT-Power от трех мировых лидеров по разработке программного обеспечения: AVL, Ricardo Software, Gamma Technologies Inc. имеют практически равные возможности. Ядра этих программ написаны на ФОРТРАНЕ.

Общие основные свойства программ:

- приложения WINDOWS;
- развитый пользовательский интерфейс;
- высокая степень интеграции термодинамического расчета ДВС с другими приложениями, например расчета подшипников, системы охлаждения, динамики клапанного механизма, и пр.;
- возможность использования подпрограмм пользователя, оформленных как DLL для расчета различных процессов (в т.ч. скорости тепловыделения);
- возможность совместной работы с программами трехмерного моделирования течения газа;
- возможность совместной работы с пакетами SIMULINK и др. для моделирования (проектирования) систем управления не только двигателем, но и всем транспортным средством целиком;
- возможность согласования поршневого ДВС с характеристиками турбин и компрессоров, импортируемым из текстовых файлов в стандарте SAE;
- возможность расчета неустановившихся режимов работы ДВС;
- возможность расчета неравномерности наполнения по цилиндрам ДВС.

Программы термодинамического расчета ДВС

| Программа,<br>разработчик                           | Модель<br>газообмена | Модель<br>сгорания  | Примечание                         |
|---|----------------------|---|------------------------------------|
| ИМПУЛЬС<br>(ЦНИДИ)                                  | 0-D                  | Вибе;<br>Разлейцев (1980г.)   | Не развивается с<br>1985 г.        |
| ДИЗЕЛЬ-РК [10]<br>(МГТУ им. Баумана)                | 0D, 1D               | Вибе;<br>РК-модель  | Коммерческая.<br>2 и 4 тактн. ДВС. |
| Lotus Engine Simulation<br>[11] (Lotus Engineering) | 1-D                  | Вибе  | Коммерческая.                      |
| ВОЛНА<br>(ЦНИДИ)                                    | 1-D                  | Вибе;<br>Разлейцев (1980г.)   | Не развивается с<br>1985 г.        |
| AMESIM [9]<br>(LMS)                                 | 1-D                  | Библиотека моде-<br>лей: Вибе, CFD мо-<br>дель и др.  | Коммерческая.                      |
| BOOST [12]<br>(AVL)                                 | 1-D                  | Вибе; Hiroyasu;<br>табличное задание<br>$dx/df$ , пользователь-<br>ская модель, CFD<br>модель с кодом<br>KIVA (GT Power)<br>или FIRE (BOOST). | Коммерческая.                      |
| WAVE [13]<br>(Ricardo Software)                     |                      |   |                                    |
| GT-POWER [14]<br>(Gamma Technologies<br>Inc.)       |                      |   |                                    |

Из перечисленных выше, эти программы позволяют наиболее эффективно решать задачи оптимального проектирования системы газообмена, в том числе:

- выбор фаз газораспределения индивидуально для каждого цилиндра;
- выбор закона управления фазами газораспределения для переходных режимов работы двигателя (при установке исполнительного механизма для управления фазами "на ходу");
- проектирование трубопроводов, в том числе для обеспечения динамического наддува, регистрового наддува и систем рециркуляции ОГ;

- сравнение разных концепций двигателей.

Последнее справедливо лишь отчасти, вследствие трудоемкости задания и большого объема необходимых исходных данных. То, что вполне может быть приемлемо в условиях корпорации, обладающей опытом, штатом квалифицированных специалистов, подробными чертежами и результатами экспериментальных исследований соответствующих двигателей, может вызвать затруднения у исследователей, не имеющих подобных ресурсов.

С меньшей надежностью эти программы позволяют исследовать внутрицилиндровые явления, связанные с процессами смесеобразования и сгорания:

- исследование влияния степени сжатия,
- исследование влияния опережения впрыскивания,
- исследование влияния характеристики впрыскивания,
- исследование влияния интенсивности вихря,
- исследование влияния конструкции распылителя (диаметр, количество и ориентация топливных струй).

Совсем не подлежат рассмотрению вопросы:

- исследование влияния формы камеры сгорания, особенно если распылитель установлен не соосно с камерой сгорания,
- исследование многократного впрыскивания.

Т.е. на пределе и за границей возможностей этих трех программ - лидеров рынка остались наиболее актуальные вопросы проектирования ДВС, связанные с необходимостью снижения вредных выбросов, т.е. как раз те вопросы, которые доставляют наибольшие проблемы разработчикам ДВС. Это обусловлено возможностями математических моделей, которые реализованы в этих программах.

К недостаткам программ следует отнести:

- ограниченность методов расчета тепловыделения в дизеле: модель Хироясу (разработанная в 1976-1985 г.г.) [4] ориентирована на расчет развития свободных струй, но она не уделяет достаточно внимания взаимодействию струй со стенками и не поддерживает процесс с многократным впрыскиванием



(по-видимому модель Хироясу обладает еще какими-то недостатками, поскольку из последней версии программы BOOST она исключена);

- "тяжелый" интерфейс затрудняет оперативное использование программ неподготовленным пользователем: для начала работы необходимо ввести большое количество данных, что делает программы пригодными только для профессионалов в условиях корпоративного использования.

К достоинствам программ относятся:

- организована совместная работа термодинамических программ с другими пакетами, в частности предусмотрена интеграция термодинамических программ с CFD технологиями [15], когда для расчета смесеобразования и сгорания в дизеле используется 3-D модель дизельной струи развивающейся в единичном секторе, на которые разбивается цилиндр, рис. 1.3; собственно для расчета смесеобразования и последующего тепловыделения используется открытый код программы KIVA и Star-CD (в GT-Power), или проект программы FIRE (в BOOST);

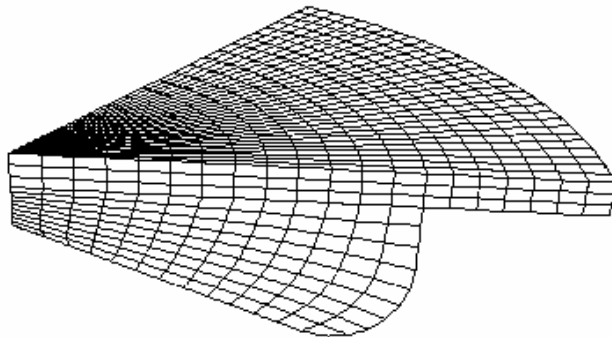


Рис. 1.3. 3D сетка единичного сектора цилиндра используемая в программе KIVA для расчета дизельной струи, развивающейся в КС

- возможность пользователю разрабатывать и внедрять в эти программы свои методы расчета различных процессов в ДВС, включая сгорание;

- организована поддержка и обучение пользователей.

### 1.1.2. Модели на основе решения задач пространственной гидродинамики

В настоящее время передовыми научными центрами интенсивно разрабатывается программное обеспечение для решения задач совершенствования рабочих процессов ДВС на основе технологии решения задач пространственной гидродинамики в объеме с подвижными стенками (в англоязычной среде: Computational Fluid Dynamic или CFD). Эта технология предусматривает трехмерное моделирование течения газа и впрыскиваемого топлива в цилиндрах и коллекторах ДВС. В процессе расчета моделируются процессы испарения, сгорания и образования вредных веществ. Наибольшей популярностью в промышленной среде пользуются коммерческие программы, имеющие развитый интерфейс: STAR-CD (CD Adapco); FIRE (AVL); VECTIS (Ricardo); в университетах – программы Fluent (Fluent Inc.) и KIVA (Los Alamos National Laboratory), имеющая открытый код, бедный интерфейс и распространяющаяся бесплатно. Программы позволяют моделировать развитие потоков газа и распыленного топлива в камере сгорания двигателя, движение пленок топлива, попавшего на стенки, поля температур и концентраций рабочего тела в рабочем объеме. Значительные усилия предпринимаются для расчета эмиссии сажи, NOx и CO. Однако утверждать, что эта задача решена применительно к саже и CO, пока преждевременно. Достоверность результатов расчета не всегда удовлетворительна. Существенным недостатком CFD на сегодняшний день является трудоемкость расчетов и необходимость использования суперкомпьютеров. Из опубликованных источников известно, что эксплуатация этих программ проводится на очень мощных ЭВМ. Стоимость лицензии на эксплуатацию коммерческих программ на одном рабочем месте составляет приблизительно 50000 долларов США за 3 года (программа FIRE). Подготовка данных квалифицированным специалистом для одного варианта расчета занимает до нескольких дней (5 - 10 и более дней для нового двигателя). Время счета одного варианта - 30 часов и более. Говорить об использовании этих программ для

инженерных оптимизационных расчетов пока преждевременно, т.к. в процессе оптимизации придется рассчитывать сотни вариантов конструкций.

Расчетная область, применительно к внутрицилиндровым процессам, обычно представляет собой впускной (и выпускной) патрубки, подвижные клапаны, и подвижный поршень с камерой сгорания (рис. 1.4.). Расчетная область разбивается на большое количество ячеек (около 500 000).

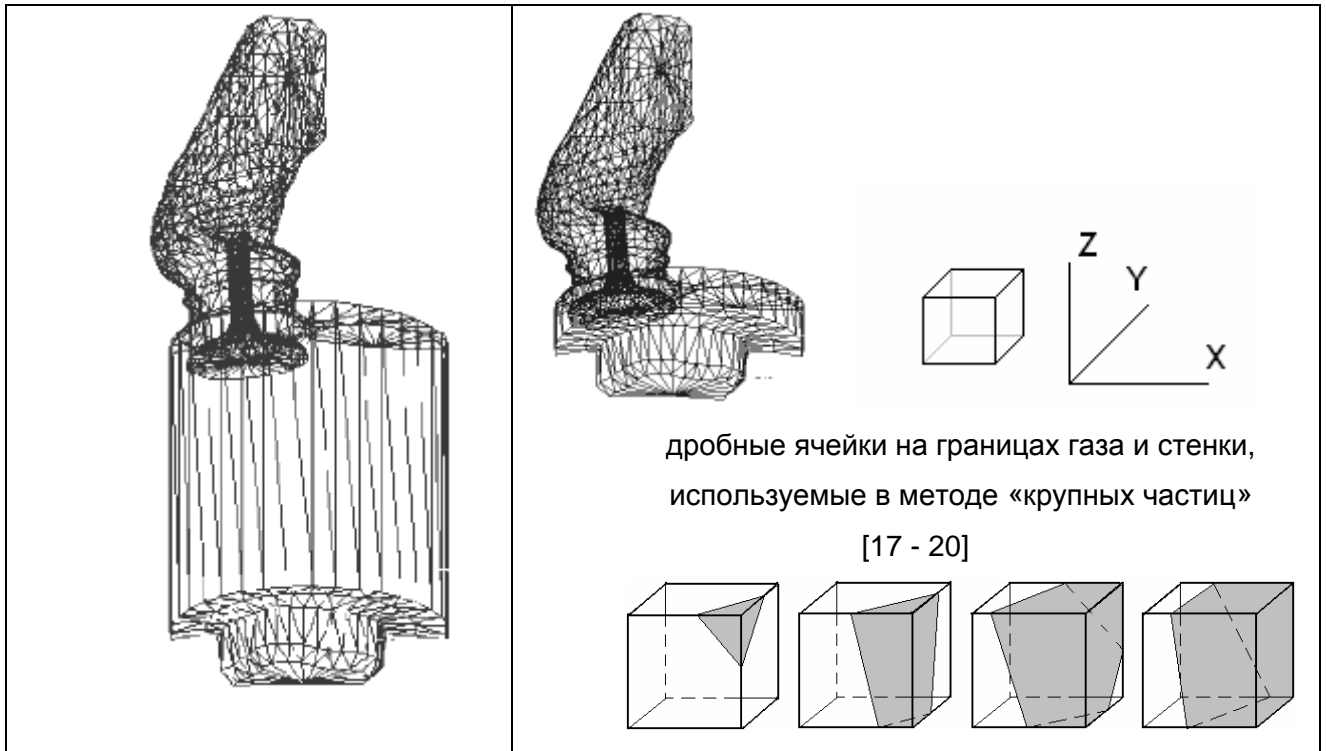


Рис. 1.4. Расчетная схема ДВС при разных положениях поршня с 3- мерным представлением впускного клапанного канала и цилиндра

Параметры газа в каждой ячейке определяются из системы уравнений сохранения массы, импульса, энергии и состояния:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \text{div}(\rho \bar{W}) = 0 \\ W_x \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \text{div}(\rho W_x \bar{W}) + \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \\ W_y \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \text{div}(\rho W_y \bar{W}) + \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \\ W_z \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \text{div}(\rho W_z \bar{W}) + \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \\ E \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \text{div}(\rho E \bar{W}) + \text{div}(\rho W) = 0 \end{array} \right. \quad (1.5)$$

где:  $W$  – скорость и ее составляющие по осям  $x, y, z$ ;  $E$  – энергия;  $\rho$  – плотность. Для учета теплообмена, сгорания, вязкости в правую часть системы уравнений добавляются дополнительные члены, которые существенно увеличивают потребные вычислительные ресурсы компьютера.

Расчетная область, которая может иметь стенки сколь угодно сложной формы, задается в каком-либо из CAD пакетов, поддерживающих твердотельное моделирование (Catia, Solid Eige). Поверхность, ограничивающая газ, сохраняется в виде совокупности большого количества треугольников (\*.STL файлы). С помощью специальной программы "генератора сетки" расчетная область разбивается на большое количество расчетных ячеек. Для примера: цилиндр, впускной и выпускной каналы с клапанами разбиваются на 350 - 900 тысяч ячеек. Для описания сложной поверхности без чрезмерного увеличения числа ячеек метод крупных частиц, например, использует механизм дробных ячеек на границах газа и металла (рис. 1.4). Другие методы используют иные алгоритмы. Следует учитывать, что время счета пропорционально четвертой степени от густоты сетки, поэтому следует выбирать такую сетку, чтобы время счета было бы приемлемым и поверхность описана достаточно точно.

После назначения начальных и граничных условий (с помощью термодинамических программ) проводится маршевый расчет работы двигателя (обычно это такты всасывания, сжатия и сгорания). Продолжительность счета одного цикла (одной итерации) составляет от нескольких часов до нескольких суток, в зависимости от параметров расчетной сетки и используемых подмоделей вязкости, теплообмена со стенками, разрушения струй, сгорания и химической кинетики. Проведение итераций необходимо для того, чтобы уточнить начальные условия: в конце расчета должны быть получены те же параметры газа, что и в начале (условие периодичности). Программы визуализации результатов позволяют получать нестационарные поля скоростей в разных сечениях, изображения струй, поля температур и концентраций. Примеры результатов расчета рабочего процесса дизеля Caterpillar 3401 ( $D/S = 137/165$  мм, при частоте враще-

ния  $1600 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p_e = 9,6 \text{ бар.}$ ) выполненные с помощью программы KIVA в университете Висконсин - Мэдисон представлены на рис. 1.5 – 1.7. [16]

Большое время счета не позволяет сегодня использовать технологию CFD для общего анализа и оптимизации рабочих процессов ДВС, тем не менее, это направление интенсивно развивается.

Таблица 2.

Программы CFD используемые в исследованиях ДВС

| Программа, разработчик               | Примечание                             |
|--------------------------------------|--|
| Star-CD (CD Adapco)                  | Метод конечных объемов                 |
| KIVA (Los Alamos National Lab.)      | Метод конечных объемов                 |
| FIRE (AVL)                           | Метод конечных объемов                 |
| VECTIS (Ricardo Software)            | Метод конечных объемов                 |
| FLUENT (Fluent Inc.)                 | Метод конечных элементов               |
| NSF-3 (МГТУ им. Баумана)             | Метод крупных частиц [17, 18, 19, 20]. |
| PHOENICS (CHAM) (Spalding, Patankar) | Метод конечных объемов                 |

В литературе и в Интернет часто приводятся примеры расчета рабочего процесса двигателей, используя технологию CFD. Замкнутый расчет всего рабочего цикла ДВС на сегодняшний день проводится лишь в единичных случаях. Так, в работе [22] представлены исследовательские расчеты методом крупных частиц [17] одноцилиндрового бензинового ДВС, предназначенного для бензопилы. В работе [23] описаны примеры сквозного расчета 5-цилиндровых ДВС: искрового бензинового и дизеля, выполненных на фирме Volvo. Для расчета использовалась программа Star-CD. Размеры ячеек в разных зонах варьировались от 2 до 4 мм, общее число ячеек для дизельного варианта составляло 1430 тыс., а для бензинового – 580 тыс. Подготовка исходных данных потребовала 80 человеко-часов, из них половину занимает задание данных для расчета сгорания. Время счета составило 4 дня на кластере LINUX состоящем из 8 процессоров Pentium 4 с тактовой частотой 3,06 ГГц. При этом процесс сгорания в

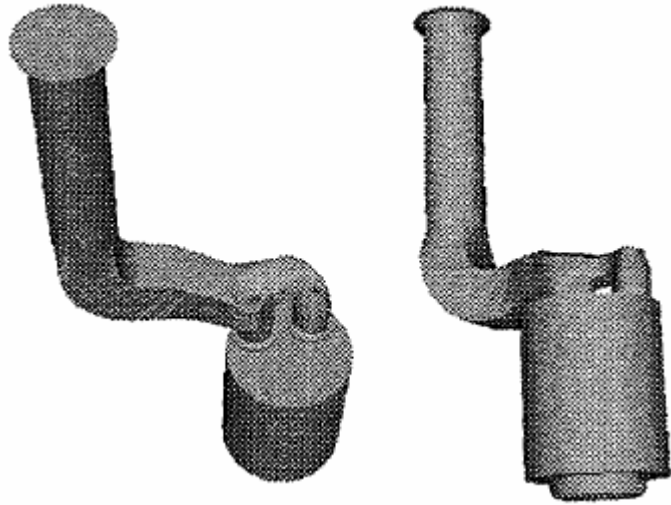


Рис. 1.5. Расчетная схема двигателя Caterpillar 3401 ( $D/S = 137/165$ ) [16]

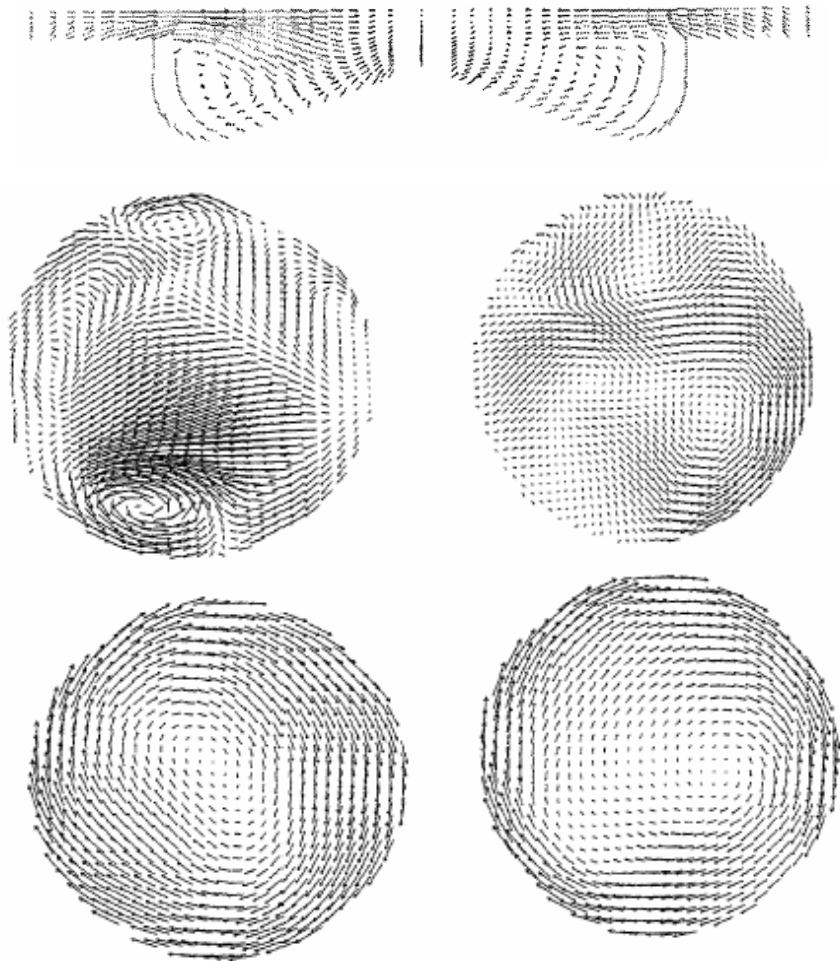


Рис. 1.6. Поля скоростей в разрезе камеры сгорания вблизи ВМТ и в поперечном сечении цилиндра по мере удаления от клапана.

Двигатель Caterpillar 3401 ( $D/S = 137/165$ ) [16]

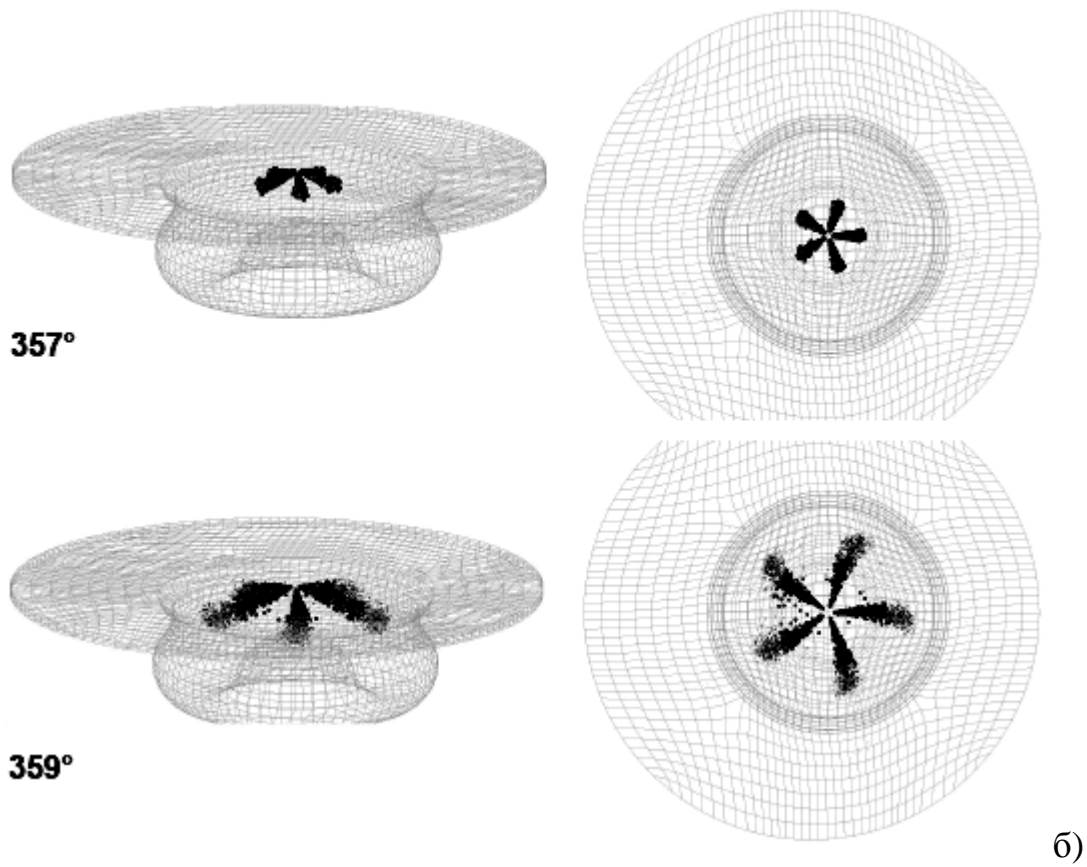
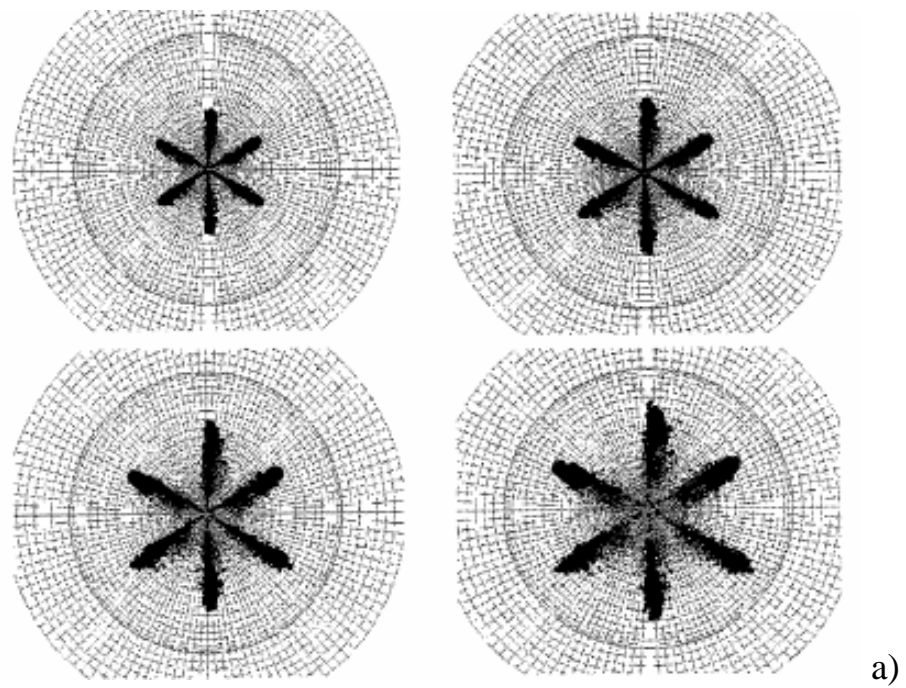


Рис. 1.7. Изображения струй по мере их развития (программа KIVA):

а) двигатель Caterpillar 3401 ( $D/S = 137/165$ ) [16];

б) двигатель FIAT M181 ( $D/S = 82/90.4$ ) [21]

дизеле рассчитывался с помощью простой феноменологической модели. Назначение таких расчетов их авторы видят в разработке граничных условий для детальных расчетов отдельных элементов ДВС, для уточнения одномерных моделей, а также для проверки корректности связей одномерных моделей с трехмерными. Для оптимизации и для практического исследования сгорания такой подход неприемлем.

На практике задача обычно ставится следующим образом:

- В цилиндре и клапанных каналах проводится расчет трехмерного течения газа с учетом подвижных поверхностей поршня и клапанов.

- Граничные условия по привалочным поверхностям головки цилиндра рассчитываются с помощью термодинамических программ GT-Power, WAVE, или BOOST.

- В процессе топливоподачи и горения рассчитывается движение топливных струй, растекание топливных пленок по поверхности поршня, выделение теплоты, эмиссия вредных веществ.

В настоящее время значительные усилия сосредоточены на разработке подмоделей развития и разрушения струй впрыснутого топлива. Наиболее широкое распространение получила модель турбулентного диффузионного сгорания Магнуссена (Magnussen Eddy Dissipation Concept (EDC) [24]); а также модель профессора Райца (Reitz) [25] разработанная в университете Висконсин - Мэдисон. Для расчета эмиссии оксидов азота обычно используется 11-компонентная модель, реализующая схему Зельдовича [26], а в последнее время, для двигателей, оборудованных системами рециркуляции отработавших газов и многоразового впрыскивания, используется модель рассматривающая детальный кинетический механизм образования NO [27]; основным программным средством для расчета образования NO является программа CHEMKIN.

Освоение и использование программ, реализующих технологию CFD, сопряжено со значительными затратами, и в первую очередь, на подготовку специалистов.



## 1.2. Требования к математическим моделям рабочих процессов ДВС применяемым для проведения компьютерной оптимизации двигателей на этапе их разработки и доводки

Требования к математическим моделям, используемым для совершенствования двигателей, обуславливаются в первую очередь спецификой решаемых задач. Учитывая, что разработка математических моделей и реализующих их программ – дело сложное и трудоемкое, программы эти должны быть универсальны и достаточно точны. Созданный единожды дорогостоящий инструмент должен быть с успехом применен к разным объектам. Понятия универсальности и точности математической модели взаимосвязаны, и предполагают описание физических процессов на основе фундаментальных физических законов и уравнений.

Учитывая, что решение прикладных задач не может быть сильно растянуто во времени, и должно укладываться в разумные временные рамки, используемые модели и программы должны обладать высоким быстродействием. Это утверждение становится тем более актуальным, когда задача доводки двигателя и происходящих в нем процессов не может быть решена методами однофакторного численного эксперимента, а в силу своей сложности и многозначности, требует многомерной оптимизации с большим числом влияющих факторов. Как показывает опыт решения оптимизационных задач, в процессе оптимального поиска экстремума функции 5 – 6 переменных, количество вычислений целевой функции (сессий расчета рабочего процесса ДВС) достигает сотни. В процессе численного исследования приходится проводить многократные оптимизационные расчеты, проверяя полученные решения, что делает требования к быстродействию программ еще более актуальными, а если учесть, что исследования надо проводить на нескольких режимах работы ДВС, то проблема потребного машинного времени на решение задачи становится настолько серьезной, что может сделать решение задачи вообще невозможным. Отчасти это касается и удобства интерфейса для задания входных данных к расчету: если эта

задача сложна и не может быть автоматизирована, то проведение оптимизационных расчетов существенно затрудняется, и, зачастую может стать вообще неосуществимым.

Подводя итог сказанному, можно сделать вывод о том, что для проведения оптимизационных расчетных исследований, направленных на снижение расхода топлива и вредных выбросов дизельными двигателями в настоящее время и в ближайшей перспективе наибольшую актуальность представляют термодинамические программы, реализующие феноменологические модели сгорания в дизеле. Однако эти модели должны позволять надежно рассчитывать процессы сгорания и образования вредных веществ в условиях, характерных для современных технологий, которые включают в себя:

- применение высокой рециркуляции отработавших газов (до 50 % и выше),
- использование многоразового впрыскивания, включая подачу пилотных порций с большим опережением (PCCI процесс: Premixed Charge Compression Ignition),
- использование топливной аппаратуры с высоким давлением впрыскивания и малым диаметром распыливающих отверстий,
- применение биотоплив и их смесей с дизельным топливом.

В тоже время, модель сгорания должна позволять точно описывать и классический процесс сгорания в дизеле, когда большая часть процесса развития струй топлива происходит в условиях контакта струи со стенками камеры сгорания и в условиях интенсивного воздушного вихря.

Модель должна быть универсальной, позволяя "плавно", без разрывов и с хорошей точностью описывать переход процесса сгорания от классического (имеющего место на режимах полной мощности), к сгоранию с многоразовым впрыскиванием и рециркуляцией ОГ. Модель должна быть легко идентифицируемой и одинаково успешно применимой как к быстроходным двигателям с малым диаметром цилиндра, так и к малооборотным дизелям с большим диаметром цилиндра. Это позволит вывести оптимизационные расчеты из области

искусства в область технологии, т.е. сделать их доступными для инженеров промышленных предприятий.

### 1.3. Задачи исследования

Рассмотрение состояния современного программного обеспечения, предназначенного для расчетных исследований и оптимизации ДВС в современных условиях, привело к выводам, отраженным в задачах диссертации.

Необходима разработка достоверных, быстродействующих и универсальных математических моделей и прикладных программ для термодинамического расчета двухтактных и четырехтактных ДВС с уточненным рассмотрением процессов смесеобразования, сгорания и образования вредных веществ. Для чего необходимо:

1. Разработать быстродействующие и универсальные алгоритмы расчета внутрицилиндровых процессов, процессов газообмена в двухтактных и четырехтактных ДВС, математические модели совместного расчета поршневых ДВС и агрегатов наддува.

2. Разработать феноменологическую модель сгорания в ДВС с воспламенением от сжатия, позволяющую учитывать развитие топливных струй, взаимодействие их с воздушным вихрем, со стенками и между собой, учитывать произвольную форму камеры сгорания и движение поршня, многоразовое впрыскивание и рециркуляцию отработавших газов. Модель должна быть универсальной, т.е. учитывать как традиционные методы организации рабочих процессов ДВС, так и современные, направленные на радикальное снижение выбросов вредных веществ.

3. Проверить корректность математических моделей путем сравнения расчетных данных с результатами экспериментов. Разрабатываемые модели должны описывать разные режимы работы ДВС без перенастройки эмпирических коэффициентов.

4. Разработать методы многомерной оптимизации рабочих процессов ДВС и критерии одновременной оптимизации расхода топлива, выбросов твердых частиц и оксидов азота.

5. Разработать комплекс программ для моделирования и оптимизации рабочих процессов ДВС с удобным пользовательским интерфейсом, системой контекстной справки, средствами для автоматизированного задания данных, облегчающими идентификацию математических моделей.

6. Применить разработанный комплекс программ для решения актуальных задач совершенствования дизелей.

## 2. РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС

Основной задачей математического моделирования ДВС является не только попытка расчета соответствующих процессов, но и создание инструмента для поиска путей усовершенствования исследуемого объекта методами численных экспериментов. Необходимость решения сложных, многопараметрических оптимизационных задач обуславливает жесткие требования к быстродействию используемых математических моделей. Именно это обстоятельство обусловили выбор расчетных методик для математического моделирования процессов в ДВС.

В общем случае элементы КДВС могут быть представлены как незамкнутые газодинамические системы, обменивающиеся массой и энергией. Параметры газа в этих системах описываются дифференциальными уравнениями сохранения массы, энергии, импульса и уравнением состояния. В зависимости от детализации рассмотрения процессов, задача может быть поставлена как 3-мерная, 2-, 1-, или 0-мерная. Выбор математической модели обусловлен приоритетом поставленных задач. Разделим, условно, эти задачи на несколько основных классов.

1. Для изучения движения топливных струй в завихренном потоке в камере сгорания сложной формы необходима трехмерная постановка задачи течения двухфазных сред.

2. Для доводки элементов газоздушного тракта с целью снижения потерь необходима двумерная постановка задачи, или трехмерная, если характер течения в узле носит сугубо пространственный характер, например, течение в клапанном канале. Задача профилирования коллекторов для выравнивания условий работы каждого из цилиндров с одновременным снижением потерь может быть с успехом решена и в двумерной постановке.

3. Для исследования эффекта динамического наддува, или адаптации двигателя к неравномерному наполнению и очистке путем установки индиви-

дуальных фаз газораспределения по цилиндрам в условиях длинных и разветвленных коллекторов достаточно одномерной математической модели газообмена.

4. Если рассматриваются задачи:

- доводки рабочего процесса комбинированного ДВС, как единого целого, с учетом влияния агрегатов наддува (с той или иной детализацией);

- выбора концепции схемы газообмена, оценки влияния основных размеров впускных и выпускных органов (особенно актуально для двухтактных КДВС), а также фаз газораспределения; для прогнозирования различных эксплуатационных режимов и характеристик с учетом изменения условий протекания рабочих процессов;

- подбора топливоподающей аппаратуры и выбора законов управления; то достаточно 0-мерных и отчасти 1-мерных математических моделей.

Если приоритет отдается задачам 1, 2 и, отчасти, 3 класса, когда основное внимание сосредоточено на отдельном элементе КДВС, то учет других элементов может быть упрощенным: либо с помощью математической модели меньшей размерности, либо еще проще - эмпирической зависимостью. Замкнутый пространственный расчет комбинированного ДВС в настоящее время не является технически целесообразным для практических целей (иное дело - для рекламы, или для решения методических вопросов), поскольку требует очень высоких вычислительных мощностей, а самое главное, большого объема входных данных и времени. Именно это и не позволяет применять замкнутый пространственный расчет в сочетании с методами формальной оптимизации, которые позволяют довольно быстро находить эффективные решения по доводке КДВС.

При решении задач 3 и 4 классов, когда применяются 1- и 0-мерные модели, при рациональном их сочетании для разных узлов КДВС можно добиться весьма точных результатов при малых вычислительных мощностях и времени на подготовку данных. Скорость реализации таких моделей на ЭВМ достаточно

высока, что позволяет применять в сочетании с ними методы математического программирования для решения оптимизационных задач. Скоростные достоинства 0- и 1-мерных моделей столь высоки, что становится оправданным их значительное логическое усложнение по сравнению с многомерными методами, т.к. в них с помощью различных остроумных, часто эмпирических приемов описываются сложные, порой пространственные, эффекты в рамках 0- или 1-мерных представлений.

Целесообразным представляется использование пространственных расчетов только для тех задач, где это действительно необходимо, а в остальных случаях необходимо использовать математические модели пониженной размерности.

В результате многолетней работы в области разработки математических моделей и программ для оптимизации рабочих процессов двигателей был разработан программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК, в котором были реализованы описанные ниже алгоритмы и математические модели. Программный комплекс прошел проверку во время многочисленных расчетных исследований выполненных для промышленности, что доказало правильность постановки задачи при его разработке и обоснованность выбора расчетных моделей.

## 2.1. Математическая модель открытой термодинамической системы

Среди методов расчета рабочего процесса ДВС в настоящее время наиболее широкое распространение получили методы, основанные на представлении цилиндра и коллекторов двигателя в виде незамкнутых термодинамических систем, обменивающихся массой и энергией. Параметры газа в этих системах описываются дифференциальными уравнениями сохранения массы и энергии и уравнением состояния. Решаются эти системы уравнений методом Эйлера или методом Рунге-Кутты 4-го порядка. Первый требует применения малых расчетных шагов, а второй - четырехкратного решения уравнений на сравнительно крупном расчетном шаге. И то и другое приводит к значительным

затратам машинного времени. Для сокращения времени счета и сохранения высокой точности в данной работе реализован метод повышенного быстродействия, основанный на пошаговом определении параметров газа в открытой термодинамической системе путем решения системы нелинейных алгебраических уравнений, полученных преобразованием разностных уравнений баланса массы и энергии и уравнения состояния, записанных для произвольного термодинамического процесса [28]. При записи исходной системы разностных уравнений сделаны общепринятые в таких случаях допущения: об однородности термодинамической системы, о справедливости уравнения состояния Менделеева-Клайперона, о зависимости свойств рабочего тела от состава и температуры. Исходная система уравнений имеет вид:

$$U_2 - U_1 = - \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV + \sum I_j^* + Q_x - Q_w; \quad (2.1)$$

$$G_2 - G_1 = \sum \Delta G_j; \quad (2.2)$$

$$p \cdot V = G \cdot R \cdot T, \quad (2.3)$$

где:  $\int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV$  - механическая работа, совершаемая рабочим телом;  $I_j^*$  - энтальпия рабочего тела, подведенная к системе в результате добавления массы  $DG_j$  от  $j$ -го источника массы;  $Q_x$  - количество теплоты, подведенной к рабочему телу от постороннего источника (вследствие сгорания топлива);  $Q_w$  - количество теплоты, отведенной в стенки;  $p, T, G, V, U, R$  - давление, температура, масса, объем, внутренняя энергия и газовая постоянная рабочего тела. Индексы 1 и 2 относятся соответственно к началу и концу рассматриваемого термодинамического процесса.

Способ расчета величины внутренней энергии, входящей в уравнение энергетического баланса, зависит от располагаемых данных о физических свойствах рабочего тела. В настоящее время получили широкое распространение таблицы средних массовых изохорных теплоемкостей газов в функции от температуры  $C_v = f(t)$  в интервале температур от  $t_o = 0^\circ\text{C}$  до  $t$ . Рабочее тело удобно



рассматривать как смесь двух газов. Обозначим концентрацию одного из них - продуктов сгорания в этой смеси - через  $r$ . Итак, для дизеля полагаем эти два газа: чистый воздух ( $r = 0$ ) и продукты полного и совершенного сгорания (сгорания при  $\alpha = 1$ ), ( $r = 1$ ). Для искрового ДВС это: свежий заряд, состоящий из чистого воздуха и паров бензина (газа) в пропорции, задаваемой коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$  ( $r = 0$ ), и продукты сгорания при текущем  $\alpha$  ( $r = 1$ ). Тогда выражение для внутренней энергии рабочего тела, имеющего массу  $G$ , температуру  $t$  и концентрацию продуктов сгорания  $r$ , запишется в виде:

$$U = G [C_v(r, t) \cdot t + u_o(r)],$$

где:  $u_o(r)$  - удельная внутренняя энергия рабочего тела при температуре  $t_o$ . При рассмотрении замкнутой термодинамической системы обычно полагают  $u_o(r) = 0$ , когда же масса и состав рабочего тела переменны,  $u_o(r)$  может быть определено по энергии сублимации по справочным данным [29]:  $u_o(1) = 487300$  Дж/кг,  $u_o(0) = 449460$  Дж/кг.

Средняя теплоемкость газов  $C_v(t)$  задается в табличном виде [2], а теплоемкость смеси определяется из соотношения аддитивности:

$$C_v(r, t) = C_v(1, t) \cdot r - C_v(0, t) \cdot (1 - r).$$

В этом случае теплоемкость  $C_v(r, t)$ , являющаяся функцией двух переменных  $r$  и  $t$ , удовлетворяет теореме Лагранжа, и для малого изменения переменных  $r$  и  $t$  можно записать:

$$\Delta C_v(r, t) = C_v(r_2, t_2) - C_v(r_1, t_1) = \frac{dC_v(r_1, t_1)}{dr} \Delta r + \frac{dC_v(r_2, t_1)}{dt} \Delta t, \quad (2.4)$$

где:  $\frac{dC_v(r_1, t_1)}{dr} = C_v(1, t_1) - C_v(0, t_1)$ .

Аналогично:  $\Delta u_o = \frac{du_o}{dr} \Delta r = [u_o(1) - u_o(0)] \Delta r. \quad (2.5)$

Величину механической работы в рассматриваемом процессе можно определить, введя допущение, справедливое для малого изменения параметров термодинамического процесса:

$$\int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV = \frac{p_1 - p_2}{2} (V_2 - V_1) = p \cdot \Delta V. \quad (2.6)$$

Среднее давление  $p$  может быть определено из уравнения состояния (2.3), куда подставляются параметры, соответствующие середине рассматриваемого интервала:

$$G = G_1 + \Delta G / 2; \quad T = T_1 + \Delta T / 2; \quad V = V_1 + \Delta V / 2. \quad (2.7)$$

Тогда, введя обозначение: 
$$B = \frac{R \cdot \Delta V}{V_1 + \Delta V / 2}, \quad (2.8)$$

можно получить уравнение для механической работы, подставив выражения (2.3) и (2.7) в (2.6):

$$\int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV = B \cdot G_1 \cdot T_1 + \frac{B}{2} T_1 \cdot \Delta G + \frac{B}{2} G_1 \cdot \Delta T + \frac{B}{4} \Delta G \cdot \Delta T. \quad (2.9)$$

Записав выражения для внутренней энергии в начале и конце рассматриваемого термодинамического процесса:

$$U_1 = G_1 \cdot [C_v(r_1, t_1) \cdot t_1 + u_o(r_1)], \quad (2.10)$$

$$U_2 = G_2 \cdot [C_v(r_2, t_2) \cdot t_2 + u_o(r_2)], \quad (2.11)$$

а также выражения для приращения параметров термодинамической системы:  $\Delta T = T_2 - T_1$ ,  $\Delta p = p_2 - p_1$ ,  $\Delta r = r_2 - r_1$ ,  $\Delta V = V_2 - V_1$ , и, подставив их и соотношения (2.4), (2.5), (2.9 – 2.11) в (2.1), после преобразований с учетом обозначений:

$$a = \frac{dC_v(r_2, t_1)}{dt} G_2;$$

$$b = G_2 \cdot C_v(r_1, t_1) + a \cdot t_1 + G_2 \frac{dC_v(r_1, t_1)}{dr} \Delta r + \frac{B}{2} G_1 + \frac{B}{4} \Delta G;$$

$$c = u_o(r_1) \Delta G + G_2 \frac{du_o}{dr} \Delta r + C_v(r_1, t_1) t_1 \Delta G + G_2 t_1 \frac{dC_v(r_1, t_1)}{dr} \Delta r + B \cdot G_1 \cdot T_1 + \frac{B}{2} T_1 \Delta G - Q_x - \sum I_j^* + Q_w;$$

получим разрешающую систему нелинейных алгебраических уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} G_2 = G_1 + \sum \Delta G_j; \\ r_2 = \frac{G_1 r_1 + \sum \Delta G_j r_j}{G_2}; \\ \Delta G = G_2 - G_1; \\ \Delta r = r_2 - r_1; \\ V_2 = V_1 + \Delta V; \\ T_2 = T_1 + \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}; \\ p_2 = \frac{G_2 R_2 T_2}{V_2}, \end{array} \right. \quad (2.12)$$

где:  $r_i$  - концентрация продуктов полного и совершенного сгорания в массе  $\Delta G_j$ . Газовая постоянная  $R$  определяется на каждом расчетном шаге в зависимости от концентрации из соотношения аддитивности:

$$R_2(r) = R(1) \cdot r_2 + R(0) \cdot (1 - r_2).$$

Зависимости средних изохорных теплоемкостей воздуха  $C_{v\_air}$ , продуктов сгорания бензина  $C_{v\_ogb}$ , стехиометрических ОГ в дизеле  $C_{v\_ogd}$  от температуры  $t$  и коэффициента избытка воздуха при сгорании  $\alpha$  представлены в табл. 3.

Для дизельного процесса, протекающего при  $\alpha > 1$ , средняя теплоемкость определяется в зависимости от температуры  $t$  и концентрации  $r$  стехиометрических ОГ по уравнению аддитивности:  $C_v(r, t) = C_v(1, t)r + C_v(0, t)(1 - r)$ , где:  $C_v(1, t) = C_{v\_ogd}(t)$ ;  $C_v(0, t) = C_{v\_air}(t)$ .

Газовая постоянная:  $R(r) = R(1) \cdot r + R(0) \cdot (1 - r)$ , где:  $R(1) = R_{ogd}$ ;  $R(0) = R_{air}$ .

Для бензинового ДВС используются те же соотношения, только при определении теплоемкости продуктов сгорания и свежего заряда учитывается их зависимость не только от температуры, но и от  $\alpha$  (табл. 3):

- теплоемкость отработавших газов (ОГ):  $C_v(1, t) = C_{v\_ogb}(t, \alpha)$ ;

- теплоемкость свежей смеси:  $C_v(0, t) = [C_{v\_air}(t) \alpha Lo + C_{v\_benz}(t)] / (\alpha Lo + 1)$ ,

где:  $C_{v\_benz}(t) = 888,28 + 1,927 \cdot t$  - теплоемкость паров бензина [30] Газовая постоянная для ОГ и свежего заряда находится путем интерполяции по  $\alpha$  по дан-

ным табл. 3:  $R(l) = R_{ogb}(a)$ ;  $R(0) = R_{szb}(a)$ .

Средняя изобарная теплоемкость используется для расчета энтальпии перетекающих масс газа:  $i = C_p T$ ; тогда расчетное соотношение для  $C_p$  примет следующий вид:  $C_p(r,t) = [C_v(r,t) t + u_o(r)] / T + R(r)$ .

Таблица 3.

Зависимости средних изохорных теплоемкостей [Дж/кг/К]: воздуха  $C_{v\_air}$ , продуктов сгорания бензина  $C_{v\_ogb}$ , стехиометрических ОГ в дизеле  $C_{v\_ogd}$  от температуры  $t$  и коэффициента избытка воздуха при сгорании  $\alpha$  [30]

| $t^{\circ}C$ | $C_{v\_ogb}$ |              |              |              |              |              | $C_{v\_air}$ | $C_{v\_ogd}$ |
|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
|              | $\alpha=0.6$ | $\alpha=0.7$ | $\alpha=0.8$ | $\alpha=0.9$ | $\alpha=1.0$ | $\alpha=1.2$ |              |              |
| 0            | 835.9        | 821.2        | 807.4        | 796.1        | 785.6        | 775.2        | 716.4        | 784.6        |
| 200          | 854.8        | 842.2        | 827.1        | 817.0        | 806.6        | 797.4        | 724.3        | 810.7        |
| 400          | 877.8        | 864.0        | 849.7        | 840.1        | 830.9        | 820.0        | 739.6        | 839.4        |
| 600          | 902.9        | 889.5        | 876.5        | 867.3        | 857.3        | 847.6        | 761.5        | 867.0        |
| 800          | 928.1        | 914.7        | 902.9        | 893.7        | 884.1        | 872.8        | 783.2        | 892.0        |
| 1000         | 952.0        | 939.4        | 929.3        | 919.7        | 911.3        | 899.2        | 803.2        | 915.9        |
| 1200         | 974.2        | 963.7        | 953.2        | 945.3        | 937.7        | 923.9        | 820.9        | 936.7        |
| 1400         | 996.4        | 985.5        | 974.6        | 965.0        | 959.5        | 944.4        | 837.0        | 954.5        |
| 1600         | 1015.2       | 1005.6       | 994.3        | 986.3        | 976.3        | 963.7        | 851.1        | 970.4        |
| 1800         | 1032.8       | 1019.0       | 1009.8       | 1002.2       | 994.7        | 977.5        | 863.6        | 984.5        |
| 2000         | 1047.5       | 1034.9       | 1024.5       | 1016.1       | 1008.1       | 993.0        | 875.1        | 997.3        |
| 2200         | 1060.1       | 1047.5       | 1036.6       | 1028.2       | 1019.4       | 1003.5       | 885.7        | 1009.        |
| 2400         | 1072.6       | 1059.2       | 1049.2       | 1038.7       | 1031.6       | 1015.7       | 895.6        | 1020.        |
| 2600         | 1086.0       | 1069.7       | 1058.8       | 1050.9       | 1043.3       | 1026.6       | 904.6        | 1030.        |
| 2800         | 1099.0       | 1081.9       | 1070.1       | 1060.9       | 1054.2       | 1037.0       | 913.1        | 1040.        |
| 3000         | 1112.4       | 1094.8       | 1081.0       | 1072.6       | 1064.3       | 1047.5       | 921.1        | 1049         |
| Свеж. заряд  | $R_{szb}$    |              |              |              |              |              | $R_{air}$    |              |
|              | 268.3        | 271.2        | 274.2        | 275.7        | 276.7        | 277.6        | 287.1        |              |
| ОГ           | $R_{ogb}$    |              |              |              |              |              |              | $R_{ogd}$    |
|              | 324.1        | 316.2        | 306.3        | 300.4        | 291.5        | 291.5        |              | 291.1        |

Показатель адиабаты  $k$  определяется путем деления текущих производных энтальпии и внутренней энергии по температуре. Производные вычисляются численным методом по данным табл. 3.

Использование разностной формы записи законов сохранения вместо дифференциальной позволяет при большом расчетном шаге, и не используя итераций, получать значительно более высокую точность результатов, ибо точность решения системы дифференциальных уравнений, в отличие от интегральных, существенно снижается при увеличении шага. Сравнение быстродействия различных расчетных методов на тестовой задаче расчета процесса адиабатного сжатия газа в поршневом компрессоре, показало, что метод разностных уравнений превосходит наибо́льший из традиционных методов, основанных на решении системы дифференциальных уравнений, более чем в 5 раз при одинаковой точности (рис. 2.1).

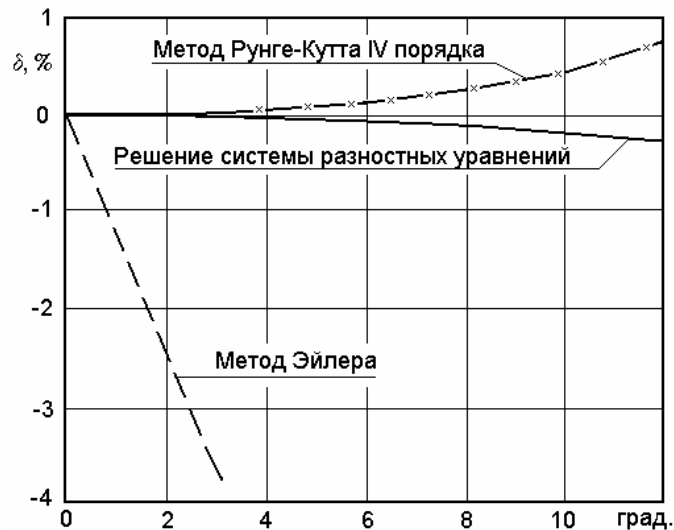


Рис. 2.1. Влияние величины расчетного шага на отклонение численного решения тестовой задачи от точного решения при использовании разных расчетных методов

$d$ , % – это относительная ошибка в определении численным методом давления в конце процесса сжатия воздуха в поршневом компрессоре; расчетный шаг задается в градусах поворота коленчатого вала указанного компрессора.

ра. Использование указанного метода расчета параметров газа в открытой термодинамической системе для определения параметров газа в цилиндре поршневого ДВС, в форкамере газового двигателя, во впускном и выпускном коллекторах двигателей, а также в кривошипной камере двухтактного ДВС позволяет существенно сократить затраты расчетного времени ЭВМ и сделать решение оптимизационных задач более быстрым.

## 2.2. Математическая модель газообмена 4 тактных и 2 тактных ДВС

Как было отмечено в обзорной I главе настоящей работы, в получивших наибольшее распространение термодинамических программах для исследований ДВС используются в основном одномерные модели для расчета параметров газа в коллекторах двигателей. В рамках этих моделей коллекторы двигателя разбиваются на одномерные ячейки (рис. 1.2), для каждой из которых решается система уравнений сохранения массы, энергии, импульса и уравнение состояния (1.4). Однако этот подход требует большого времени счета ЭВМ и индивидуального расчета процессов в каждом из цилиндров двигателя. Учитывая, что в настоящее время актуальность исследований в основном ориентирована на процессы сгорания и образования вредных веществ, требования к расчетной модели газообмена могут быть сформулированы как обеспечение быстрого и точного расчета граничных условий для расчета сгорания, а также точный расчет насосных потерь. Если ввести допущение, что все цилиндры двигателя работают идентично, то можно отказаться от одномерного расчета и использовать квазистатическую модель газообмена, тем самым радикально (на два порядка) сократить время счета ЭВМ.

При квазистатическом методе расчета для объемов коллекторов вводятся те же допущения, что и для цилиндра: - о мгновенном распространении возмущений; - о мгновенном перемешивании; - о независимости параметров газа от координат. Параметры газа в коллекторах определяются из системы уравнений

сохранения массы и энергии записанных для открытой термодинамической системы:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta U = -Q_w + \sum_{j=1}^n I_j^* \\ \Delta G = \sum_{j=1}^n G_j \\ pV = GRT \end{array} \right. \quad (2.13)$$

где:  $Q_w$  - теплота, переданная в стенки,  $I_j^*$  и  $G_j$  - энтальпия и масса, поступившие из компрессора или ушедшие в турбину рассчитываются методами, описанными в работе [8]. При расчете энтальпии перетекающего через канал газа учитывается теплообмен со стенками канала. В выпускном коллекторе коэффициенты теплоотдачи для трубы и патрубков определяются по формулам, полученным в МВТУ им. Баумана Л.В. Греховым и В.И. Ивиным: для патрубков -  $Nu = 0,2951 Re^{0.67}$ ; для коллектора -  $Nu = 0,188 Re^{0.67}$ ; обе формулы получены для осредненных за весь рабочий цикл параметров газового потока. Окончательные расчетные соотношения для коэффициентов теплоотдачи в элементах газоздушного тракта приведены в таблице 4.

Таблица 4.

Формулы для расчета коэффициентов теплоотдачи в газоздушном тракте

|        | Коллектор   | Канал   |
|--------|---|---|
| Выпуск | $a_{wr} = C_r 0.188 \frac{l}{D_{eq}} Re^{0.67}$             | $a_{wcr} = C_r 0.295 \frac{l}{D_{eq}} Re^{0.67}$                |
| Впуск  | $a_{ws} = C_s 47260 \frac{(P_k f h_v)^{0.67}}{T_s^{0.979}}$ | $a_{wsc} = (C_s + C_{sc} - 1) 0.0348 \frac{l}{D_{eq}} Re^{0.8}$ |

Обозначения таблицы 4:  $C_r$ ,  $C_s$ ,  $C_{sc}$  - поправочные множители;  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности, зависящий от температуры;  $Re$  - число Рейнольдса (для вычисления коэффициентов теплопроводности и чисел Рейнольдса используются параметры, осредненные за весь рабочий цикл двигателя:  $720^0$  для четырехтактного ДВС, и  $360^0$  - для двухтактного);  $D_{eq} = 4 F / D$  - эквивалентный диа-

метр коллектора  $D_m$  или канала  $D_p$ ;  $F$  - площадь поперечного сечения коллектора или канала;  $p_k$  - давление наддува, бар;  $f$  - коэффициент продувки;  $h_v$  - коэффициент наполнения. Температура стенки выпускного коллектора определяется путем решения задачи теплопроводности многослойной стенки, где учитываются конструктивные особенности выпускного коллектора [8].

При расчете параметров в коллекторах используется допущение, о том, что все цилиндры работают идентично, поэтому можно рассчитывать только один из них (среднестатистический), а работу остальных учитывать сдвигом по фазе потоков массы и энергии в соответствии с порядком работы, который в данном случае необходимо принять равномерным. Концепция «среднестатистического цилиндра», сглаживая нюансы, позволяет определять суммарные показатели газообмена, характерные для двигателя в целом, существенно сократив машинное время.

Используемые допущения вносят погрешности в результаты расчета и обуславливают ограничения на область применения квазистатического метода. Факторы, вызывающие снижение точности квазистатического метода, а также критерии их оценки и методы компенсации их негативного эффекта на результаты расчета, представлены в таблице 5. Для определения границ применимости квазистатического метода расчета разработаны критериальные зависимости [7, 31, 32]. Основными являются: ограничение по длине выпускного коллектора, которое контролируется критерием Струхаля:

$Sh = \frac{a \cdot \tau_r}{l_r} \geq 8$ , где:  $a$  - скорость звука в коллекторе, м/с;  $\tau_r$  - продолжительность выпуска из одного цилиндра, с;  $l_r$  - длина коллектора, м.; и критерий относительной площади:

$\frac{f_r}{f_{crmax}} \geq 0,9$ , где:  $f_r$  - площадь поперечного сечения выпускного коллектора,  $f_{crmax}$  -

максимальная площадь эффективного проходного сечения выпускных органов. Величины критерия Струхаля и критерия относительной площади, рассчитанные для разных двигателей представлены в таблице 6.



Таблица 5.

Факторы, вызывающие снижение точности квазистатического метода, критерии их оценки и методы компенсации негативного эффекта

| № | Фактор, негативно влияющий на точность  | Критерий оценки, метод компенсации  |
|---|---|---|
| 1 | Большая длина коллектора.   | Критерий Струхала<br>$Sh = \frac{a}{l_r} t_r \geq 8$                              |
| 2 | Большая частота вращения.   |   |
| 3 | Короткий период выпуска (актуально для двухтактных ДВС).  |   |
| 4 | Уменьшение площади проходного сечения коллектора $f_r$ .  | $\frac{f_r}{f_{cr \max}} \geq 0,9$  |
| 5 | Интенсивное нарастание проходного сечения выпускных органов (актуально для двухтактных ДВС).  | Учет нестационарности течения в клапанных каналах и окнах методом А.С.Орлина [2]. |
| 6 | Повышенный перепад давления между цилиндром и коллектором в момент открытия выпускных клапанов или окон (актуально при высоком форсировании). |   |
| 7 | Большая длина патрубков клапанных каналов.  |   |

Данные для таблицы 6 подобраны таким образом, чтобы охватить широкий диапазон двигателей разной конструкции, размерности и назначения. Анализ этих данных показывает, что критерий относительной площади:  $f_r/f_{cr \max} > 0,9$  практически для всех выпускаемых двигателей лежит в допустимых пределах и не ограничивает возможности применения квазистатического метода расчета для них. Иное дело – критерий Струхала, для большинства двигателей он выполняется, однако для малых двухтактных двигателей с коротким процессом выпуска и для больших двигателей с очень длинными трубопроводами  $Sh < 8$ .

Это свидетельствует о том, что допущение о независимости параметров в коллекторе от координат вносит заметные погрешности в расчет. Расчетные колебания давления и других параметров в коллекторе получаются с заниженной амплитудой, вследствие того, что система уравнений для открытой термодина-

Число Струхаля  $Sh$  и критерий относительной площади для разных ДВС

| Наименование          | Конструкция | Тактность | $D/S$<br>мм | $n$ ,<br>мин <sup>-1</sup> | $\frac{f_r}{f_{cr\max}}$ | $Sh$ |
|-----------------------|-------------|-----------|-------------|----------------------------|--------------------------|------|
| Д4                    | 1 цилиндр   | 2         | 38 / 40     | 4500                       | 4.45                     | 2.45 |
| Mercedes Smart OM 660 | 3 L         | 4         | 66 / 79     | 4000                       | 5.05                     | 13.5 |
| Lombardini LDW 1003   | 3 L         | 4         | 75 / 77     | 3600                       | 5.3                      | 14.1 |
| BA3 2106              | 4 L         | 4         | 79 / 80     | 5800                       | 6.14                     | 5.8  |
| Peugeot DW10          | 4 L         | 4         | 85 / 88     | 4000                       | 5.06                     | 9.2  |
| ЗМЗ-514               | 4 L         | 4         | 87 / 94     | 4000                       | 1.52                     | 9.4  |
| Ferrari 553           | 4 L         | 4         | 100 / 79.5  | 7500                       | 4.47                     | 8.6  |
| Д245                  | 4 L         | 4         | 110 / 125   | 2400                       | 2.24                     | 24.1 |
| КамАЗ 7405            | 8 V         | 4         | 120 / 120   | 2200                       | 1.68                     | 21.9 |
| 6ТДФ                  | 6 L ПДП     | 2         | 120 / 120   | 2600                       | 0.96                     | 4.3  |
| СМД                   | 4 L         | 4         | 120 / 140   | 1800                       | 2.61                     | 17.8 |
| Mercedes OM355        | 6 L         | 4         | 128 / 150   | 2200                       | 3.65                     | 12.8 |
| ЯМЗ 238 Д             | 8 V         | 4         | 130 / 140   | 2100                       | 2.11                     | 11.2 |
| CAT C15               | 6 L         | 4         | 137 / 171   | 2100                       | 3.00                     | 11.6 |
| Д6                    | 6 L         | 4         | 150 / 180   | 1500                       | 2.06                     | 20.5 |
| MTU 396               | 8 V         | 4         | 165 / 185   | 1500                       | 3.48                     | 14.5 |
| 10Д100                | 10 L ПДП    | 2         | 207 / 254   | 850                        | 2.14                     | 2.6  |
| 8Г22Д                 | 8 L         | 4         | 220 / 280   | 1000                       | 11.4                     | 9.2  |
| Д49                   | 16 V        | 4         | 260 / 260   | 1000                       | 5.4                      | 6    |
| CAT 3606              | 6 L         | 4         | 280 / 300   | 900                        | 1.96                     | 10.8 |
| Д42                   | 6 L         | 4         | 300 / 380   | 750                        | 6.75                     | 10.1 |
| Mitsubishi UEC45LA    | 6 L         | 2         | 450 / 1350  | 158                        | 3.1                      | 15.7 |
| MAN-Sulzer V65/65     | 18 V        | 4         | 650 / 650   | 400                        | 6.06                     | 8.4  |
| 6ДКРН74/160           | 6 L         | 2         | 740 / 1600  | 120                        | 3.74                     | 12.3 |
| Sulzer RND90          | 6 L         | 2         | 900 / 1550  | 122                        | 5.39                     | 9.4  |
| MAN-B&W K98MC         | 12 L        | 2         | 980 / 2550  | 90                         | 11.3                     | 8.4  |

мической системы решается для всего большого объема коллектора в целом. Если ввести допущение о том, что в газообмене принимает участие только та часть объема коллектора, на которую успевает распространиться возмущение от работающего цилиндра, то ситуация исправляется. Длина участка трубопровода, объем которого подставляется в систему уравнений (2.13) может быть вычислен для случаев  $Sh < 8$  как:  $V_r^l = V_r Sh/8$ . В этом случае результаты расчета значительно лучше согласуются с экспериментальными данными. Это уточнение реализовано в программе расчета ДВС ДИЗЕЛЬ-РК и использовалось во всех расчетах, представленных в настоящей работе.

Практика моделирования процессов газообмена высокофорсированных четырехтактных двигателей показывает, что применение уравнений стационарного течения (1.2) не позволяет описывать эффект снижения давления в цилиндре ниже уровня мгновенного давления в выпускном коллекторе в период окончания свободного выпуска (рис. 2.2), который наблюдается в экспериментах [8]. Кроме того, интенсивное нарастание проходного сечения выпускных органов (особенно актуальное для двухтактных ДВС), а также возможное высокое давление в цилиндре в момент открытия выпускных клапанов или окон (актуальное при высоком форсировании), требуют учета нестационарного течения в каналах.

Простым способом учета влияния ускоренных масс газа в процессе свободного впуска является использование нестационарного решения уравнения движения, предложенного А.С. Орлиным [2], которое позволяет описать этот эффект и получить значительно более правдоподобную картину изменения параметров газа в цилиндре и коллекторах ДВС во время газообмена. Скорость газа в канале  $W_L$  в конце расчетного интервала времени рассчитывается по уравнениям (1.2, 1.3). Приведенная скорость в конце канала определяется как:  $I = W_L / a_{кр.}$ , где: критическая скорость истечения  $a_{кр.} = \sqrt{2k/(k+1) \cdot R \cdot T_c}$ . В связи с тем, что фактически выпускной канал не является специально спроектированным (подобно соплу Лавалья), в нем имеют место внезапные расширения,

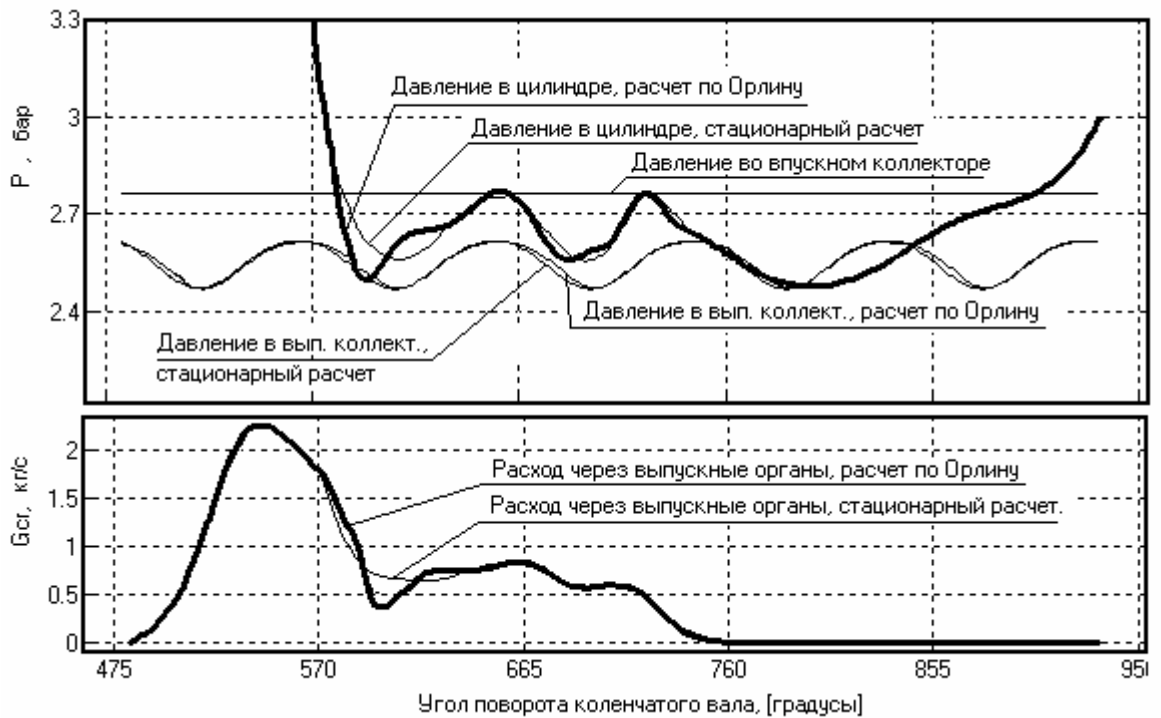


Рис. 2.2. Изменение давления в цилиндре, впускном и выпускном коллекторах, а также расхода газа через выпускные клапаны дизеля 16ЧН 26/26 на режиме  $p_e=15,3$  бар,  $n=1000$  мин<sup>-1</sup> при расчете по уравнениям стационарного и нестационарного истечения

повороты, Резкий рост потерь в выпускном канале из-за возникновения локальных зон звукового течения начинается уже со средних по сечению значений  $I$ : порядка  $I_{np} = (0,75 \dots 0,85)$ . Сверхзвуковые течения в элементах газоздушного тракта ДВС вообще невозможны даже при значительных сверхкритических перепадах давлений. Поэтому при  $I > I_{np}$  принимается  $W_L = I_{np} a_{кр}$ . Средняя скорость истечения на малом расчетном шаге может быть принята как:  $W = (W_L + W_I) / 2$ . Учет нестационарности течения в клапанных каналах и окнах ДВС в сочетании с ограничением максимальной скорости истечения позволяет учитывать особенности течения в выпускных системах форсированных двигателей. Так расчет по приведенной методике позволяет получить расчетным путем, наблюдающийся в экспериментах, обратный перепад давления в короткий период окончания свободного выпуска, рис. 2.2, 2.4.

В результате применения допущения о частичном использовании объема выпускного коллектора, ограничения максимальной величины скорости стационарного истечения и методики Орлина для расчета нестационарного течения в клапанных каналах и окнах двухтактных ДВС удается добиться высокой точности расчета расхода воздуха и насосных потерь практически для всех типов двигателей. Ниже приведены примеры расчета газообмена в сравнении с экспериментальными данными для двигателей с номинальной частотой вращения от  $120 \text{ мин}^{-1}$  до  $4500 \text{ мин}^{-1}$ ; с диаметром цилиндра от 82 мм до 760 мм.

Так, на рис. 2.3 показаны в сравнении с результатами измерений зависимости давления в цилиндре и коллекторах от угла поворота коленчатого вала, для среднеоборотного двигателя 16ЧН 26/26 при работе на режимах тепловозной характеристики: а)  $p_e=10.5$  бар,  $n=1000 \text{ мин}^{-1}$ ; б)  $p_e=8.7$  бар,  $n=621 \text{ мин}^{-1}$ . Экспериментальная зависимость изменения давления наддува  $p_k$  по тепловозной характеристике (рис. 2.3-с) использовалась в качестве исходных данных к расчету. Полученный расчетным путем общий расход воздуха через двигатель  $G_{air}$  представлен также на рис. 2.3-с в сравнении с результатами измерений по всей тепловозной характеристике. На рис. 2.3-а и 2.3-б тонкими линиями показаны изменения давления зарегистрированного в 3-ем и 4-ом цилиндрах. Жирной линией обозначено давление, рассчитанное в "среднестатистическом" цилиндре, т.е. в том единственном цилиндре, который рассматривается в рамках 0-мерной квазистатической модели. Близкое протекания этих кривых, а также очень хорошее совпадение расчетного расхода воздуха с экспериментальным, позволяет сделать вывод о правомерности использования модифицированной 0-мерной модели газообмена даже для двигателей с длинными коллекторами, где число Струхалия меньше 8. Исходные данные к расчету и экспериментальные данные по двигателю 16ЧН 26/26 получены и предоставлены ОАО Коломенский завод.

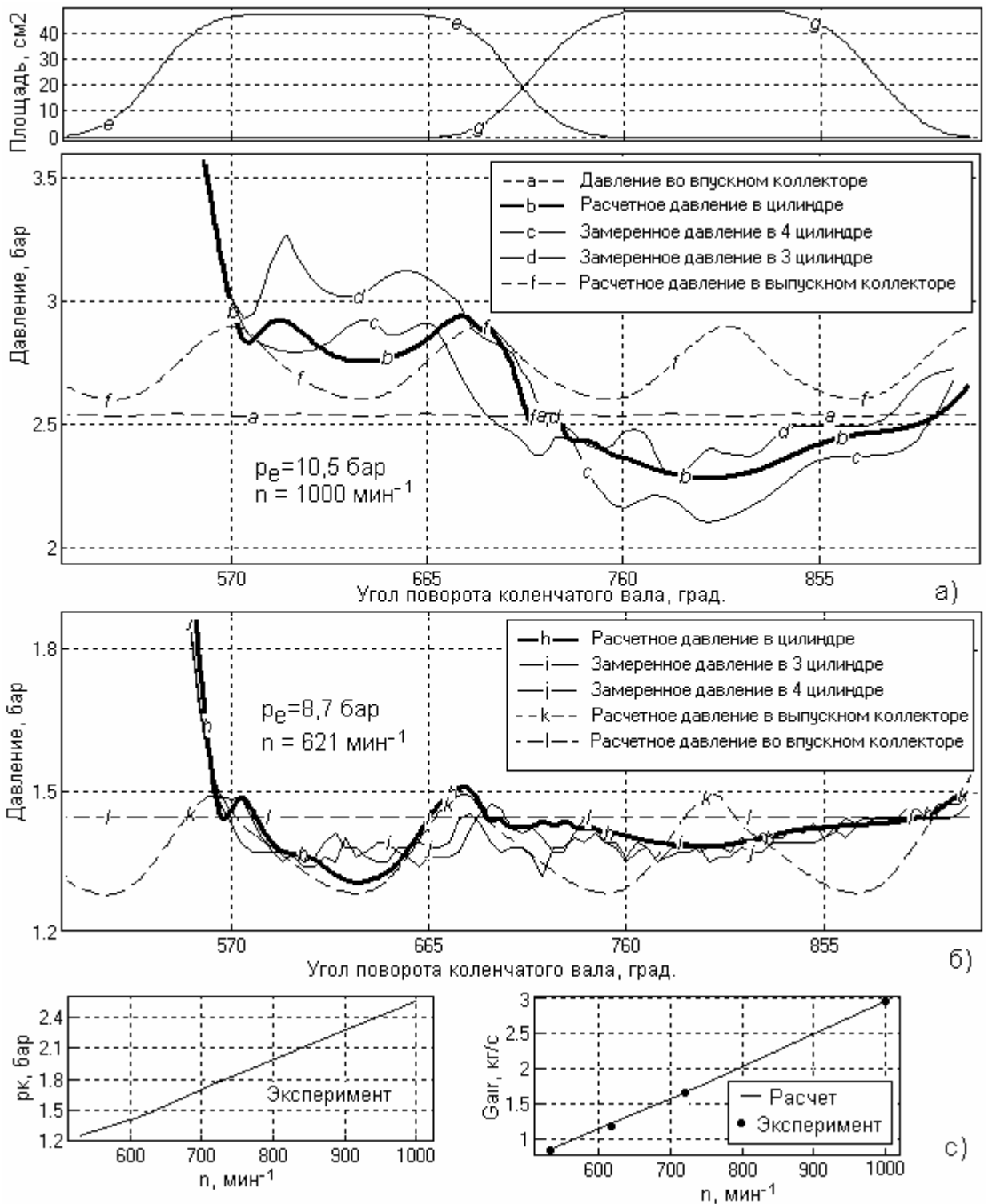


Рис. 2.3. Эффективная площадь клапанных каналов и изменение давления в цилиндре, впускном и выпускном коллекторах дизеля 12ЧН 26/26 на режимах: а)  $p_e = 10,5$  бар; б)  $p_e = 8,7$  бар. в) - Изменение давления наддува  $p_k$  и расхода воздуха  $G_{air}$  на участке тепловозной характеристики

На рис. 2.4 представлены результаты расчета газообмена среднеоборотного дизеля 6ЧН30/38, работающего с противодавлением на выпуске 0,52 бар. Результаты расчета сопоставлены с экспериментальными данными ОАО Коломенский завод на двух режимах с разными величинами  $p_e$  и частоты вращения.

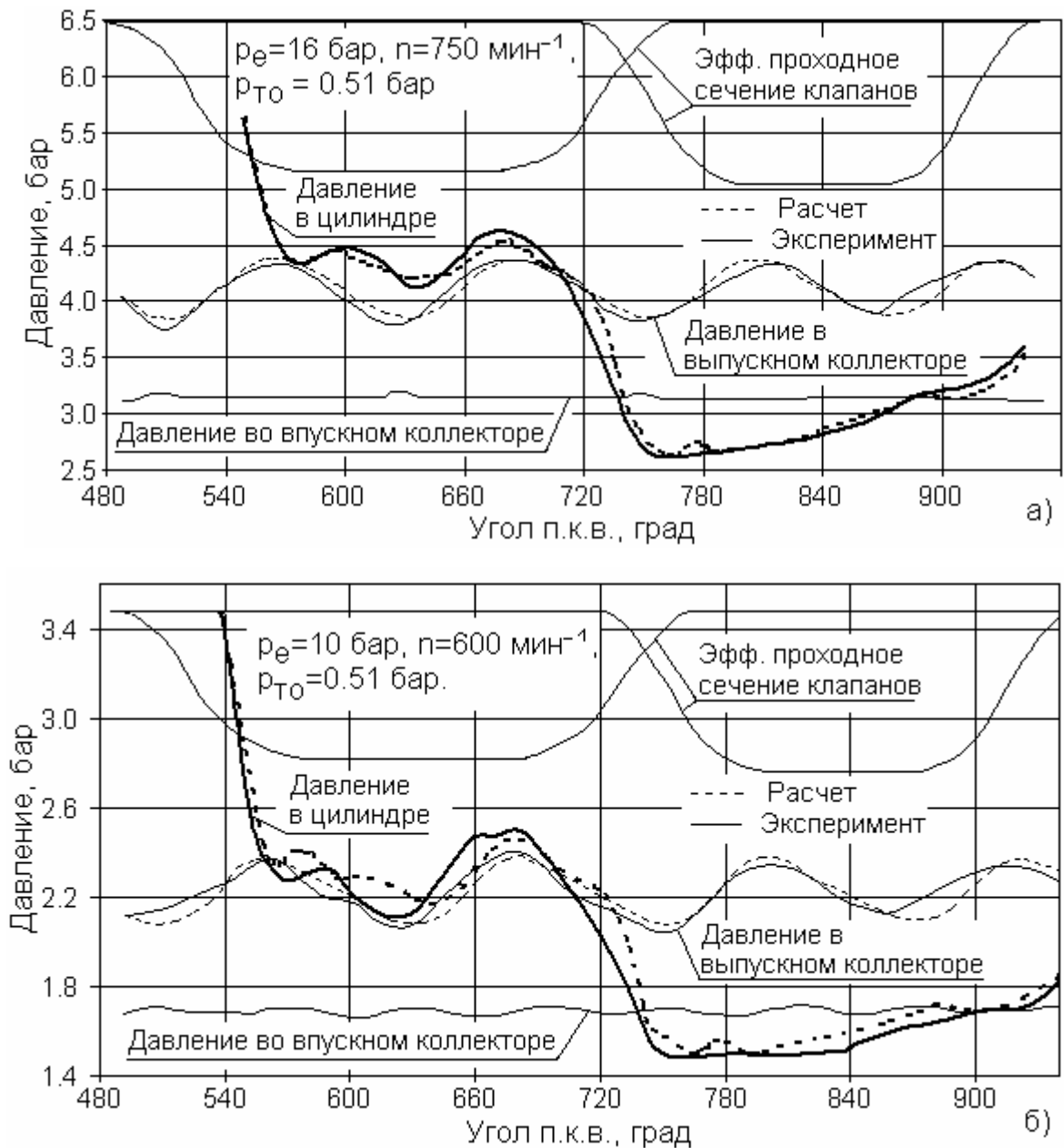


Рис. 2.4. Изменение давления в цилиндре, впускном и выпускном коллекторах среднеоборотного дизеля 6ЧН 30/38, работающего с противодавлением на выпуске  $p_{то} = 0,51$  бар на режимах: а) полной мощности  $p_e = 16$  бар,  $n = 750$  мин<sup>-1</sup>; б)  $p_e = 10$  бар,  $n = 600$  мин<sup>-1</sup>

Анализ данных рис. 2.4. показывает хорошую точность описания процессов, происходящих в цилиндре дизеля во время газообмена на обоих режимах с высоким противодавлением на выпуске за турбиной.

На рис. 2.5 представлены результаты расчета газообмена дизеля 6ЧН15/18, работающего с разным избыточным противодавлением на выпуске:

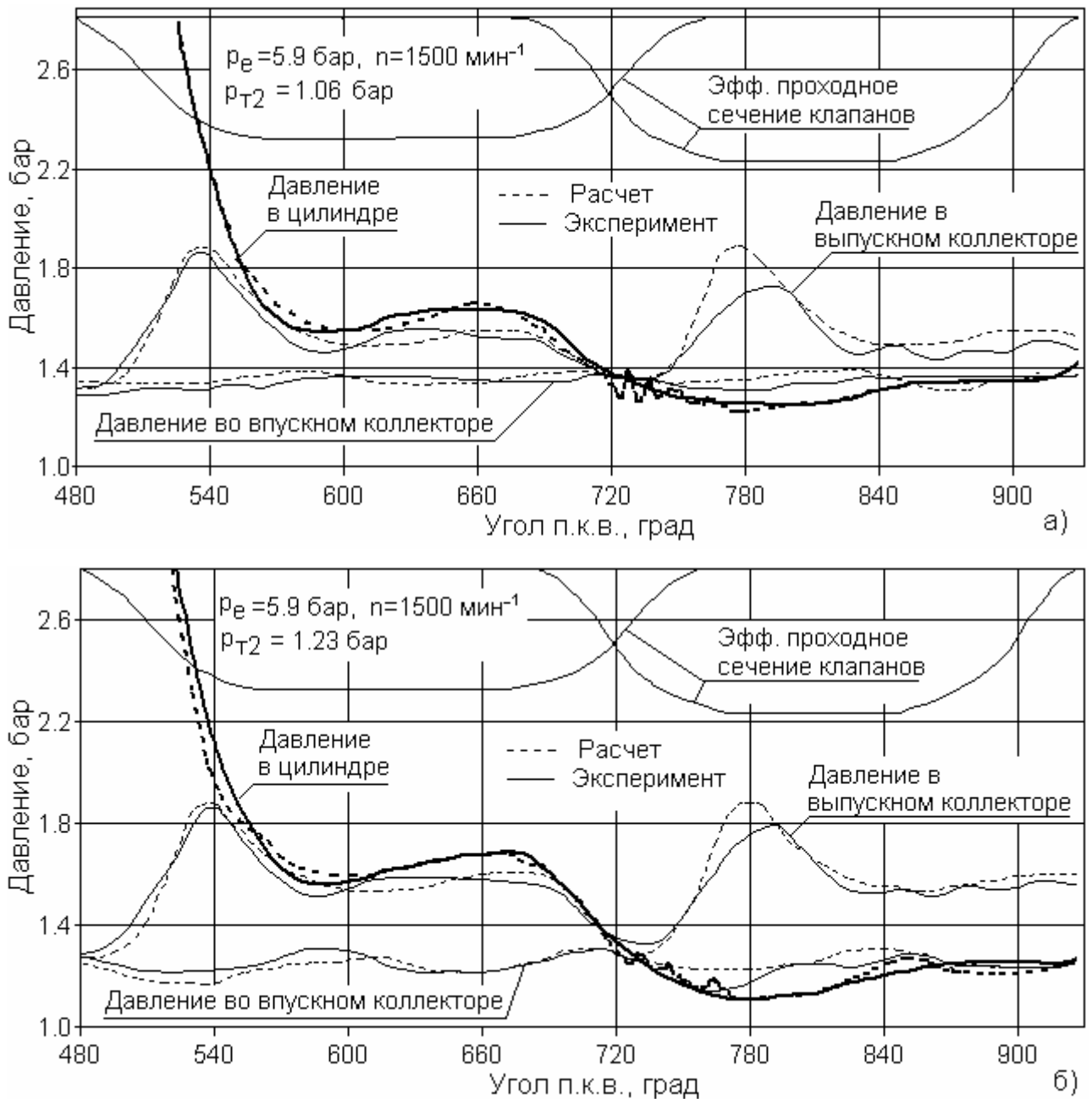


Рис. 2.5. Изменение давления в цилиндре, впускном и выпускном коллекторах, дизеля 6ЧН 15/18 на режиме  $p_e = 5,9$  бар,  $n = 1500$  мин<sup>-1</sup> при разных величинах противодавления за турбиной  $p_{T2}$ : а)  $p_{T2} = 0,06$  бар; б)  $p_{T2} = 0,23$  бар



а) 0.06 бар и б) 0.23 бар. Экспериментальные данные получены на ПО Барнаул-трансмаш и предоставлены автору проф. В.К. Нечаевым для отладки методики расчета [8]. Анализ расчетных данных и результатов измерений давления, как в цилиндре, так и в обоих коллекторах, подтверждает высокую точность расчета процессов и в цилиндре дизеля, и в его впускной и выпускной системах.

На рис. 2.6 представлены результаты расчета газообмена дизеля КамАЗ 7405 (8ЧН 12/12), работающего по внешней скоростной характеристике. Интегральные показатели представлены в таблице 7, также в сравнении с экспериментальными данными, которые были предоставлены ОАО КамАЗ.

Таблица 7.

Параметры процесса газообмена дизеля КамАЗ 74-05 (8ЧН 12/12)  
при работе по внешней скоростной характеристике

| Параметр   | 2200 мин <sup>-1</sup> |        | 1400 мин <sup>-1</sup> |        | 1000 мин <sup>-1</sup> |        |
|--|------------------------|--------|------------------------|--------|------------------------|--------|
|  | Эксп.                  | Расчет | Эксп.                  | Расчет | Эксп.                  | Расчет |
| Давление перед компрессором, $p_o$ , бар.            | 0,968                  |        | 0,993                  |        | 0,997                  |        |
| Давление за турбиной, $p_{T2}$ , бар.                | 1,024                  |        | 1,0125                 |        | 1,007                  |        |
| Давление перед турбиной, $p^*_{T0}$ , бар.           | 1,854                  |        | 1,344                  |        | 1,167                  |        |
| Среднее давление во впускном коллекторе, $p_s$ , бар | 1,93                   | 1,938  | 1,48                   | 1,47   | 1,265                  | 1,26   |
| Средняя температура во впускн. коллекторе, $T_s$ , К | 390                    | 391    | 353                    | 359    | 336                    | 337    |
| Расход воздуха, кг/с                                 | 0,351                  | 0,338  | 0,168                  | 0,169  | 0,11                   | 0,106  |
| Температура перед турбиной, $T_T$ , К                | 768                    | 770    | 798                    | 778    | 788                    | 775    |

Фазы газораспределения: Выпуск: начало  $66^0$  до НМТ, конец  $10^0$  за ВМТ;  
Впуск: начало  $13^0$  до ВМТ, конец  $50^0$  за НМТ.

Степень сжатия: 16; распылитель: 4x0,33; суммарная площадь входного сечения улитки турбины: 15 см<sup>2</sup>; температура окружающей среды: 300 К.

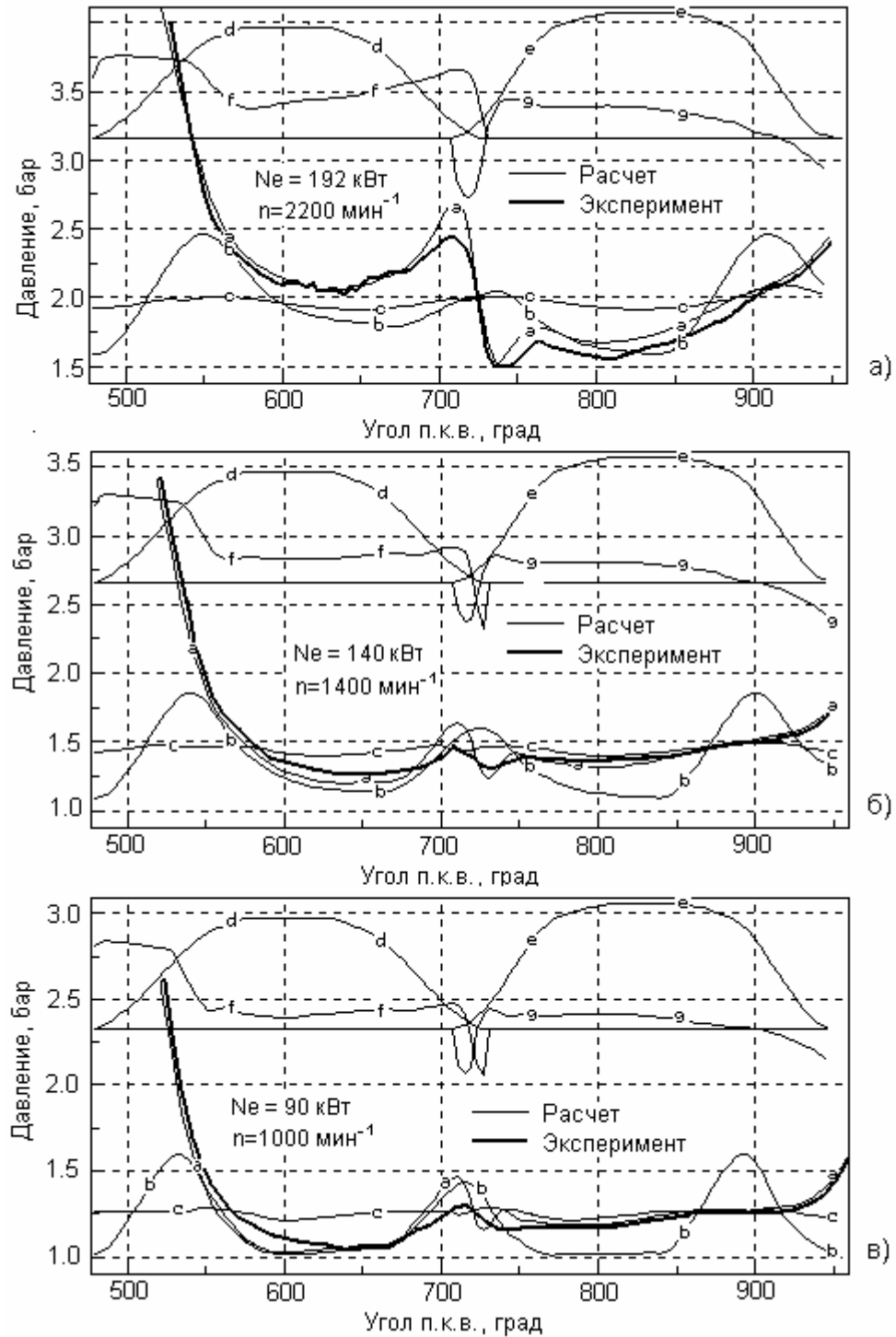


Рис. 2.6. Изменение давления в цилиндре (а), впускном (с) и выпускном (б) коллекторах, а также расход газа через впускные (е) и выпускные (ф) клапаны дизеля КамАЗ 7405 (8ЧН 12/12) на режимах: а) -  $N_e=192$  кВт,  $n=2200$  мин<sup>-1</sup>; б) -  $N_e=140$  кВт,  $n=1400$  мин<sup>-1</sup>; в) -  $N_e=90$  кВт,  $n=1000$  мин<sup>-1</sup>

Все расчеты выполнены с идентичными эмпирическими коэффициентами по исходным данным, предоставленным ОАО КамАЗ. Анализ результатов показывает хорошее совпадение как кривых изменения давления в цилиндре, так и интегральных показателей газообмена.

С помощью программы ДИЗЕЛЬ-РК, в которой реализована описанная методика расчета газообмена, компанией General Motors была выполнена серия расчетов рабочего процесса дизеля 4ЧН 8,2/8,2. Без перенастройки программы были выполнены расчеты 89 рабочих режимов двигателя на разных частотах вращения, с разной мощностью и разной степенью рециркуляции отработавших газов. Результаты расчета сопоставлены с результатами измерений. Сравнение расчетного и замеренного расхода воздуха представлено на рис. 2.7.

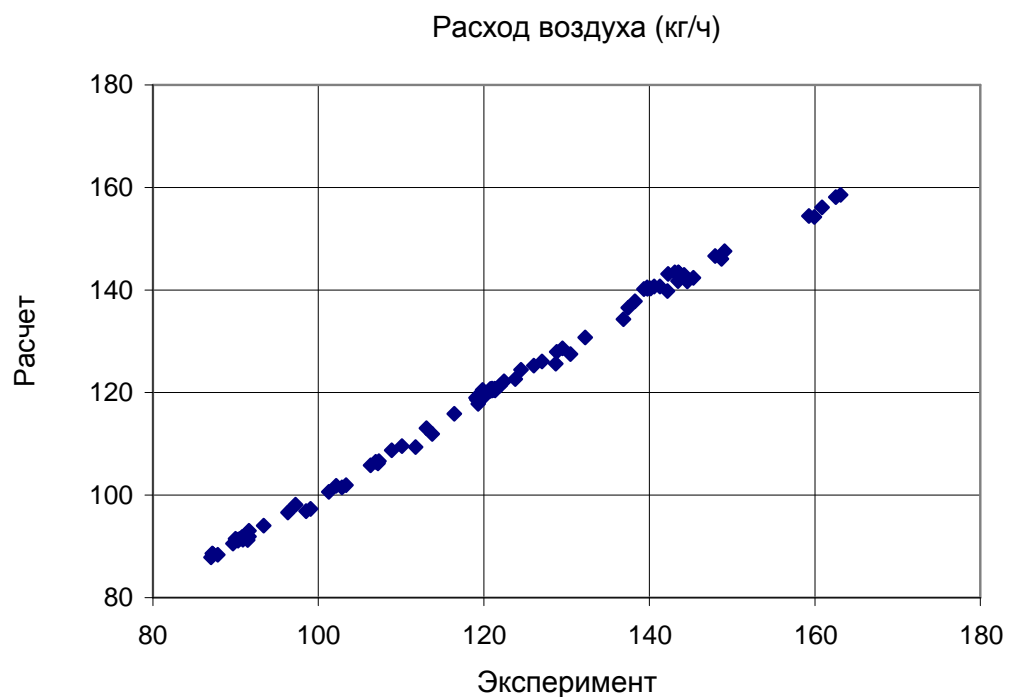


Рис. 2.7. Сравнение расчетного и замеренного расхода воздуха дизеля 4ЧН 8,2/8,2 для 89 рабочих режимов на разных частотах вращения, с разной мощностью и разной степенью рециркуляции отработавших газов.

Данные получены и предоставлены компанией General Motors

Представленные результаты тестовых расчетов, проведенных для четырехтактных двигателей разного класса, разной размерности и быстроходности, работающих в разных условиях и на разных режимах, показывают вполне приемлемую точность описания процесса газообмена в ДВС, что позволяет сделать вывод о корректности сделанных допущений и применимости модифицированного 0-мерного метода расчета газообмена для исследования и оптимизации рабочих процессов ДВС.

### 2.2.1. Особенности расчета газообмена двухтактных ДВС

Основную трудность при расчете газообмена двухтактных двигателей представляет расчет параметров газа в полости рабочего объема во время продувки. В этот период в рабочем объеме протекают сложные процессы взаимодействия двух газовых потоков: холодного свежего заряда и горячих отработавших газов. Точное решение этой задачи возможно только в рамках пространственного расчета нестационарного течения газа в полости с подвижными стенками. Инженерные решения таких задач очень сложны и дороги в связи с тем, что они требуют больших ресурсов ЭВМ. Рассмотрение этих процессов в рамках термодинамических моделей также требует определенного искусства в выборе и реализации расчетных схем, а также эмпирических коэффициентов.

Для того чтобы разрабатываемые программные средства были универсальными, они должны обеспечивать возможность моделирования самых распространенных схем организации процесса газообмена двухтактных ДВС, таблица 8.

При расчете течения через окна двухтактных двигателей эффективное проходное сечение рассчитывается исходя из геометрических размеров открываемых поршнем окон (рис. 2.8.) и коэффициента расхода, зависящего от перепада давления и направления течения. Значения коэффициентов расхода для окон разного конструктивного исполнения взяты из опубликованных данных [33, 34, 35].

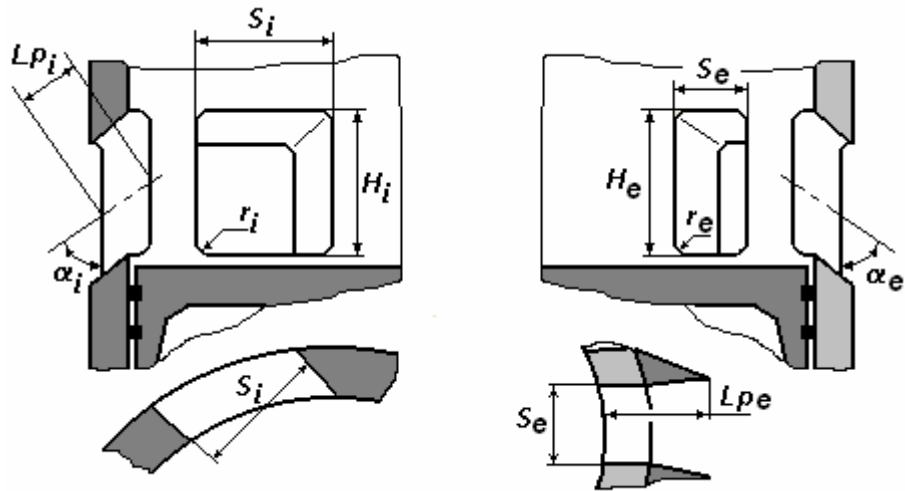
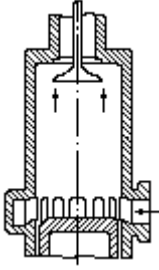
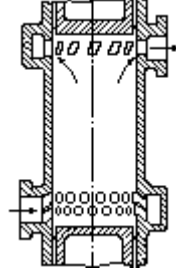
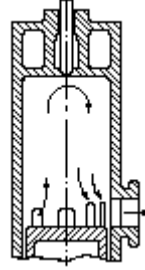
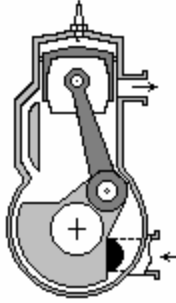


Рис. 2.8. Размеры впускных (индекс  $i$ ) и выпускных (индекс  $e$ ) окон двухтактного двигателя

Таблица 8.

Схемы организации газообмена в двухтактных ДВС

|   |  |   |  |
|---|--|---|--|
|  <p>а) Прямотно-клапанная<br/><math>W_{mix} = 0.02 \dots 0.04</math></p> | <p>Двигатель с ПДП</p>  <p>б) Прямотно-щелевая<br/><math>W_{mix} = 0.018 \dots 0.035</math></p> |  <p>в) Петлевые: поперечная и контурная<br/><math>W_{mix} = 0.1 \dots 0.13</math></p> |  <p>г) Кривошипно-камерная<br/><math>W_{mix} = 0.11 \dots 0.15</math></p> |
|---|--|---|--|

Использование традиционной для четырехтактных ДВС гипотезы о полном перемешивании ОГ и свежего заряда в цилиндре во время газообмена, в двухтактных двигателях приводит к завышенной оценке коэффициента остаточных газов и заниженной оценке коэффициента наполнения. Поэтому в цилиндрах двухтактных ДВС во время продувки параметры газа определяются отдельно для зон отработавших газов (ОГ) и свежего заряда (СЗ) исходя из комбинации гипотез: - о «полном перемешивании», - о «послойном вытесне-

нии», - о «замыкании». Гипотеза о мгновенном распространении возмущений, т.е. о равенстве давлений во всех точках объема цилиндра остается в силе. Рассматривая две зоны: СЗ и ОГ, учитывается тепловое взаимодействие между ними. В начале и середине продувки, пока объем ОГ, отнесенный к текущему объему цилиндра, превышает некую величину  $W_{mix}$ , называемую параметром перемешивания, - используется гипотеза о «послойном вытеснении», т.е. цилиндр рассматривается как бы разделенным непрозрачной для газа мембраной на две зоны: ОГ и СЗ со своими значениями температуры и концентрации газов. В обеих зонах все параметры рабочего тела определяются из совместного решения систем уравнений баланса массы и энергии (1.1), записанных для каждой из зон, при условии равенства давлений в обеих зонах, с учетом теплообмена между ними и уравнения баланса объемов:  $\Delta V = \Delta V_{ог} + \Delta V_{сз}$ . Решение системы уравнений ведется итерационным методом на каждом градусе поворота коленчатого вала. Естественно, предполагается, что газ из впускных окон втекает в зону СЗ, а ОГ вытекают в выпускные клапаны или окна. (Гипотеза "о послойном вытеснении".) Так продолжается до тех пор, пока отношение объема ОГ к текущему объему цилиндра не станет меньше некой, наперед заданной величины:  $W_{mix}$  - параметра перемешивания. С этого момента времени расчет переводится либо на гипотезу "о полном перемешивании" зон ОГ и СЗ (для прямочных схем газообмена), либо на гипотезу "о замыкании" (для контурных схем газообмена). При перемешивании, параметры газа в цилиндре опять принимаются однородными и определяются из соотношений аддитивности. При "прямом замыкании" - вводится допущение, что в выпускные органы устремляется газ непосредственно из зоны СЗ, а оставшиеся ОГ остаются в цилиндре до конца газообмена и перемешиваются со свежим зарядом уже после закрытия впускных и выпускных органов. При обратном течении отработавших газов из выпускного коллектора в цилиндр и во впускной коллектор принимается гипотеза "об обратном замыкании". Выбрать правильное сочетание параметров перемешивания и замыкания можно только на основе экспериментальных данных

с обязательным газовым анализом, либо на основе опыта расчета традиционных конструкций ДВС, параметры качества газообмена которых известны. При отсутствии экспериментальных данных рекомендуется использовать значения параметра перемешивания по данным таблицы 8, которые получены на основе авторского опыта расчета газообмена двухтактных ДВС разных размерностей и схем продувки. Использование такого подхода позволяет с достаточной для практики точностью рассчитывать параметры очистки и наполнения двухтактных ДВС с тем чтобы в дальнейшем иметь надежные начальные условия для расчета процесса сгорания.

В таблице 9 представлены результаты расчета интегральных параметров газообмена двух двухтактных дизелей в сравнении с опубликованными данными. Оба расчета проводились для заданных по экспериментальным данным: цикловой подачи топлива, а также давлению и температуре надувочного воздуха. Давление перед турбиной вычислялось из условия баланса мощности турбокомпрессора.

Таблица 9.

Результаты расчета интегральных параметров газообмена  
в сравнении с опубликованными данными

| Дизель                              | 10Д100 |        |      | 6ДКРН 74/160 |        |      |
|-------------------------------------|--------|--------|------|--------------|--------|------|
|                                     | Опубл. | Расчет | Δ%   | Опубл.       | Расчет | Δ%   |
| Расход воздуха, $G_{air}$ , кг/с    | 5,8    | 5,78   | 0,3  | 16,44        | 16,51  | -0,4 |
| Коэффициент продувки, $j$           | 1,41   | 1,38   | 2,1  | 1,29         | 1,3    | -0,8 |
| Коэфф. избытка воздуха, $\alpha$    | 2      | 2,06   | -3,0 | 2,1          | 1,93   | 8,1  |
| Коэфф. остаточных газов, $\gamma_r$ | 0,06   | 0,049  | 18,3 | 0,04         | 0,033  | 17,5 |
| Давление наддува, бар               | 2,21   | -      | -    | 1,85         | -      | -    |
| Давлен. перед турбиной, бар         | 1,67   | 1,67   | 0,0  | 1,72         | 1,7    | 1,2  |
| Температ. перед турбиной, К         | 713    | 750    | -5,2 | 796          | 772    | 3,0  |

На рис. 2.9 представлены графики изменения эффективного проходного

сечения окон; параметров газа в цилиндре и коллекторах, а также расхода через окна двухтактного дизеля с противоположно движущимися поршнями 10Д100 (10ДН 20,7 / 2х25,4) на режиме полной мощности:  $N_e=2200$  кВт,  $n=850$  мин<sup>-1</sup>.

Исходные данные для расчета: конструкция окон двигателя, фазы газораспределения, параметры рабочего процесса взяты из опубликованных результатов исследований [36, 37, 38].

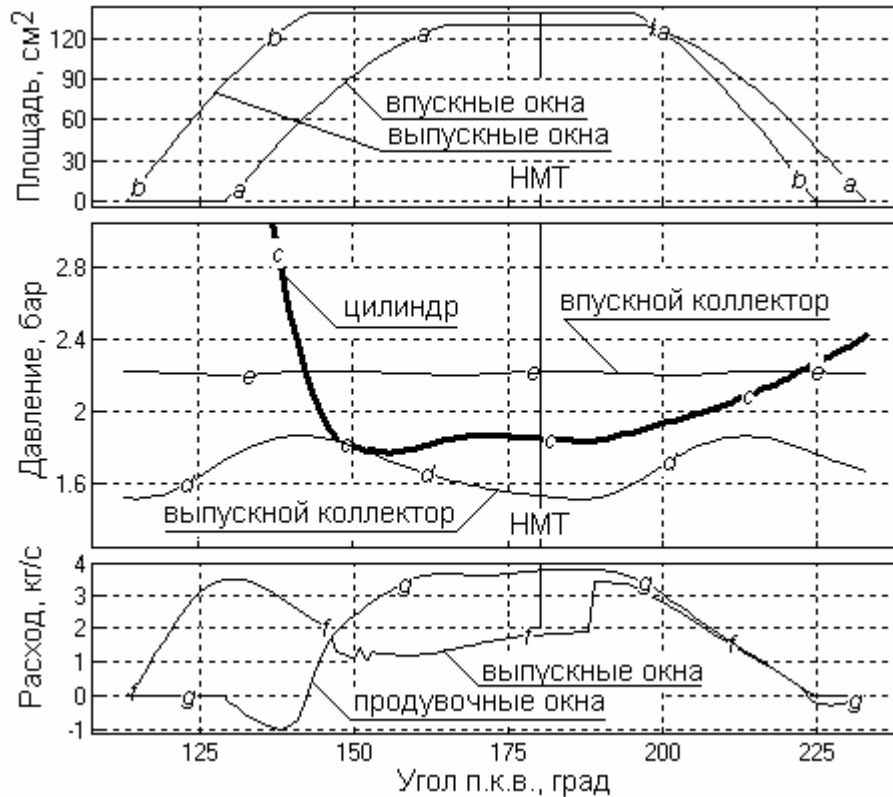


Рис. 2.9. Изменение эффективного проходного сечения окон, давления в цилиндре, впускном и выпускном коллекторах, а также расхода газа через впускные и выпускные окна двухтактного дизеля 10Д100 на режиме:  $N_e=2200$  кВт,  $n=850$  мин<sup>-1</sup>

На рис. 2.10 представлены аналогичные данные для малооборотного двухтактного крейцкопфного дизеля 6ДКРН 74/160 на режиме:  $N_e=7800$  кВт,  $n=120$  мин<sup>-1</sup>. Исходные данные для расчета: конструкция окон и клапана, фазы газораспределения, конструкция распылителей форсунок, параметры рабочего процесса взяты из работы [39, 40].



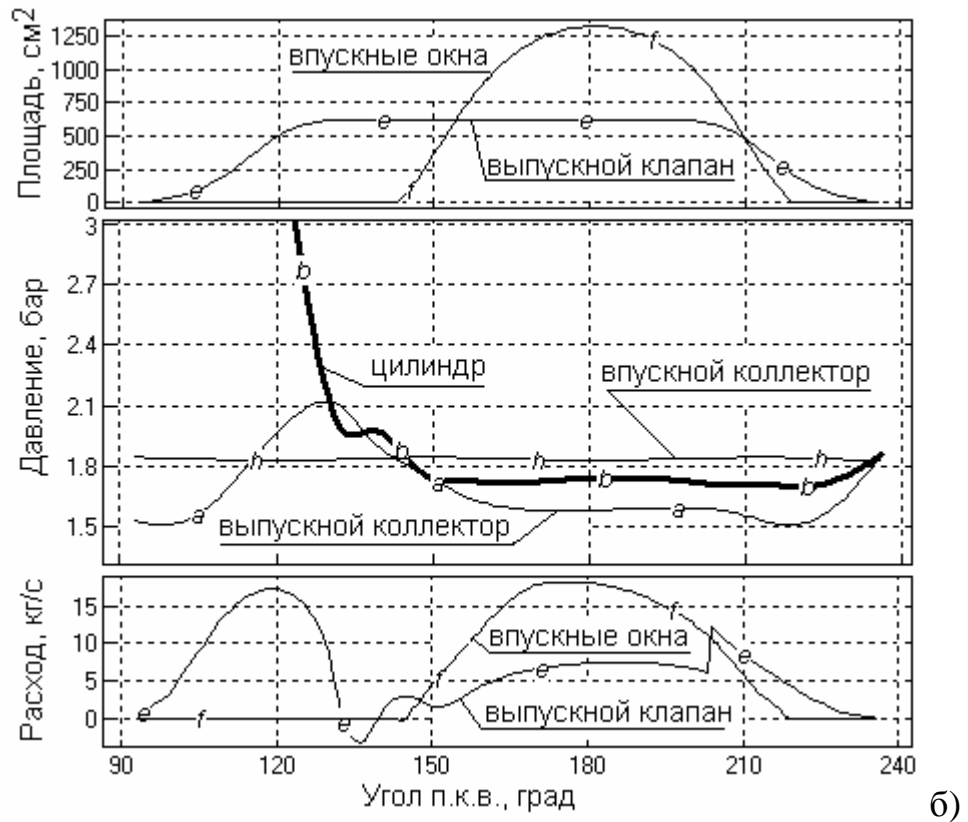


Рис. 2.10. Изменение эффективного проходного сечения окон, давления в цилиндре, впускном и выпускном коллекторах, а также расхода газа через впускные и выпускные окна двухтактного дизеля 6ДКРН 74/160 на режиме:  $Ne=7800$  кВт,  $n=120$  мин<sup>-1</sup>

Разница между расчетными данными и опубликованными значениями параметров, характеризующими протекание процесса газообмена, достаточно мала. Заметное отклонение коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  от оценочной величины объясняется неувязкой этой самой оценочной величины в самой работе [39].

Анализ представленных данных позволяет сделать вывод о том, что в рамках расширенной квазистационарной модели газообмена ДВС можно с достаточной для практики точностью рассчитывать процессы очистки и наполнения цилиндров двух- и четырехтактных ДВС разной размерности, быстроходности и применения, что позволяет получать надежные граничные условия для расчета внутрицилиндровых процессов, и прежде всего, сгорания в дизеле.

### 2.3. Математическая модель теплообмена в цилиндре

Для расчета количества теплоты отведенного в стенки рабочего объема цилиндра, коллектора, форкамеры или кривошипной камеры используется уравнение Ньютона-Рихмана:  $Q_w = \alpha_w F_w t (T - T_w)$ , где:  $\alpha_w$  - коэффициент теплоотдачи;  $F_w$  - площадь тепловоспринимающей поверхности;  $t$  - интервал времени;  $T$ ,  $T_w$  - температура газа и температура стенки.

Основную сложность при расчете процессов теплообмена в ДВС вызывает определение коэффициентов теплоотдачи от газов к стенке цилиндра  $\alpha_w$  и температуры стенки, ограничивающей рабочее тело -  $T_w$ . Так как в данной работе не предполагается исследовать детально вопросы теплонпряженности двигателя, то в целях упрощения методики можно считать коэффициент теплоотдачи  $\alpha_w$  постоянным для рассматриваемых поверхностей на расчетном интервале времени. Так как температуры различных поверхностей рабочего объема могут значительно отличаться друг от друга, то теплообмен на них моделируется дифференцировано. Такой метод широко применяется при расчетах и не снижает точности расчета мощностных и эффективных показателей рабочего процесса двигателя.

Для рассмотрения теплообмена в цилиндре двигателя существует более 30 зависимостей для  $\alpha_w$  [41], и все же большинство авторов отдают предпочтение формуле Вошни [1], так как она учитывает изменение теплообмена по углу поворота коленчатого вала на различных участках рабочего цикла. Кроме того, она учитывает лучистый теплообмен, на долю которого по данным Г.Б. Розенблита, Р.М. Петриченко и др. [41, 42, 45] приходится до 30 % общего теплового потока. Опытная проверка А.М. Павличенко и В.П. Жуковым [43, 44] этой формулы подтвердила ее наибольшую достоверность среди многообразия существующих. Ими же приводятся рекомендации по уточнению множителя в формуле Вошни: для быстроходных двигателей он может быть увеличен до 135, а для малооборотных, уменьшен до 85.

$$a_w = 110 \frac{p^{0.8} W^{0.8}}{T^{0.53} D^{0.2}},$$

где:  $p, T$  - давление (МПа) и температура (К) газа в цилиндре,  $D$  - диаметр цилиндра,  $W = 6,18 C_m$  - скорость газа в процессе продувки - наполнения;

$W = 2,28 C_m + 0,00324 \frac{V_h T_a}{p_a V_a} (p - p_{прокр})$  - скорость газа в процессе сгорания и расширения;  $W = 2,28 C_m$  - скорость газа в процессе сжатия;  $C_m = S n / 30$  - средняя скорость поршня;  $S, V_h$  - радиус кривошипа, рабочий объем цилиндра;  $p_a, T_a, V_a$  - давление, температура и объем цилиндра в начале сжатия;  $p_{прокр}$  - давление в цилиндре при прокрутке двигателя (без сгорания).

Средняя температура стенки огневого днища крышки цилиндра  $T_w$  (или температура втулки/гильзы цилиндра для двигателей с ПДП) определяется путем решения задачи теплопроводности многослойной стенки. Для этого необходимо задать средний коэффициент теплопроводности материала -  $\lambda$  и толщину огневого днища  $\Delta$ , а также параметры: коэффициент теплопроводности  $\lambda_n$  и толщину  $\Delta_n$  литейной корки и накипи на поверхности водяной рубашки охлаждения или относительную (к площади поршня) величину охлаждаемой поверхности головки цилиндра (без учета оребрения) для воздушной системы охлаждения. Для двигателей с ПДП перечисленные параметры задаются для гильзы цилиндра.

Температура тепловоспринимающей поверхности рассчитывается по

уравнению:  $T_w = \frac{(\alpha_w T)_{cp} + T_{охл} k}{k + \alpha_w cp}$ ; где:  $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w охл} + \frac{\Delta}{l} + \frac{\Delta_n}{l_n}}$  - термиче-

ское сопротивление многослойной стенки;  $T_{охл}$  - температура охлаждающей среды;  $T$  - температура газа;  $\alpha_w охл$  - коэффициент теплоотдачи со стороны системы охлаждения. Осреднение  $\alpha_w cp$  и  $(\alpha_w T)_{cp}$  ведется за расчетный цикл: - 720° п.к.в. для четырехтактного ДВС и 360° п.к.в. - для двухтактного.

Средняя температура огневого днища поршня  $T_{w\_pist}$  оценивается в пропорции от температуры днища крышки цилиндра  $T_{w\_head}$  или гильзы цилиндра

для двигателей с ПДП:  $T_{w\_pist} = T_{w\_head} k_T$ . Коэффициент пропорциональности  $k_T$  определяется по опубликованным результатам термометрирования различных конструкций (см. таблицу 10). Температура втулки цилиндра (для обычных двигателей без ПДП) принимается постоянной.

Таблица 10.

Коэффициент пропорциональности  $k_T$  к расчету средней температуры поршня в зависимости от сочетания материалов головки поршня и крышки цилиндра

| Материал поршня | Материал крышки |       |          |
|-----------------|-----------------|-------|----------|
|                 | Сталь           | Чугун | Алюминий |
| Сталь           | 1,08            | 1,1   | 1,15     |
| Чугун           | 1,035           | 1,08  | 1,13     |
| Алюминий        | 0,83            | 0,85  | 1,08     |

Коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждающей среды в крышке цилиндра (или во втулке/гильзе для ПДП) определяется для жидкостной системы охлаждения по формуле Зоннекена как функция средней скорости течения жидкости  $W_{охл}$ :  $a_{w\_охл} = A + B \sqrt{W_{охл}}$ , где:  $A$  и  $B$  - эмпирические коэффициенты. По опубликованным данным [45] для нефорсированных двигателей можно принять  $A = 350$ ,  $B = 2100$ . Для современных форсированных двигателей, в системах охлаждения которых возможно поверхностное кипение, коэффициент теплоотдачи повышается в несколько раз. В связи с тем, что конфигурация полостей жидкостного охлаждения двигателей может сильно отличаться, точный расчет коэффициентов теплоотдачи в них представляет серьезную трудность. Поэтому в настоящей работе предлагается использовать ту же формулу Зоннекена, но с другими значениями коэффициентов  $A$  и  $B$ , величины которых подбираются в процессе идентификации математической модели по экспериментальным данным.

Для контроля достоверности задания параметров литейной корки и накипи в системе водяного охлаждения, определяется температура днища крышки

цилиндра (гильзы для ПДП) со стороны системы охлаждения  $T_{w_{охл}}$ .

$$T_{w_{охл}} = T_w - [(a_w T)_{cp} - a_{w_{cp}} T_w] \left( \frac{\Delta}{I} + \frac{\Delta_n}{I_n} \right).$$

Её величина не должна превосходить температуру кипения охлаждающей жидкости более чем на 15-20 градусов. За этим надо следить при идентификации математической модели.

Для воздушной системы охлаждения коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{w_{охл}}$  определяется с учетом параметров оребрения и скорости воздуха по методике, опубликованной в монографии [46].

#### 2.4. Математическая модель образования сажи

Расчет эмиссии сажи осуществляется по модифицированной методике профессора Н.Ф.Разлейцева [5], в которой учитывается влияние особенности процесса горения распыленного топлива на образование и выгорание сажевых частиц. Принято, что сажевые частицы образуются преимущественно двумя путями:

- в результате цепного деструктивного превращения молекул топлива, диффундирующих от поверхности капель к фронту пламени;
- вследствие высокотемпературной термической полимеризации и дегидрогенизации парожидкостного ядра испаряющихся капель.

Параллельно идет процесс выгорания сажевых частиц и уменьшения их объемной концентрации вследствие расширения. Вывод уравнений выделения и выгорания сажи подробно изложен в литературе [5], поэтому здесь приводятся лишь окончательные расчетные соотношения.

Скорость сажеобразования в зоне горения:  $\left( \frac{d[C]}{dt} \right)_K = 0,004 \frac{g_c}{V} \frac{dx}{dt}$ , где:  $V$  - текущий объем цилиндра,  $g_c$  - цикловая подача топлива,  $dx/dt$  - скорость тепловыделения.

Скорость сажеобразования по механизму полимеризации ядер капель

пропорциональна скорости исчезновения жидких капель вследствие их полного испарения. Для разных процессов она вычисляется по разным зависимостям.

$$\text{На участке впрыскивания: } \left( \frac{d[C]}{dt} \right)_{\text{п}} = 1,7 \frac{g_c}{V} \frac{1 - \exp \left[ - \left( \frac{\sqrt{K t}}{d_{32}} \right)^{n'} \right]}{t_{\text{впр}}}, \text{ где: } t$$

- текущее время от начала впрыскивания,  $t_{\text{впр}}$  - продолжительность впрыскивания,  $n'$  - характеристика распределения (для дизельных форсунок  $n' = 2 \dots 4$ ),  $K$  - константа испарения,  $d_{32}$  - средний поверхностный диаметр капель. Разлейцевым было предложено рассчитывать константу испарения как  $K = 1.12 \cdot 10^{-6} / p$ , где давление  $p$  [МПа], а средний диаметр по Заутеру  $d_{32}$  оценивать как средний для всего процесса впрыскивания. Однако, последнее приводит к низкой чувствительности модели к таким недостаткам системы впрыскивания, как подвпрыск и затянутое окончание топливоподачи, которые приводят к повышенному сажевыделению. Поэтому в данной работе предложено в качестве  $d_{32}$  использовать текущий средний Заутеровский диаметр, зависящий от времени (рис. 2.12, а).

После окончания топливоподачи:

$$\left( \frac{d[C]}{dt} \right)_{\text{п}} = 0,0028 (1 - x_{\text{квпр}}) \frac{n' g_c}{2 V t_2} \left( \frac{\sqrt{K t}}{d_{32}} \right)^{n'} \exp \left[ - \left( \frac{\sqrt{K t}}{d_{32}} \right)^{n'} \right], \text{ где: } t_2 - \text{текущее время}$$

от конца подачи топлива,  $x_{\text{квпр}}$  - доля теплоты, выделившейся к концу топливоподачи.

$$\text{Скорость выгорания сажи: } \left( \frac{d[C]}{dt} \right)_{\text{в}} = 3,1 \cdot 10^{-6} k_{O_2} n^{0,5} p [C], \text{ где: } p - \text{текущее}$$

давление в цилиндре, МПа;  $[C] = C / V$  — текущая концентрация сажи в объеме цилиндра; коэффициент окисления  $k_{O_2}$ , который у Разлейцева принят равным 1. Однако для уточнения модели в плане учета химического состава топлива и учета текущей концентрации кислорода в цилиндре, коэффициент окисления

$$\text{предложено рассчитывать по формуле: } k_{O_2} = 1,8 \left( 1 - \left( 1 - (a - 1) \frac{m_0}{m_2} \right) x \right), \text{ где:}$$

$m_0 = \frac{1}{0,209} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right)$ ;  $m_2 = \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{2} \right) + 0,791 a m_0$ ;  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха при сгорании,  $x$  – доля выделившейся теплоты;  $C=0,87$ ,  $H=0,126$ ,  $O=0,004$  – массовые доли углерода, водорода и кислорода в топливе (численные значения представлены для случая дизельного топлива).

Скорость изменения концентрации сажи в цилиндре из-за расширения:

$$\left( \frac{d[C]}{dt} \right)_V = 0,75 \frac{6n}{V} \frac{dV}{dj} [C].$$

Результирующая скорость изменения концентрации сажи в цилиндре:

$$\frac{d[C]}{dt} = B \left( \frac{d[C]}{dt} \right)_K + B \left( \frac{d[C]}{dt} \right)_П - B \left( \frac{d[C]}{dt} \right)_B - \left( \frac{d[C]}{dt} \right)_V, \quad \text{где: } B = A \left( \frac{n_{НОМ}}{n} \right)^m - \text{по-}$$

строчный множитель,  $n$  – частота вращения коленчатого вала,  $n_{НОМ}$  – номинальная частота вращения коленчатого вала,  $A, m$  – эмпирические коэффициенты.

Концентрация сажи в выхлопных газах (приведенная к нормальным усло-

виям):  $[C]_H = \int_{j_B}^{480} \frac{d[C]}{dt} \frac{dj}{6n} \left( \frac{0,1}{p_{480}} \right)^{\frac{1}{k}}$ , где:  $p_{480}$  – давление в цилиндре в момент  $60^\circ$

до НМТ,  $k=1,33$  – показатель адиабаты ОГ.

Перевод полученного значения концентрации сажи  $[C]$ ,  $г/м^3$  в единицы шкалы Хартриджа осуществляется по уравнению:

$$Hartridge = 100 [1 - 0,9545 \exp(-2,4226 [C])].$$

По аналогичным эмпирическим зависимостям концентрация сажи  $[C]$  может быть переведена, в единицы шкалы *Bosch*, а также в единицы коэффициента абсолютного светопоглощения  $K$ ,  $м^{-1}$ .

Показатели эмиссии твердых частиц могут быть вычислены по эмпирической формуле Алкидаса [49], в зависимости от дымности выхлопа:

$$[PM] = 565 \left( \ln \frac{10}{10 - Bosch} \right)^{1,206}, \quad \text{мг/м}^3.$$

В качестве альтернативы можно вычислить эмиссию твердых частиц по формуле предложенной на фирме Cummins [48].

На рис. 2.11 представлены результаты расчета динамики образования и выгорания сажи автомобильного дизеля КамАЗ 7405 и приведено сравнение результатов расчета эмиссии сажи по шкале Хартриджа с результатами измерений по внешней скоростной характеристике этого же двигателя. Кроме того, сопоставление расчетных и экспериментальных данных проведено по удельному эффективному расходу топлива  $b_e$  и максимальному давлению цикла  $p_z$ . Для каждого из трех режимов внешней скоростной характеристики задавалась своя форма характеристики впрыскивания. Экспериментальные данные предоставлены НТЦ КамАЗ

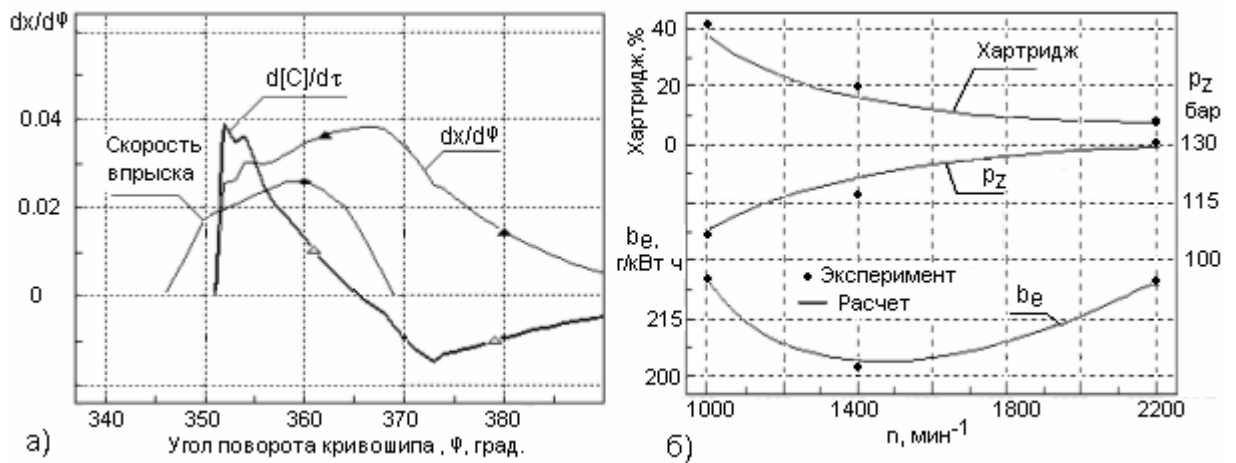


Рис. 2.11. Результаты расчета эмиссии сажи автомобильного дизеля КамАЗ:  
 а)  $d[C]/dt$  - скорость образования и выгорания сажи ( $n=2200 \text{ мин}^{-1}$ ,  $P_e=9,5 \text{ бар}$ );  
 б) внешняя скоростная характеристика дизеля КамАЗ 7405

Аналогичные результаты представлены для нагрузочной характеристики одноцилиндрового безнаддувного дизеля Lombardini 15LD350 (1Ч 8,2/6,6), работающего на частоте вращения  $3600 \text{ мин}^{-1}$ . Скорость впрыскивания топлива в этом дизеле была рассчитана на основании экспериментально замеренных диаграмм давления в топливном трубопроводе высокого давления и подъема запорной иглы форсунки на 5 режимах нагрузочной характеристики. На рис. 2.12. представлены результаты расчета скорости впрыска и среднего диаметра капель для режимов: 100% ( $P_e=4.6 \text{ бар}$ ), 50%, 10%. Экспериментальные данные



предоставлены компанией Lombardini. Средний диаметр капель в процессе впрыскивания рассчитан по методике, описанной в параграфе 3.3, где в качестве скорости впрыскивания использовалась мгновенная скорость истечения из сопел распылителя. Следует отметить, что расчет эмиссии сажи лишь по среднему за весь период впрыскивания диаметру капель без учета его резкого роста в начале, и особенно, в конце топливоподачи, а также принятие коэффициента окисления  $k_{O_2}$  постоянным, существенно ухудшает результаты расчета и не позволяет добиться удовлетворительного согласования расчетных и экспериментальных данных, полученного в результате применения модифицированных уравнений Разлейцева.

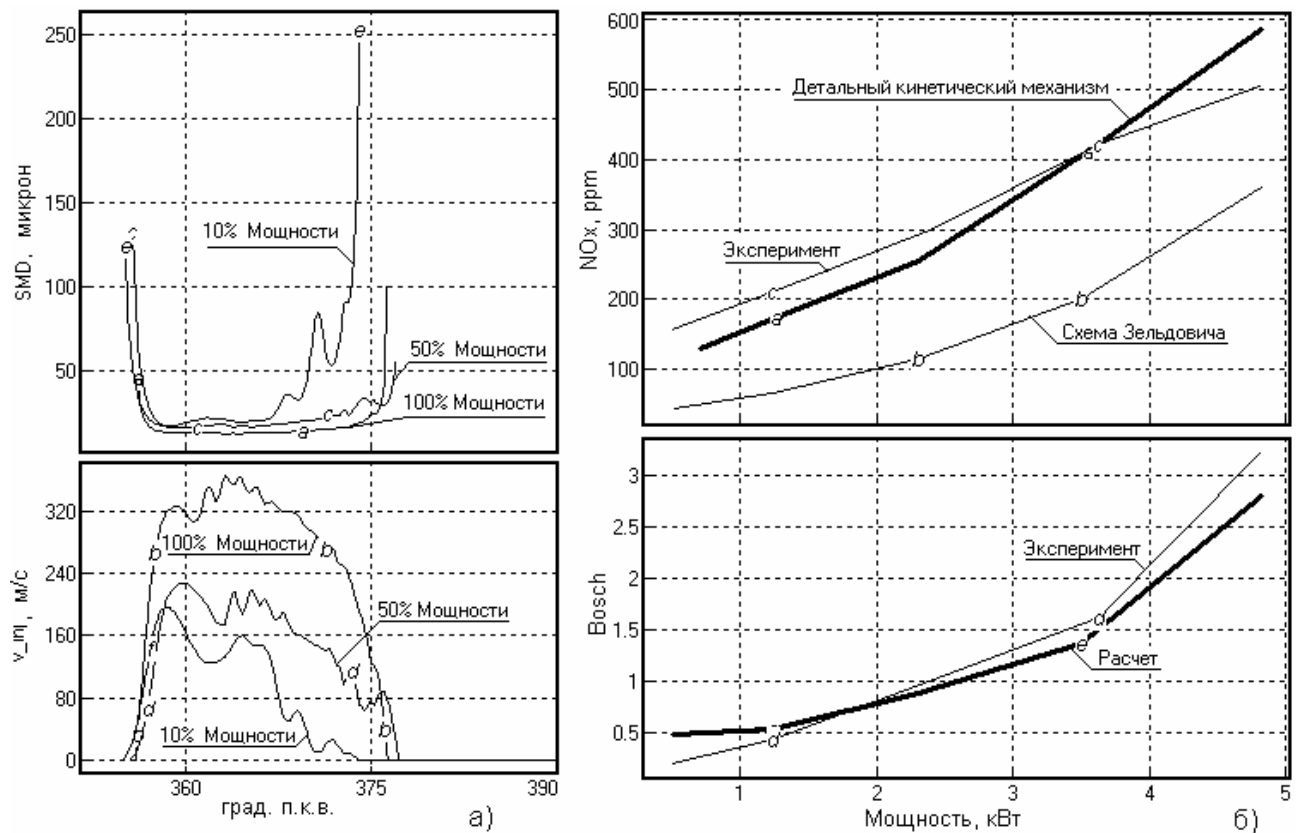


Рис. 2.12. Результаты расчета эмиссии сажи и NOx для одноцилиндрового дизеля Lombardini 15LD350: а) средний Заутеровский диаметр капель SMD и характеристики впрыскивания; б) изменение эмиссии сажи и NOx

## 2.5. Методы расчета эмиссии оксидов азота

Описанные ниже методики расчета предназначены для расчетных исследований процесса образования оксидов азота в двигателях внутреннего сгорания.

По современным представлениям выделяют четыре группы оксидов азота, которые образуются при горении углеводородных топлив: «термические», «топливные», «быстрые» и образующиеся по механизму « $N_2O$ » [50, 51].

К «термическим»  $NO_x$  относят оксиды азота, образующиеся в зоне продуктов сгорания по «термическому» механизму. Этот путь образования  $NO_x$  считают основным для ДВС с традиционным способом организации рабочего процесса.

«Топливные»  $NO_x$  образуются в процессе горения вследствие частичного окисления азотсодержащих соединений топлива до  $NO_x$ . Так как в современных топливах азот не содержится, то этот путь образования  $NO_x$ , как правило, не учитывают.

«Быстрые»  $NO_x$  образуются непосредственно в зоне горения в результате связывания молекул азота углеводородными радикалами. Образование «быстрых»  $NO_x$  характерно для рабочих процессов, протекающих при относительно более низких температурах (чем для «термических»  $NO_x$ ) и при высоких концентрациях углеводородов. Особенную актуальность этот путь образования  $NO_x$  приобретает для современных двигателей с многоразовым впрыскиванием топлива, двигателей с рециркуляцией отработавших газов, а также для ДВС, работающих на альтернативных топливах.

По механизму « $N_2O$ » оксиды азота образуются через промежуточное образование закиси азота  $N_2O$ . Считают [52], что образование  $NO_x$  по данному механизму не имеет существенного значения в условиях камеры сгорания двигателя и его можно не принимать во внимание.

Из приведенного выше описания путей образования оксидов азота в цилиндрах ДВС следует, что для решения задач, поставленных в данной работе,

необходимо учитывать термические и быстрые оксиды азота. Основные принципы расчета выбросов  $\text{NO}_x$  изложены ниже.

### 2.5.1. Общие принципы расчета выброса оксидов азота

Для моделирования процесса образования оксидов азота на первом этапе определяются локальные условия, в которых происходит этот процесс. Основными факторами, которые определяют выход оксидов азота, являются локальный состав горючей смеси и температура в зоне, где образуются оксиды азота. Для определения указанных параметров используется двухзонная модель процесса сгорания [51].

В двигателе процесс сгорания условно разделен на две зоны: зону свежей смеси и зону продуктов сгорания. Зона свежей смеси представляет собой смесь остаточных газов с воздухом, поступившим в цилиндр при наполнении. Перед началом сгорания эта зона занимает весь объем цилиндра. В ходе сгорания происходит увеличение объема зоны продуктов сгорания. При разработке двухзонной математической модели процесса сгорания принято допущение, что горение топлива в цилиндре протекает с локальным коэффициентом избытка воздуха в зоне горения, значение которого в процессе сгорания изменяется от его начальной величины  $\alpha_{zh} < 1$  до 1. Текущее значение  $\alpha_z$  на участке сгорания определяется линейной зависимостью:

$$\alpha_z = \alpha_{zh} + \frac{1 - \alpha_{zh}}{j_z} \varphi,$$

где:  $j_z$  – продолжительность процесса сгорания, п. к. в.;  $j$  – текущее значение угла поворота кривошипа от начала сгорания, п.к.в.

Расчет температуры продуктов сгорания в зоне сгорания выполняется по формуле [53]:

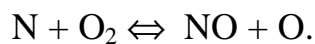
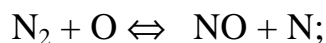
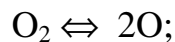
$$T_{pc} = \frac{\sqrt{B^2 - 4A \left\{ \frac{1 - r_{pc}}{r_{pc}} [H_{cm}(T_{cm}) - H_{cm}(T_{cp})] - AT_{cp}^2 - BT_{cp} \right\}} - B}{2A}, \text{ К,}$$

где:  $A$  и  $B$  – коэффициенты уравнения для энтальпии продуктов сгорания вида  $H_{nc}(T_{nc}) = AT_{nc}^2 + BT_{nc} + C$ , кДж/кмоль; (коэффициенты  $A$ ,  $B$ ,  $C$  определяются в результате специальных расчетов, например, для продуктов сгорания дизельного топлива:  $A = 9,65998 \cdot 10^{-4}$ ;  $B = 35,4882 + 0,472833 \cdot p$ ;  $C=0$ );  $r_{nc}$  – доля продуктов сгорания в заряде цилиндра;  $p$  – давление в цилиндре в конце расчетного участка, МПа;  $T_{см}$  – температура свежей смеси в конце расчетного участка, К;  $T_{ср}$  – средняя температура заряда в конце расчетного участка К;  $H_{см}$  – энтальпия свежей смеси, кДж/кмоль ( $H_{см}(T_{см}) = [a_{см} + 8,314 + b_{см}T_{см}/2 + c_{см}T_{см}^2/3]T_{см}$ );  $a_{см}$ ,  $b_{см}$ ,  $c_{см}$  – коэффициенты уравнения истинной мольной изохорной теплоемкости сжимаемого заряда.

Необходимо отметить, что для расчета  $T_{nc}$  используются данные, полученные на основе расчета рабочего процесса, описанного в главе 2. Полученные локальные показатели ( $\alpha_r$ ,  $T_{nc}$ ) используют при расчете процессов образования оксидов азота.

### 2.5.2. Расчет образования термических оксидов азота

«Термическая» теория образования оксида азота была разработана Б.Я. Зельдовичем, П.Я. Садовниковым и Д.А. Франк-Каменецким [54]. В ней ведущую роль играют свободные атомы кислорода и азота. Окисление азота происходит по цепному механизму, основные реакции которого:



Определяющей является последняя реакция, скорость которой зависит от концентрации атомарного кислорода.

Расчет образования NO по уравнению цепного механизма производится для зоны сгорания, затем определяется средняя концентрация NO по камере

сгорания. Объемная доля оксида азота в продуктах сгорания  $r_{NO}$ , образовавшихся в зоне на данном шаге расчета [53]:

$$\frac{dr_{NO}}{dj} = \frac{p \cdot 2,333 \cdot 10^7 \cdot e^{-\frac{38020}{T_{nc}}} \cdot r_{N_2eq} \cdot r_{Oeq} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{r_{NO}}{r_{NOeq}} \right)^2 \right]}{RT_{nc} \cdot \left( 1 + \frac{2346}{T_{nc}} \cdot e^{-\frac{3365}{T_{nc}}} \cdot \frac{r_{NO}}{r_{O_2eq}} \right)} \frac{1}{\omega},$$

где  $p$  – давление в цилиндре, Па;  $T_{nc}$  – температура в зоне продуктов сгорания, К;  $R$  – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К);  $\omega$  – угловая скорость коленчатого вала, рад/с;  $r_{NOeq}$ ,  $r_{N_2eq}$ ,  $r_{Oeq}$ ,  $r_{O_2eq}$  – равновесные концентрации оксида азота, молекулярного азота, атомарного и молекулярного кислорода, соответственно.

Равновесные концентрации компонентов рассчитываются на каждом шаге расчета. Расчет ведется для 18 компонентов отработавших газов: O, O<sub>2</sub>, O<sub>3</sub>, H, H<sub>2</sub>, OH, H<sub>2</sub>O, C, CO, CO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>, N, N<sub>2</sub>, NO, NO<sub>2</sub>, NH<sub>3</sub>, HNO<sub>3</sub>, HCN. Для этого решается система из 14 уравнений равновесия, трех уравнений материального баланса и уравнения Дальтона [50].

Доля оксида азота в целом по камере сгорания (цилиндру):  $r_{NOц} = r_{NO} r_{nc}$ .

Доля оксида азота в «сухих» продуктах сгорания:

$$r_{NOсух} = \frac{r_{NO}}{1 - r_{H_2O}},$$

где  $r_{H_2O}$  – объемная доля водяных паров в камере сгорания.

«Сухая» доля оксида азота в камере сгорания:

$$r_{NOцсух} = \frac{r_{NO}}{1 - r_{H_2O}}.$$

Удельный выброс оксида азота NO в г/кВтч рассчитывается как:

$$e_{NO} = \frac{30 r_{NO} M_{nc}}{L_{ц} \eta_M} 3600000,$$

где:  $M_{\text{пс}}$  – количество продуктов сгорания в конце процесса сгорания, кмоль;  $L_{\text{ц}}$  – работа, выполненная за весь рабочий цикл, кДж;  $h_m$  – механический КПД двигателя.

Проверка точности модели по расчету образования термических NO была проведена путем сопоставления результатов расчета с опытными данными, полученными при испытаниях различных дизелей: Д49, ЗМЗ, ЯМЗ, КамАЗ. Различия между расчетными и экспериментальными данными не превышали 10...15%. Результаты расчета образования термических  $\text{NO}_x$  в сравнении с экспериментальными данными дизеля ЯМЗ-7512, работающего по 13-ти ступенчатому циклу, представлены на рис. 2.13.

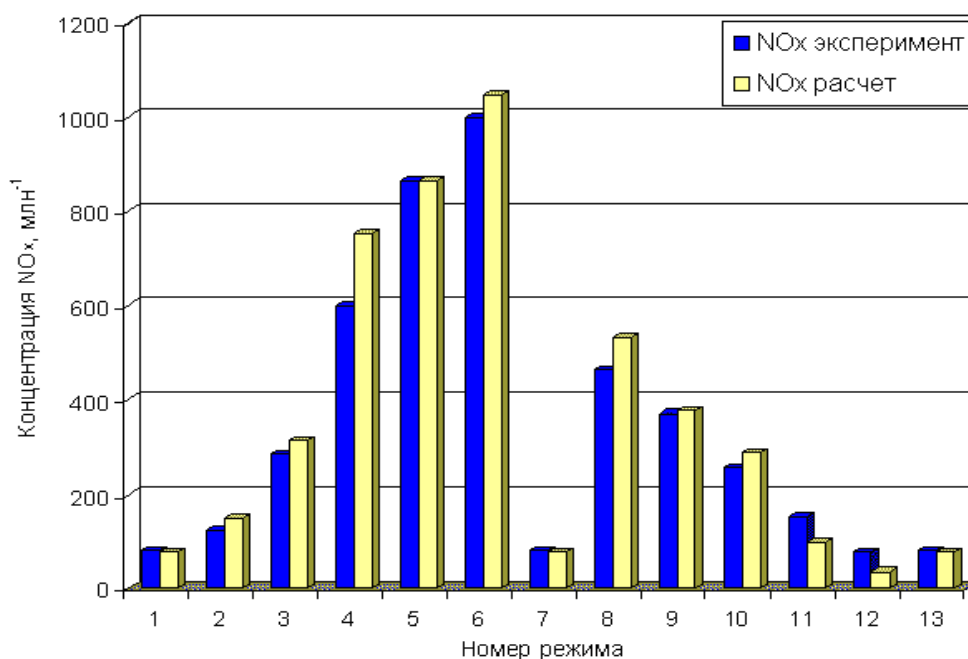


Рис. 2.13. Концентрация  $\text{NO}_x$  в отработавших газах дизеля ЯМЗ-7512 по экспериментальным и расчетным данным



Данная схема состоит из 199 реакций и определяет концентрации 33 компонентов: CH<sub>4</sub>, C<sub>2</sub>H, C<sub>2</sub>H<sub>2</sub>, C<sub>2</sub>H<sub>3</sub>, C<sub>2</sub>H<sub>3</sub>O<sub>2</sub>, C<sub>2</sub>H<sub>4</sub>, C<sub>2</sub>H<sub>5</sub>, C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>, CH, CH<sub>2</sub>, CH<sub>3</sub>, CH<sub>3</sub>O, CH<sub>2</sub>O, CHO, CO, CO<sub>2</sub>, H, H<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, H<sub>2</sub>O<sub>2</sub>, HO<sub>2</sub>, O, O<sub>2</sub>, OH, N<sub>2</sub>, N, NO, NO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>O, HNO, NH, HCN, CN.

Материальный баланс компонентов, участвующих в химических реакциях, описывался системой кинетических уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dC_1}{d\tau} &= \pm k_1 C_j C_k \pm k_2 C_l C_m \mathbf{K} \pm k_{199} C_p C_r; \\ \frac{dC_2}{d\tau} &= \pm k_1 C_a C_b \pm k_2 C_c C_d \mathbf{K} \pm k_{199} C_e C_f; \\ &\mathbf{KKKKKKKKKKKKKKKKKK} \\ \frac{dC_{33}}{d\tau} &= \pm k_1 C_\alpha C_\beta \pm k_2 C_\gamma C_\delta \mathbf{K} \pm k_{199} C_\epsilon C_\zeta. \end{aligned} \right\}$$

где:  $C_j, C_k, \dots, C_\zeta$  – мольные доли соответствующих веществ;  $\tau$  – время;  $k_i$  – константа скорости химической реакции  $i$ , определяемой по уравнению Аррениуса:

$$k_i = A T^n \exp\left(-\frac{E}{RT}\right).$$

Здесь  $A$  – предэкспоненциальный множитель,  $n$  – показатель степени,  $E$  – энергия активации,  $R$  – универсальная газовая постоянная.

Численное решение системы дифференциальных уравнений осуществляется методом Гира переменного порядка точности, в котором при изменении шага расчета происходит автоматический выбор порядка точности путем изменения количества слагаемых в аппроксимирующем полиноме. Методика расчета и компьютерный код для расчета эмиссии NO<sub>x</sub> использованные в данной Работе были написаны А.В. Козловым и М.П. Гириновичем.

Проверка адекватности данной методики расчета производилась путем сравнения опубликованных результатов экспериментальных исследований двигателя Caterpillar 3401 [141] с расчетными данными (см. главу 4). Особенностью рабочего процесса данного дизеля является использование двух- и трехкратного впрыскивания топлива. Полученное различие расчетных и экспериментальных данных не превышает 10..15%, рис. 4.13.



На рис. 2.12-б в сравнении с экспериментальными данными представлены результаты расчета эмиссии сажи и NOx одноцилиндрового дизеля Lombardini 15LD350 (1Ч 8.2/6.6) при работе его по нагрузочной характеристике при  $n=3600$  мин<sup>-1</sup>. Экспериментальные данные предоставлены компанией Lombardini. Анализ полученных результатов показывает, что использование механизма Зельдовича дает сильно заниженные результаты в сравнении с экспериментом, хотя и может быть использовано с применением калибровки, тогда как расчет по детальному кинетическому механизму значительно лучше согласуется с результатами измерений.

Таким образом, использованные в данной работе методики расчета процессов образования оксидов азота на основе ДКМ позволяют решать широкий круг задач улучшения экологических показателей двигателей с традиционными и новыми рабочими процессами, работающими как на нефтяных, так и на альтернативных видах топлива.

## 2.6. Последовательность расчета рабочего процесса поршневого ДВС

Расчет рабочего процесса поршневого ДВС проводится в следующей последовательности: (см. также блок-схему на рис. 2.14, 2.15.)

1. Задание начальных приближений параметров начала сжатия (в точке «а»): давление -  $p_a$ , температура -  $T_a$ , концентрация ОГ -  $r_a$ .
2. Расчет сжатия. Цикл от т. «а» до ВМТ включает на каждом шаге:
  - расчет теплофизических свойств рабочего тела;
  - расчет коэффициента теплоотдачи и отвода теплоты в стенки;
  - расчет утечек через поршневые кольца;
  - решение системы уравнений баланса массы и энергии для открытой термодинамической системы (цилиндра).
3. Расчет сгорания от начала впрыскивания до окончания сгорания:
  - для бензинового и газового ДВС: вычисляется функция скорости тепло-

выделения  $dx/df$  по методу Вибе.

- для дизельного ДВС рассчитывается процесс смесеобразования и тепло-выделения  $dx/df$  по методике изложенной в главе 3.

4. Расчет сгорания - расширения. Цикл от начала впрыскивания до начала выпуска т. «  $b$  » включает на каждом шаге:

- расчет теплофизических свойств рабочего тела с учетом диссоциации;
- расчет коэффициента теплоотдачи и теплоотода в стенки;
- расчет утечек через поршневые кольца;
- решение системы уравнений баланса массы и энергии для открытой термодинамической системы (цилиндра);

- расчет параметров зоны свежего заряда и зоны ОГ (для искрового ДВС);

5. Задание начальных условий (давление, температура, концентрация) в выпускном и впускном коллекторах, в кривошипной камере.

6. Расчет газообмена. Цикл от т. «  $b$  » до начала сжатия (т. «  $a$  ») включает на каждом шаге:

- расчет перетоков массы и энтальпии с учетом теплообмена в каналах между впускным коллектором, кривошипной камерой, цилиндром, выпускным коллектором;

- расчет теплофизических свойств рабочего тела, теплообмена и решение систем уравнений баланса массы и энергии для открытых термодинамических систем: впускного коллектора; кривошипной камеры; цилиндра; выпускного коллектора;

- расчет параметров в разных зонах цилиндра (зоне свежего заряда и зоне ОГ) в зависимости от принятой гипотезы газообмена двухтактного ДВС:

- а) гипотеза о полном перемешивании; б) гипотеза о послойном вытеснении; в) гипотеза о прямом замыкании; г) гипотеза об обратном замыкании.

7. Расчет параметров в элементах газоздушного тракта ДВС до окончания периода их изменения по времени: во впускном коллекторе; в кривошипной камере; в выпускном коллекторе.

8. Расчет средних значений параметров в элементах газоздушного тракта ДВС за период.

9. Проверка условия совпадения параметров рабочего тела в начале и конце периода во всех элементах газоздушного тракта. Если начальные условия в коллекторах и кривошипной камере не подтвердятся в конце периода с заданной точностью, то начальным значениям параметров газа делается приращение и расчет повторяется с п. 6.

10. Проверка условия совпадения параметров рабочего тела в цилиндре начале сжатия. Если начальные условия в цилиндре в начале сжатия (т. «а») не совпадут с принятыми ранее с заданной точностью, то начальным параметрам дается приращение и расчет возобновляется с п.2.

11. Решение задачи теплопроводности для расчета средней температуры стенки крышки цилиндра и поршня.

12. Расчет интегральных показателей индикаторного процесса и процесса газообмена.

После сходимости всех итерационных процессов производится расчет мощностных и эффективных показателей двигателя, рассчитывается октановое число топлива по методу Дауда-Эйза [47] для искровых ДВС, для дизелей рассчитывается эмиссия сажи по методу Разлейцева [5], эмиссия твердых частиц по формуле Cummins [48] или Алкидаса [49], а также эмиссия оксидов азота по схеме Зельдовича, или по детальному кинетическому механизму. Мощность, передаваемая на вал с приводных агрегатов, определяется по параметрам газа и величинам КПД турбин и компрессоров.

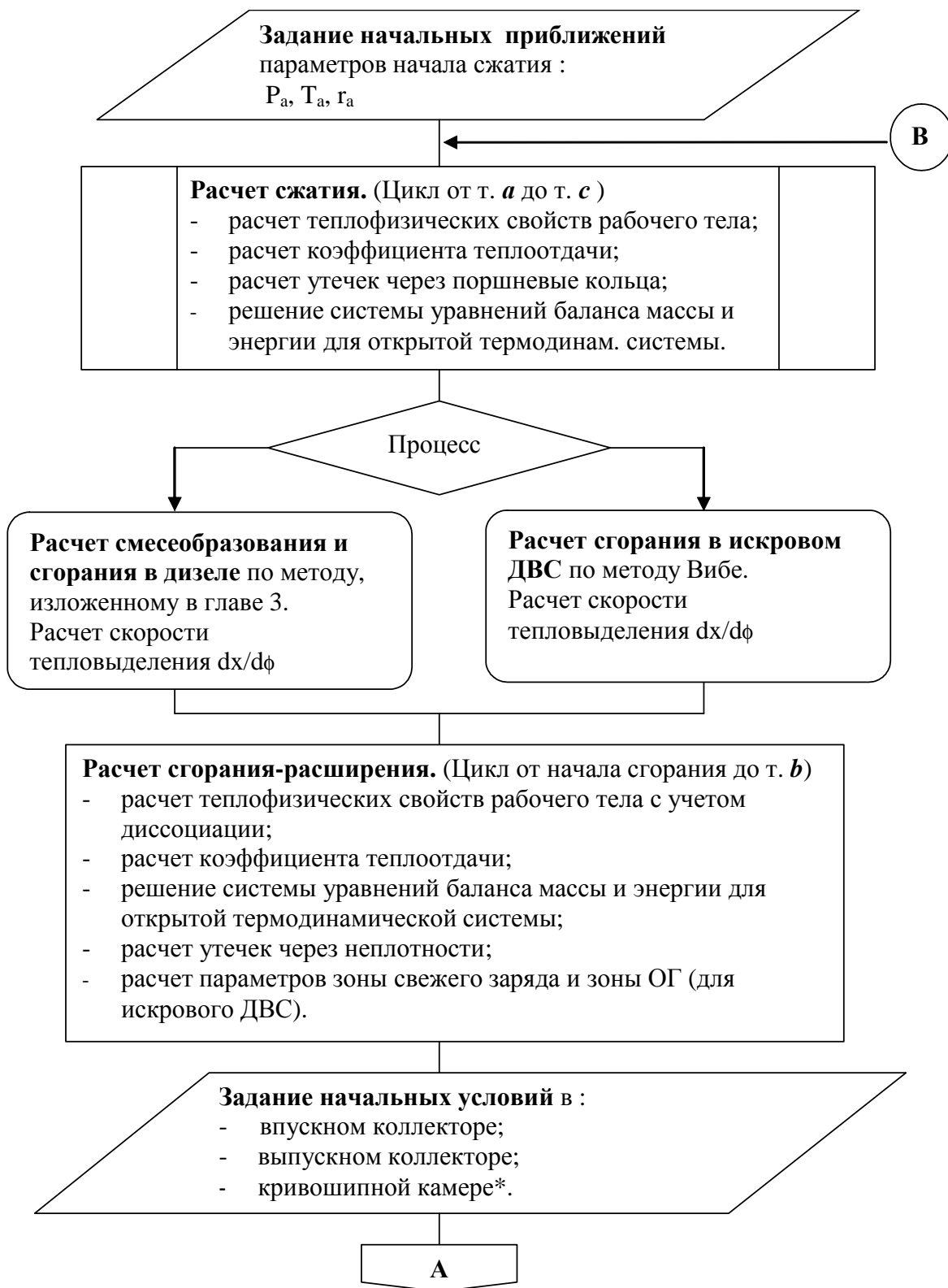


Рис. 2.14. Блок схема программы расчета поршневого ДВС (начало);

\* - для двухтактного ДВС с кривошипно-камерной продувкой



Рис. 2.15. Блок схема программы расчета поршневого ДВС (окончание);

\* - для 2 тактного ДВС с кривошипно-камерной продувкой;

\*\* - для 2 тактных ДВС с другими схемами газообмена

## 2.7. Последовательность расчета рабочего процесса ДВС с согласованием характеристик турбин и компрессоров с поршневой частью

Расчет рабочего процесса комбинированного ДВС (КДВС) включает в себя расчет параметров турбин и компрессоров, входящих в его состав и, в зависимости от задач исследования, может осуществляться двумя основными способами:

1. Со "статическим" заданием параметров после компрессора и перед турбиной. В этом случае:

- параметры газа после компрессора и давление перед турбиной могут даваться явно;

- параметры газа после компрессора и перед турбиной могут вычисляться по заданным величинам степеней повышения давления в компрессоре или понижения давления в турбине;

- давление перед турбиной может вычисляться по уравнению баланса мощностей турбины и компрессора.

Этот способ является очень экономичным, он используется для исследования процессов сгорания, газообмена, общего анализа двигателя и т.д.

2. Путем согласования характеристик турбин и компрессоров с поршневой частью (характеристики турбин и компрессоров должны быть заданы специальным образом в текстовых файлах определенного формата: формат стандарта SAE является общепринятым в мировой практике). Этот способ позволяет спрогнозировать характеристику КДВС при разных условиях и с разными турбинами и компрессорами, а также подобрать (настраивать) турбину или компрессор для обеспечения наилучшей характеристики КДВС в целом, или спроектировать алгоритм управления устройствами перепуска воздуха после компрессора или газа мимо турбины.

Для расчета характеристики или одного режима работы КДВС с учетом согласования поршневой части с компрессорами и турбинами агрегата наддува, в качестве исходных данных, определяющих режим, используются только: час-

тота вращения вала двигателя, цикловая подача топлива, опережение впрыскивания, высота и скорость полета (для авиационных ДВС). Параметры газа после компрессора и перед турбиной задаются только в качестве первого приближения. От точности их задания зависит только количество итераций, за которое будет найден совместный режим работы.

Расчет поршневого двигателя совместно с турбинами и компрессорами, образующими агрегат наддува, может быть проиллюстрирован на примере расчета КДВС с двухступенчатым свободным турбокомпрессором [59]. Эта схема является наиболее общей и наиболее сложной для расчета, другие схемы могут быть получены из нее удалением тех или иных узлов, или заменой связей на более простые, не требующих итерационных методов решения.

Блок-схема программы совместного расчета поршневого ДВС и свободного двухступенчатого агрегата наддува, поясняющая последовательность расчета, представлена на рис. 2.16, 2.17. На блок-схеме для простоты не представлены модули расчета дополнительной камеры сгорания, устройств перепуска воздуха после компрессоров и ОГ мимо турбин, а также модули расчета охладителей наддувочного воздуха.

Последовательность расчета КДВС с двухступенчатым свободным ТК.

1. Задание начальных приближений:

- давления наддува  $p_k$ , температуры наддувочного воздуха  $T_k$ ,
- среднего давления в выпускном коллекторе  $p_r$ ,
- множителя  $A$  в уравнении, аппроксимирующем расходную характеристику турбины [8, 59, 60],
- частоты вращения роторов турбин и компрессоров ступеней высокого и низкого давления  $n_{тквд}$  и  $n_{ткнд}$ .

Режим работы КДВС определяется заданными значениями:

- цикловой подачи топлива  $q_c$ ,
- частотой вращения вала  $n_{дв}$ ,

- высотой и скоростью полета (расчет параметров окружающей среды в зависимости от высоты над уровнем моря осуществляется по свойствам стандартной атмосферы [61]),

- долей перепускаемого воздуха или газа,

- расходом топлива в дополнительной КС.

## 2. Расчет рабочего процесса поршневого ДВС.

В результате расчета определяются средние за цикл: давление  $p_r^*$  и температура  $T_r^*$  в выпускном коллекторе, расход воздуха  $G_{air}$  и газа  $G_r$  через двигатель.

3. Расчет дополнительной КС перед турбиной (на блок-схеме рис.2.16, 2.17 дополнительная КС не представлена).

В результате расчета определяются: расход газа через турбину  $G_T$ , температура  $T_T^*$  и давление  $p_T^*$  газов перед турбиной.

## 4. Расчет перепускных устройств.

Определяется расход газа через турбину и компрессор:  $G_T = G_T C_T$ ;  $G_K = G_K C_K$ ; где:  $C_T$  и  $C_K$  доли ОГ и воздуха перепускаемые мимо турбины и после компрессора соответственно.

## 5. Расчет турбины ВД (ТВД).

Используя характеристику турбины ВД, и зная параметры ОГ перед турбиной:  $G_T$ ,  $p_T^*$ ,  $T_T^*$  и  $n_{тквд}$  определяются по характеристике турбины: мощность турбины  $N_{твд}$ , давление за турбиной  $p_{отвд}^*$  и температура газа за турбиной  $T_{отвд}^*$ .

## 6. Расчет турбины НД (ТНД).

Используя характеристику турбины НД, и зная параметры ОГ перед турбиной:  $G_T$ ,  $p_{тнд}^* = p_{отвд}^*$ ,  $T_{тнд}^* = T_{отвд}^*$  и  $n_{ткнд}$  определяются по характеристике турбины: мощность турбины  $N_{тнд}$  и давление за турбиной  $p_{отнд}^*$ .

## 7. Расчет компрессора НД (КНД).

Используя характеристику КНД, параметры окружающей среды (вычисленные из условий полета для авиационного ДВС), зная частоту вращения ро-



тора  $n_{ткнд}$  и расхода воздуха  $G_k$ , определяются: мощность  $N_{кнд}$ , давление  $p_{кнд}$  и температура  $T_{кнд}$  за компрессором с учетом охлаждения и потерь давления в охладителе наддувочного воздуха.

8. Балансировка по мощности турбокомпрессора ступени НД.

Если  $|N_{тнд} - N_{кнд}| / N_{тнд} > 0,0003$ , то дается приращение частоте вращения  $n_{ткнд}$  и расчет повторяется с п. 6.

9. Расчет компрессора ВД (КВД).

Используя характеристику КВД, параметры на его входе  $p_{кнд}$  и  $T_{кнд}$ , (вычисленные в п. 7), зная частоту вращения ротора  $n_{тквд}$  и расхода воздуха  $G_k$ , определяется мощность  $N_{квд}$ , давление  $p_{квд}$  и температура  $T_{квд}$  за компрессором с учетом охлаждения и потерь давления в охладителе наддувочного воздуха.

10. Балансировка по мощности турбокомпрессора ступени ВД.

Если  $|N_{твд} - N_{квд}| / N_{твд} > 0,0003$ , то дается приращение частоте вращения  $n_{тквд}$  и расчет повторяется с п. 5.

11. Коррекция аппроксимационного расходного уравнения турбины ВД.

Если  $|p_{отнд} - p_o| > 0,005$ , то делается приращение множителю  $A$  в условном расходном уравнении турбины [59] и расчет повторяется с п. 2. ( $p_o$  - давление за ТНД).

12. Балансировка параметров наддува.

Если  $|p_{квд} - p_k| > 0,01$ , или  $|T_{квд} - T_k| > 2,5$ , то дается приращение  $p_k$  и  $T_k$  и расчет повторяется с п. 2.

13. Расчет мощностных и эффективных параметров КДВС выполняется при соблюдении условий сходимости всех итерационных процессов.

Расчет показателей турбин и компрессоров производится по методике, использующей сплайн-интерполяцию их универсальных характеристик.

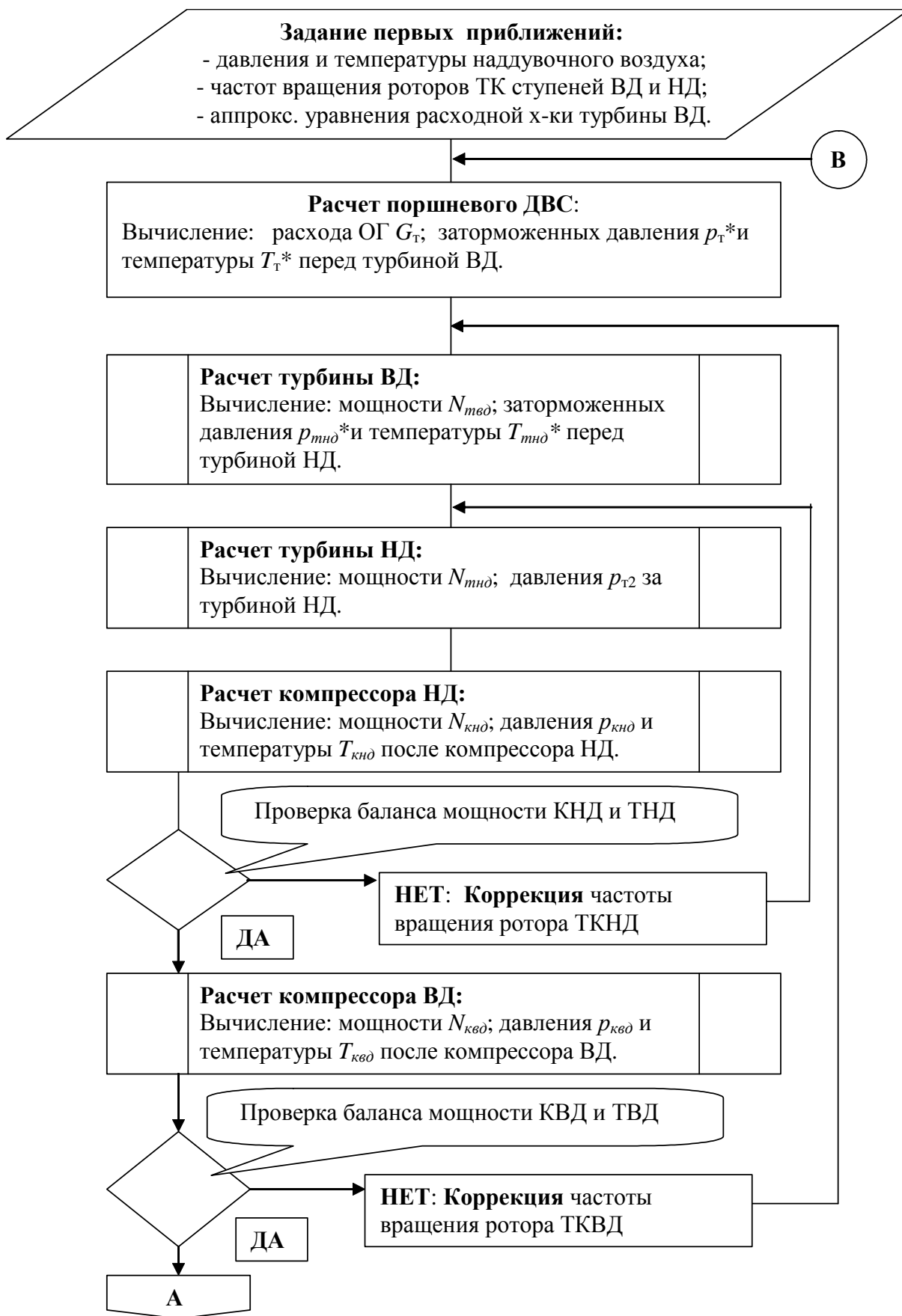


Рис.2.16. Блок-схема программы совместного расчета поршневого ДВС и свободного двухступенчатого агрегата наддува (начало)

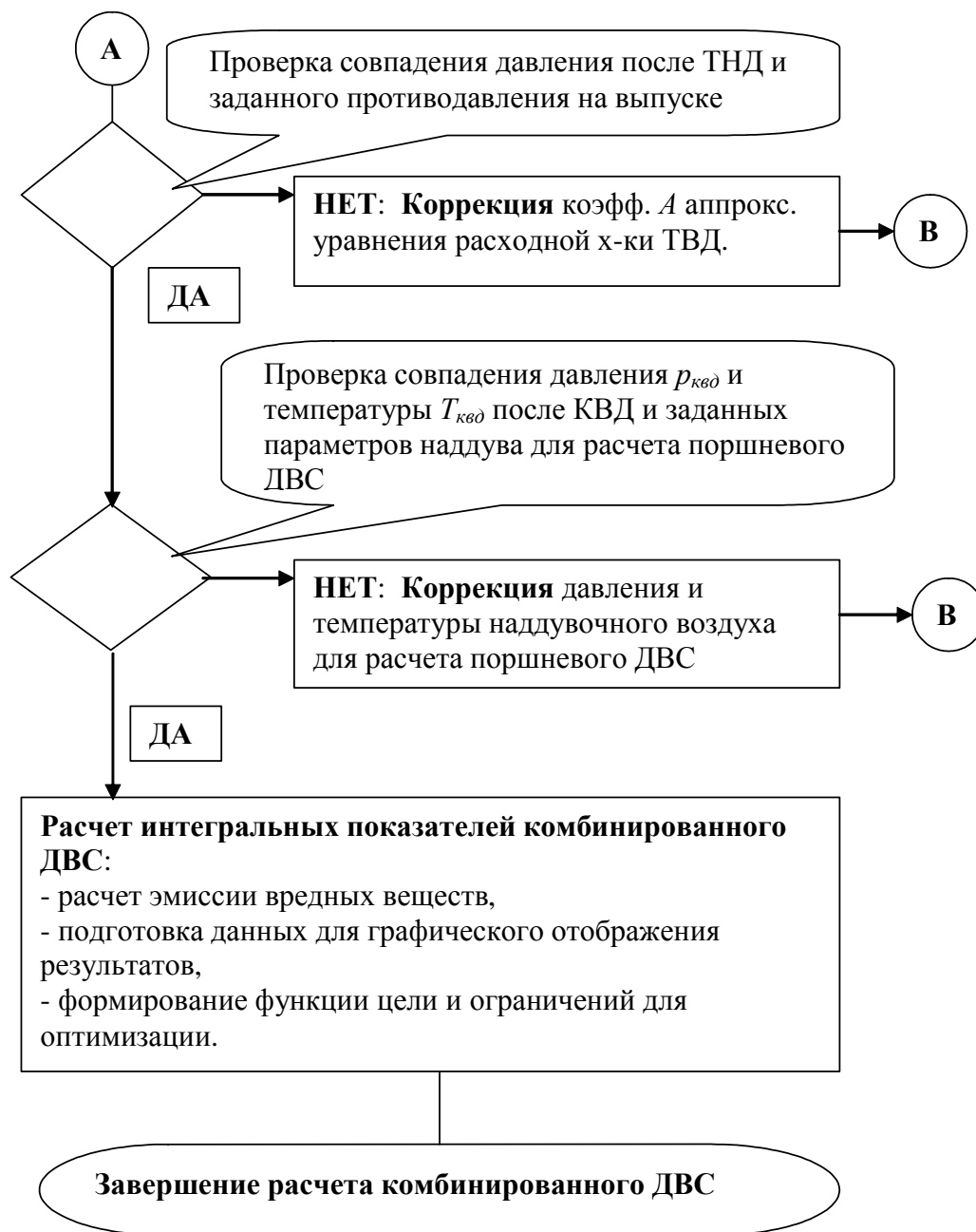


Рис. 2.17. Блок-схема программы совместного расчета поршневого ДВС и свободного двухступенчатого агрегата наддува (окончание)

Использование приведенного алгоритма для расчета КДВС 6ЧН 30/38 с двухступенчатым свободным турбокомпрессором иллюстрируется рис. 2.18, где представлено сравнение расчетных и экспериментальных зависимостей изменения параметров турбин и компрессоров, а также всего КДВС при его работе по нагрузочной характеристике с противодавлением на выпуске 0,51 бар.

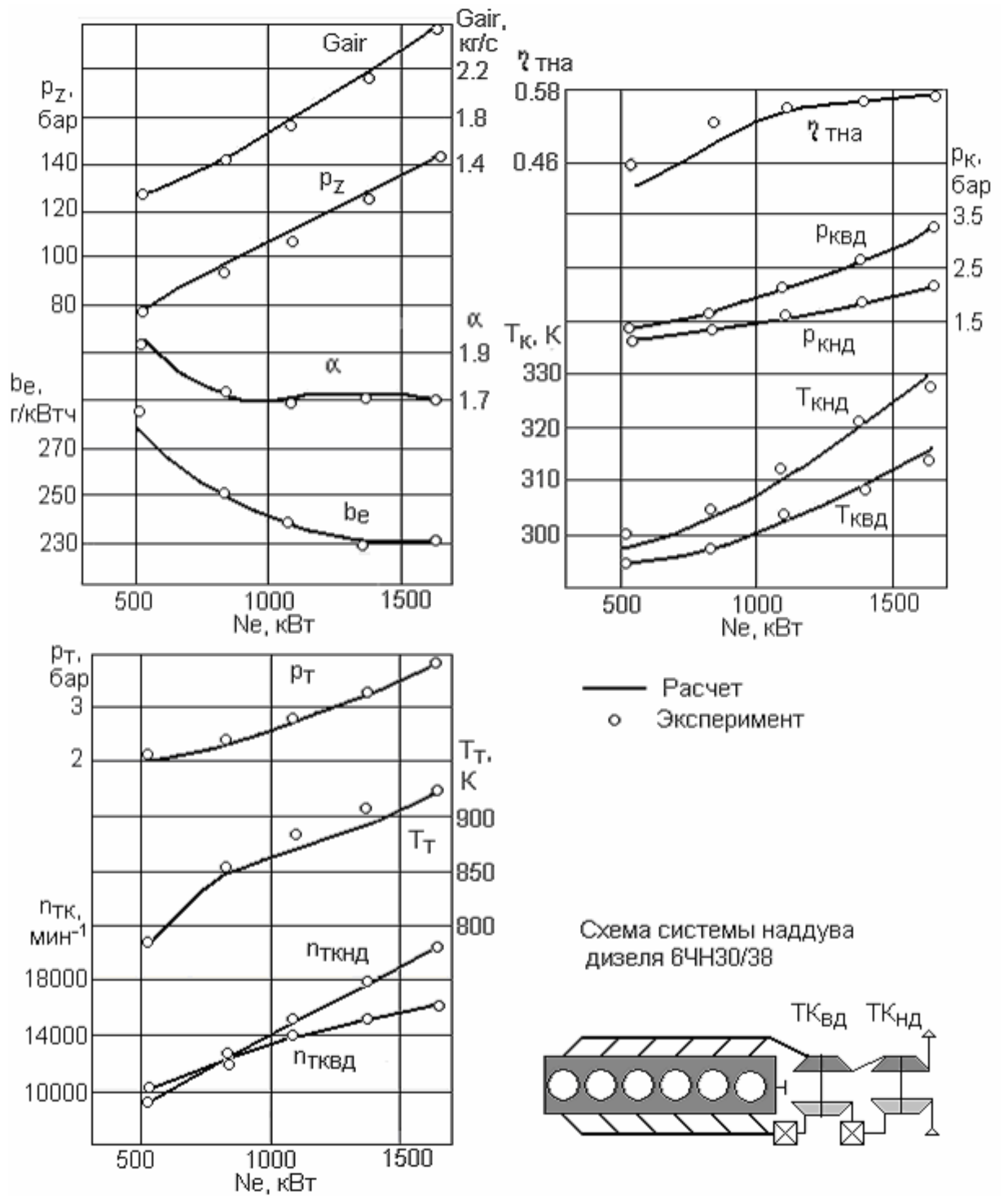


Рис. 2.18. Сравнение расчетных и экспериментальных зависимостей изменения параметров газа перед турбиной и после компрессоров, а также параметров всего дизеля при его работе по нагрузочной характеристике

На рисунке 2.18 приняты следующие обозначения:  $h_{mk}$  - КПД турбокомпрессора;  $p_{кнд}$ ,  $T_{кнд}$  - давление и температура воздуха после компрессора низкого

давления;  $p_{квд}$ ,  $T_{квд}$  - давление и температура воздуха после компрессора высокого давления;  $p_T$ ,  $T_T$  - давление и температура газов перед турбиной высокого давления;  $n_{ткнд}$ ,  $n_{тквд}$  - частоты вращения роторов ступеней низкого и высокого давления;  $Ne$  - эффективная мощность;  $G_{air}$  - расход воздуха через двигатель;  $p_z$  - максимальное давление цикла;  $\alpha$  - коэффициент избытка воздуха;  $be$  - удельный эффективный расход топлива. Экспериментальные данные получены и предоставлены ПО Коломенский завод [8].

Расчет комбинированного двигателя с учетом характеристик турбин и компрессоров занимает в 10 – 20 раз больше машинного времени, чем обычный расчет с заданием параметров турбин и компрессоров в явном виде. Кроме того, процесс формирования файлов данных с характеристиками турбин и компрессоров требует дополнительных усилий, и самое главное, результатов специальных испытаний турбин и компрессоров.

Хорошее совпадение расчетных данных с результатами измерений по всей нагрузочной характеристике говорит о работоспособности приведенного алгоритма и возможности его использования для решения задач подбора агрегатов наддува к поршневому двигателю с целью формирования его эксплуатационных характеристик.

## 2.8. Методика многопараметрической оптимизации ДВС

При решении исследовательских задач, связанных с поиском рационального сочетания сразу нескольких параметров двигателя, таких, как степень сжатия, опережение впрыскивания, диаметр, число и направленность сопел распылителя, форма камеры сгорания, интенсивность вихря, фазы газораспределения, параметры турбонаддува и др. зачастую бывает трудно спланировать и обработать численный эксперимент с большим количеством варьируемых факторов. В этом случае очень эффективным средством является многопараметрическая оптимизация, когда поиск рационального сочетания варьируемых факторов возлагается на формальную процедуру нелинейного программирования, а исследова-

телю остается только грамотно сформулировать задачу оптимального поиска и проанализировать полученное решение. Использование многопараметрической оптимизации особенно эффективно при решении задач форсирования двигателей, при разработке новых конструкций, а также при проведении модернизации, направленной на снижение расхода топлива и эмиссии вредных веществ. Задача оптимизации конструктивных параметров КДВС может быть сформулирована как задача математического программирования, т.е. отыскания экстремума целевой функции (или функционала):  $Z_j(X_k)$ ,  $k=1, n$ ; от вектора независимых переменных  $X_k$  в пространстве решений  $E(X_k)$ , при наличии  $m$  ограничений типа неравенств  $Y_i(X_k) > 0$ ,  $i=1, m$ .

Показатели эффективности двигателя или отдельных его процессов могут быть включены в целевую функцию  $Z_j = Z_j(X_k)$ , являющуюся функцией многих переменных. Нахождение экстремума (минимума) целевой функции является задачей оптимизации.

В качестве целевой функции  $Z_j(X_k)$  могут быть взяты:

- удельный эффективный расход топлива  $b_e$  на режиме, например, максимального крутящего момента или на другом режиме, или на нескольких режимах с соответствующими весовыми коэффициентами (если целью исследования является улучшение экономичности ДВС);
- коэффициент наполнения  $h_v$ , если целью является оптимизация фаз газораспределения;
- среднее эффективное давление  $p_e$ , если целью является увеличение мощности, например двухтактного бензинового двигателя путем оптимизации фаз газораспределения (в данном случае попытка достичь максимального наполнения  $h_v$  может привести к тому, что полезная индикаторная работа упадет вследствие роста потерь доли хода поршня);
- среднее индикаторное давление  $p_i$ , если в процессе оптимального поиска нужно исключить влияние на индикаторный процесс насосных потерь;
- эмиссия вредных веществ (подробнее рассмотрено в п. 2.8.1).

Набор конструктивных параметров двигателя, за счет выбора величины которых планируется достичь экстремума целевой функции, составляет вектор независимых переменных  $X_k$ .

Параметры КДВС, которые можно использовать как независимые переменные:

- степень сжатия;
- диаметр сопловых отверстий распылителя, мм;
- продолжительность впрыскивания, град.;
- угол опережения впрыскивания (зажигания), град. до ВМТ;
- доля первой пилотной порции в многократном впрыске;
- задержка после первой пилотной порции в многократном впрыске;
- доля второй пилотной порции в многократном впрыске;
- задержка после второй пилотной порции в многократном впрыске;
- и т.д.
- угол начала и окончания выпуска, град. до НМТ;
- угол начала и окончания впуска, град. до НМТ, град. до ВМТ;
- высоты впускных и выпускных окон двухтактного ДВС, мм;
- угол опережения выпускным валом впускного вала двухтактного ДВС с ПДП, град.;
- углы начала и окончания впуска в кривошипную камеру ДВС с кривошипно-камерной продувкой, град. за НМТ;
- степень повышения давления компрессора ступени ВД;
- степень повышения давления компрессора ступени НД;
- степень понижения давления в турбине ступени ВД;
- степень понижения давления в турбине ступени НД;
- передаточное отношение редуктора привода ТК;
- коэффициент избытка воздуха при сгорании в бензиновом и газовом ДВС и т.д.

Для каждого из выбранных параметров необходимо определить простран-

ство решений  $E(X_k)$ :  $X_{k \min}$  - наименьшее значение,  $X_{k \max}$  - наибольшее значение. Наименьшее и наибольшее значения служат для задания области определения решения: при поиске оптимума поисковая процедура не должна выходить за обозначенные пределы. При попытке выйти из пространства решений, применяется механизм штрафных функций: к целевой функции прибавляется штрафная величина, тем большая, чем больше  $X_k$  выходит за наименьшее или наибольшее значения. Коэффициент штрафа при этом назначается программой автоматически. Этот механизм используется также и для функциональных ограничений. Для эффективной работы поисковых процедур не следует неоправданно расширять область определения решения.

Как правило, при поиске оптимального сочетания конструктивных параметров двигателя необходимо контролировать его тепловую и механическую напряженность, а также уровень эмиссии вредных веществ и другие контрольные факторы, которые ограничивают область оптимального поиска и служат ограничениями.

Ограничительные параметры, также как и целевая функция, зависят от независимых переменных, они обозначены как  $Y_i = Y_i(X_k)$ .

Набор ограничений может быть произвольным, однако рекомендуется подбирать лишь те ограничения, которые действительно существенны для оптимизируемого процесса.

Список параметров КДВС, которые могут использоваться как ограничения:

- коэффициент избытка воздуха;
- удельный эффективный расход топлива, кг/кВт ч;
- температура газов перед турбиной, К;
- средняя температура поршня, К;
- среднее индикаторное давление, бар;
- коэффициент наполнения;
- коэффициент остаточных газов;



- коэффициент продувки;
- среднее давление насосных ходов, бар;
- заброс горячих ОГ во впускной коллектор в начале впуска в процентах к расходу воздуха через цилиндры, %;
- максимальное давление цикла, бар;
- максимальная скорость нарастания давления, бар/град;
- угол опережения впрыскивания (зажигания), град. до ВМТ;
- октановое число для бездетонационного сгорания;
- максимальное давление перед соплами распылителя, бар;
- уровень эмиссии твердых частиц, г/кВт ч;
- уровень эмиссии оксидов азота;
- коэффициент устойчивости  $K_p$  компрессоров ступени ВД и НД.

Для каждого выбранного ограничения задается область допустимых значений:  $Y_{i \min}$  - наименьшее допустимое значение;  $Y_{i \max}$  - наибольшее допустимое значение. В большинстве случаев ограничения имеют одностороннее действие, т.е. ограничивают область решения только с одной стороны, например, нельзя превышать максимальное давление в каком-либо объеме, минимальное же значение того же давления не будет лимитировать процесс поиска оптимума, т.к. этот оптимум (к примеру) располагается в области высоких давлений.

Наличие ограничений существенно усложняет решение оптимизационных задач, поэтому целесообразно свести задачу условной оптимизации (с ограничениями) к задаче безусловной оптимизации (без ограничений), алгоритмы для которой гораздо лучше разработаны.

Эффективным способом учета функциональных ограничений, а также ограничений на пространство решений является метод штрафных функций. Основная идея такого метода - поиск оптимума (минимума) методами безусловной оптимизации с неявным учетом ограничений путем прибавления некой добавки или штрафа к функции цели в точках, которые вышли из допустимой области. Штраф подбирается так, чтобы на границе допустимой области постро-

ить барьер, препятствующий нарушению ограничений. Так, в допустимой области величина штрафа равна нулю, а вне ее - положительна и возрастает с увеличением невязок ограничений, рис. 2.19.

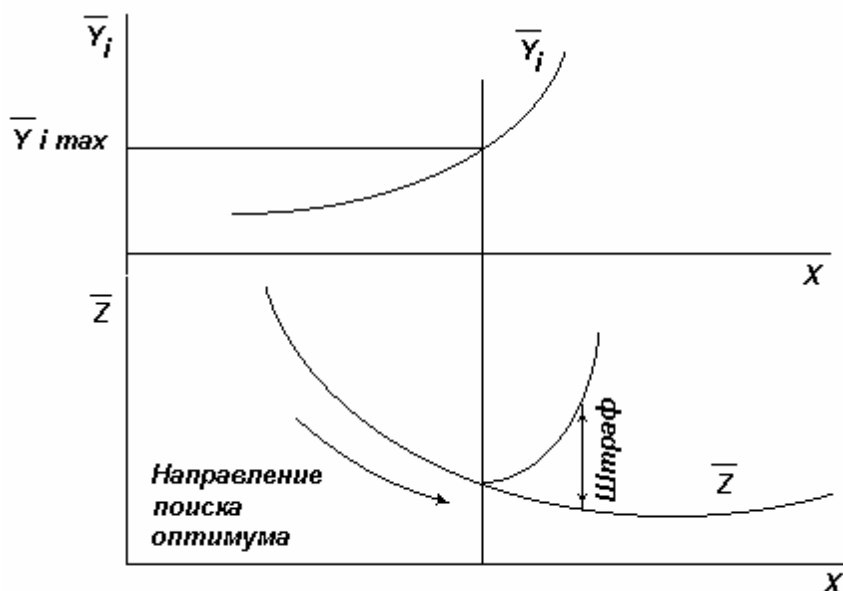


Рис. 2.19. Схема работы метода штрафных функций

Аналитической связи между целевой функцией и ограничениями с одной стороны, и вектором независимых переменных с другой стороны, не существует, поэтому для их вычисления используется математическая модель комбинированного ДВС.

Таким образом, задача оптимизации процессов в ДВС сводится к задаче нелинейного программирования (отыскания оптимума) функции многих переменных  $Z_j$  при условии выполнения ограничений:  $Y_{i\min} < Y_i < Y_{i\max}$ . В общем случае минимизируемая функция, с которой работает поисковая процедура безусловной оптимизации имеет вид:

$$F = C_{zj} \bar{Z}_j + \sum_{i=1}^n (C_{yi} \Delta \bar{Y}_i^2) + \sum_{k=1}^m (C_{xk} \Delta \bar{X}_k^2),$$

где:  $C_{zj}$  - коэффициент влияния оптимизируемого параметра  $Z_j$ ;

$\bar{Z}_j = Z_j / Z_{j\_mean}$  - оптимизируемый параметр  $Z_j$ , отнесенный к своему среднему значению;

$C_{yi}$  - коэффициент штрафа, накладываемого на целевую функцию при выходе ограничения  $Y_i$  за пределы области допустимых значений;

$$\Delta \bar{Y}_i = \left\{ \begin{array}{ll} \frac{Y_i - Y_{i \min}}{Y_{i \text{mean}}}, & IF \quad Y_i < Y_{i \min} \\ 0, & IF \quad Y_{i \min} \leq Y_i \leq Y_{i \max} \\ \frac{Y_i - Y_{i \max}}{Y_{i \text{mean}}}, & IF \quad Y_i > Y_{i \max} \end{array} \right\} \quad \text{- относительное нарушение } i\text{-того ограничения;}$$

$C_{xk}$  - коэффициент штрафа, накладываемого на целевую функцию при выходе независимой переменной  $X_k$  за пределы области допустимых значений;

$$\Delta \bar{X}_{ki} = \left\{ \begin{array}{ll} \frac{X_k - X_{k \min}}{X_{k \text{mean}}}, & IF \quad X_k < X_{k \min} \\ 0, & IF \quad X_{k \min} \leq X_k \leq X_{k \max} \\ \frac{X_k - X_{k \max}}{X_{k \text{mean}}}, & IF \quad X_k > X_{k \max} \end{array} \right\} \quad \text{- относительная величина выхода } k\text{-той независимой переменной за пределы области допустимых значений.}$$

Выбор коэффициентов штрафа, максимальных и минимальных значений параметров оптимизации и ограничений осуществляется при заполнении таблиц препроцессора программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК. Выбор средних значений параметров для приведения их к безразмерному виду осуществляется программно: как средняя арифметическая величина максимального и минимального значений.

Задачи и методы математического программирования, (отыскания экстремума функции многих переменных) подразделяются на два больших класса:

- задачи линейного программирования (когда целевая функция и ограничения могут быть представлены как линейные комбинации вектора независимых переменных);
- задачи нелинейного программирования (когда целевая функция и ограничения не могут быть представлены как линейные комбинации вектора независимых переменных).

В случае оптимизации рабочих процессов КДВС не существует вообще никакой аналитической связи между целевой функцией и ограничениями с одной стороны, и вектором независимых переменных с другой стороны. Поэтому для связи вектора независимых переменных с функциями отклика (целевой функцией и ограничениями) используется математическая модель КДВС, а для поиска оптимального сочетания независимых переменных при оптимизации процессов в ДВС используются только методы нелинейного программирования. В настоящее время разработано множество процедур для поиска экстремума функции многих переменных. В настоящей работе реализовано 14 поисковых методов. Подробно алгоритмы оптимального поиска приведены в работах [62 - 72].

Обзор литературы показывает, что наиболее эффективными являются программы, реализующие несколько методов оптимизации. Кроме того, в сложной, многомерной задаче экстремумов может быть несколько, и в общем случае нельзя гарантировать, какой найден экстремум: глобальный или локальный. Поверхность многомерной целевой функции может иметь "плато" - зону, где она мало меняется или напротив "овраг" - маленькую зону сильного изменения от независимых переменных (с учетом наложения штрафа), все это затрудняет анализ полученных оптимальным поиском результатов их физического осмысления и, следовательно, принятие правильного конструктивного решения.

Теория нелинейного программирования не дает ответа на вопрос о том, какие методы лучше, а какие хуже, поэтому следует для решения одной и той же задачи применять несколько методов и сравнивать результаты каждого. При выборе методов следует руководствоваться собственным опытом решения оптимальных задач в той или иной области и учитывать специфику алгоритма.

Библиотека программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК созданная в рамках данной работы, содержит следующий набор алгоритмов.

1. Методы нулевого порядка (не использующие частных производных целевой функции по независимым переменным):

- Метод покоординатного спуска;
- Метод деформируемого многогранника;
- Метод Розенброка;
- Метод Пауэлла.

2. Методы первого порядка (использующие частные производные целевой функции по независимым переменным):

- Метод наискорейшего спуска;
- Метод тяжелого шарика;
- Метод Флетчера-Ривса;
- Метод Полака-Рибьера;
- Проективный метод Ньютона-Рафсона;
- Метод Давидона-Флетчера-Пауэлла;
- Метод Бroyдена (ранг 1);
- Метод Пирсона 2;
- Метод Пирсона 3.

3. Метод случайного поиска:

- Метод Монте-Карло.

В связи с тем, что при оптимизации ДВС частные производные целевой функции и ограничений вычисляются численным методом с помощью математической модели КДВС, методы второго порядка (использующие вторые производные по независимым переменным) в программе не используются из соображений экономичности. При решении оптимизационных задач, основное время счета компьютера потребляется математической моделью КДВС, а не алгоритмами нелинейного программирования, поэтому при выборе методов отыскания оптимума в первую очередь следует руководствоваться экономичностью метода в плане количества потребных расчетов рабочего процесса КДВС.

Большинство поисковых методов в процессе своей работы используют процедуру отыскания минимума функции одной переменной. Эта процедура, в процессе работы делает "шаги" по аргументам или в направлении градиента, размер этих шагов вычисляется автоматически, направление шагов определяется алгоритмом поиска. Библиотека программы ДИЗЕЛЬ-РК содержит 4 известные процедуры одномерной минимизации:

- Метод квадратичной аппроксимации;
- Метод квадратичной аппроксимации с локализацией точки минимума;
- Метод Фибоначчи;
- Метод золотого сечения.

Выбор поисковых методов осуществляется средствами пользовательского интерфейса программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК.

Окончание оптимального поиска производится при выполнении критериев:

- Изменение всех аргументов на некоторой итерации становится меньше определенной, наперед заданной величины.
- Изменение целевой функции на некоторой итерации становится меньше определенной, наперед заданной величины.

Оценка этих критериев производится после завершения каждой очередной итерации. Решение об окончании процесса поиска может быть принято сразу по завершении текущей итерации, как только оба критерия будут выполнены; для исключения возможных случайностей можно потребовать для окончания поиска выполнения критериев не только на текущей итерации, но и на «позапрошлой» итерации.

Все алгоритмы, хотя и с разной эффективностью, позволяют находить решение оптимизационных задач. Тем не менее, опыт решения оптимизационных задач позволяет рекомендовать использовать градиентные методы в тех случаях, когда ожидаемое решение лежит далеко от стартовой точки. При

уточнении решения, когда стартовая точка находится поблизости от него, можно рекомендовать метод деформируемого многогранника.

При работе на ЭВМ с невысокой производительностью: при решении задач с числом независимых переменных 5 и более, лучше пользоваться методами нулевого порядка, дабы избежать ощутимых затрат на вычисление частных производных.

Метод Монте-Карло целесообразно использовать на производительных ЭВМ, при проведении предварительных исследований. Причем целесообразно задавать ему большой ресурс итераций (1000-2000), и задачу оптимизации ставить с большим числом независимых переменных. Последующий анализ протокола оптимального поиска может привести к интересным решениям в разных частях области определения (могут быть отслежены локальные оптимумы, которые можно затем использовать в качестве стартовых точек для других процедур).

### 2.8.1. Выбор целевой функции при минимизации выбросов вредных веществ

Выбор целевой функции при минимизации выбросов вредных веществ сопряжен с определенными проблемами, ибо организация рабочего процесса ДВС с минимальными выбросами оксидов азота будет существенно отличаться от той, что обеспечивает минимальную эмиссию твердых частиц и минимальный расход топлива. Поэтому в качестве функции цели можно использовать комплексы суммарной эмиссии, которые уравнивали бы разные составляющие, например, простейшим образом:  $SE = \sqrt{NOx^2 + PM^2}$ , или, как это сделано в работах Монтгомери и Райца (Montgomery and Reitz) [73]:

$$SE = \frac{1000}{\left( \frac{NOx + HC}{(NOx + HC)_0} \right)^2 + \left( \frac{PM}{PM_0} \right)^2 + \left( \frac{b_e}{b_{e0}} \right)^2};$$

или Десантеса с соавторами (Desantes) [74]:

$$SE = \left( \frac{b_e}{b_{e0}} \right) + \exp \left[ k_1 \left( \frac{NOx - NOx_0}{NOx_0} \right) \right] + \exp \left[ k_2 \left( \frac{PM - PM_0}{PM_0} \right) \right].$$

Однако, проведенные практические исследования, показали, что мероприятия, направленные на снижение эмиссии твердых частиц приводят и к одновременному снижению расхода топлива, это позволяет упростить вид комплекса суммарной эмиссии, оставив в нем лишь члены, учитывающие выбросы оксидов азота и твердых частиц. Учитывая то, что абсолютные значения этих параметров увязаны между собой требованиями законодательства, а абсолютная величина комплекса не имеет значения (важно лишь соотношение между составляющими, которое обеспечивает взвешенный результат оптимального поиска), предложен следующий вид комплекса суммарной эмиссии:

$$SE = C_{PM} \frac{PM}{PM_0} + C_{NOx} \frac{NOx}{NOx_0},$$

где:  $PM$  и  $NOx$  - текущие значения эмиссии твердых частиц и оксидов азота, г/кВт ч;  $PM_0 = 0,15$ ,  $NOx_0 = 7$  - "опорные" значения вредных выбросов (нормы EURO II);  $C_{PM} = 0,1 \div 0,5$ ,  $C_{NOx} = 1$  - эмпирические весовые коэффициенты. Значения весовых коэффициентов эмиссии  $C_{PM}$  и  $C_{NO}$  устанавливают приоритет той или иной составляющей, входящей в комплекс суммарной эмиссии. Значения:  $C_{PM} = 0,1 \div 0,5$  и  $C_{NO} = 1,0$  приблизительно уравнивают влияние эмиссии твердых частиц и оксидов азота при поиске оптимального решения, удовлетворяющего нормативам EURO 3, EURO 4 . На рис. 2.20 в качестве иллюстрации влияния весовых коэффициентов на результаты оптимального поиска представлено изменение удельного эффективного расхода топлива  $b_e$  и эмиссии оксидов азота  $NOx$ , полученных в результате расчетной оптимизации по 5 параметрам рабочего процесса 6 цилиндрового рядного дизеля Caterpillar C15 (D/S=137/171) на режиме 75% от полной мощности. Аргументы оптимизации: диаметр сопловых отверстий, опережение впрыскивания, давление топлива в аккумуляторе, доля пилотной порции впрыскиваемого топлива, задержка меж-



ду пилотной порцией и основной порцией; целевая функция: суммарная эмиссия SE; ограничения: максимальное давление цикла  $p_z < 180$  бар, удельный эффективный расход топлива  $b_e < 235$  г/кВтч.

Анализ полученных результатов показывает, что весовая доля твердых частиц  $C_{PM}$  в целевой функции SE не должна быть ниже 0,1, в противном случае снижение эмиссии NOx дается слишком дорогой ценой: 10% снижения удельной эмиссии NOx достигается за счет 10% роста расхода топлива. Для перспективных двигателей комплекс суммарной эмиссии целесообразно строить, выбирая весовые коэффициенты как  $C_{PM} = 0,15 \dots 0,3$ ,  $C_{NO} = 1,0$ .

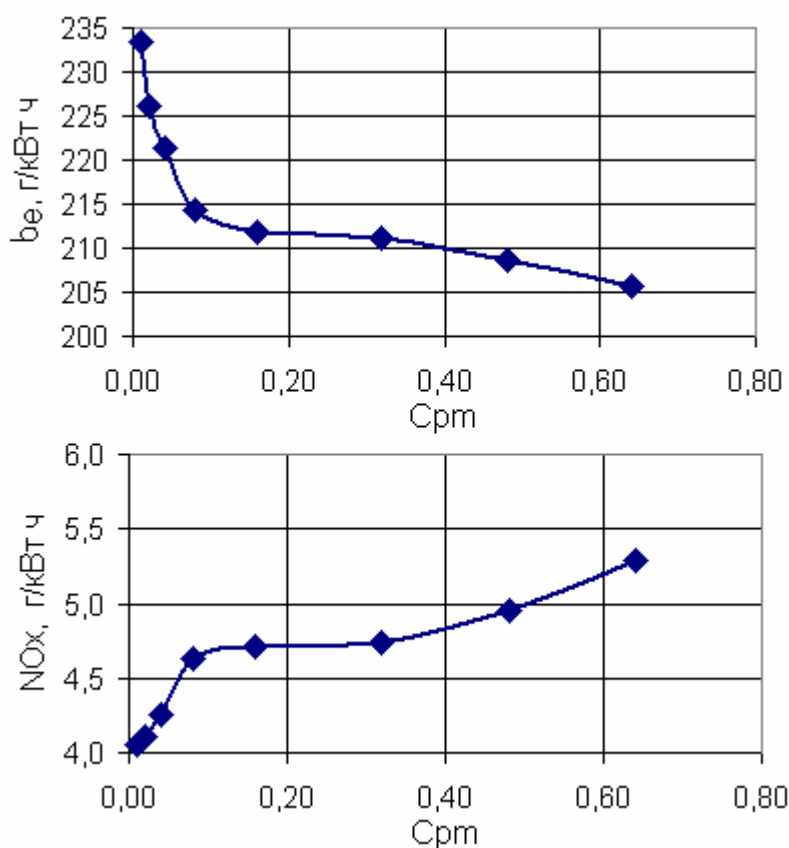


Рис. 2.20. Влияние весового коэффициента  $C_{PM}$  на результаты решения оптимизационной задачи  $SE \Rightarrow \text{MIN}$  для дизеля Caterpillar C15 (D/S=137/171) на режиме 75% от полной мощности

В связи с тем, что «перевыполнение» нормативов не нужно, в данной работе предложен также другой вид целевой функции, который способствует поиску минимума расхода топлива без превышения требуемых значений эмиссий:

$$SE = \text{MAX}\left(1, \frac{NOx}{NOx_0}\right)^{m1} + \text{MAX}\left(1, \frac{PM}{PM_0}\right)^{m2} + \frac{b_e}{b_{e0}},$$

где:  $m1$ ,  $m2$  - показатели степени, равные 1, если необходимо увеличить строгость ограничений, то эти показатели следует увеличить,  $b_e$  - удельный эффективный расход топлива, г/кВт ч.

## 2.9. Выводы по главе

1. Разработан алгоритм расчета параметров газа в открытой термодинамической системе на основе решения системы разностных уравнений баланса массы, энергии и уравнения состояния, превосходящий по быстродействию общепринятые методы в 5 раз.

2. Разработан алгоритм расчета газообмена четырехтактных и двухтактных двигателей на основе концепции среднестатистического цилиндра с учетом нестационарности течения в клапанных каналах, учетом теплообмена в каналах и коллекторах, учетом зависимости коэффициента расхода окон от перепада давления и направления течения, а также с применением комбинаций гипотез о полном перемешивании, послойном вытеснении и замыкании. Разработаны рекомендации по выбору и смене этих гипотез. Разработанная программа позволяет рассчитывать газообмен в двухтактных и четырехтактных ДВС с высокой точностью и быстродействием.

3. Усовершенствована предложенная Разлейцевым математическая модель образования сажи в цилиндре дизеля. Усовершенствованная модель точнее учитывает наличие кислорода в процессе сгорания и распределение капель топлива в процессе впрыскивания, что особенно актуально для моделирования процесса с многократным впрыскиванием.

4. В разработанную программу расчета рабочего процесса ДВС внедрена двухзонная модель образования оксидов азота по механизму Зельдовича и детальному кинетическому механизму, что позволяет проводить исследования

двигателей, как с традиционной, так и с современной организацией рабочего процесса, большой рециркуляцией отработавших газов и многоразовым впрыскиванием.

5. Разработана универсальная программа для ЭВМ, позволяющая рассчитывать рабочий процесс в цилиндре и коллекторах 2-х и 4-х тактных двигателей различных конструкций, быстроходности и степени форсирования.

6. Разработана универсальная методика и программа совместного расчета поршневого ДВС и агрегатов наддува различных схем, что позволяет прогнозировать характеристики двигателей и подбирать агрегаты наддува к ним, используя характеристики турбин и компрессоров.

7. Разработана методика и программа многопараметрической оптимизации рабочих процессов ДВС, что позволяет радикально увеличить эффективность расчетных исследований.

8. Предложен комплекс суммарной эмиссии для использования в качестве функции цели для оптимизации рабочего процесса дизелей, направленной на снижение вредных выбросов оксидов азота и сажевых частиц.

Представленная математическая модель поршневого двигателя с наддувом позволяет с высокой точностью моделировать рабочие процессы дизелей разной размерности и быстроходности: как двухтактные, так и четырехтактные в широком диапазоне работы. Реализация в представленной математической модели алгоритмов расчета, отличающихся повышенным быстродействием, точностью и универсальностью создает предпосылки для использования этой модели в решении оптимизационных задач по выбору рационального сочетания параметров ДВС.

### 3. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЕ

В настоящее время, в связи с ужесточением конкурентной борьбы в условиях все более жестких ограничений на вредные выбросы дизелей, особую актуальность для увеличения эффективности исследований и доводки ДВС приобретает задача разработки универсальной, точной и удобной для конечного пользователя технологии расчета процесса сгорания в дизеле. Эта технология должна учитывать влияние конструктивных факторов и характеристики впрыскивания на процесс сгорания и выбросы вредных веществ, она должна быть быстродействующей, как по времени счета, так и по времени задания исходных данных, а также должна свести к минимуму усилия по идентификации математической модели. Кроме того, разрабатываемая модель дизельного сгорания и программа ее реализующая, должны быть адаптированы не только к традиционному способу организации рабочего процесса дизеля, но и должны описывать процессы находящиеся сейчас в стадии разработки и внедрения передовыми исследовательскими центрами, это процессы с многократным впрыскиванием, с высокой степенью рециркуляции ОГ, РССІ, и в перспективе НССІ процессы. Степень детализации рассматриваемых процессов должна быть таковой, чтобы с помощью такой программы было можно решать вопросы конструирования топливной аппаратуры, профилирования формы камеры сгорания, управления топливоподачей, рециркуляцией ОГ, фазами газораспределения и агрегатом наддува. Разработка такой модели сгорания является одной из задач настоящей работы.

#### 3.1. Сравнительный анализ существующих феноменологических моделей сгорания в дизеле

Для решения задач компьютерного моделирования процессов сгорания в дизелях в настоящее время разработаны и используются 3 основных класса ма-

тематических моделей сгорания:

- 0-мерные, однозонные модели;
- квази-многомерные, многозонные модели (феноменологические);
- многомерные модели.

В 0-мерных моделях изменение параметров рассматривается только по времени  $\tau$ , т.е.  $dx/dt = f(t)$ - скорость тепловыделения есть функция только времени. Примерами таких моделей являются получившая наибольшую известность модель Вибе [3] и самая первая расчетная модель Гриневецкого - Мазинга [2]. В ряду известных нуль-мерных моделей следует также упомянуть модель Ватсона (Watson) [75], использующую для описания скорости тепловыделения алгебраические уравнения с эмпирическими коэффициентами, зависящими от режима работы двигателя; модель Остена и Линя (Austen & Lyn) [76], использующую скорость впрыскивания для расчета  $dx/dt$ ; методику Вошни (Woschni) [77], использующую для расчета индикаторной диаграммы так называемый фактор формы, представляющий собой относительную порцию топлива, впрыснутого в цилиндр за период задержки самовоспламенения; методики Шипинского (Shipinski) [78] и Вайтхауза – Вэя (Whitehouse & Way) [79], использующие закономерности испарения топлива для описания процесса сгорания. Недостатками однозонных моделей является невозможность учета важных влияющих факторов: формы КС, характеристики впрыскивания и т.д., а также необходимость идентификации по экспериментальным данным, которая должна выполняться перед тем, как выполнять расчетные исследования.

Квази-многомерные, многозонные (феноменологические) модели занимают промежуточную в плане вычислительных ресурсов позицию, но обеспечивают максимальную точность, что делает их самыми перспективными для решения оптимизационных задач и параметрических исследований.

Многомерные модели позволяют максимально полно описать процесс, учитывая его нестационарность, 3-х мерность, турбулентность, диффузию и испарение, и т.п. Многомерные модели заложены в таких программных ком-

плексах, как FIRE, KIVA, VECTIS, Star-CD см. табл. 2. Недостатком многомерных моделей является их потребность в больших вычислительных ресурсах, трудоемкость задания исходных данных и недостаточная проработанность (низкая точность), что затрудняет параметрические исследования и делает решение оптимизационных задач невозможным.

Учитывая вышесказанное, в настоящей работе усилия были сосредоточены на разработке универсальной феноменологической модели сгорания в дизеле, которая, будучи внедрена в термодинамическую программу, позволяла бы решать актуальные задачи оптимизации ДВС.

В последние годы были разработаны разные многозонные феноменологические модели сгорания в дизеле на основе модели топливной струи. Хотя между ними много общего, но их можно разделить на два основных типа.

**В первом типе моделей** в струе выделяются несколько характерных зон, отличающихся концентрацией топлива и воздуха. Для описания поведения струи используется теория турбулентных струй. Геометрия струи, скорость продвижения ее вершины, а также распределение топлива в продольном и поперечном направлениях описываются эмпирическими уравнениями.

Например, одномерная квазистационарная модель Чуи-Шахеда-Линя (Chui, Shahed and Lyn) [80, 81] выделяет в струе: зону обогащенного топливом ядра струи, куда подается топливо из форсунки со скоростью  $dm_f/dt$ ; а также зоны разреженные воздухом  $B_i$ , рис. 3.1, где происходит процесс смешения топлива с воздухом, поступающим в зону со скоростью  $dm_{e,B_i}/dt$ , одновременно здесь же идет процесс испарения со скоростью  $dm_{mp}/dt$ . Число внешних зон  $B_i$  растет по мере впрыскивания новых порций топлива и смешения этих порций с воздухом. На рис. 3.1 представлено осевое сечение струи и схема ее отклонения тангенциальным вихрем. Скорость вовлечения воздуха в струю, которое имеет место по всей поверхности, принимается пропорциональной скорости струи относительно окружающего воздуха. Скорость движения вершины струи рассчитывается либо по эмпирическим уравнениям, либо с помощью уравнений со-

хранения импульса и массы. Первые версии модели не учитывали распределение топлива в поперечном сечении струи, а оценивали концентрацию только по всему контуру целиком. В последних версиях этой модели введено допущение о нормальном распределении концентрации топлива в поперечном сечении струи и гиперболическом распределении топлива в продольном направлении.

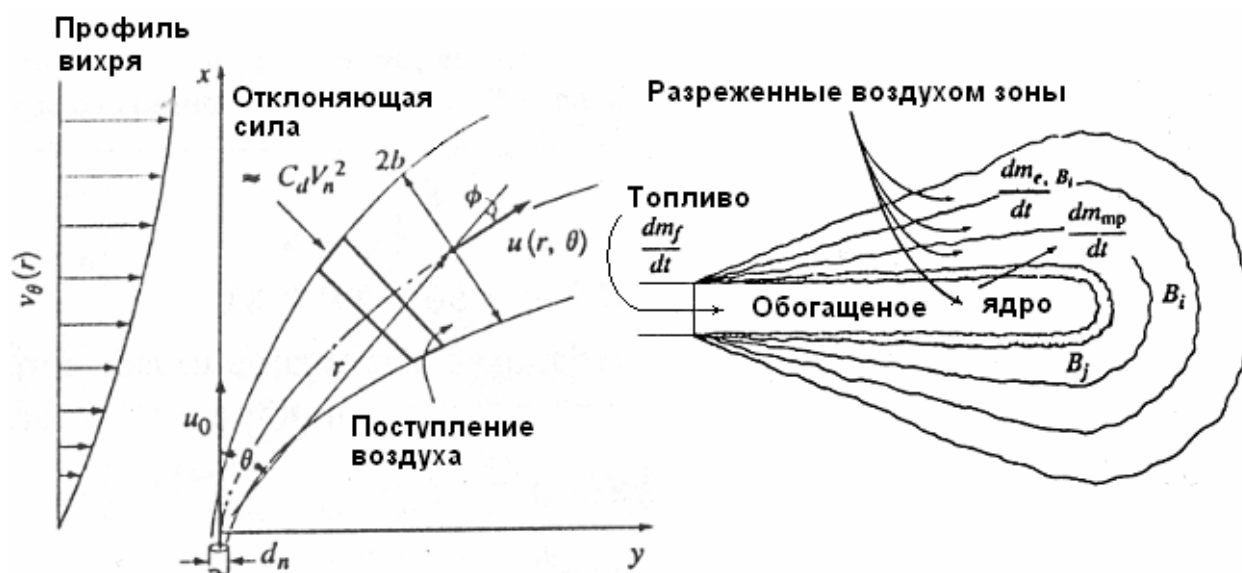


Рис. 3.1. Модель развития струи Чуи-Шахеда-Линя (Chiu, Shahed, Lyn) с обозначением характерных зон [80, 81]

Недостатком модели является отсутствие учета взаимодействия струи со стенками КС, тогда как известно, что на режимах большой мощности и большого крутящего момента около 70% всего времени своего развития струя находится в контакте со стенками КС.

Модель, предложенная Би, Ханом и Янгом (Bi, Han, Yang) [82, 83] представляет струю в виде конуса с разбиением на зоны только в осевом направлении в соответствии с шагом по времени (рис. 3.2). Каждая зона  $L_j$  соответствует доле топлива впрыснутого за период времени  $t_{j+1} - t_j$ . Длина и угол конуса струи рассчитываются по эмпирическим уравнениям Хироясу [4]. Эта модель учитывает деформацию струи вихрем и взаимодействие ее со стенками. После соударения пристеночный поток развивается в стороны от точки соударения.

Скорость распространения пристеночного потока рассчитывается по уравнению, аналогичному тому, что используется для свободно развивающейся струи. Скорость испарения рассчитывается на основании решения системы уравнений теплового баланса для капель, диаметр которых принят равным Заутеровскому. Сгорание в каждой зоне происходит по истечении периода задержки самовоспламенения, который рассчитывается по методике Харденберга и Хасэ (Hardenberg & Hase) [84].

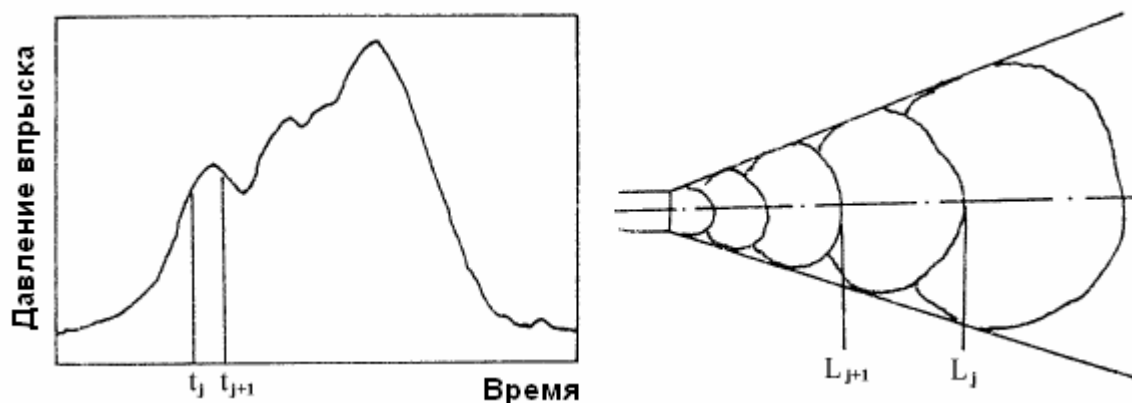


Рис. 3.2. Модель развития струи Би-Хана-Янга (Bi, Han, Yang) с обозначением характерных зон [82, 83]

В модели предложенной Н.Ф.Разлецевым [6], струя и ее пристеночный поток разбиваются на зоны исходя из условия одинаковости условий испарения внутри каждой зоны. Общее количество зон – 9 (рис. 3.3). Условия испарения между разными зонами существенно отличаются. На рис. 3.3 цифрами обозначены зоны: 1 – уплотненное осевое ядро свободной струи, 2 – уплотненный передний фронт свободной струи, 3 – разреженная оболочка свободной струи, 4 – осевое коническое ядро ПП, 5 – уплотненное ядро ПП на поверхности поршня, 6 – уплотненный передний фронт ПП, 7 – разреженная оболочка пристеночного потока. Если в процессе развития струи топливо попадает на зеркало цилиндра и на поверхность крышки цилиндра, то наряду с упомянутыми, выделяются соответствующие дополнительные зоны. Скорость вершины струи и угол ее раскрытия рассчитываются по эмпирическим зависимостям. Учитывается угол



встречи струи со стенкой, развитие пристеночного потока в радиальном и тангенциальном направлениях рассчитывается с учетом величины угла встречи струи со стенкой в обеих плоскостях. Скорость испарения в каждой зоне зависит от диаметра капель и характерной температуры зоны, в т.ч. температуры близлежащей стенки. Модель реагирует на такие негативные особенности смеобразования как попадание топлива на холодные стенки зеркала цилиндра и крышки цилиндра, однако не учитывает влияние воздушного вихря на развитие свободной струи и развитие ее пристеночного потока.

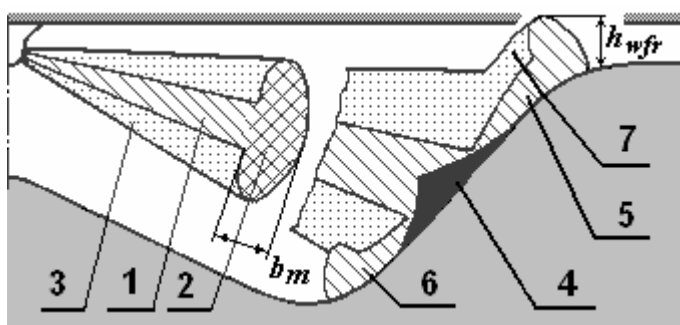


Рис. 3.3. Модель развития струи, предложенная Н.Ф.Разлецевым, с обозначением характерных зон [6]

**Во втором типе моделей** струя делится на многочисленные зоны (пакеты) как вдоль оси, так и в поперечном направлении. В большинстве случаев продольное деление соответствует шагу по времени впрыскивания. Поперечное деление на зоны осуществляется либо из условия равномерного деления телесного угла конуса струи с вершиной в сопловом отверстии: модель Юнга и Ассаниса (Jung & Assanis) [85], и модель Хироясу (Hiroyasu) [4, 86, 87]; либо в виде системы прямоугольников: модель Ракополоса и Хаунталаса (Rakopoulos & Hountalas) [88]. Рассмотрим эти модели более подробно.

В модели Юнга и Ассаниса [85] струя разбивается по мере движения впрыснутого топлива на порции  $k$ , а затем каждая из этих порций разбивается в поперечном направлении на зоны  $i$ . На рис. 3.4 представлена структура струи в модели Юнга - Ассаниса. Дальнобойность струи в этой модели рассчитывается

по уравнениям, предложенным Хироясу и Араи (Hiroyasu & Arai) [89], угол конуса струи определяется либо также по методу Хироясу и Араи [89], либо по формулам предложенным Райцем и Бракко (Reitz & Bracco) [90], средний диаметр каплей по Заутеру рассчитывается также с помощью уравнений, предложенных Хироясу [91]. Вовлечение воздуха в каждую зону рассчитывается с помощью уравнения сохранения количества движения. Скорость испарения каплей рассчитывается по методу Бормана и Джонсона (Borman & Johnson) [92], для чего моделируется прогрев каплей воздухом внутри каждой зоны. Предполагается, что между зонами нет смешивания или перетекания. В каждой зоне рассчитываются свои значения температуры и состава топливовоздушной смеси. Общее число зон зависит от времени впрыскивания и шага по времени. Модель проверялась применительно к нескольким дизелям, однако авторы ничего не сообщают об учете взаимодействия струи со стенками КС.



Рис. 3.4. Модель струи, предложенная Юнгом и Ассанисом [85]

В модели Ракополоса и Хаунталаса (Rakopoulos & Hountalas) [88] предложено делить струю на зоны в трех направлениях: вдоль оси струи -  $x$ , и перпендикулярно оси - в направлениях  $r, z$  (рис. 3.5). В результате в поперечном сечении получаются прямоугольные зоны, а не сектора. Каждая зона имеет свои показатели температуры и состава топливовоздушной смеси. Температура и концентрация каждой зоны рассчитываются с помощью системы уравнений баланса массы, количества движения и энергии. Для оценки характерной скорости, используемой для расчета теплообмена, используется  $k$ -е модель турбу-

лентной вязкости. Профиль вихря принят по закону квази-твердого тела с учетом диссипации. Скорость движения струи рассчитывается по уравнениям, предложенным Вильямсом (Williams) [93], а угол раскрытия струи - по формуле, приведенной Хейвудом (Heywood) [94]. Учитывается взаимодействие струи со стенками [96]. Заутеровский диаметр каплей рассчитывается по формуле Хироюсу [91], испарение каплей по Борману и Джонсону [92].

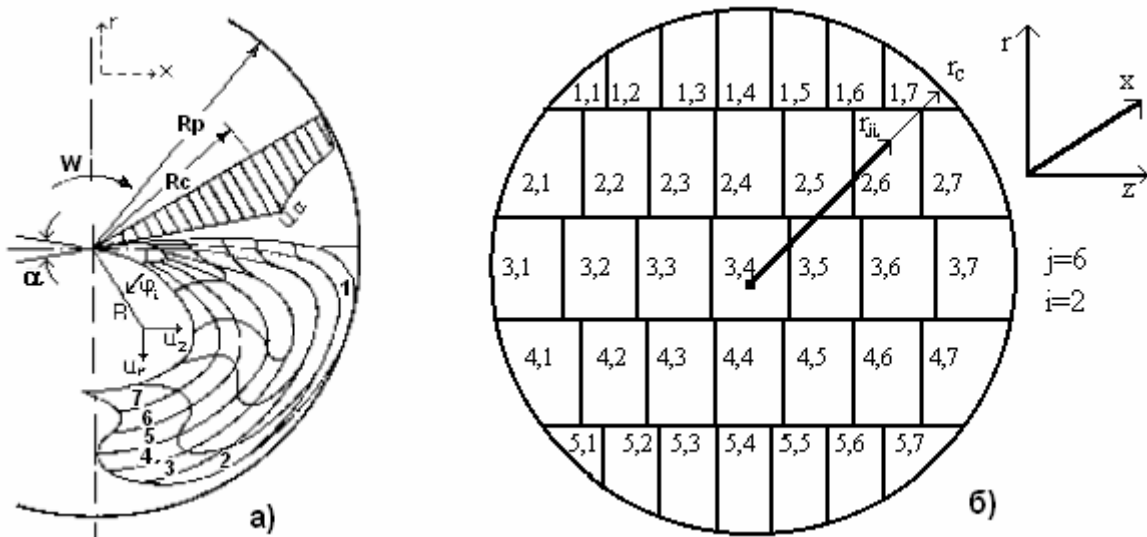


Рис. 3.5. Модель развития струи Ракополоса и Хаунталаса [88]: а) вид сверху на камеру сгорания и проекция струи на плоскость  $r - x$ ; б) поперечное сечение струи с характерными зонами

Число зон зависит от продолжительности впрыскивания и шага по времени: при шаге по времени 0.2 градуса п.к.в. число зон достигает 20000. Время счета составляет около 5 мин. на компьютере 586 РС.

На сегодняшний день из существующих многозонных феноменологических моделей сгорания в дизеле, наибольшую известность получила модель, предложенная Хироюсу [4, 86, 87]. Схема деления струи на зоны, или пакеты, как их называет сам Хироюсу, представлена на рис. 3.6. Струя делится на множество зон, имеющих свои характерные значения температуры, объема, массы топлива и воздуха. Движение каждой зоны описывается уравнениями сохранения импульса. Продольное деление на зоны осуществляется по мере

впрыскивания новых элементарных порций топлива  $-L$ , в поперечном сечении зоны получаются, при равномерном делении телесного угла в радиальном направлении  $-M$ .

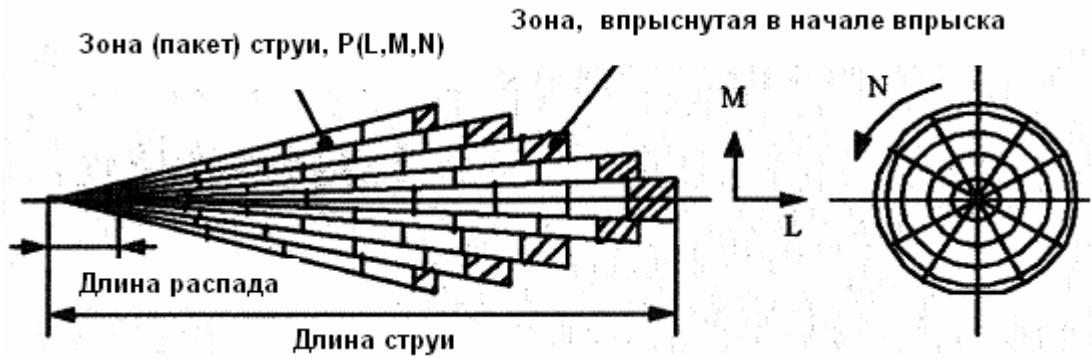


Рис. 3.6. Модель развития свободной струи Хироюсу [4, 86, 87]

Предполагается, что между зонами нет перетекания топливоздушнoй смеси. Смещение зоны в направлении  $M$  позволяет учитывать влияние воздушного вихря на развитие топливной струи. Для каждой зоны используется единая система уравнений вычисления скорости испарения, скорости тепловыделения и текущей температуры зоны. Конфигурация зон после соударения струи со стенкой показана на рис. 3.7.

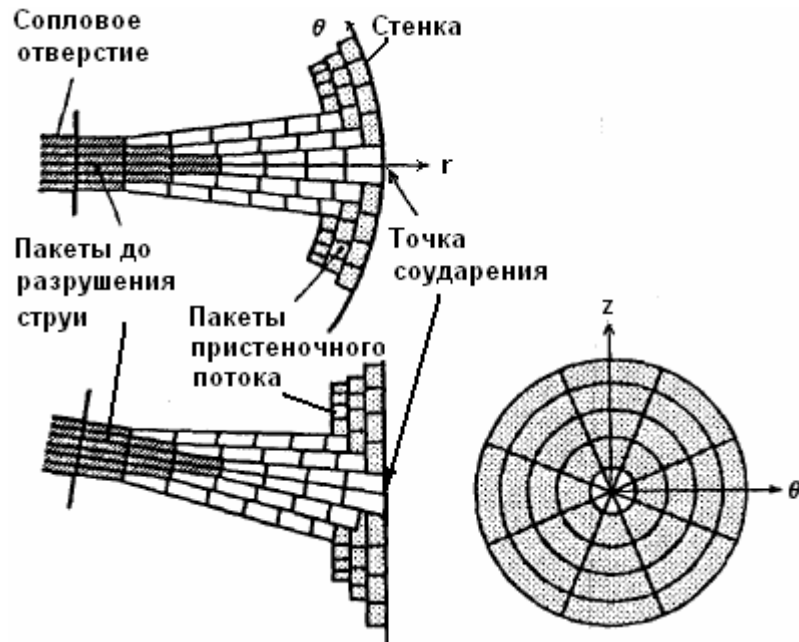


Рис. 3.7. Конфигурация зон после соударения струи со стенкой

Контур пристеночного потока рассматривается в виде окружности и не зависит от угла встречи струи со стенкой; в расчет принимается только путь, пройденный струей до момента столкновения. Влияние температуры стенки не учитывается. Число зон зависит от продолжительности впрыскивания и шага по времени: чаще всего от 250 до 400. Методология процесса расчета сгорания иллюстрируется рис. 3.8.

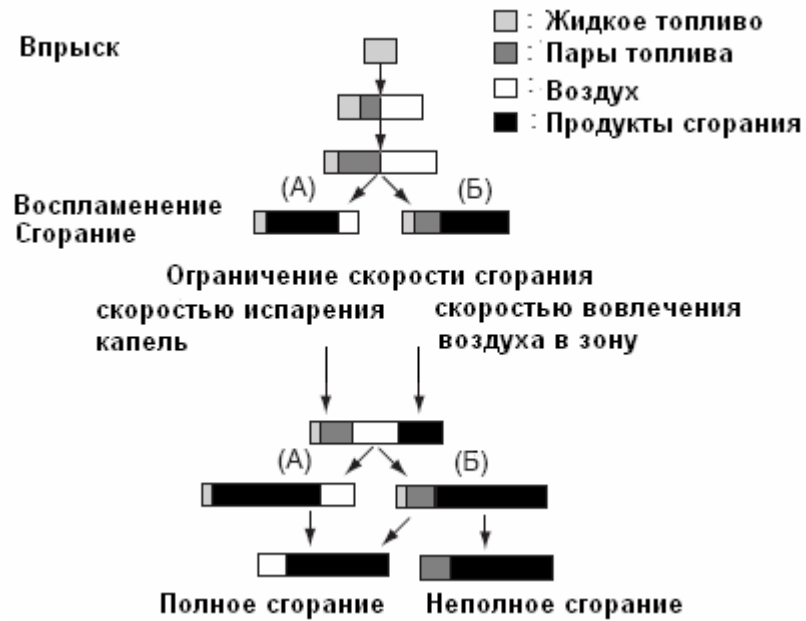


Рис. 3.8. Иллюстрация эволюции состава пакетов при расчете смесеобразования и сгорания в дизеле по методу Хироясу

Струя, впрыскиваемая из форсунки в камеру сгорания, делится на большое число малых "пакетов" с равной массой топлива в каждом из них. Предполагается, что пакеты не обмениваются массой между собой. Развитие струи рассчитывается по эмпирическим уравнениям. Вовлечение воздуха в каждый пакет рассчитывается, исходя из уравнения сохранения количества движения, т.е. масса вовлеченного в пакет воздуха пропорциональна снижению скорости движения пакета. После вовлечения воздуха в пакет капли в нем начинают испаряться; сгорание в пакете начинается после окончания периода задержки самовоспламенения.

Каждый пакет сразу после впрыскивания состоит в основном из мелких капель, и практически не содержит воздуха. По мере движения пакета воздух вовлекается в него, и топливные капли начинают испаряться. По истечении короткого периода времени пакет уже состоит из жидких капель, паров топлива и воздуха. Когда в газовой смеси происходит сгорание, пакет быстро расширяется. Это приводит к испарению большего числа капель и большему вовлечению свежего воздуха в пакет. Топливо смешивается со свежим воздухом и продуктами сгорания, струя продолжает гореть. Скорость сгорания в каждом пакете рассчитывается из предположения, что сгорание имеет место при стехиометрическом соотношении топлива и воздуха. Если в пакете достаточно воздуха для сгорания всего испарившегося топлива, то после сгорания с ним остаются продукты сгорания, воздух и жидкое топливо (схема *A* на рис. 3.8). На следующем малом расчетном шаге больше капель испарится и новая порция воздуха будет вовлечена в пакет, если опять воздуха будет достаточно для стехиометрического сгорания образовавшихся паров, то повторится предыдущая схема *A*. Если количество воздуха недостаточно для сгорания всего испарившегося топлива, скорость сгорания ограничивается количеством имеющегося воздуха. Этот процесс обозначен на рис. 3.8 как случай *B*. Скорость тепловыделения в камере сгорания рассчитывается путем суммирования тепловыделения в каждом из пакетов. Давление в цилиндре и общая температура газа в цилиндре рассчитываются из уравнения первого закона термодинамики. Равновесные концентрации составляющих газа в каждом пакете рассчитываются в каждый момент времени на основе известных: температуры, количества паров топлива, количества воздуха и продуктов сгорания. Концентрация оксидов азота рассчитывается с использованием схемы расширенного механизма Зельдовича. Образование сажи рассчитывается исходя из предположения о первом порядке реакции окисления топливных паров. Окись углерода рассчитывается исходя из допущения о втором порядке реакции между углеродом и кислородом. Методика Хироясу за 35 лет своего существования прошла проверку при моделировании двигателей

разного класса и назначения. Она входила в базовый пакет поставки программ: GT-Power, WAVE, BOOST. Анализируя возможности модели Хироясу в сравнении с возможностями моделей других зарубежных авторов, а также то обстоятельство, что модель Хироясу де-факто выдержала испытание временем и нашла применение в коммерческих программных продуктах, можно сделать вывод, что это самая совершенная и быстродействующая феноменологическая модель сгорания в дизеле из существующих на сегодняшний день. Конкуренцию ей может составить лишь модель Разлейцева. Сравнение возможностей модели Хироясу с моделью Разлейцева представлено в таблице 11.

Таблица 11.

Сравнение возможностей моделей Хироясу и Разлейцева.

Знаки + и – означают достоинства и недостатки

| №. | Модель Хироясу  | Модель Разлейцева [6]   |
|----|---|---|
| 1  | + Геометрия струи зависит от тангенциального вихря                          | - Геометрия струи не зависит от тангенциального вихря                       |
| 2  | + Рассчитываются локальные температуры и концентрации по зонам              | - Локальные температуры по зонам задаются как данные извне.                 |
| 3  | - Не учитывается массообмен между зонами.                                   | + Учитывается перераспределение капель топлива между зонами.                |
| 4  | - Пристеночный поток (ПП) имеет форму окружности.                           | + Форма ПП зависит от угла встречи струи со стенкой в двух плоскостях.      |
| 5  | - Не учитывается структура ПП по толщине.                                   | + Учитывается структура ПП по толщине и протяженности.                      |
| 6  | - Не учитываются свойства поверхности под ПП.                               | + Учитывается температура и свойства поверхности под ПП.                    |
| 7  | - Не рассматривается взаимодействие между струями.                          | - Не рассматривается взаимодействие между струями.                          |
| 8  | - Не рассматривается влияние вихря на ПП.                                   | - Не рассматривается влияние вихря на ПП.                                   |
| 9  | - Не учитывается ход поршня.  | - Не учитывается ход поршня.  |
| 10 | - Не рассматривается произвольная форма КС и боковое расположение форсунки. | - Не рассматривается произвольная форма КС и боковое расположение форсунки. |

Сравнительный анализ двух моделей сгорания в дизеле показывает наличие целого ряда достоинств и недостатков в каждой из них.

1. Отсутствие учета влияния вихря на траекторию движения струи в модели Разлейцева является серьезным недостатком, ограничивающим область применения модели лишь среднеоборотными дизелями.

2. Знание локальных температур и концентраций топлива необходимо для корректного расчета эмиссии оксидов азота и сажи, однако такие допущения модели Хироясу, как равенство массы топлива в каждом пакете и отсутствие обмена каплями между пакетами ставят под вопрос корректность расчета испарения в пакетах переднего фронта струи. Известно, что передний фронт постоянно обновляется подлетающими из ядра струи каплями, которые были впрыснуты позже, а часть ранее впрыснутых капель отстает, рассеиваясь в разреженной оболочке струи.

3. Модель Разлейцева абстрагируется от вопроса обмена каплями между зонами и принимает оценочный метод его расчета.

4. Форма пристеночного потока сильно зависит от конфигурации стенок камеры в поршне, и допущение о его круглой форме, ограничивает применение модели Хироясу для оптимизации формы КС.

5. Структурирование ПП позволяет учесть значительную разницу в условиях испарения капель летящих высоко от поверхности и близко к ней, а также учесть оседание топлива на поверхностях крышки цилиндра и на зеркале. Детальный учет структуры пристеночного потока является преимуществом модели Разлейцева.

6. Температура поршня очень сильно влияет на условия испарения ПП. Учет влияния температуры стенок на условия испарения пристеночного потока является сильной стороной модели Разлейцева

7. Взаимодействие струй в тесных условиях КС при высоких уровнях форсирования существенно ухудшает условия испарения. Не учет этого эффекта сужает область применимости обеих моделей.



8. Интенсивный вихрь в КС продолжает свое воздействие на ПП, который имеет существенную толщину. Если это явление не учитывать, то форма ПП будет определяться неверно и взаимодействие струй также будет оценено обеими моделями не правильно.

9. Отсутствие учета хода поршня обеими моделями при определении места соударения струи со стенкой может привести к существенным ошибкам, если впрыскивание осуществляется очень рано (РССІ процесс), или наоборот очень поздно, как это делается в современных дизелях для снижения эмиссии оксидов азота.

Приведенный анализ позволяет сделать вывод о преимуществах модели Разлейцева для расчета и оптимизации современных дизелей и необходимости ее доработки для расширения области применения. Модель должна быть доработана для возможности учета влияния вихря на развитие как свободной струи, так и пристеночного потока образованного после ее соударения со стенкой. Также в расчетной программе необходимо предусмотреть учет положения поршня во время всего процесса смесеобразования при определении точки соударения оси струи со стенкой, предусмотреть возможность расчета ДВС с асимметричным расположением форсунки, с любой формой камеры сгорания, с многократным впрыскиванием и значительной рециркуляцией ОГ, а также обеспечить простую и нетрудоемкую идентификацию математической модели.

Далее приводится уже реализованная в программе методика расчета смесеобразования и сгорания в дизеле с непосредственным впрыскиванием. Основные уравнения и идеология расчета были обоснованы и разработаны Разлейцевым [5, 6], поэтому в данной работе они излагаются конспективно. Подробно изложен лишь авторский вклад [97, 98, 99, 100, 101, 102, 103] в модификацию расчетного метода Разлейцева, который делает этот метод более универсальным и, в определенной степени, свободным от указанных недостатков.

### 3.2. Расчет конфигурации свободной струи. Модифицированная модель Лышевского для расчета дальности топливной струи

Представления Разлейцева [6] хорошо согласуются с описаниями процесса развития струй в работах других авторов, в том числе выполнявших исследования с применением лазерного зондирования, голографии, рентгеноимпульсной техники и скоростной киносъемки [104 – 107]. Они позволяют раскрыть своеобразие развития высокоскоростной дизельной струи в плотной газовой среде. Согласно этим представлениям распад жидкой струи происходит уже вблизи форсунки. Высокоскоростные порции топлива быстро продвигаются к головной части струи, раздвигая, подталкивая и уплотняя ранее сформировавшийся поток капель. В поперечном сечении струи плотность распределения капель и их диаметр быстро уменьшаются при удалении от оси струи. В связи с этим периферийные потоки капель тормозятся быстрее, чем осевой поток, они постепенно отстают и отрываются от него. Разрушение осевого потока вблизи вершины струи на начальной стадии несущественно, что и обуславливает большую скорость продвижения вершины струи на начальном этапе. В дальнейшем, на основной стадии развития, осевой поток замедляется и уплотняется со стороны переднего фронта в связи с сопротивлением окружающего газа. Подлетающие новые порции топлива догоняют осевой поток, внедряются в него, подталкивают и уплотняют сзади. В результате в середине струи формируется протяженное осевое ядро [108] с повышенной плотностью распределения капель и скоростью капель. Это ядро окружено относительно разреженной оболочкой из отстающих капель. Граница между начальной и основной стадиями развития струи соответствует моменту, когда осевой поток у вершины струи начинает деформироваться и разрушаться, образуя уплотненный грибовидный передний фронт. По мере движения струи на основном участке происходит непрерывное разрушение передней части струи [90] и обновление фронта подлетающими порциями топлива [109, 110]. Отставшие капли из разрушающегося

фронта переходят в оболочку. Движущаяся струя увлекает с собой окружающий газ. При этом скорость газа в оболочке невелика. В осевом же ядре газ быстро разгоняется до скорости, близкой к скорости капель [111]. Диаметр поперечного сечения ядра составляет приблизительно 0,3 от наружного диаметра струи [6]. После окончания развития струи в ее осевом ядре остается топливо, поданное на завершающей стадии впрыскивания.

В начальный период горения пламя еще не может разрушить плотное ядро топливного факела [6, 112, 94]. Поэтому во время впрыскивания, даже после воспламенения топлива, струи будут продолжать свое движение к боковым стенкам камеры сгорания. К концу топливоподачи вблизи стенок скапливается значительная доля цикловой порции топлива. Это явление имеет место как в двигателях с компактными камерами сгорания, так и в двигателях с широкими камерами в поршне типа Гессельман на режимах большой мощности.

Согласно модели Разлейцева, струя в своем развитии проходит три стадии:

- 1) Начальное образование плотного осевого потока воздуха и капель.
- 2) Основная стадия развития кумулятивной струи с торможением и разрушением осевого потока в переднем фронте.
- 3) Период взаимодействия струи со стенками камеры сгорания и распределение уплотненного топливо-газового слоя вдоль стенок. Форма пристеночного пятна и скорость его растекания в различных направлениях зависят от угла встречи струи со стенкой и влияния воздушного вихря.

В рамках этой модели движение элементарной порции топлива (ЭПТ) от распылителя к вершине струи (рис. 3.9) описывается уравнением [6]:

$$\left( \frac{U}{U_o} \right)^{3/2} = 1 - \frac{l}{l_m} ; \quad (3.1)$$

где:  $l$  - текущее расстояние от форсунки до ЭПТ;  $U=dl/dt$  - текущая скорость ЭПТ;  $U_o$  – скорость истечения ЭПТ из сопла распылителя;  $l_m$  расстояние, пройденное ЭПТ до ее торможения во фронте струи.

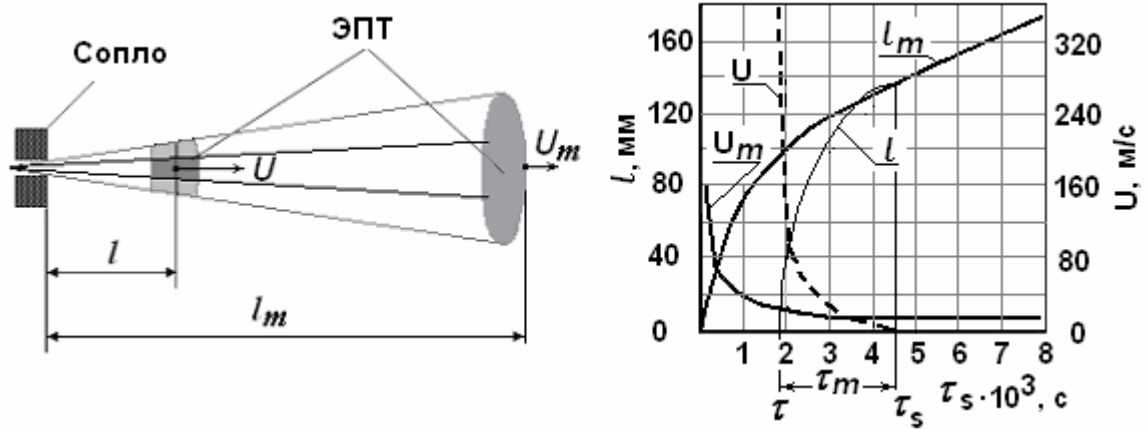


Рис. 3.9. Зависимости параметров движения вершины струи ( $l_m$ ,  $U_m$ ) и элементарной порции топлива ( $l$ ,  $U$ ) от времени

Частным решением дифференциального уравнения (3.1) будет:

$$3l_m \left[ 1 - \left( 1 - \frac{l}{l_m} \right)^{0.333} \right] - U_0 t_k = 0, \quad (3.2)$$

где:  $t_k$  – время движения ЭПТ от сопла до расстояния  $l$ . Когда ЭПТ тормозится в вершине струи, то:  $l = l_m$ ,  $t_k = t_m$  и  $l_m = U_0 t_m / 3$ . (3.3)

Из уравнений 3.1, 3.2, 3.3 следует:

$$U = U_0 \left( 1 - t_k / t_m \right)^2; \quad (3.4)$$

$$l = l_m \left[ 1 - \left( 1 - \frac{t_k}{t_m} \right)^3 \right]. \quad (3.5)$$

Для расчета расстояния от сопла до вершины топливной струи разработано большое количество эмпирических уравнений: только в обзорной статье Хироясу [113] их приведено 20. Наибольшее распространение у нас в стране получили формулы Трусова-Рябикина [114] и Лышевского [115], а за рубежом – формула Хироясу и Араи [117]. В данной модели зависимость длины струи от времени рассчитывается по эмпирическим уравнениям Лышевского [115], модифицированных Разлейцевым [5, 6]. В уравнениях Лышевского используются безразмерные критерии.

Критерий Вебера, характеризующий соотношение сил поверхностного натяжения и инерции:

$$We = U_{0m}^2 d_n r_f / s_f . \quad (3.6)$$

Критерий М (квадрат числа Охензорге), характеризующий соотношение сил поверхностного натяжения, инерции и вязкости:

$$M = m_f^2 / (r_f d_n s_f) . \quad (3.7)$$

Критерий нестационарности процесса развития струи:

$$\mathcal{E} = t_s^2 s_f / (r_f d_n^3); \quad (3.8)$$

Отношение плотности воздуха и топлива:

$$r = r_{air} / r_f ; \quad (3.9)$$

где:  $U_{0m}$  – средняя скорость истечения из сопла форсунки,  $d_n$  – диаметр сопел,  $r_f$  – плотность топлива,  $r_{air}$  – плотность воздуха,  $s_f$  – коэффициент поверхностного натяжения топлива,  $m_f$  – коэффициент динамической вязкости топлива,  $t_s$  – время от начала впрыскивания.

Развитие свободной струи проходит два основных участка: а) начальный и б) основной. Граница между участками обозначена  $l_g$ , а время развития струи до границы –  $t_g$ :

$$l_g = C_s d_n We^{0.25} M^{0.4} r^{-0.6}; \quad (3.10)$$

$$t_g = l_g^2 / B_s ; \quad (3.11)$$

$$B_s = d_n U_{0m} We^{0.21} M^{0.16} / (D_s \sqrt{2} r); \quad (3.12)$$

где:  $C_s = 8.25 \div 8.85$ ;  $D_s = 4.5 \div 5$  для условий цилиндра дизеля. Длина струи на начальном (индекс а) и основном (индекс б) участках рассчитываются с помощью уравнений, опубликованных в работах [115, 6]:

$$l_a = A_s \mathcal{E}^{0.35} \exp[-0.2(t_s/t_g)]; \quad (3.13)$$

$$l_b = B_s^{0.5} t_s^{0.5}; \quad (3.14)$$

а углы контура струй по уравнениям:

$$g_a = 2 \operatorname{Arctg} \left( E_s We^{0.35} M^{-0.07} \mathcal{E}^{-0.12} r^{0.5} e^{0.07 t_s / t_g} \right); \quad (3.17)$$

$$g_b = 2 \operatorname{Arctg} \left( F_s We^{0.32} M^{-0.07} \mathcal{E}^{-0.12} r^{0.5} \right); \quad (3.18)$$

где:  $A_s = 1.22 l_g \mathcal{E}_g^{-0.35}$ ,  $E_s = 0.932 F_s We^{-0.03} \mathcal{E}_g^{0.12}$ , а критерий  $\mathcal{E}_g$  рассчитывается по уравнению (3.8) с подстановкой  $t_s = t_g$ ,  $F_s = 0.0075 \div 0.009$ . Вид уравнения (3.14) аналогичен уравнениям, опубликованным в работах Куо (Kuo) [116], а также Хироясу и Араи [117]. Уравнения (3.10–3.14) были получены Лышевским для дизелей с диаметром сопловых отверстий свыше 0.3 мм. Использование уравнений Лышевского для расчета дальнобойности струй в высокооборотных двигателях приводит к заметному занижению результатов. Чтобы сделать модель универсальной и приемлемой для дизелей с малым диаметром сопловых отверстий, для расчета  $D_s$  автором данной работы предложено уточнение к уравнению (3.12), полученное путем обработки экспериментальных данных по измерению дальнобойности струй при разных диаметрах сопел (от 0,11 до 0,27 мм) и разных давлениях впрыскивания (от 300 до 1200 бар), опубликованных в работах [119, 120, 158]. Исследования С.Н. Девянина [118] и других авторов указывают на то, что дальнобойность топливной струи зависит от многих факторов, в число которых входят свойства топлива, место расположения сопловых отверстий (на конусе или в колодце), длина и профиль самого соплового отверстия. Множитель  $D_s$  в уравнении (3.12) предлагается вычислять по формуле:

$$D_s = \begin{cases} 14.21/D_f & \text{if } d_n \geq 0,3 \\ 14.21/[D_f (a \cdot d_n^3 + b \cdot d_n^2 + c \cdot d_n + d)] & \text{if } d_n < 0,3 \end{cases}, \quad (3.19)$$

где:  $D_f$  – коэффициент, учитывающий конструктивные особенности, (для дизельного топлива и цилиндрических сопловых отверстий, выходящих из колодца распылителя можно принять  $D_f = 2,9$ );  $d_n$  – диаметр сопел, мм;  $a = 9,749$ ;  $b = 7,45$ ;  $c = -7.21$ ;  $d = 2,224$ . Зависимость  $D_s$  от величины диаметра сопловых отверстий  $d_n$  показана на рис. 3.10. [100, 102].

Сколько-нибудь заметного влияния давления впрыскивания на величину  $D_s$  не выявлено.

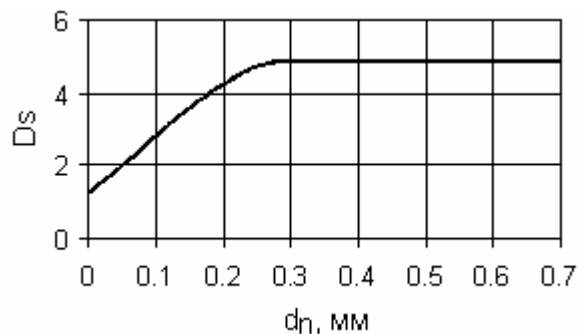


Рис. 3.10. Зависимость  $D_s$  от диаметра сопел  $d_n$ .

Сравнение результатов расчета дальности струй с использованием уравнений Хироясу [117]; Лышевского (оригинальных [115] и модифицированных (3.12, 3.19)) с экспериментальными данными представлено на рис. 3.11 – 3.14. Анализ данных рисунков 3.11 – 3.14 показывает, что модифицированное уравнение Лышевского, с учетом формулы (3.19) лучше, чем другие описывает зависимость протяженности топливных струй от времени при разных давлениях впрыскивания и диаметрах сопел.

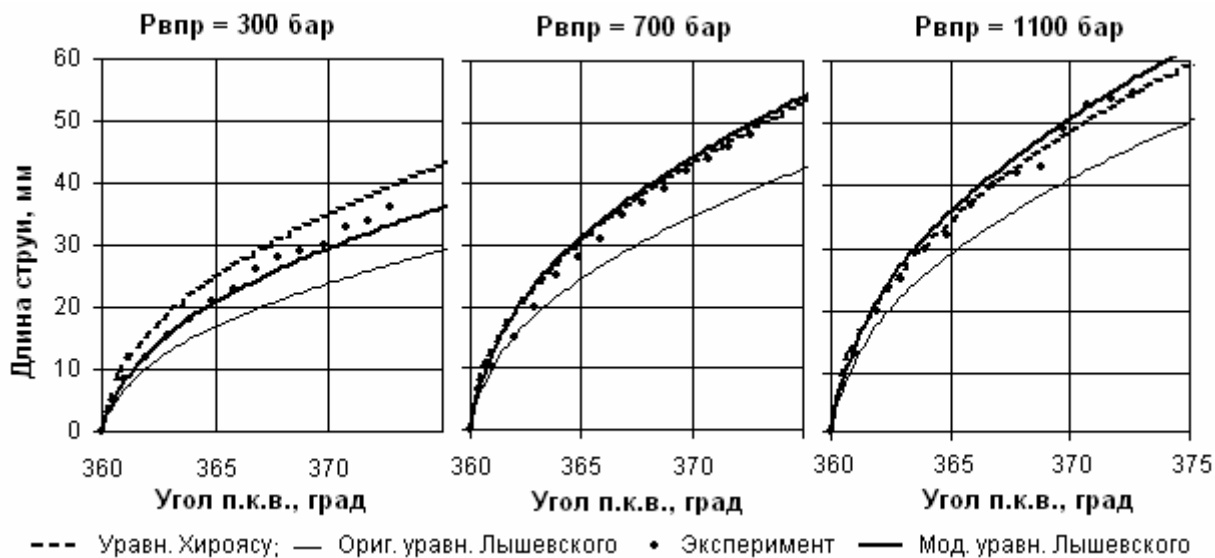


Рис. 3.11. Зависимость длины струи от угла п.к.в., вычисленная по уравнению Хироясу, а также по оригинальному и модифицированному уравнениям Лышевского для диаметра сопел  $d_n = 0,11$  мм

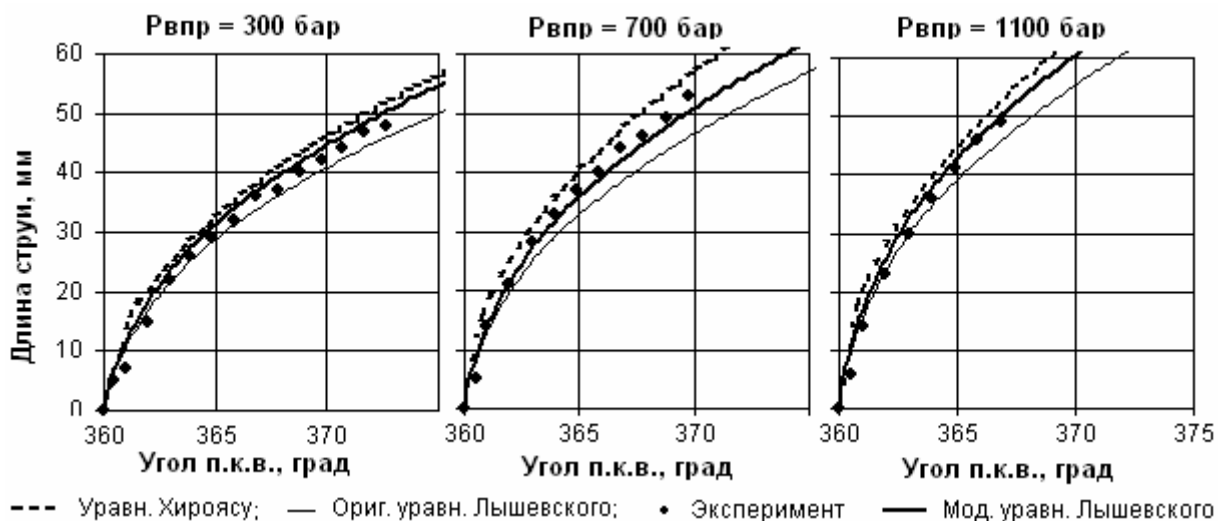


Рис. 3.12. Зависимость длины струи от угла п.к.в., вычисленная по уравнению Хироясу, а также по оригинальному и модифицированному уравнениям Лышевского для диаметра сопел  $d_n = 0,19$  мм

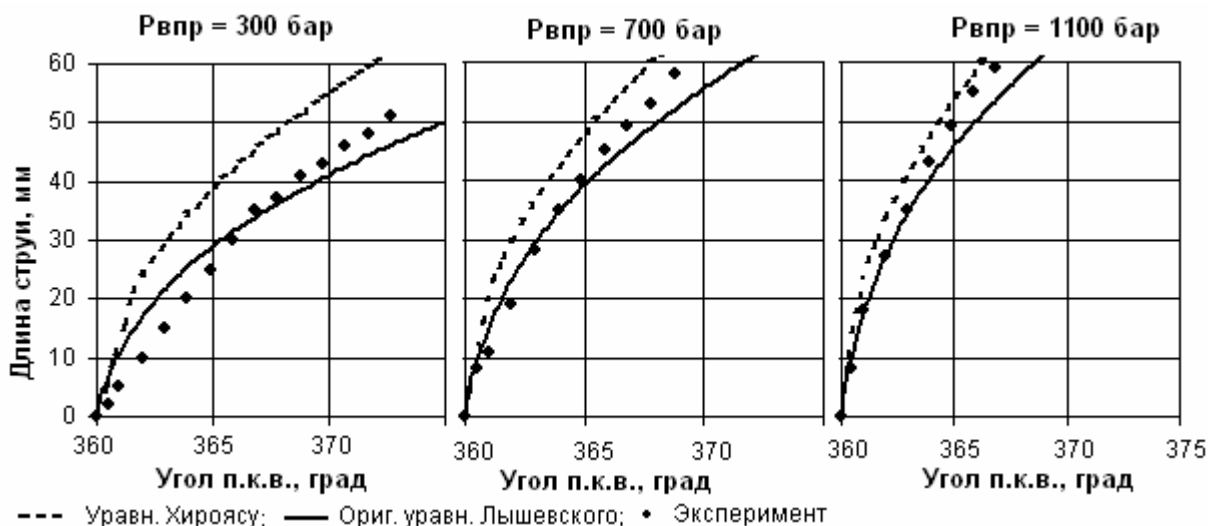


Рис. 3.13. Зависимость длины струи от угла п.к.в., вычисленная по уравнению Хироясу, а также по оригинальному и модифицированному уравнениям Лышевского для диаметра сопел  $d_n = 0,27$  мм

Форма струи, рассчитанная автором по уравнениям (3.17, 3.18) представлена на рис. 3.15 (контур «г») в сравнении с экспериментальными данными, полученными Дэном (Dan) [121] (контур «б»), а также рассчитанной с помощью программы KIVA Райцем и Бракко [90] (контур «а») и рассчитанной по уравнениям Хироясу и Арай [89] Юнгом и Ассанисом [85] (контур «в»).



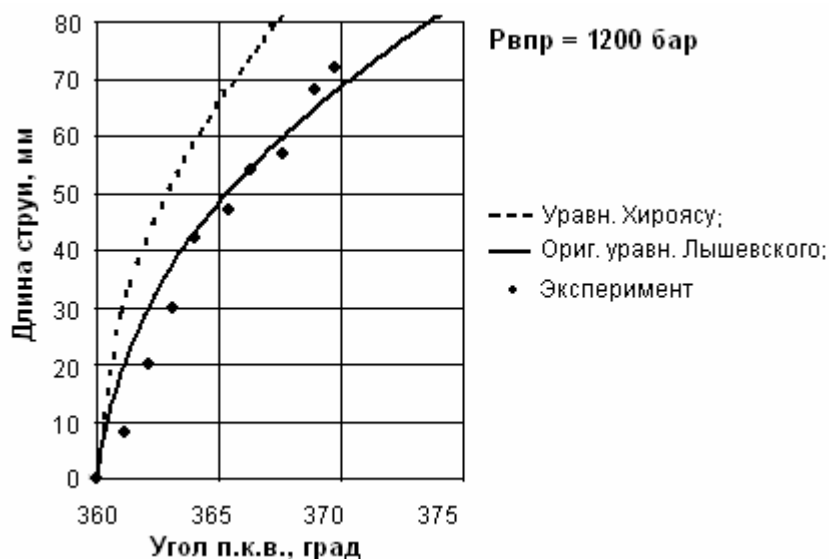


Рис. 3.14. Зависимость длины струи от угла п.к.в., вычисленная по уравнению Хироясу, а также по оригинальному и модифицированному уравнениям Лышевского для диаметра сопел  $d_n = 0,37$  мм

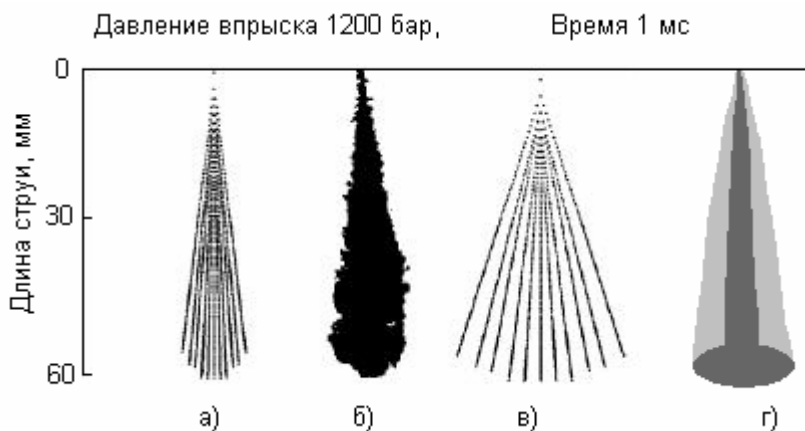


Рис. 3.15. Контуры струи для диаметра сопла  $d_n = 0,2$  мм

### 3.3. Расчет развития струи и ее пристеночных потоков в условиях тангенциального вихря.

При наличии вихря в камере сгорания струя смещается в тангенциальном направлении, как показано на рис. 3.16. Влияние вихря на смещение оси струи  $y_3$  и на деформацию поперечного сечения ядра струи  $y_4$  можно рассчитать, учи-

тывая локальную тангенциальную скорость вихря  $W_t$ , зависящую от относительного радиуса  $\bar{R}$ :

$$W_t = c R_s f(\bar{R}) R n p / 30; \quad (3.20)$$

где:  $R_s$  – вихревое число,  $n$  – частота вращения коленчатого вала,  $R$  – текущий радиус,  $\chi$  – коэффициент затухания вихря, зависящий от текущего угла поворота,  $f(\bar{R})$  – профиль вихря, зависящий от способа продувки цилиндра.

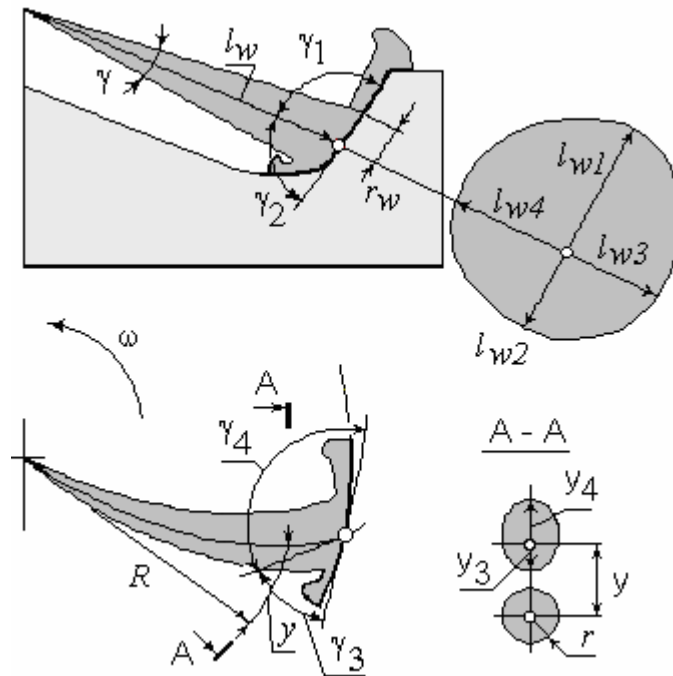


Рис. 3.16. Схема струи и пристеночных потоков в условиях тангенциального вихря

Характерные значения тангенциальной скорости вихря в функции от относительного радиуса для четырехтактных двигателей и двухтактных двигателей с прямоточной продувкой представлены на рис. 3.17. Затухание вихря вследствие потерь и влияние формы камеры в поршне на эпюру тангенциальной скорости заряда рассчитывается на основе уравнения сохранения момента количества движения методом, приведенным Хачияном А.С., Гальговским В.Р. и Никитиным С.Е. для четырехтактных двигателей [122]. Расчет эпюры вихря для двухтактных двигателей с прямоточной продувкой построен по той же схе-

ме, только с другим профилем скорости, полученным в экспериментальных работах [36, 123].

Средний диаметр капель по Заутеру  $d_{32}$  [м] рассчитывается по широко известному уравнению [115, 6] с использованием безразмерных критериев (3.6,

3.8, 3.9):

$$d_{32} = 1.7 d_c M^{0.0733} (rWe)^{-0.266}.$$

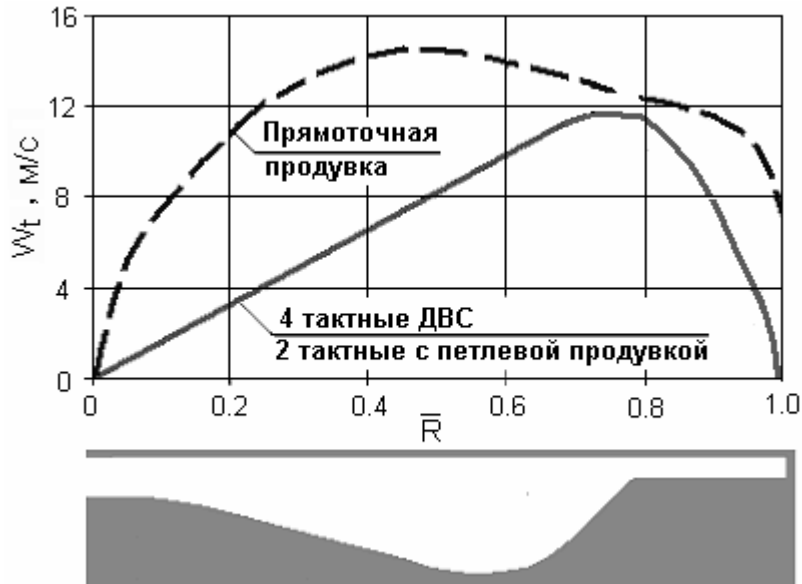


Рис. 3.17. Эпюры скорости тангенциального вихря для четырехтактных ДВС и для двухтактных дизелей с прямоточной продувкой

Тангенциальная скорость ЭПТ в направлении вихря  $U_t$  определяется по методу, опубликованному в работе [124]:

$$dU_t/dt = A_{wt} W_t^{1.5}; \quad A_{wt} = 0.75 C r n^{0.5} d_{32}^{-1.5}; \quad (3.21)$$

где:  $C \approx 2$  – эмпирический коэффициент,  $\nu$  – вязкость воздуха,  $d_{32}$  – средний диаметр капель по Заутеру. Смещение оси струи из-за переносного влияния вихря на каждом временном шаге определяется как:  $\Delta y = U_t \Delta t \cos b$ , где:  $\Delta t$  – шаг по времени,  $b$  – текущий угол между радиусом и осью струи в ее вершине. Деформация вихрем наветренной  $dy_3$ , и подветренной  $dy_4$  образующих ядра струи на каждом временном шаге рассчитываются как:

$$\Delta y_3 = -C_{30} A_{wt} (W_t - U_t) \Delta t \cos b; \quad \Delta y_4 = C_{40} A_{wt} (W_t - U_t) \Delta t \cos b, \quad (3.22)$$

где:  $C_{30} \approx 0.2$  и  $C_{40} \approx 1.6$ .

После соударения струи со стенкой вдоль поверхности стенки начинает развиваться во всех направлениях уплотненный пристеночный поток (ПП), состоящий из капель и воздуха.

Исследованию процессов взаимодействия топливных струй со стенками камеры сгорания посвящено большое количество работ [125, 126, 127, 128, 129, 130, 131, 132, 133]. На основе анализа разных данных, Разлейцевым предложена следующая модель взаимодействия топливной струи со стенкой. Налетев на стенку, струя растекается во все стороны по ее поверхности. Направленный вверх по стенке поток быстро попадает в зазор между поршнем и крышкой цилиндра и в стесненных условиях растекается как по гребню поршня, так и по поверхности крышки цилиндра (рис.3.3). Часть топлива может попасть на гильзу цилиндра. Анализ экспериментальных данных показал, что характеристики движения потоков вдоль стенки в разных направлениях подобны тем, что получены при изучении движения свободной струи, но уровень скоростей ниже и зависит от направления основного потока. Снижение скорости движения потока вдоль стенки обусловлено гидродинамическим сопротивлением близкой стенки. [131, 6]. Отмеченное подобие развития пристеночных потоков и свободных струй служит основанием для применения к пристеночным потокам тех же расчетных методов, что и к свободным струям. Принимая скорость подлета элементарных порций топлива к стенке за аналог скорости истечения топлива из распылителя можно применить апробированные критериальные зависимости для расчета движения потоков в пристеночной зоне.

При соударении струи со стенкой топливо из переднего фронта попадает в зону пристеночного потока. Траектория струи, а следовательно, время, место и угол ее соударения со стенкой определяются положением распылителя, формой КС и влиянием вихря. Процесс взаимодействия струи со стенкой достаточно сложен. Разлейцевым предлагается следующая схема развития струи и пристеночного потока [6]. В период укладки переднего фронта струи на стенку на ней формируется конусообразный уплотненный топливогазовый слой в грани-

цах пятна, образованного пересечением конуса струи с поверхностью стенки. После быстрой укладки фронта струи на стенку топливо начинает растекаться за пределы начального пятна. Скоростной осевой поток струи, налетая на стенку, уплотняет пристеночный слой, раздвигает его границы, а часть потока движется над этим слоем к его периферии. Форма пристеночного пятна и скорость его растекания в различных направлениях, зависят от угла встречи струи со стенкой  $g_j$ , ( $j = 1, 2, 3, 4$ ) (см. рис. 3.16) и влияния воздушного вихря.

Углы встречи струи со стенкой  $g_j$  рассчитываются с учетом переноса струи вихрем, движения поршня и формы камеры сгорания в районе соударения. Форма камеры в поршне задается последовательностью точек с заданными координатами и соединенными отрезками. Протяженность ПП в каждом направлении  $l_{wj}$  ( $j=1, 2, 3, 4$ ) определяется из соотношений [6]:

$$l_{wj} = K_j B_{sw}^{0.5} t_w^{0.5}; \quad t_w = t_s - t_{sw}; \quad B_{sw} = [f/(l_{bmax} - l_w)]^2 / (t_{smax} - t_{sw}), \quad (3.23)$$

где:  $f = 0.6$  – коэффициент потерь,  $t_{sw}$  – момент времени встречи струи со стенкой,  $t_{smax} = t_{inj} + (0,3 \div 0,5)10^{-3}$  – время полного развития струи, с,  $l_{bmax}$  – максимальная длина струи при ее свободном развитии,  $l_w$  расстояние, пройденное струей до стенки. На основании скоростной киносъемки развития струй в бомбе, имитирующей форму поршня (рис. 3.18), В.В. Гавриловым предложено следующее уравнение для расчета протяженности пятна ПП в четырех направлениях при отсутствии вихря [133]:

$$K_j = \sqrt{\sin g_1 \sin g_3} + 1.2(1 - \sin g_j) - 2(\cos g_j)^3.$$

Время встречи струи со стенкой  $t_{sw}$  рассчитывается по уравнениям (3.17 - 3.21) с учетом пространственного движения вершины струи и движения поршня. Сравнение результатов расчета развития свободной струи и границ пятна пристеночного потока [6] с результатами экспериментов Гаврилова [133] представлено на рис. 3.19. Точками обозначены результаты измерений, соответствующие номерам кадров киносъемки (рис. 3.18). Индекс "free" означает развитие свободной струи (без влияния стенок).

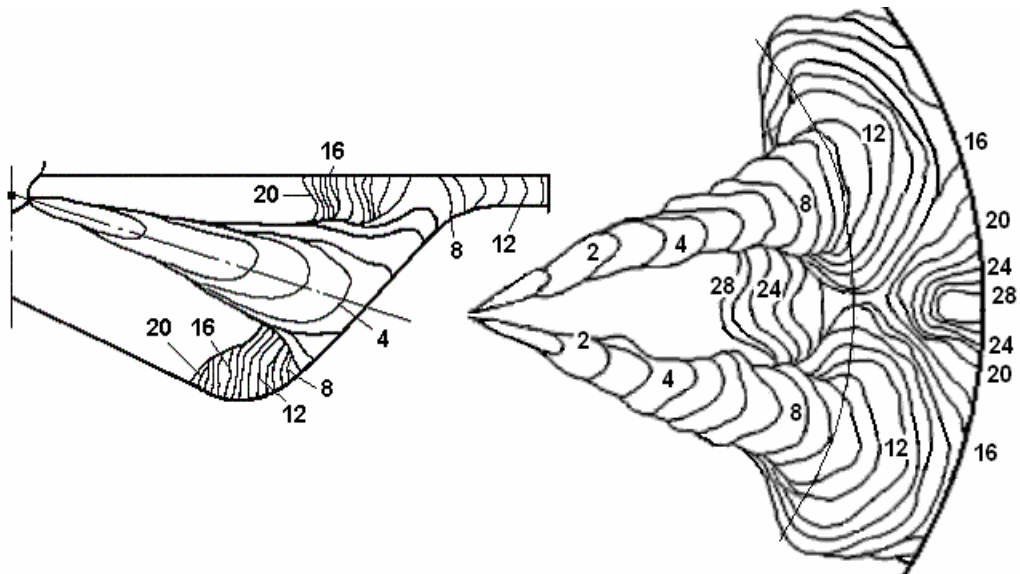


Рис. 3.18. Кинограмма развития дизельной струи, полученная К.Н.Коптевым, В.В.Гавриловым, [133], В.А.Плотниковым

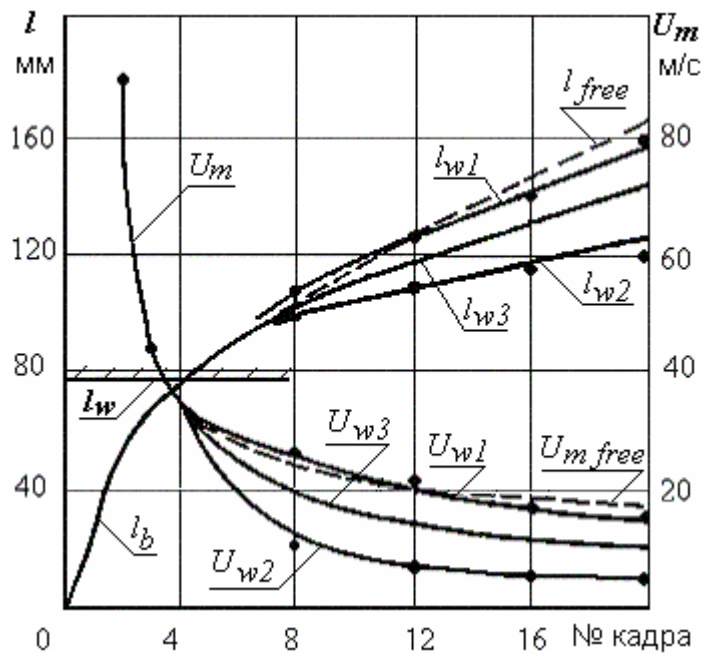


Рис. 3.19. Развитие струй в условиях дизеля:  $S/D=300/230$ ,  $n=750 \text{ мин}^{-1}$ , цикловая подача топлива  $0,62 \text{ г}$ ,  $U_{wj}$  – скорости границ пристеночного потока

При наличии тангенциального вихря длину образующей пристеночного потока в наветренном направлении ( $j=3$ ) предлагается рассчитывать по эмпирическому уравнению:

$$l_{wj} = K_j B_{sw}^{0.5} t_w^{0.5} - 0.0008 A_{wr} W_t dt. \quad (3.24)$$

Скорость переноса вихрем подветренной образующей пристеночного потока  $U_{tp}$  предлагается вычислять по уравнению:

$$\frac{dU_{tp}}{dt} = 0.2 A_{wt} |W_t - U_{tp}|^{1.5}.$$

Длина подветренной образующей ( $j=4$ ) рассчитывается как:

$$l_{wj} = K_j B_{sw}^{0.5} t_w^{0.5} + U_{tp} dt \quad (3.25)$$

Для визуализации результатов расчета развития струй и ПП, в рамках данной работы была разработана специальная программа: Fuel Spray Visualization. Представленные ниже изображения развития струй получены с ее помощью. Сравнение расчетных изображений развития струй и ПП с результатами киносъемки для тракторного дизеля:  $S/D = 140/120$ ,  $n=1800 \text{ мин}^{-1}$  представлены на рис. 3.20.

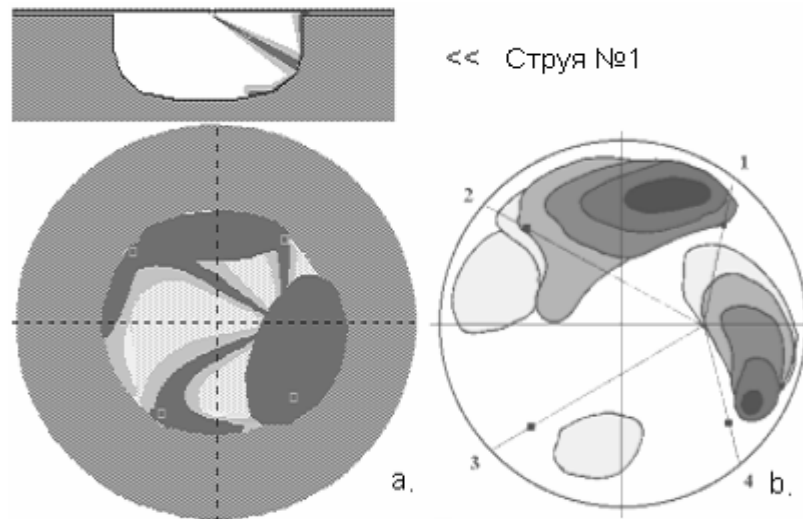


Рис. 3.20. Сравнение расчетных изображений развития струй и пристеночных потоков (а) с результатами киносъемки (б) для тракторного дизеля

На рис. 3.21 представлены изображения струй в момент окончания впрыскивания в судовом двухтактном дизеле Mitsubishi UEC 45 LA:  $S/D = 1350/450$ ,  $n=150 \text{ мин}^{-1}$ . В цилиндре установлены 2 распылителя:  $4 \times 0.75 \times -1^0 \ 9^0 \ 35^0 \ 50^0$ , максимальная скорость вихря 14.5 м/с на радиусе 109 мм. Эпюра вихря представлена на рис. 3.17. Экспериментальные данные и результаты расчета развития струй с помощью методов CFD взяты из работы [123].

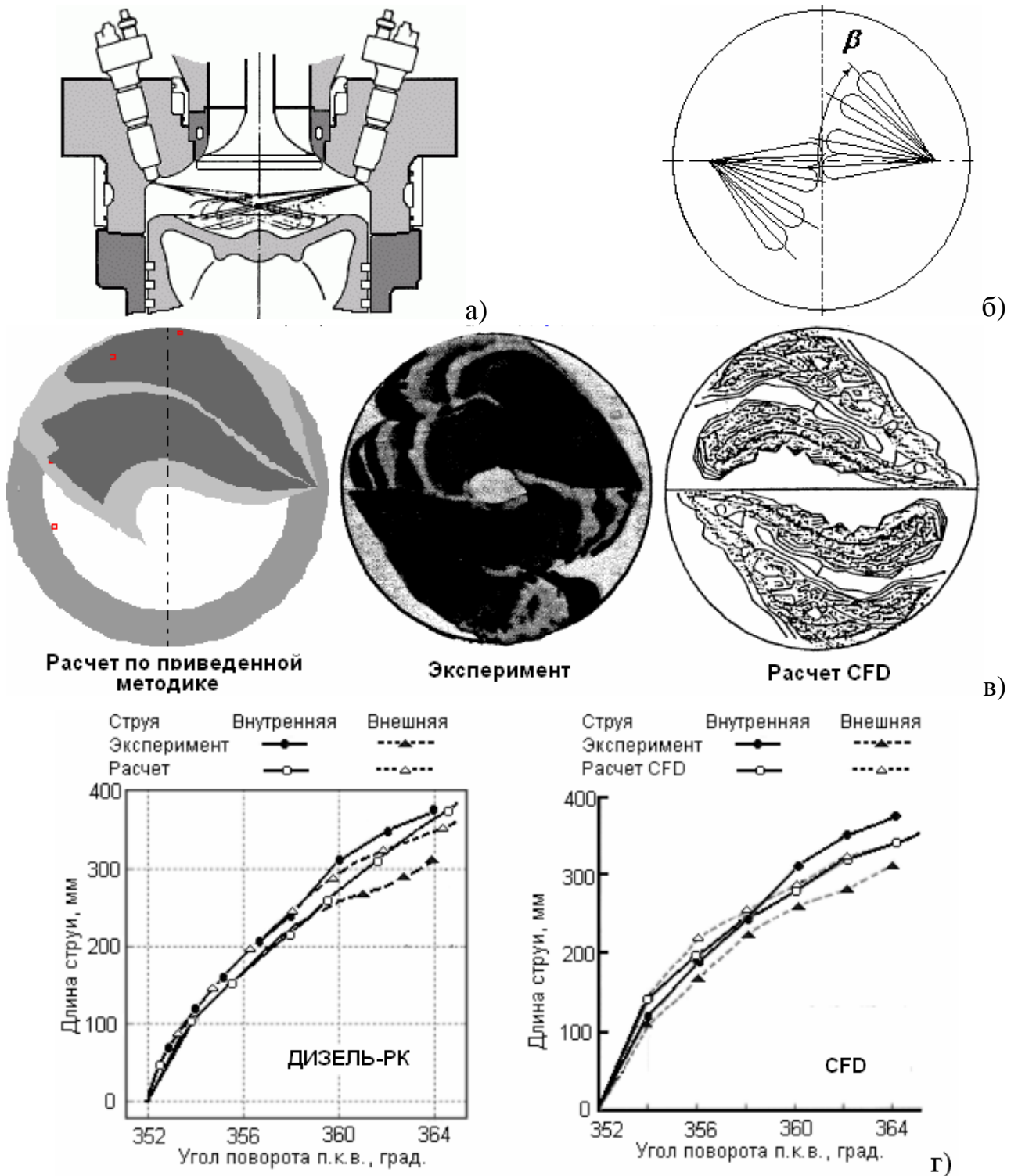


Рис. 3.21. Сравнение расчетных и экспериментальных [123] изображений развития струй для судового дизеля Mitsubishi UEC 45 LA:  $S/D = 1350/450$ : а) схема смесеобразования; б) расположение сопловых отверстий распылителя; в) форма струй в конце впрыскивания; г) зависимости длины внешней и внутренней струй от угла поворота коленчатого вала



Анализ полученных данных показывает, что расчетные формы пятен ПП, траектории струй, и зависимости длины струй от времени хорошо согласуются с экспериментальными данными. Следует отметить, что все расчеты выполнены с одними и теми же значениями эмпирических коэффициентов расчетных уравнений.

### 3.4. Распределение топлива в дизельной струе по характерным зонам

В представленной модели сгорания струя впрыснутого топлива делится на 7 характерных зон, рис. 3.3. Каждая зона характеризуется своими условиями испарения и сгорания; и эти условия полагаются одинаковыми внутри данной зоны.

Пока струя не коснулась стенки, рассматриваются только 3 характерные зоны: 1 – уплотненное осевое ядро, 2 – уплотненный передний фронт, 3 – разреженная оболочка. Негомогенный по структуре, плотности и температуре пристеночный поток, образующийся после соударения струи со стенкой, разделяется на характерные зоны с приблизительно одинаковыми условиями тепло- и массообмена внутри каждой зоны по аналогии со свободной струей: 4 – осевое коническое ядро ПП, 5 – уплотненное ядро ПП на поверхности поршня, 6 – уплотненный передний фронт ПП, 7 – разреженная оболочка пристеночного потока. Если в процессе развития струи топливо попадает на зеркало цилиндра и на поверхность крышки цилиндра, то наряду с упомянутыми, выделяются соответствующие дополнительные зоны. Толщина переднего фронта струи рассчитывается как:

$$b_m = A_m l F_s We^{0.32} M^{-0.07} r^{0.5}; \quad (3.26)$$

где:  $A_m \approx 0.7$  – эмпирический коэффициент. Ниже приводится последовательность расчета распределения топлива в зонах в каждый момент времени  $t_s$  (изменяющийся от 0 до  $t_{s\max}$  с некоторым шагом):

1. Доля топлива впрыснутого в цилиндр  $s_s$  определяется по характеристике впрыскивания:  $s = f(t)$ .

2. Длина струи  $l$  для текущего момента времени  $t_s$  рассчитывается по уравнениям (3.13, 3.14).

3. Момент впрыскивания ЭПТ, заторможенной в переднем фронте на расстоянии  $l$  от сопла, определяется как:  $t = t_s - t_m$ , где  $t_m$  определяется из уравнения (3.3).

4. Доля топлива  $s_t$ , впрыснутого в цилиндр в момент времени  $\tau$ , определяется из закона впрыскивания:  $s = f(t)$ .

5. Расстояние между соплом и контрольным сечением, расположенным позади переднего фронта струи, рассчитывается как:  $l_k = l - b_m$ . см. рис. 3.9 и уравнение (3.26).

6. Время впрыскивания ЭПТ, достигшей контрольного сечения струи,  $t_k$  рассчитывается по уравнениям (3.3, 3.5, 3.13, 3.14).

7. Доля топлива  $s_k$ , впрыснутого в цилиндр в момент времени  $t_k$ , определяется из закона топливоподачи:  $s = f(t)$ .

Распределение топлива между зонами свободной струи рассчитывается шаг за шагом по следующим уравнениям:

$$\text{в ядре:} \quad s_{core} = (s_s - s_k)(1 - 0.1l_k / l); \quad (3.27)$$

$$\text{во фронте:} \quad s_{front} = 0.8 (s_k - s_t)A; \quad (3.28)$$

$$\text{в оболочке струи:} \quad s_{env} = s_t + 0.2(s_k - s_t) + (s_s - s_k)0.1l_k / l; \quad (3.29)$$

$$\text{в ПП:} \quad s_w = 0.8 (s_k - s_t)(1 - A), \quad (3.30)$$

где:  $A = 1$  перед соударением струи со стенкой и  $A = 0$  после соударения.

Разлейцевым предложено после соударения струи со стенкой вводить дополнительное контрольное сечение  $l_k = l_w$ , чтобы определить долю топлива, распределенного в зонах ПП: в разреженной оболочке ПП  $s_{w env}$ , в ядре ПП  $s_{w core}$  и во фронте ПП:  $s_{w fr}$ . Расчет этих параметров построен по тому же са-

тому алгоритму. Если пятно ПП достигает короны поршня, то доля топлива в этой зоне  $S_{crown}$  определяется соотношением:

$$S_{crown} = S_W V_{crown} / V_W . \quad (3.31)$$

Если передний фронт ПП касается поверхности крышки цилиндра, как показано на рис. 3.22, то доля топлива, осевшего на поверхности крышки  $S_{head}$ , определяется соотношением:

$$S_{head} = S_{wfr} V_{head} / V_{wfr} ; \quad S_{wfr} = S_{wfr} - S_{head} . \quad (3.32)$$

Условие попадания топлива на поверхность крышки цилиндра описывается соотношениями:

$$h_{wfr} = F_{sw} l_{w1} We^{0.32} M^{-0.07} r^{0.5} > h_{clr} , \quad (3.33)$$

где:  $h_{wfr}$  – высота переднего фронта ПП (см. рис. 3.22),  $h_{clr}$  – текущий надпоршневой зазор, зависящий от текущего угла поворота,  $F_{sw} \approx 1.5 F_s$ .

Если ПП достигает зеркала цилиндра, доля топлива в зоне зеркала  $S_{liner}$  определяется соотношениями:

$$S_{liner} = S_W V_{liner} / V_W ; \quad C_{liner} = 1 - V_{liner} / V_W . \quad (3.34)$$

Доля топлива оставшегося в ПП после его перераспределения по разным зонам, а также доли топлива в этих зонах рассчитываются из соотношений:

$$\begin{aligned} S_{wcore} &= S_{wcore} C_{liner} ; \\ S_{wfr} &= S_{wfr} C_{liner} ; \quad S_{wenv} = S_{wenv} C_{liner} ; \\ S_W &= S_{wcore} + S_{wfr} + S_{wenv} . \end{aligned} \quad (3.35)$$

Если расположенные рядом пристеночные потоки пересекаются, то доля топлива в зоне пересечения  $S_{cross}$  определяется как:

$$S_{cross} = V_{cross} / V_W (S_{wcore} + S_{wfr} + A_{wenv} S_{wenv}) ; \quad (3.36)$$

где:  $A_{wenv} \approx 0.5$  – коэффициент, учитывающий снижение скорости образования разреженной оболочки из-за пересечения пристеночных потоков. Доли топлива оставшегося в зонах ПП рассчитываются как:

$$\left\{ \begin{array}{l} S_{wcore} = S_{wcore} (1 - V_{cross}/V_W); \\ S_{wfr} = S_{wfr} (1 - V_{cross}/V_W); \\ S_{wenv} = S_{wenv} (1 - A_{wenv} V_{cross}/V_W). \end{array} \right. \quad (3.37)$$

Суммарная доля топлива в ПП одной струи:

$$S_W = S_{wcore} + S_{wfr} + S_{wenv}. \quad (3.38)$$

Объемы характерных зон:  $V_W$ ,  $V_{crown}$ ,  $V_{head}$ ,  $V_{wfr}$ ,  $V_{liner}$ ,  $V_{cross}$  в уравнениях (3.31 – 3.37) рассчитываются как объемы пространственных геометрических фигур, отсекаемые плоскостями или другими пространственными геометрическими фигурами от соседних. Громоздкие формулы для расчета пересечения пространственных фигур в целях упрощения здесь не приводятся. Так:  $V_W$  - объем зоны ядра пристеночного потока, имеющего форму четырех четвертей эллипса с полуосями  $l_{w1}$ ,  $l_{w2}$ ,  $l_{w3}$ ,  $l_{w4}$  (рис. 3.16);  $V_{crown}$  - часть объема зоны пристеночного потока, расположенная на короне поршня, вне углубления камеры сгорания;  $V_{wfr}$  - часть объема зоны пристеночного потока, приходящаяся на фронт ПП;  $V_{head}$  - часть объема зоны пристеночного потока, расположенная на крышке цилиндра;  $V_{liner}$  - часть объема зоны пристеночного потока, расположенная на зеркале цилиндра;  $V_{cross}$  - часть объема зоны пристеночного потока, приходящаяся на область пересечения с ПП соседних струй.

Порядок расчета распределения топлива:

1) Моделирование развития каждой струи из предположения, что эта струя единственная.

2) Суммирование долей топлива для каждой зоны для всех струй.

Результаты расчета распределения топлива по зонам для различных дизелей представлены на рис. 3.22, 3.23. Все расчеты выполнены с идентичными значениями всех эмпирических коэффициентов. Если распылитель расположен не в центре камеры сгорания, или сопла ориентированы несимметрично, как показано на рис. 3.22, то в этом случае каждая струя рассчитывается независи-

мо, с тем чтобы учесть особенности ее взаимодействия с вихрем, а также индивидуальные параметры: время, место и угол столкновения со стенкой. Кадры *a*,

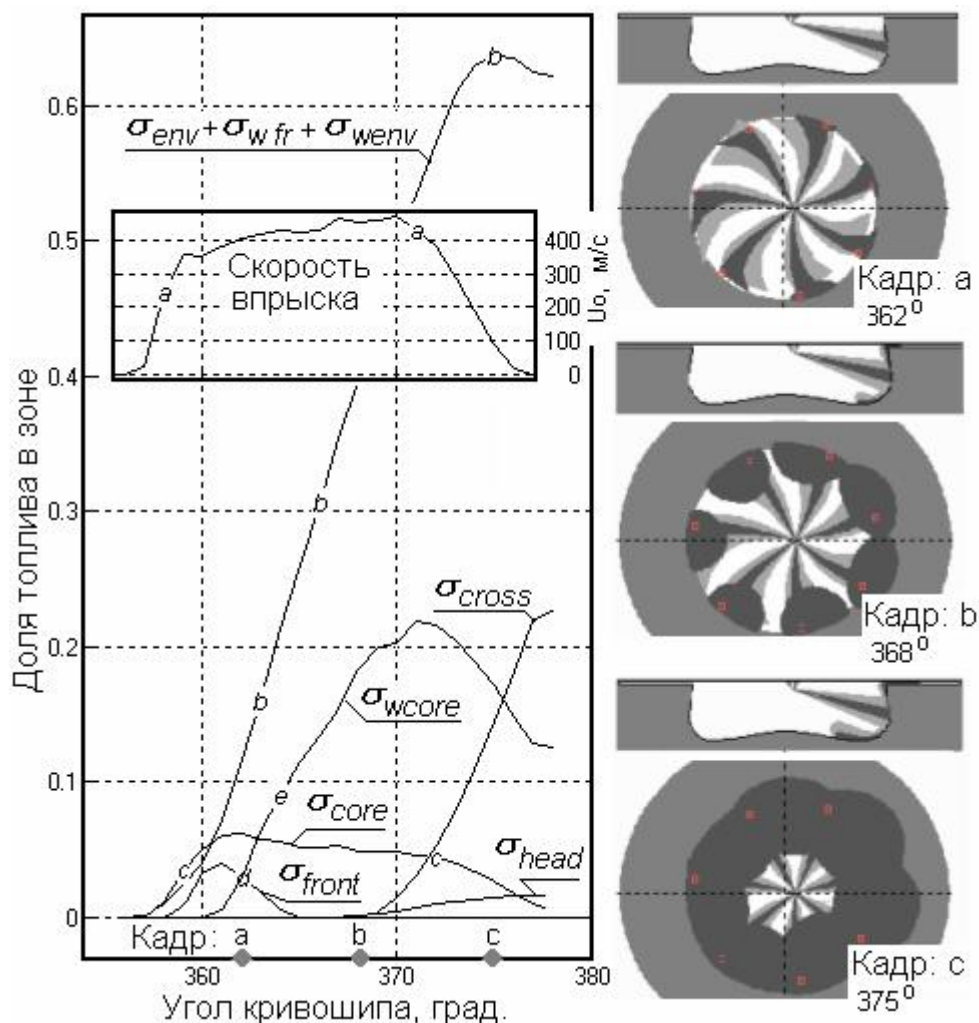


Рис. 3.22. Результаты расчета распределения топлива по характерным зонам в камере сгорания дизеля ЯМЗ:  $S/D=140/130$ ,  $n=1700 \text{ мин}^{-1}$

*b*, *c* на рис. 3.22, соответствующие разным углам поворота кривошипа, иллюстрируют разные фазы соударения струй со стенкой. Период времени от начала соударения со стенкой первой струи до полной укладки на стенку последней струи занимает 5 град. поворота коленчатого вала (от  $360^0$  до  $365^0$ ). Кривые на рис. 3.22 представляют суммарные доли топлива в разных зонах для всех 7 струй. В компактной камере сгорания дизеля грузового автомобиля имеет место недостаток пространства для свободного развития ПП. Пересечение отдельных

пристеночных потоков имеет место уже в середине периода впрыскивания, см. кадр *b*. Значительное возрастание доли топлива в зонах пересечения ПП имеет место в конце впрыскивания, см. рис. 3.22, кривая  $S_{cross}$  и кадр *c*. Из-за этого негативного эффекта количество топлива в зоне разреженной оболочки становится меньше (см. кривую  $S_{env} + S_{wfr} + S_{wenv}$  на рис. 3.22), и скорость сгорания в этот период снижается.

Если распылитель расположен в центре КС и струи ориентированы симметрично относительно центра, как показано на рис. 3.23, то рассчитывается только одна струя. Далее полученные результаты суммируются. Обычно в среднеоборотных дизелях с камерой сгорания типа Гессельман струи имеют больше пространства для свободного развития, поэтому больше топлива распределяется в зонах с хорошими условиями смесеобразования и сгорания - во

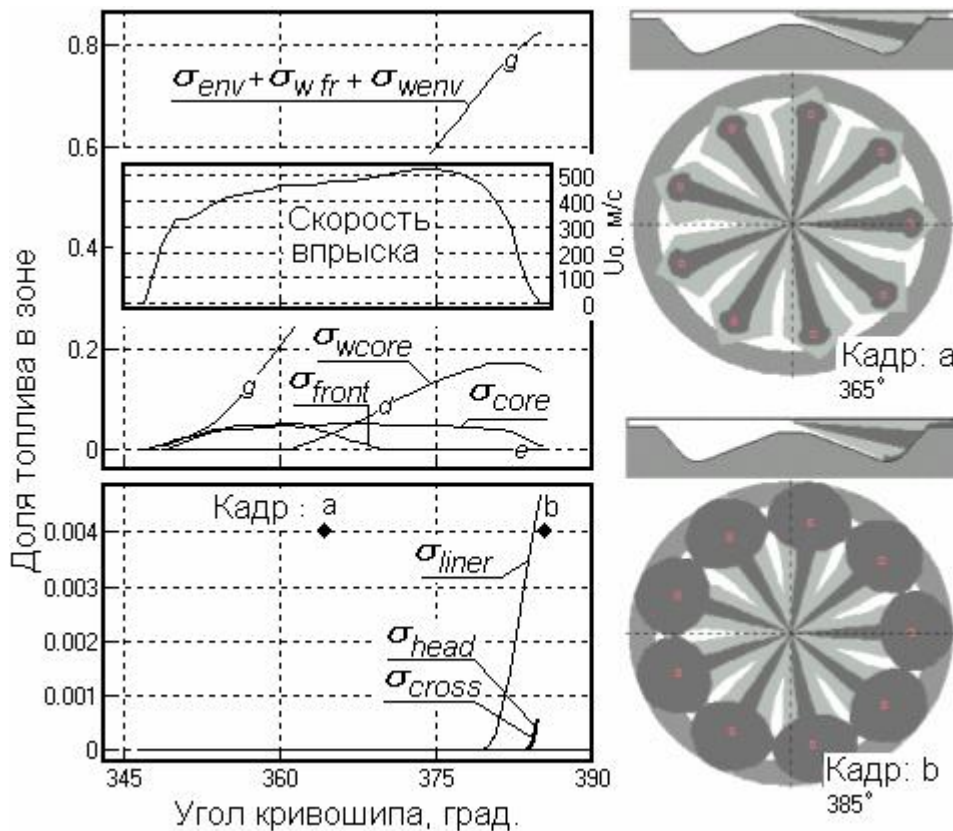


Рис. 3.23. Результаты расчета распределения топлива по характерным зонам в камере сгорания среднеоборотного дизеля  $S/D=260/260$ ,  $n=1000$  мин<sup>-1</sup>,  $p_e=15$  бар

внешней разреженной оболочке и переднем фронте струи. Кривая  $S_{env} + S_{wfr} + S_{wenv}$  на рис. 3.23 показывает, что доля топлива в этих зонах превышает 80%, тогда как в дизелях с компактной камерой сгорания эта величина обычно лежит в пределах 60...70%. Из-за особенностей конструкции камеры сгорания топа Гессельман угол встречи струи со стенкой таков, что ПП развивается преимущественно в радиальном направлении и может достичь поверхности втулки цилиндра (см. кадр:  $b$  и кривую  $S_{liner}$  на рис. 3.23).

Зона зеркала цилиндра имеет плохие условия для испарения топлива, поэтому важно исключить попадание топлива в эту зону. Это особенно важно для двигателей с мелкой камерой сгорания, где струя встречается со стенкой под острым углом и развитие ПП в радиальном направлении особенно интенсивно. Если угол встречи струи со стенкой КС близок к прямому (рис. 3.23), то ПП развивается также и в тангенциальном направлении. При этом, если цикловая подача, а следовательно, и продолжительность впрыскивания велики, то становится возможным пересечение ПП от соседних струй. Согласно расчетным данным, представленным на рис. 3.23, в исследуемом дизеле пересечение ПП хоть и имеет место, но очень мало из-за небольшой цикловой подачи топлива.

### 3.5. Расчет скорости испарения в характерных зонах

Расчет тепловыделения в камере сгорания дизеля строится, основываясь на предположении, что во время впрыскивания и развития струй скорость сгорания лимитируется в основном скоростью испарения [5, 6, ]. Зная распределение топлива по характерным зонам топливной струи, а также условия в этих зонах, можно рассчитать скорость испарения и скорость сгорания с учетом основных влияющих факторов. Методика расчета скорости испарения была разработана профессором Разлейцевым [5, 6]. Ниже приводятся предложенные им уравнения с дополнениями, разработанными автором настоящей работы.

В свободной струе зоной интенсивного теплообмена и испарения топлива является разреженная оболочка струи и передний фронт. В уплотненном осевом ядре прогрев капель незначителен и скорость испарения невелика. При соударении струи со стенкой скорость испарения топлива, находящегося в переднем фронте, резко снижается до минимума, соответствующего моменту полной укладки переднего фронта на стенку камеры в поршне. Снижение скорости испарения в зоне 4 (рис. 3.3) вызвано более низкой (по сравнению с газом) температурой стенки, снижением интенсивности обдува капель окружающим воздухом, конденсацией капель на поверхности и снижением общей температуры зоны 4 из-за пополнения ее за счет подлетающих холодных капель из ядра свободной струи. Когда двухфазная смесь начинает распространяться вдоль стенки за пределы первоначального пятна, скорость испарения снова возрастает. Для того чтобы построить расчетную модель столь сложного процесса, Разлейцевым, на основе работ Д.Н. Вырубова [156, 157], были приняты следующие допущения:

1) В период впрыскивания интенсивное испарение имеет место в зонах разреженной оболочки струи, во фронте струи и в пристеночном потоке. Испарением в зоне уплотненного осевого ядра струи можно пренебречь.

2) Скорость испарения в каждой зоне равна сумме скоростей испарения отдельных капель. Скорость испарения капли до и после воспламенения рассчитывается по уравнению Б.И. Срезневского:

$$d_k^2 = d_0^2 - K t_u ,$$

где:  $d_k$  - текущий диаметр капли,  $d_0$  - начальный диаметр капли,  $K$  – константа испарения,  $t_u$  - текущее время испарения от начала поступления капли в характерную зону.

3) Топливная аппаратура современных дизелей обеспечивает довольно равномерное распыливание топлива. Таким образом, расчет испарения топлива может проводиться на основе среднего диаметра капель по Заутеру  $d_{32}$ . Принимается, что  $d_0 = d_{32}$ .



4) Отношение  $K/d_0^2 = b_u$  в каждой зоне является величиной неизменной в процессе всего периода впрыскивания [156, 157, 5, 6].

5) Неучтенные факторы и погрешности принятых допущений будут скорректированы поправочной функцией  $Y$ .

Для расчета скорости испарения топлива используются допущения и уравнения, разработанные Вырубовым [156, 157] и распространенные Разлейцевым для использования в условия характерных зон топливной струи. Так в работе [6] было предложено уравнение относительной скорости испарения для  $i$ -той зоны:

$$\frac{ds_{ui}}{dt} = \left[ 1 - (1 - b_{ui} t_{ui})^{3/2} \right] \frac{s_{zi}}{t_{ui}} ; \quad (3.39)$$

$$t_{ui} = t_s - t_{s0i} ,$$

где:  $t_s$  – текущее время;  $t_{s0i}$  – время попадания топлива в  $i$ -тую зону;  $s_{zi}$  – это доля топлива в  $i$ -той зоне. Константы испарения топлива в разных зонах определяются из уравнения:

$$K_i = 4 \cdot 10^6 Nu_D D_p p_s / r_f , \quad (3.40)$$

где:  $Nu_D$  – число Нуссельта для процесса диффузии;  $D_p$  – коэффициент диффузии паров топлива в условиях камеры сгорания;  $r_f$  – плотность жидкого топлива [кг/м<sup>3</sup>];  $p_s = 2520 \exp(-5220 / T_k)$  – давление насыщенных паров дизельного топлива. Давление насыщенных паров для биотоплива (рапсового и соевого метилэфиров, а также смеси последнего с дизельным топливом) может быть рассчитано по формуле:  $\ln(p_s) = B - A / T$ ; коэффициенты  $A$  и  $B$  приведены в Приложении 1. Данные приложения 1 получены путем обработки опубликованных материалов по свойствам биотоплива [103, 134-138]. Коэффициент диффузии рассчитывается из уравнения:

$$D_p = D_{po} (T_k / T_o) (p_o / p) , \quad (3.41)$$

где:  $D_{po}$  – коэффициент диффузии при атмосферных условиях ( $p_o=0.1$  МПа;  $T_o=293$  К, для дизельного топлива:  $D_{po}=0.031 \cdot 10^{-8}$  с),  $T_k$  – равновесная темпера-

тура испарения,  $p$  – текущее давление в цилиндре. Разные условия испарения в разных зонах учитываются соответствующим выбором параметров  $T_k$  и  $Nu_D$ .

В разреженной оболочке струи, где расстояние между каплями велико, снижение температуры вследствие испарения незначительно. Вследствие чего для этой зоны Разлейцев рекомендует принять  $Nu_D = 2$ . Во время сгорания давление и температура в цилиндре превышают критические значения превращения жидкой фазы в газообразную, поэтому в этой зоне константа испарения равна:  $K_{env} = 1.12 \cdot 10^{-6} / p$ , где  $p$  давление [МПа].

В зоне переднего фронта холодные капли из ядра струи быстро прогреваются, для этой зоны Разлейцев рекомендует принять  $Nu_D \approx 20$ . Температура в зоне переднего фронта лежит в пределах между критической (710 К) и температурой топлива (~323 К):  $T_k = (710 + 323) / 2 = 517$  К. Таким образом константа испарения в этой зоне равна:  $K_{fr} = 0.63 \cdot 10^{-6} / p$ . Перед сгоранием, если температура меньше критической,  $K_{env}$  и  $K_{fr}$  рассчитываются по уравнениям (3.40, 3.41).

В зонах пристеночного потока, на стенках крышки цилиндра и на зеркале цилиндра константы испарения рассчитываются по уравнениям (3.40, 3.41), где  $T_k$  есть некая эквивалентная температура, зависящая от температуры соответствующей стенки  $T_{wi}$ . Опыт идентификации модели для разных двигателей, работающих на разных режимах, включая холодный пуск, позволяет рекомендовать следующую зависимость для расчета температуры  $T_k$  :

$$T_k = \left\{ \begin{array}{ll} 550 & \text{if } T_{wi} \leq 400 \\ aT_{wi}^3 + bT_{wi}^2 + cT_{wi} + d & \text{if } 400 < T_{wi} < 700 \\ 700 & \text{if } 700 \leq T_{wi} \end{array} \right\}; \quad (3.42)$$

где:  $a = 0.000000243$ ;  $b = 0.001018$ ;  $c = -0.8543$ ;  $d = 709.55$ . График зависимости  $T_k = f(T_{wi})$  представлена на рис. 3.24.

Число Нуссельта процесса диффузии для пристеночного потока в уравнении (3.40) зависит от формы поверхности: для гладкой цилиндрической поверхности камеры в поршне рекомендуется принимать  $Nu_D = 2$ ; для специально

спрофилированной поверхности вносящей возмущения в развитие пристеночного потока  $Nu_D = 3$  или более.

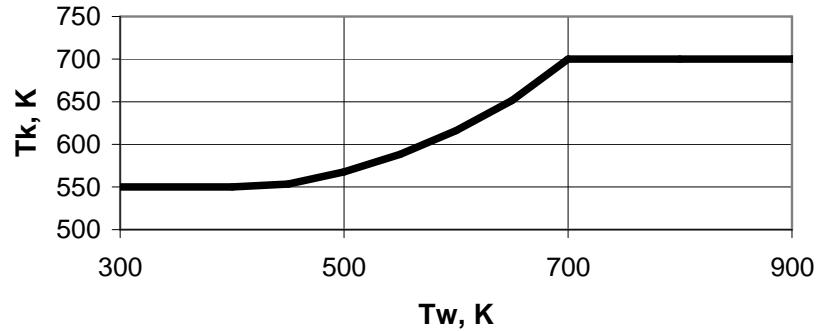


Рис. 3.24. Зависимость характерной температуры зоны  $T_k$  от температуры стенки  $T_{wi}$

Десятилетний опыт использования представленной модели сгорания для различных двигателей с диаметром цилиндра от 75 до 760 мм с разными камерами сгорания и распылителями позволяет рекомендовать для расчета поправочной функции  $Y$  эмпирическое уравнение, учитывающее размеры двигателя, вихревое число, частоту вращения, ход поршня, средний диаметр капель  $d_{32}$  :

$$Y = 0.372 \cdot 10^{-9} (18 + y_s + y_{rpm}) y R_{S_y}^{0.35} d_{32}^{-1.5} ; \quad (3.43)$$

где:  $y_s = f(S)$  – корректирующий коэффициент учитывающий масштабный фактор;  $S$  - ход поршня [м];  $y_{rpm} = f(n)$  – корректирующий коэффициент, учитывающий быстроходность двигателя;  $R_{S_y} = \text{MAX}(0.1, R_s)$  – скорректированное вихревое число, рассчитанное по параметрам заряда в камере сгорания при текущем положении поршня ( $R_s$ );  $y \approx 5...35$  – эмпирический коэффициент, используемый для идентификации математической модели по экспериментальным данным. Коэффициент  $y$  не зависит от нагрузки и частоты вращения вала двигателя. Громоздкая структура уравнения (3.43) появилась вследствие необходимости поддержки старых файлов данных, разработанных для ранних версий программы, которыми пользуются многочисленные пользователи. Корректирующие коэффициенты позволяют идентифицировать модель сгорания только по одному режиму работы дизеля и рассчитывать остальные режимы с

прежними настройками. Корректирующий коэффициент  $y_s$  рассчитывается следующим образом. Вначале по известному ходу поршня  $S$  определяется по графику рис. 3.25 (а) характерная для данного класса двигателей скорость поршня  $C_{pn}$ ; затем рассчитывается характерная частота вращения:  $n = 30 C_{pn} / S$ ; далее по графику рис. 3.25 (б) определяется поправка  $y_s$ . Для учета реального скоростного режима введена поправка  $y_{rpm}$ , которая определяется по графику рис. 3.26 в зависимости от отношения текущей скорости поршня двигателя  $C_p$  к характерной скорости поршня  $C_{pn}$ .

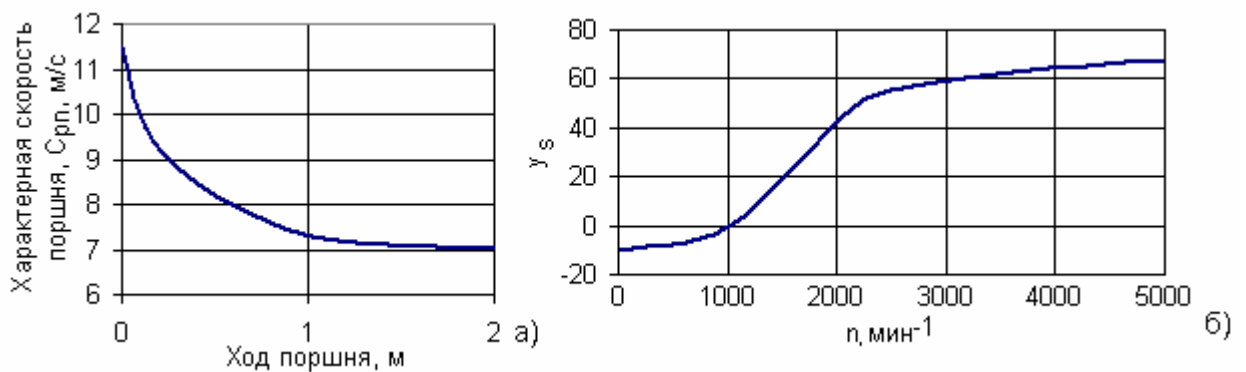


Рис. 3.25. Зависимости: а) характерная скорость поршня от хода поршня; б) поправка  $y_s$  от характерной частоты вращения вала двигателя

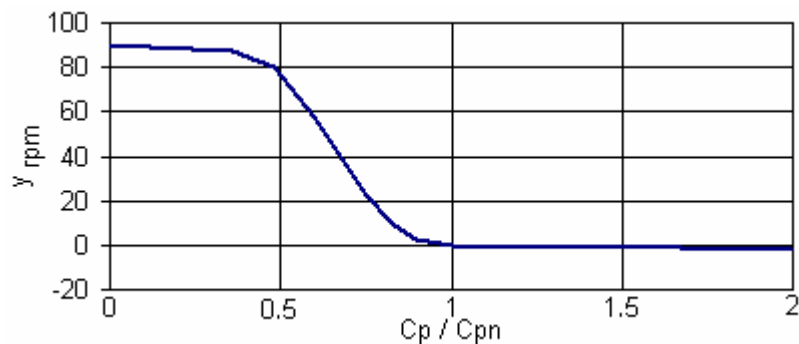


Рис. 3.26. Зависимость величины поправки  $y_{rpm}$  от относительной скорости поршня

Благодаря введенным в уравнение 3.43 поправкам, полученным на основе опыта идентификации математической модели применительно к десяткам двигателей разной размерности и назначения, работающих в широком диапазоне

режимов, дальнейшая специальная настройка математической модели сведена к минимуму.

Учитывая поправочную функцию  $Y$ , константа испарения в  $i$ -зоне определяется как:  $b_{ui} = Y K_i / d_{32}^2$ . Скорость испарения в каждой зоне рассчитывается по уравнению (3.39). Общая скорость испарения определяется как сумма скоростей испарения во всех  $m$  зонах:

$$\frac{ds_u}{dt} = \sum_{i=1}^m ds_{ui} / dt . \quad (3.44)$$

В случае многократного впрыскивания моделирование развития струй, распределения топлива по зонам и скорости испарения осуществляются для каждой порции многократного впрыскивания. Характерные температура и давление для каждой порции берутся из результатов расчета предыдущего цикла.

### 3.6. Расчет периода задержки самовоспламенения

Проблеме расчета периода задержки самовоспламенения посвящено огромное количество работ. Далеко не полный перечень работ, опубликованный в обзорной статье Хироясу [113], содержит 10 разных формул, причем туда не включены разработки отечественных ученых и некоторые популярные формулы зарубежных авторов. Большинство формул построены на законе Аррениуса. К ним относятся получившие самое широкое распространение формулы Харденберга – Хасэ (Hardenberg & Hase) [84], формула Хироясу [139, 140] и формула А.И. Толстова [95]. Для математической модели сгорания современного ДВС метод расчета периода задержки самовоспламенения должен позволять моделировать не только традиционные условия работы дизеля, но и достаточно точно описывать условия работы с высоким уровнем содержания остаточных газов в свежем заряде, ибо современный дизель может работать со степенью рециркуляции ОГ до 70%; должен позволять учитывать отрицательные углы опережения впрыскивания, что характерно для двигателей с низким содержанием оксидов азота в выхлопных газах, или наоборот очень большие углы опе-

режения впрыскивания (до 100 – 120 град. до ВМТ), что характерно для дизелей, реализующих технологию РССІ (или отдельного сгорания); а также расчет задержек при многократном впрыскивании. Период задержки самовоспламенения при многократном впрыскивании рассчитывается для каждой порции впрыскиваемого топлива. Топливо второй, третьей и последующих порций может быть подано в цилиндр после ВМТ с большой задержкой и в газовый заряд, содержащий значительную долю продуктов сгорания предыдущих порций. Эти специфические условия не позволяют использовать для расчета периода задержки классические формулы в исходном виде. Для решения этой проблемы в настоящей работе на основании анализа экспериментальных данных для разных двигателей были получены соотношения, позволяющие рассчитывать период задержки для каждой порции топлива при многократном впрыскивании. Период задержки самовоспламенения  $t_{ij}$  для каждой  $j$ -порции можно вычислять двумя путями, позволяющими учесть изменение параметров заряда во время самой задержки:

1) Пошаговым расчетом задержки, начиная от угла начала впрыскивания  $Q_i$ , и до момента, когда угол начала сгорания  $Q_c$  начнет увеличиваться:

$$Q_c = Q_i + 6 n t_{ij}, \quad (3.45)$$

где:  $t_{ij} = t_{it} C_t C_r$ ;  $t_{it}$  – период задержки самовоспламенения  $j$ -порции, полученный по модифицированной эмпирической формуле Толстова [95] (3.47),  $C_t$  – коэффициент учитывающий рост температуры во время периода задержки для  $j$ -порции;  $C_r$  – коэффициент, учитывающий концентрацию продуктов сгорания в цилиндре во время периода задержки  $j$ -порции.

2) Методом интегрирования выражения Ливенгууда – Ву (Livengood & Wu) вида (3.46) [155, 94].

$$\int_0^{t_{ij}} \frac{dt}{C_t C_c t_{it}} = 1; \quad (3.46)$$

$$t_{it} = 3.8 \cdot 10^{-6} (1 - 1.6 \cdot 10^{-4} n) \sqrt{\frac{T}{p}} \exp\left(\frac{E_a}{8.312 T} \cdot \frac{70}{CN + 25}\right); \quad (3.47)$$

где:  $E_a = 23000...28000$  [кДж/кмоль] – условная энергия активации предпламенных реакций;  $CN$  – цетановое число топлива,  $T$  и  $p$  – текущие температура и давление [МПа] в цилиндре,  $n$  частота вращения коленчатого вала. Для учета величины цетанового числа топлива, автором в формулу Толстова добавлен элемент из уравнения Харденберга и Хасэ [84], имеющего такую же структуру.

Для расчета коэффициента  $C_t$ , учитывающего скорость изменения температуры во время задержки самовоспламенения, предложено уравнение, полученное путем обработки экспериментальных данных:

$$\begin{aligned} C_t &= 1, & \text{if } x_t > 30; \\ C_t &= -4 \cdot 10^{-7} x_t^3 + 5 \cdot 10^{-5} x_t^2 - 0.0032 x_t + 1.0832, & \text{if } x_t < 30; \\ x_t &= \frac{T_\Theta - T_{\Theta-1}}{1000} 6n; \end{aligned} \quad (3.48)$$

где:  $T_Q$  и  $T_{Q-1}$  - средние значения температуры в цилиндре в данный момент времени (при значении угла поворота коленчатого вала  $Q$ ) и на предыдущем шаге (при значении угла поворота коленчатого вала  $Q-1$ ). Зависимость  $C_t = f(x_t)$  представлена на рис. 3.27.

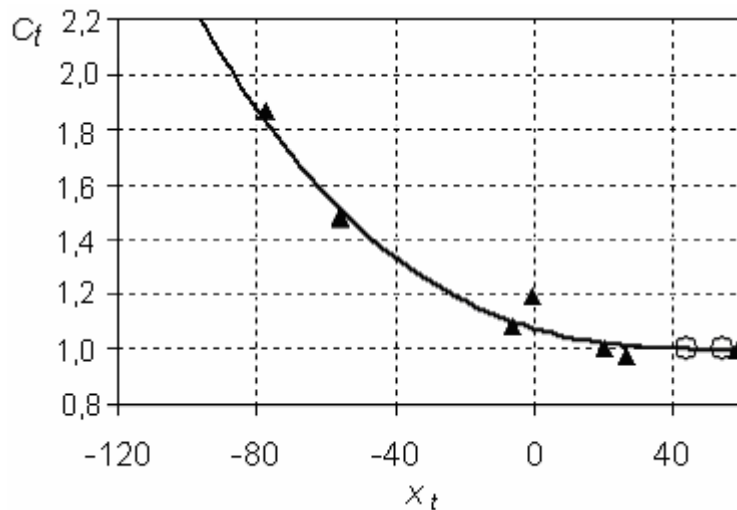


Рис. 3.27. Поправочный множитель  $C_t$ , учитывающий изменение температуры во время периода задержки самовоспламенения. Обозначения: ▲ – данные Бакенхуса и Райца [141]; ○ – данные Коломенского завода

Соответствующие экспериментальные данные для дизеля Caterpillar D/S =137/165 мм были опубликованы Бакенхусом и Райцем (Bakenhus & Reitz)

[141]; данные для тепловозного дизеля Д49 (D/S=260/260 мм) с двухразовым впрыскиванием были предоставлены Коломенским заводом.

Коэффициент, учитывающий концентрацию продуктов сгорания  $C_r$ , рассчитывается как функция от доли стехиометрических продуктов сгорания  $r$  в объеме цилиндра во время периода задержки самовоспламенения. Зависимость  $C_r = f(r)$  полученная автором путем обработки экспериментальных данных, опубликованных разными авторами [141, 142, 143] представлена на рис. 3.28.

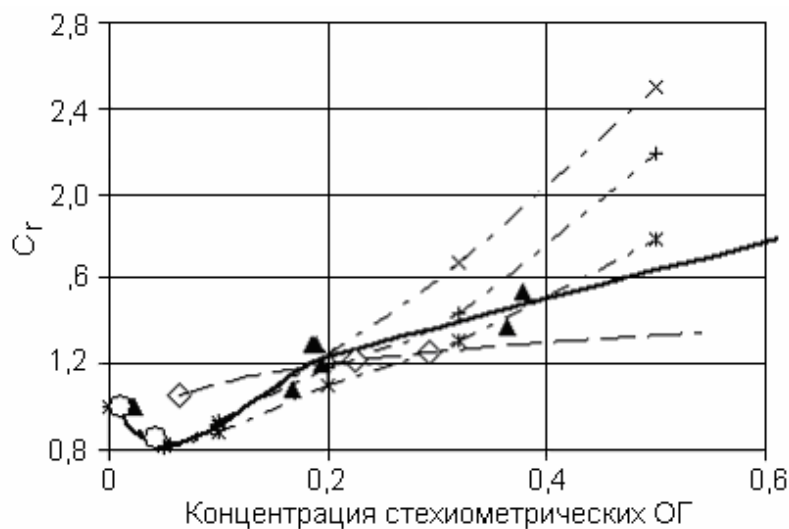


Рис. 3.28 Поправочный множитель  $C_r$ , учитывающий концентрацию продуктов сгорания во время периода задержки самовоспламенения. Обозначения: ▲ – Bakenhus, Reitz [141]; ◇ – Schneider, Stockli, Lutz, Eberle [142]; О – данные Коломенского завода; данные Kwon, Arai, Hiroyasu [143], полученные в бомбе при температурах:  $\dot{U}$  –  $T=700$  К;  $\times$  –  $T=773$  К;  $+$  –  $T=823$  К

Оба поправочных коэффициента:  $C_t$  и  $C_r$  равны 1 для обычных дизелей с обычными значениями опережения впрыскивания. Однако, если впрыскивание начинается после ВМТ, или последующие порции топлива подаются в заряд, где уже имело место сгорание предыдущих порций, представленные зависимости позволяют рассчитывать период задержки самовоспламенения с учетом этих факторов. Следует отметить, что пошаговый расчет дает завышенные значения задержки самовоспламенения по отношению к методу интегрирования Ливенгуда-Ву при условиях, когда задержка превышает 10 градусов поворота



коленчатого вала. Для оценки точности предложенных методов были рассчитаны периоды задержки самовоспламенения для различных дизелей для разных режимов работы (таблица 12).

Таблица 12.

Параметры ДВС, где рассчитывались периоды задержки самовоспламенения

| Дизель                 | D/S, мм  | n, мин <sup>-1</sup> | $p_e$ , бар | Источник        |
|------------------------|----------|----------------------|-------------|-----------------|
| ДКРН 74/160            | 760/1600 | 120                  | 9.5         | [39, 40].       |
| VASA 6R46              | 460/580  | 500                  | 22.7        | [144]           |
|                        |          | 400                  | 13.9        |                 |
|                        |          | 315                  | 9.5         |                 |
| Д42                    | 300/380  | 750                  | 16          | *               |
| Д49                    | 260/260  | 1000                 | 15.7        | *               |
|                        |          | 845                  | 11          |                 |
|                        |          | 563                  | 3.3         |                 |
|                        |          | 350                  | 0.16        |                 |
| Эксп. DI дизель с РССI | 135/140  | 1000                 | 0...2.4     | [145, 146, 147] |
| КамАЗ 7405             | 120/120  | 2200                 | 12.2        | *               |
|                        |          | 1800                 | 13.8        |                 |
|                        |          | 1000                 | 12          |                 |

Знаком \* обозначены опытные данные, предоставленные производителями двигателей. Результаты расчета в сравнении с экспериментальными данными представлены на рис. 3.29.

Отличия между интегральным способом расчета по уравнению Толстова и пошаговым наталкивают на мысль использовать среднеарифметическую величину от двух результатов. При малых задержках оба способа дают практически идентичные результаты, хорошо совпадающие с экспериментом для разных двигателей, разных уровней форсирования и частоты вращения, а при больших задержках именно средняя арифметическая величина дает корректные результаты. Т.е. этот метод осреднения является достаточно универсальным.

Попытки разработать уравнение, пригодное для расчета периода задержки в дизеле, работающем с процессом НССI/РССI, неоднократно осуществлялись разными исследователями. По данным Юго-западного исследовательского

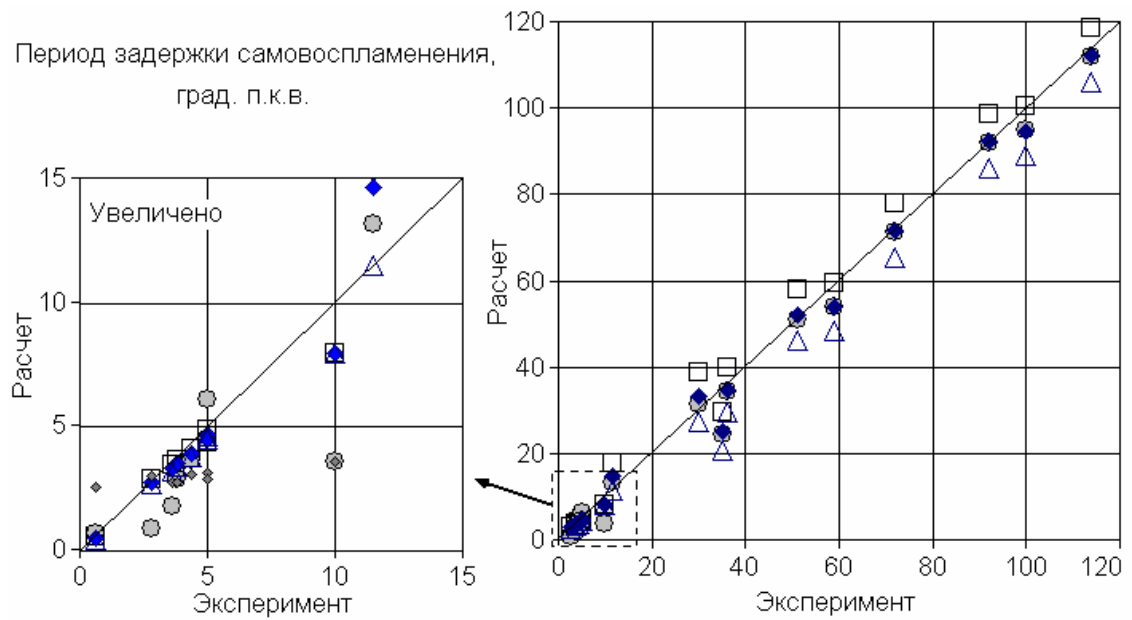


Рис. 3.29 Сравнение результатов расчета периода задержки самовоспламенения с экспериментальными данными. Обозначения:  $\square$  – пошаговый расчет по уравнениям (3.45, 3.47, 3.48);  $\Delta$  – интегральный расчет по уравнениям (3.46 - 3.48);  $\blacklozenge$  - средняя величина от интегрального и пошагового методов;  $\bullet$  – расчет по уравнению Мичиганского университета [148];  $\blacklozenge$  - расчет по уравнению Харденберга и Хасе [84]

института США (South-West Research Institute) наибольшего успеха добилась группа исследователей Мичиганского университета [148], предложившая уравнение:

$$\int_0^{t_i} \frac{dt}{t_{ign}} = 1; \quad t_{ign} = 1.3 \cdot 10^{-4} p^{-1.05} f^{-0.77} y_{O_2}^{-1.41} \exp\left(\frac{33700}{RT}\right),$$

где:  $f$  - отношение массы воздуха к массе топлива,  $p$  и  $T$  - текущие значения давления [атм] и температуры [К];  $y_{O_2}$  – текущая концентрация кислорода в цилиндре. Анализ результатов, полученных с помощью этого уравнения (рис. 3.29), показывает, что действительно, оно позволяет достаточно точно рассчитывать задержку самовоспламенения в двигателях с процессом РССИ, однако при моделировании обычного процесса с величиной периода задержки меньшей, чем 5-7 градусов, этот метод дает заниженные результаты. Что касается

известного уравнения Харденберга и Хасэ [84], то оно может быть применимо только к расчету дизелей с обычной организацией процесса сгорания.

Подводя итог сказанному, следует отметить, что для решения оптимизационных задач необходимо обеспечить непрерывность корректного расчета рабочего процесса при смене способа его организации. Учитывая также то, что расчетный метод, построенный на среднем арифметическом от результатов пошагового и интегрального расчетов, позволяет получить высокую точность как при обычной организации процесса сгорания, так и при РССІ, именно этому методу было отдано предпочтение при построении математической модели сгорания в дизеле.

### 3.7. Расчет скорости выгорания

Детальное описание уравнений, полученных Разлейцевым для расчета скорости тепловыделения  $dx/dt$ , представлено им в работах [5, 6]. Скорость тепловыделения в период выгорания паров топлива, образовавшихся за период задержки, рассчитывается по уравнению:

$$dx/dt = f_0 P_0 + f_1 P_1, \quad (3.49)$$

где:  $P_0 = A_0 (m_f/V_i)(s_{ud} - x_0)(0.1s_{ud} + x_0)$ ;  $P_1 = ds_u/dt$ ;  $x$  – доля выделившегося тепла или доля выгоревшего топлива;  $x_0$  – доля паров топлива, образовавшихся за период задержки и выгоревших к текущему моменту времени;  $s_{ud}$  – доля паров топлива, образовавшихся за период задержки.

Во время впрыскивания скорость тепловыделения:

$$dx/dt = f_1 P_1 + f_2 P_2, \quad (3.50)$$

где:  $P_2 = A_2 (m_f/V_c)(s_u - x)(a - x)$ .

После окончания впрыскивания скорость тепловыделения вычисляется как:

$$dx/dt = f_3 A_3 K_T (1 - x)(x_b a - x). \quad (3.51)$$

В этих уравнениях принято:  $f_0 \approx f_1 \approx f_2 = f$  – функция, описывающая полноту выгорания паров топлива в зоне сгорания [6]:

$$f = 1 - \frac{A_1}{x_b a - x} \left\{ r_V + \sum_{i=1}^{m_w} \left[ 300 r_{wi} \exp \left( \frac{-16000}{2500 + T_{wi}} \right) \right] \right\} \frac{dx}{dt}, \quad (3.52)$$

где:  $x_b$  – эффективность использования воздуха;  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;  $r_V$  – относительная скорость испарения в зоне разреженной оболочки и фронта струи;  $r_{wi}$  – относительная скорость испарения в зонах пристеночных

$$\text{потоков: } r_V = \frac{ds_{u\ env}/dt + ds_{u\ front}/dt}{ds_u/dt}, \quad r_{wi} = \frac{ds_{u\ wi}/dt}{ds_u/dt}; \quad (3.53)$$

$m_w$  – текущее количество зон; сформированных пристеночным потоком на разных поверхностях;  $T_{wi}$  – температура стенок в соответствующих зонах. Эффективность использования воздуха  $x_b$  - есть отношение текущего  $\alpha$  к среднему  $\alpha$  по цилиндру. На основе обработки результатов газового анализа проб, взятых из цилиндра в разные моменты времени для разных дизелей, Разлейцевым была предложена зависимость для  $x_b$ :

$$x_b = 1 - 1,46 (1 - x_{b0}) \frac{\bar{j}_z}{\bar{j}_{z0}} \frac{2}{p} \exp \left[ -\frac{1}{2} \left( \frac{\bar{j}_z}{\bar{j}_{z0}} \right)^2 \right], \quad (3.54)$$

где:  $\bar{j}_z = j / j_z$  текущий угол поворота начиная от начала сгорания, отнесенный к теоретической продолжительности сгорания  $j_z$ ;  $\bar{j}_{z0}$  и  $x_{b0}$  – координаты точки минимума функции  $x_b$ , см. рис. 3.30. Абсцисса  $\bar{j}_{z0} = 0,15 \div 0,3$  и ордината  $x_{b0} = 0,3 \div 0,6$  являются эмпирическими константами, зависящими от концепции организации процесса смесеобразования, величина этих констант подбирается при идентификации математической модели по экспериментальным данным.

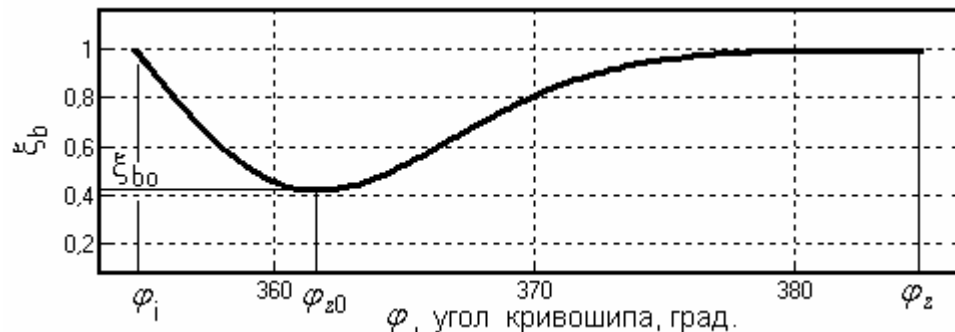


Рис. 3.30. Функция эффективности использования воздуха  $x_b$

Теоретическая продолжительность сгорания определяется периодом испарения крупных капель впрыснутых в конце периода топливоподачи:

$$j_z = (t_{inj} - t_i + t_{l_{burn}}) 6n;$$

$$t_{l_{burn}} = \frac{d_l^2}{K_u} [1 + 2,5 \cdot 10^6 K_{env} / (a - 1)]; \quad K_u = Y K_{env}, \quad (3.55)$$

где:  $d_l$  – диаметр крупных капель;  $K_{env}$  – константа испарения в зоне оболочки топливной струи, вычисленная по уравнению (3.40). В уравнениях (3.49 – 3.54) используются следующие обозначения:  $m_f$  – цикловая подача топлива;  $V_i$  и  $V_c$  – объем цилиндра в начале впрыскивания и в ВМТ;  $s_{ud}$  и  $s_u$  – доли топлива испарившегося в период задержки самовоспламенения и до текущего момента времени, соответственно;  $A_0, A_1, A_2$  – эмпирические коэффициенты, зависящие от частоты вращения и интенсивности вихря;  $A_3$  может быть определен из уравнений (3.50) и (3.51), приняв при расчете  $t = t_{s_{max}}$ . Опыт идентификации представленной модели сгорания для разных двигателей позволяет рекомендовать следующие зависимости:

$$A_0 = a_0 (R_s n)^{0,5}; \quad A_1 = 0,04 / (R_s n)^{0,5}; \quad A_2 = 9 (R_s n)^{0,5}. \quad (3.56)$$

$K_T$  (в уравнении 3.51) учитывает разрушение пристеночного потока на короне поршня из-за ускорения последнего. Эффект разрушения пристеночного потока связан с величиной надпоршневого зазора и динамикой его увеличения:

$$K_T = \begin{cases} 1, & \text{if } Z < Z_n \\ 1 + 3000 s_{crown} (Z^2 - Z_n^2), & \text{if } Z \geq Z_n \end{cases}; \quad (3.57)$$

$$Z = (dV / dj) / V,$$

где:  $V$  – текущий объем цилиндра;  $j$  – угол поворота;  $Z_n$  это  $Z$  при угле поворота  $15^\circ$  после ВМТ.

Представленная модель сгорания позволяет рассчитывать тепловыделение в цилиндре дизеля без перенастройки эмпирических коэффициентов для каждого рабочего режима. Результаты расчета скорости тепловыделения проведенные по описанной методике в сравнении с экспериментальными данными приведены в главе 4.

### 3.8. Программа ДИЗЕЛЬ-ПК

Приведенные в главах 2 и 3 методики и алгоритмы расчета рабочих процессов в ДВС были реализованы в компьютерных программах ДИЗЕЛЬ-2т, ДИЗЕЛЬ-4т и ДИЗЕЛЬ-ПК.

Программы ДИЗЕЛЬ-2т и ДИЗЕЛЬ-4т развивались до 2003 г. в соавторстве с инженером В.И. Башмаковым, разработавшим графический интерфейс. Они предназначались для расчета и оптимизации двухтактных и четырехтактных ДВС соответственно. Эти программы функционировали в операционных системах DOS и WINDOWS 98. В настоящее время они устарели, и их место заняла программа ДИЗЕЛЬ-ПК, разработанная для операционной системы WINDOWS XP и WINDOWS 7 в соавторстве с инженером Ю.М. Фадеевым. Свидетельство о Государственной регистрации программы ДИЗЕЛЬ-ПК представлено в Приложении 2.

Программа ДИЗЕЛЬ-ПК имеет: развитый пользовательский интерфейс, позволяющий задавать данные и анализировать результаты в системе меню; программу визуализации результатов расчета развития струй в камере сгорания дизеля и другие средства, упрощающие работу. Например, чтобы радикально упростить начало работы с программой, в нее встроены специальные инструменты: мастера настроек, которые позволяют быстро создать файл данных на основе лишь общих сведений об объекте исследований. Недостающие размеры и параметры, а также эмпирические коэффициенты, мастер настроек рассчитывает и берет на основе внутренней базы данных, содержащей наиболее распространенные решения по проектированию двигателей разной размерности и назначения. Это особенно важно для пользователей, работающих в условиях дефицита информации или с большой номенклатурой двигателей.

Система контекстной помощи к программе включает справочную информацию и помогает описать исходные данные и результаты. Программа позволяет решать оптимизационные задачи методами математического программиро-

вания и представляет собой инструмент для решения широкого круга практических задач, прошедший многолетнюю апробацию в промышленности, в учебном процессе в МГТУ им. Н.Э. Баумана и в других университетах (Приложение 3). Для расширения круга пользователей коллективом разработчиков разработано приложение клиент–сервер, которое позволяет широкому кругу пользователей по всему миру выполнять расчеты рабочих процессов ДВС через Интернет. Клиентская часть загружается с сайта МГТУ им. Н.Э.Баумана и устанавливается на компьютере удаленного пользователя, а расчеты выполняются серверами университета по запросу клиентской части, содержащей пре- и пост-процессор программы ДИЗЕЛЬ-РК.

### 3.9. Выводы по главе

1. Сравнение феноменологических моделей сгорания в двигателе с воспламенением от сжатия применительно к решению задачи оптимизации рабочих процессов дизелей разной конструкции, размерности и способа организации смесеобразования показывает преимущество модели, разработанной Разлейцевым.

2. Модифицировано уравнение А.С. Лышевского для расчета дальности топливных струй, что позволило придать ему универсальность и использовать его как для среднеоборотных дизелей, так и для высокооборотных.

3. Для расширения области применения и учета дополнительных влияющих факторов модель сгорания Н.Ф. Разлейцева была модифицирована в следующих направлениях.

а) Учтено взаимодействие топливной струи и ее пристеночного потока с воздушным вихрем, имеющим разные профили.

б) Учтены: движение поршня, произвольный профиль камеры сгорания, боковое расположение распылителя, произвольная направленность каждого со-

плового отверстия при определении места и угла соударения струи со стенками КС.

в) Дополнительно рассмотрены зоны пересечения пристеночных потоков соседних струй, наличие которых затягивает процесс сгорания.

г) Модифицированы уравнения расчета скорости испарения в разных зонах для учета температуры стенок камеры в поршне, учета режимных и масштабных факторов, что позволило радикально упростить идентификацию математической модели. Все режимы работы дизеля могут рассчитываться с идентичными эмпирическими коэффициентами.

4. Разработана методика расчета периода задержки самовоспламенения в дизеле на основе уравнения Толстова, позволяющая рассчитывать период задержки как для обычных двигателей, так и для двигателей с высокой рециркуляцией ОГ, многократным впрыскиванием и большим опережением топливоподачи.



#### 4. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТЕПЛО ВЫДЕЛЕНИЯ В ДИЗЕЛЯХ РАЗНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Настоящая глава посвящена иллюстрации использования описанной выше методики расчета сгорания в дизеле на характерных примерах. Для расчетов использовалась программа ДИЗЕЛЬ-РК, в которой была реализована приведенная в гл. 3 модель сгорания. Для иллюстрации точности расчетов использовались экспериментальные данные из разных источников.

##### 4.1. Результаты расчета тепловыделения в дизелях во всем диапазоне работы

Представленная модель сгорания позволяет рассчитывать тепловыделение в цилиндре дизеля во всем диапазоне рабочих режимов без перенастройки эмпирических коэффициентов для каждого режима. В данном разделе представлены примеры расчета процесса сгорания в дизелях разной размерности, быстроходности и уровня форсирования.

На рис. 4.1 представлены расчетные зависимости давления в цилиндре  $p$  и кривые скорости тепловыделения  $dx/df$  в сравнении с экспериментальными данными для двигателя КамАЗ 7405 (S/D=120/120) при его работе по внешней скоростной характеристике. Изображения развития струй соответствуют моментам окончания впрыскивания. Все результаты получены с неизменными значениями эмпирических коэффициентов. Экспериментальные данные были представлены ОАО КамАЗ. Параметры топливоподачи представлены в таблице 13. Цикловая подача топлива  $g_c$  на всех трех режимах приблизительно одинаковая, но продолжительность впрыскивания  $t_{inj}$  выше на частичном режиме. Таким образом, струи на частичных режимах внешней характеристики имеют больше времени для развития в менее плотном заряде, именно поэтому площадь пристеночных потоков на частичных режимах существенно больше, чем на режиме полной мощности.

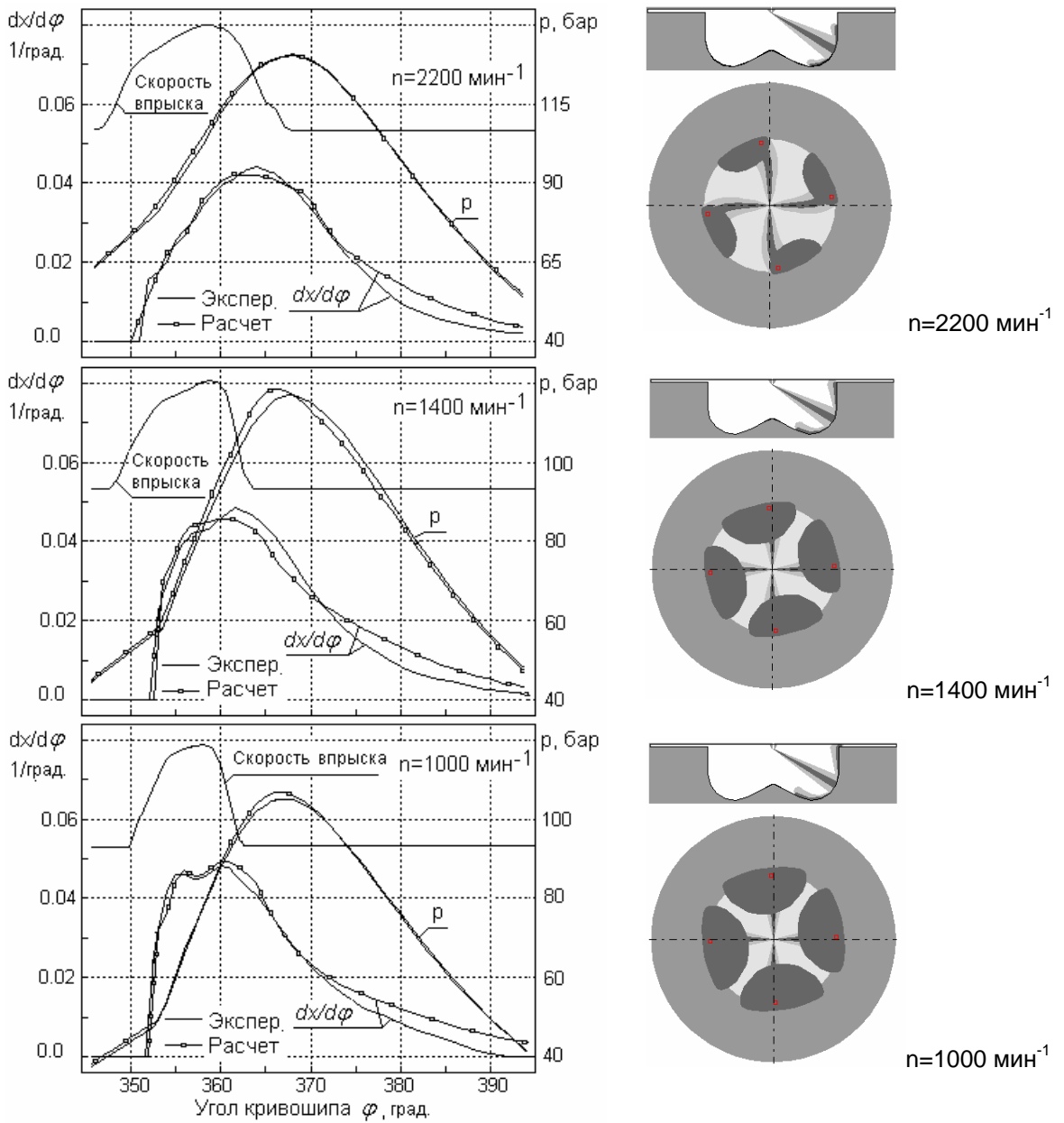


Рис. 4.1. Результаты расчета рабочего процесса дизеля Камаз 7405 при его работе по внешней скоростной характеристике

Таблица 13.

Параметры топливоподачи дизеля КамАЗ при его работе по внешней скоростной характеристике

| $n, \text{мин}^{-1}$ | $g_c, \Gamma$ | $p_{впр\_max}, \text{бар}$ | $t_{inj}, \text{с}$  |
|----------------------|---------------|----------------------------|----------------------|
| 2200                 | 0,0787        | 672                        | $1,61 \cdot 10^{-3}$ |
| 1400                 | 0,0838        | 530                        | $1,82 \cdot 10^{-3}$ |
| 1000                 | 0,0818        | 352                        | $2,34 \cdot 10^{-3}$ |

Сопоставление интегральных параметров двигателя в функции от частоты вращения коленчатого вала представлено на рис. 4.2. вместе с диаграммами образования и выгорания сажи, вычисленными для каждого из режимов по методике, изложенной в параграфе 2.4.

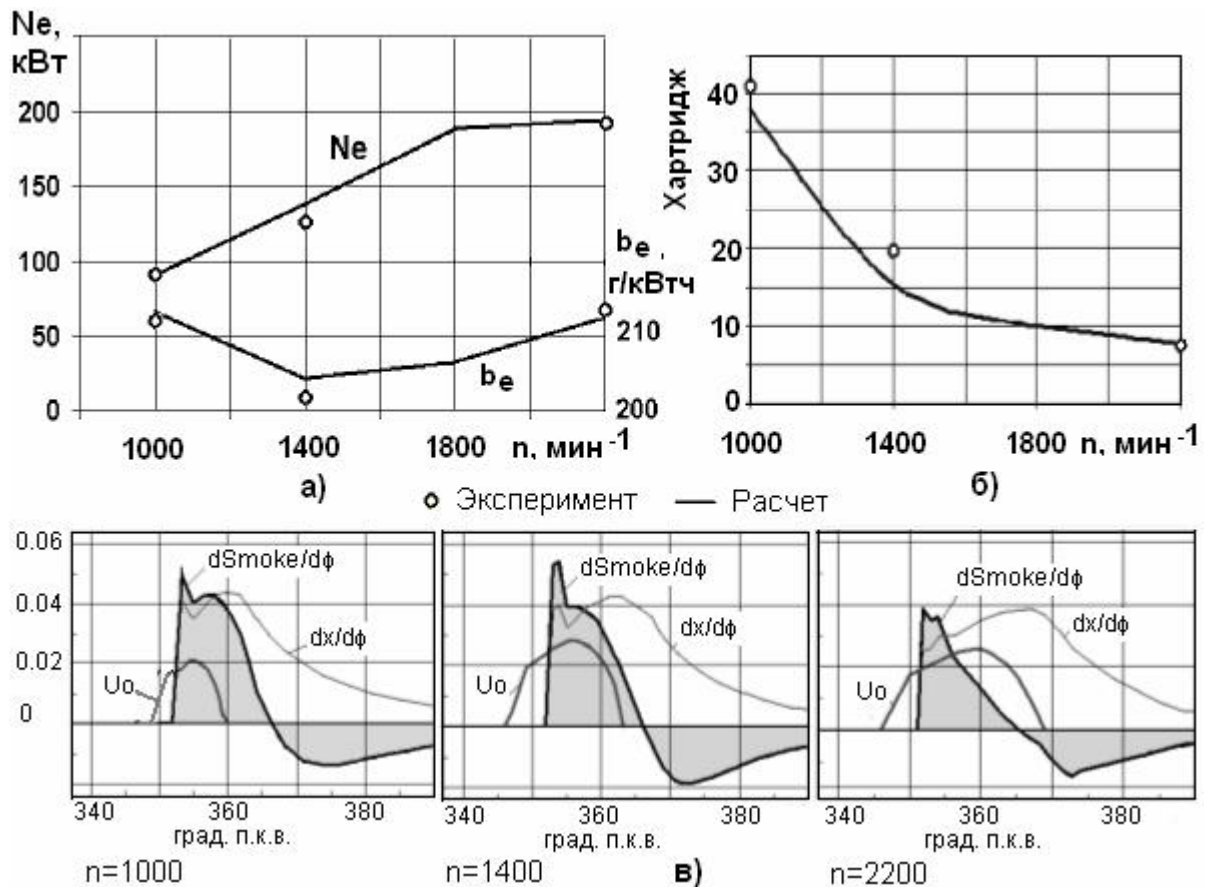


Рис. 4.2. Изменение параметров дизеля КамАЗ 7405 по внешней скоростной характеристике: а) мощность и расход топлива; б) эмиссия сажи по шкале Хартриджа; в) динамика образования и выгорания сажи  $dSmoke/d\phi$

Результаты расчета рабочего процесса дизеля ЯМЗ 238Д во всем диапазоне рабочих режимов представлены на рис. 4.3. Сравнение расчетных данных с результатами экспериментов для 6 режимов работы представлены на рис. 4.4. Все расчеты выполнены с идентичными значениями эмпирических коэффициентов. Экспериментальные данные предоставлены ОАО Автодизель. Характе-

ристики впрыскивания для каждого расчетного режима получены А.П. Перепелиным с помощью гидродинамического расчета процесса топливоподачи [149, 150].

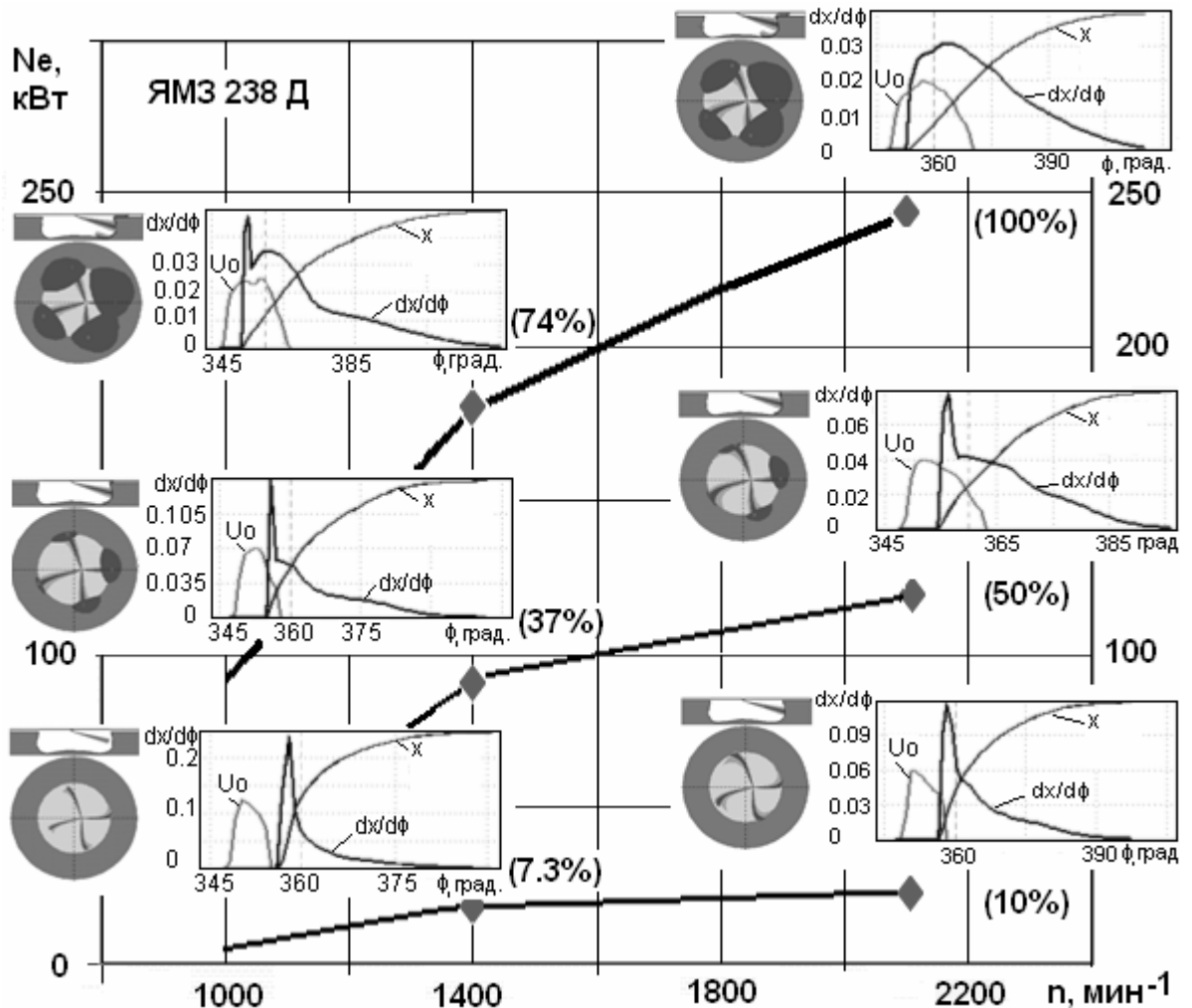


Рис. 4.3. Поле рабочих режимов дизеля ЯМЗ 238Д с результатами расчета смесеобразования и скорости тепловыделения. В процентах указана мощность по отношению к максимальной

Анализ полученных результатов подтверждает высокую точность расчета тепловыделения, так по рис. 4.3. видна эволюция процесса сгорания от режима полной мощности, где кривая  $dx/d\phi$  имеет лишь один сглаженный максимум, к режимам средних нагрузок, где появляется и растет первый пик  $dx/d\phi$ , вызванный объемным сгоранием топлива, испарившегося в период задержки самовоспламенения. На режиме же очень малой мощности сгорание начинается уже

после окончания впрыскивания, большая часть топлива сгорает по объемному механизму, имеет место только первый пик скорости тепловыделения который сразу переходит в догорание крупных капель: доля диффузионного сгорания очень мала. Корректность расчета подтверждается высокой точностью оценки эмиссии оксидов азота, рассчитанной на основании полученной скорости тепловыделения. Только на одном режиме отклонение расчетных данных от результатов измерений превысило 25%, на остальных же режимах, (кроме холостого хода) оно не превысило 8,3% .

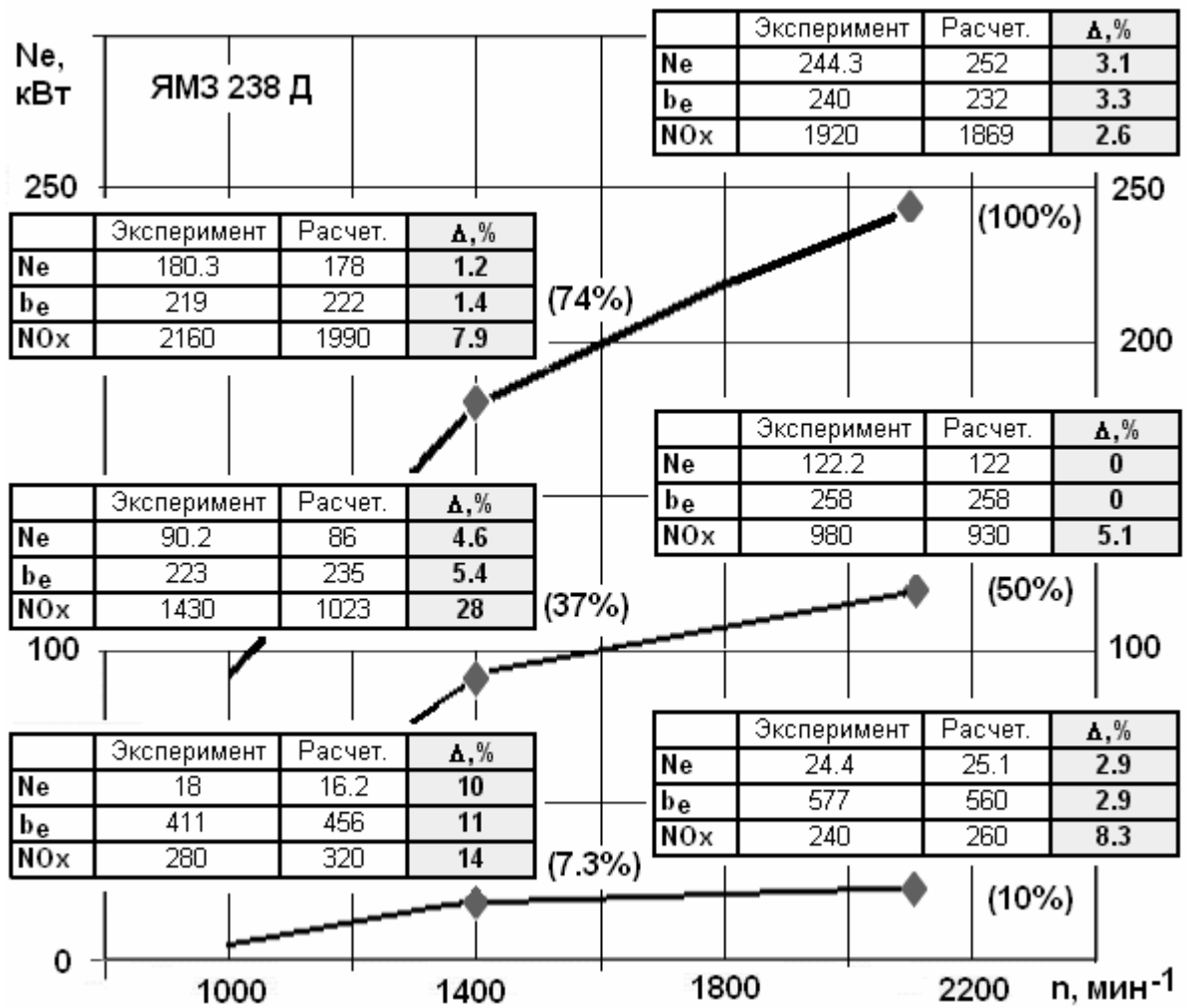


Рис. 4.4. Поле рабочих режимов дизеля ЯМЗ 238Д со сравнением экспериментальных данных с результатами расчета. В процентах указана разница между экспериментальными и расчетными данными; концентрация оксидов азота указана в ppm

На рис. 4.5. представлены результаты расчета среднеоборотного теплового дизеля Д49 (16ЧН 26/26) при его работе по тепловозной характеристике с максимальным  $p_e=15,3$  бар при  $n=1000$  мин<sup>-1</sup>. Таблицы, соответствующие каждому из режимов, показывают расчетные интегральные параметры дизеля в сравнении с результатами экспериментов. Экспериментальные данные и характеристики впрыскивания предоставлены ОАО Коломенский завод.

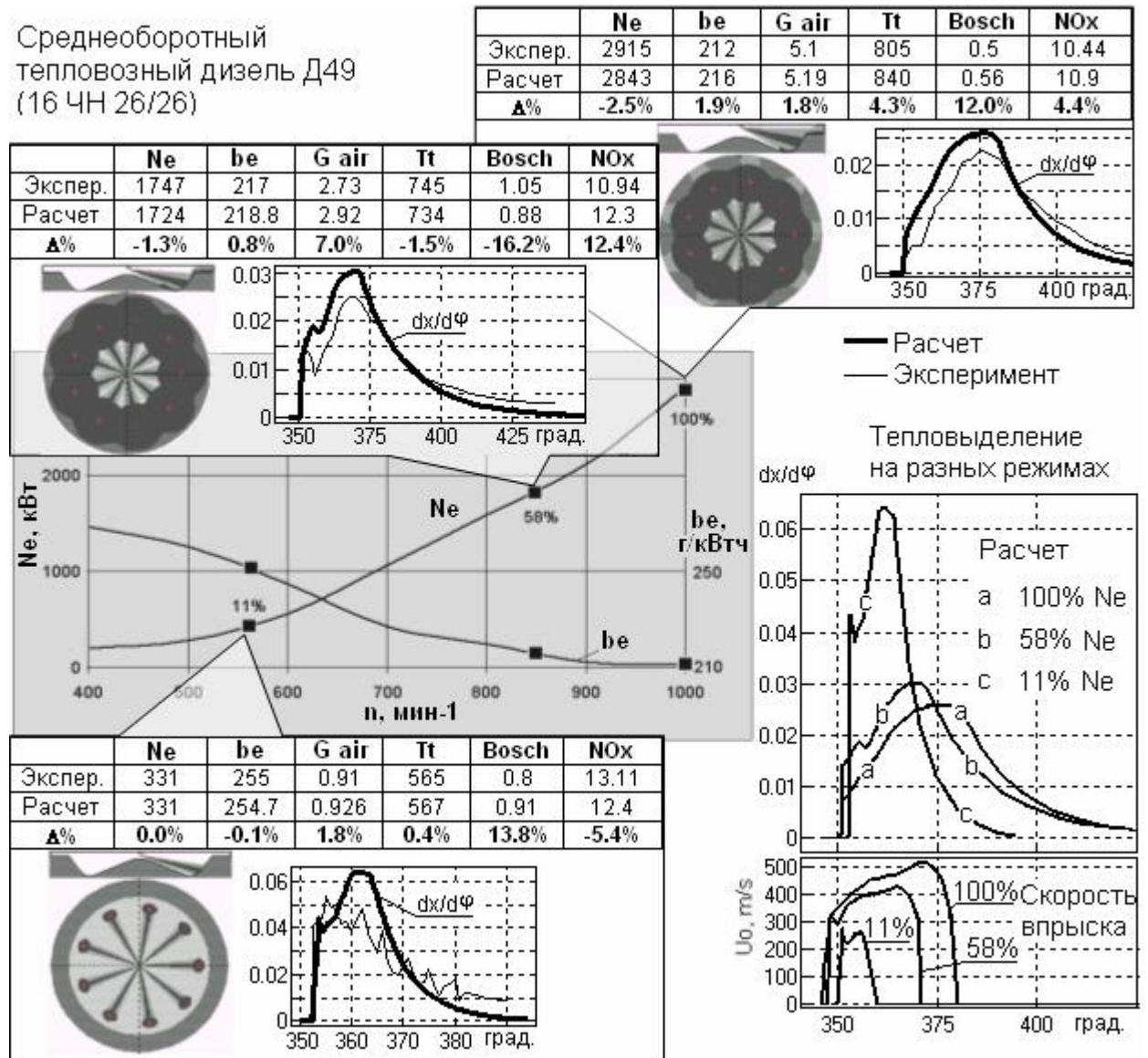


Рис. 4.5. Результаты расчета теплового дизеля Д49 (16ЧН 26/26)

Результаты расчета процесса сгорания судового среднеоборотного дизеля VASA 9R46B (9ЧН 46/58) производства фирмы Wartsila представлены на

рис. 4.6. На режиме максимальной мощности дизель имеет среднее эффективное давление  $p_e = 23,3$  бар, а максимальное давление цикла  $185 \div 190$  бар. Расчетные кривые скорости тепловыделения представлены вместе с экспериментальными. Форма камеры сгорания, конструкция распылителя, параметры наддува и характеристики впрыскивания взяты из экспериментальных данных [144] и, частично предоставлены компанией.

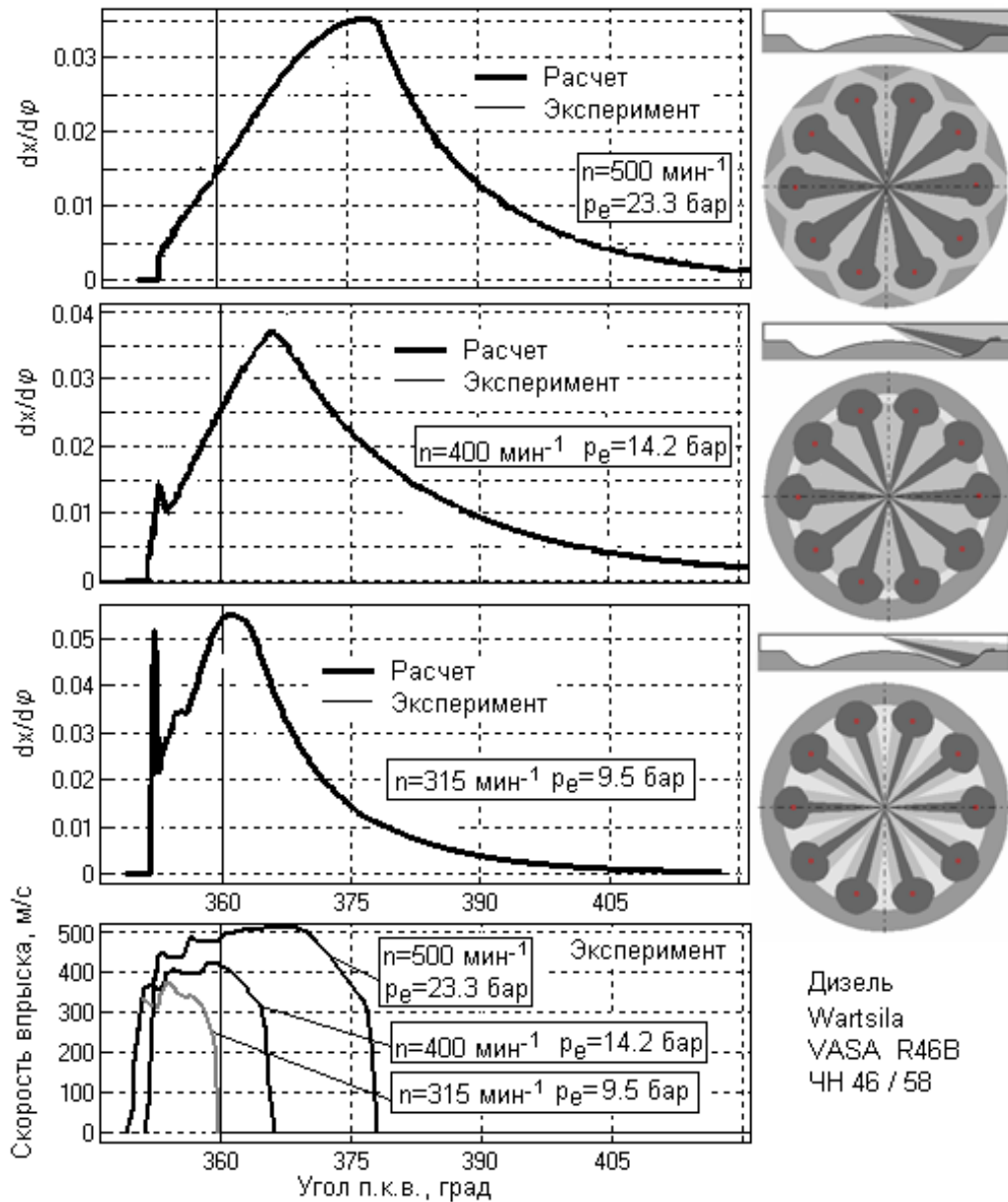


Рис. 4.6. Результаты расчета дизеля VASA 9R46B (9ЧН 46/58)

На рис. 4.7. представлены результаты расчета высокооборотного автомобильного дизеля ЗМЗ 514 (4ЧН 8,7/9,4), оборудованного топливным насосом высокого давления Bosch VE. Характеристики впрыскивания для каждого ре-



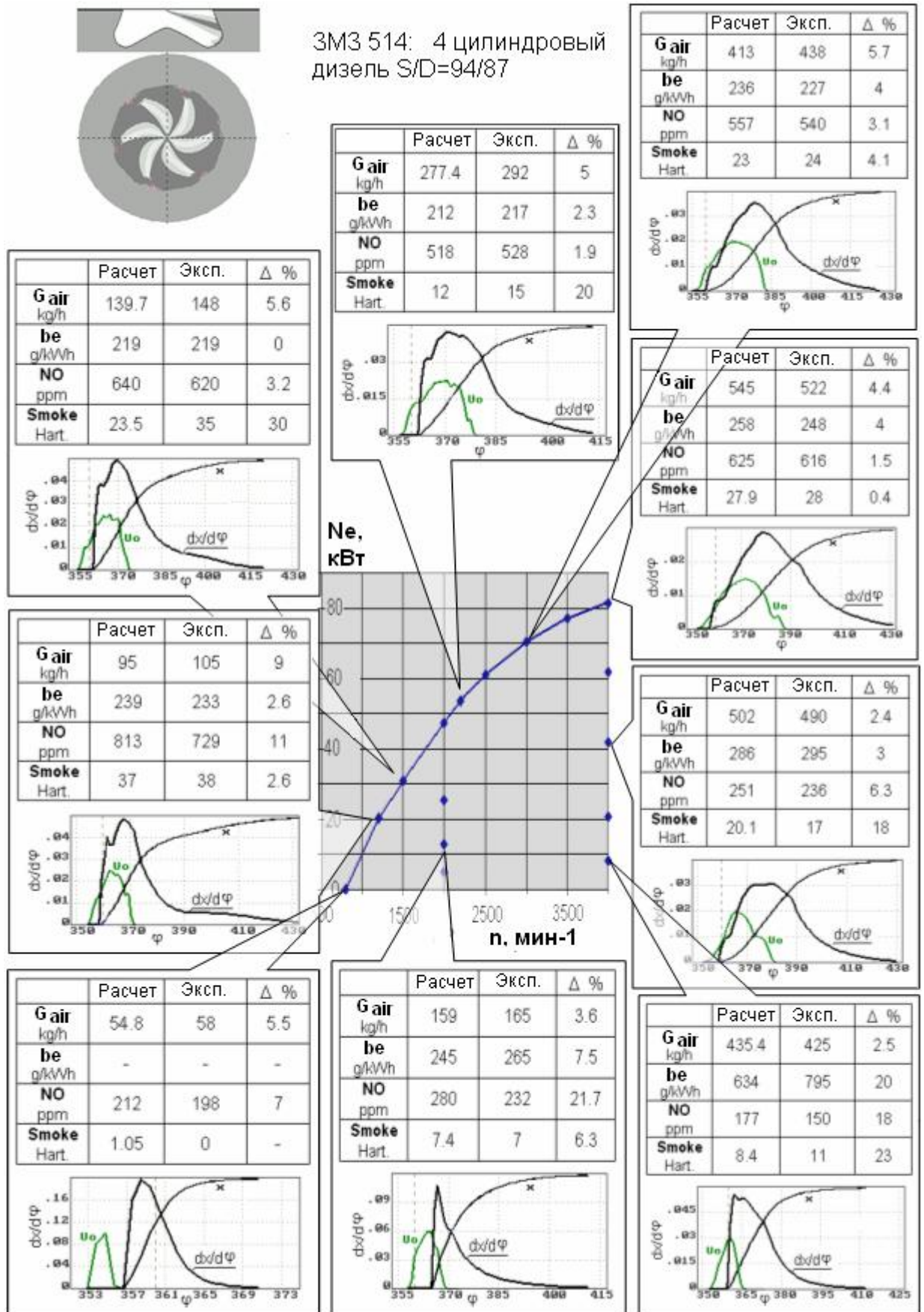


Рис. 4.7. Результаты расчета высокооборотного дизеля ЗМЗ 514



жима были рассчитаны Л.В. Греховым с помощью программы ВПРЫСК [151]. Экспериментальные данные по результатам испытаний двигателя предоставлены ОАО ЗМЗ. В таблицах рис. 4.7 представлены расчетные интегральные показатели двигателя в сравнении с соответствующими результатами измерений для каждого из режимов.

Сравнение расчетных и экспериментальных характеристик тепловыделения для опытного высокооборотного дизеля 4 ЧН 8,2/8,2 с номинальной частотой вращения коленчатого вала  $4500 \text{ мин}^{-1}$  производства компании General Motors представлено на рис. 4.8. Режимы, взятые для сравнения и сами экспериментальные данные на этих режимах, а также исходные данные к расчету предоставлены компанией General Motors. Расчеты также выполнены специалистами этой компании и предоставлены для использования в диссертационной работе в качестве иллюстрации работы программы ДИЗЕЛЬ-РК. Набор режимов, представленных на рис. 4.8, характеризуется частотами вращения:  $n=3900$  и  $4100 \text{ мин}^{-1}$  и диапазонами изменения: коэффициента избытка воздуха  $\alpha = 1,26 \div 1,8$ ; давления наддува  $p_k=1,79 \div 2,8$  бар; угла опережения впрыскивания топлива  $Q = 2 \div 15,5$  град. до ВМТ; среднего эффективного давления  $p_e = 11,5 \div 22$  бар; давления впрыскивания  $p_{inj}=1160 \div 1720$  бар; среднего диаметра капель по Заутеру  $d_{32}=9 \div 12$  мкм; максимального давления цикла  $p_z=131 \div 165$  бар. Сравнение интегральных показателей двигателя: максимального давления цикла  $p_z$ , средней температуры перед турбиной  $T_t$  и эмиссии оксидов азота  $\text{NO}_x$  для этих же режимов представлено на рис. 4.9; сравнение расхода воздуха через двигатель проведенное для 89 режимов работы представлено на рис. 2.7. Некоторое завышение расчетной температуры газов перед турбиной по отношению к результатам измерений может иметь несколько причин, в число которых могут входить ошибки при задании условий теплообмена в выпускной системе, и другие погрешности, тем более, что расчеты были выполнены третьей стороной, и отклонение расчета от экспериментальных данных носит постоянный характер, а следовательно, поддается анализу и может быть устранено.

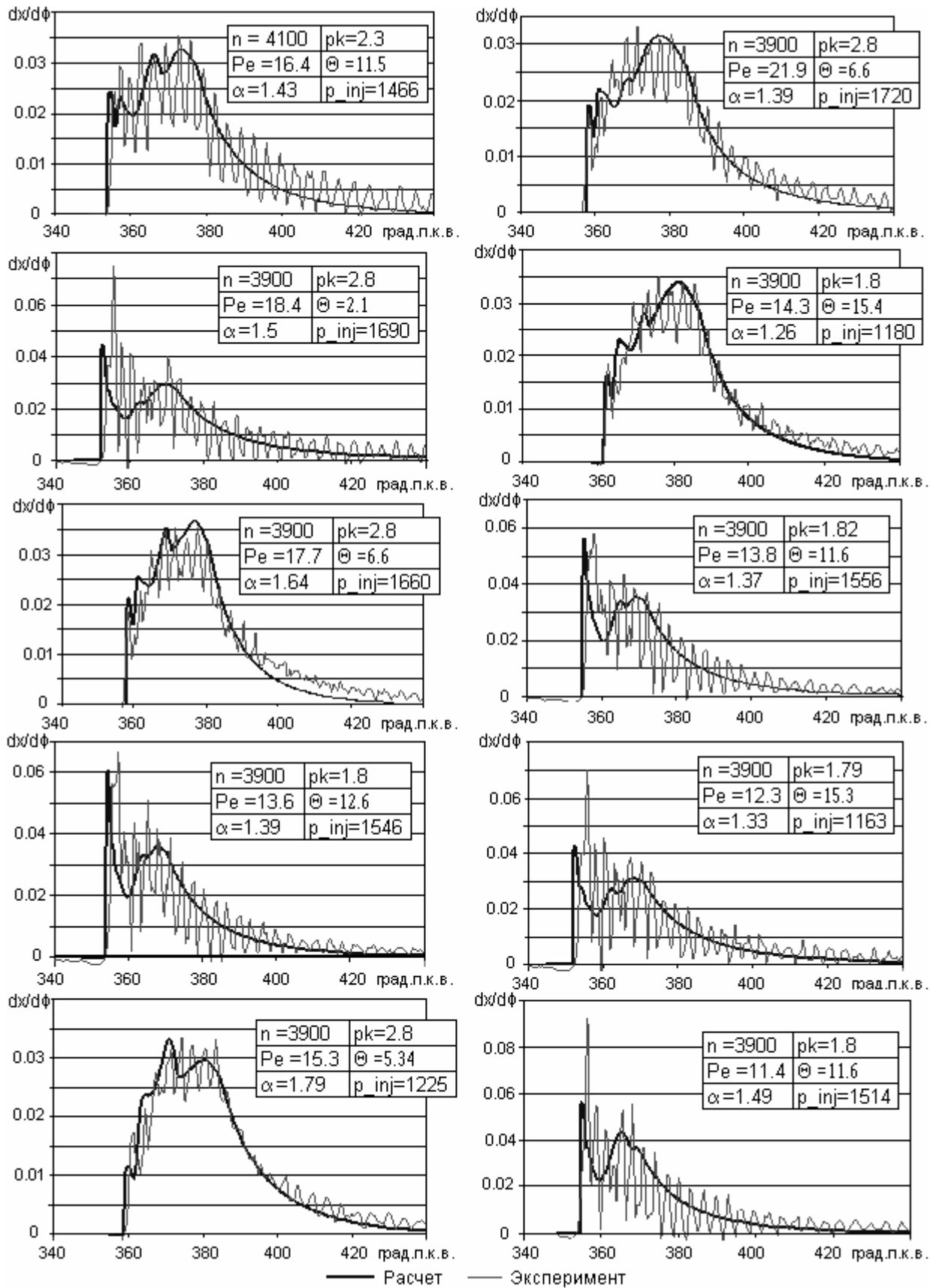


Рис. 4.8. Результаты расчета скорости тепловыделения высокооборотного дизеля 4 ЧН 8,2/8,2 производства GM на 10 режимах в сравнении с экспериментальными данными

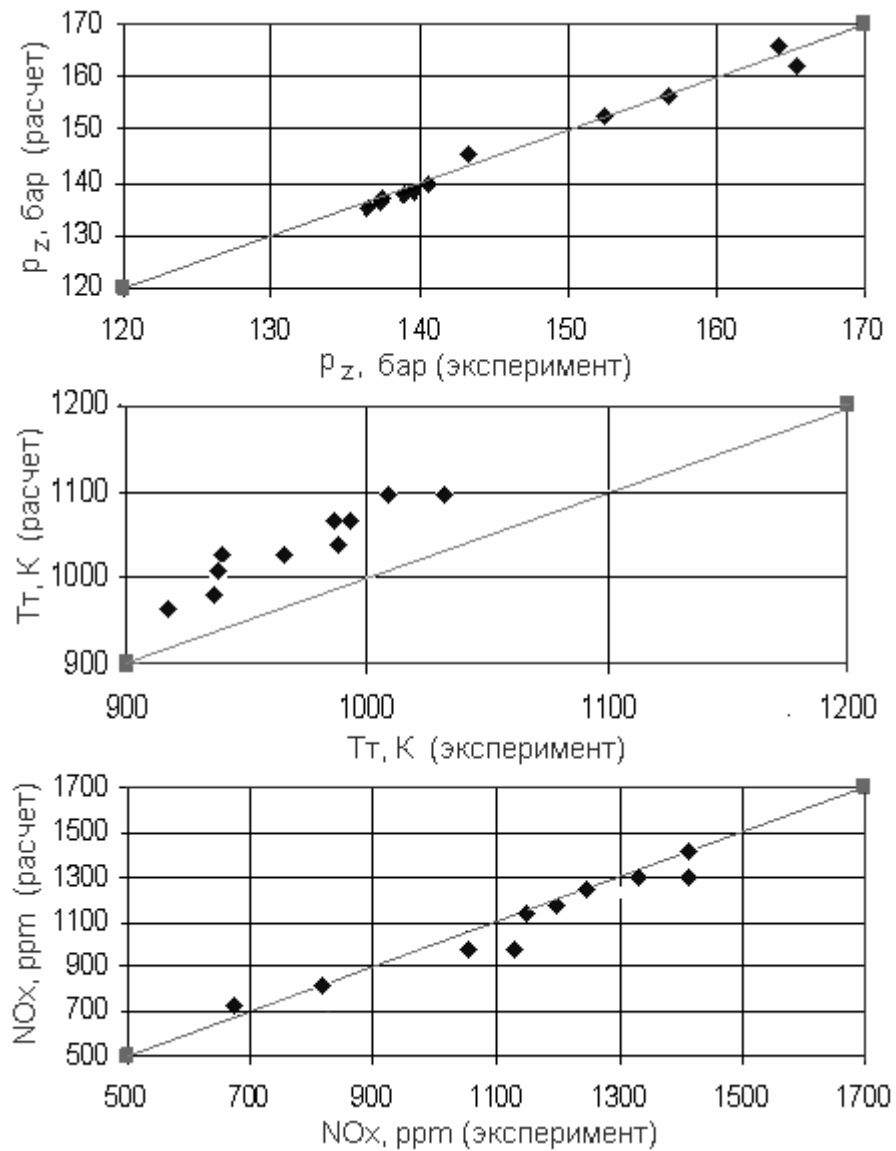


Рис. 4.9. Сравнение расчетных и экспериментальных интегральных показателей высокооборотного дизеля 4 ЧН 8,2/8,2 производства GM на 10 режимах

Анализ всех приведенных сравнений результатов расчета с экспериментальными данными показывает их хорошую сходимость, тем более, что все расчеты выполнены с идентичными значениями всех эмпирических коэффициентов расчетных методик для каждого двигателя. Это позволяет сделать вывод о корректности сделанных допущений в процессе разработки математических моделей и применимости разработанной программы для моделирования рабо-

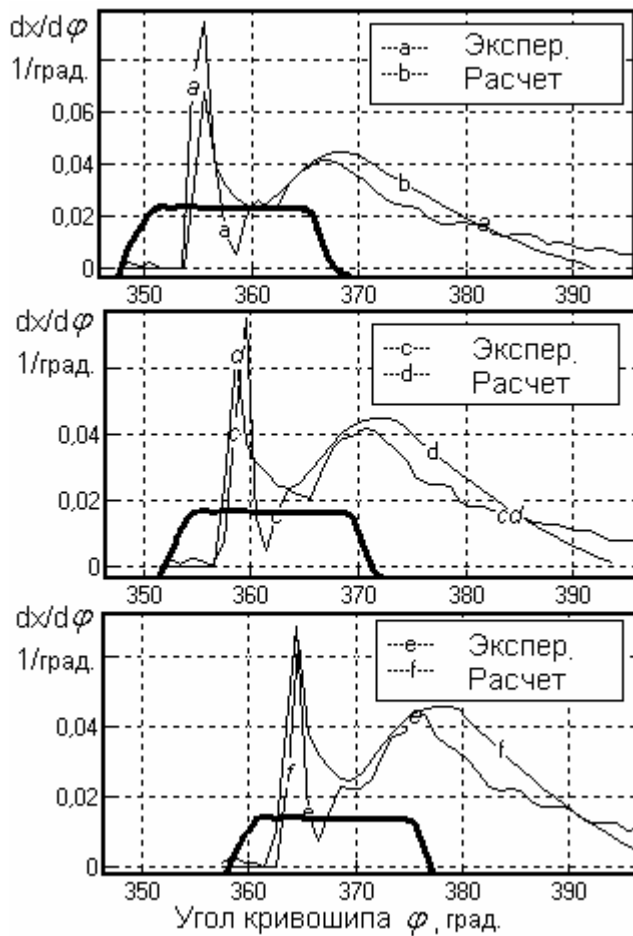
чего процесса двигателей разной размерности и быстроходности и уровня форсирования при традиционной организации их рабочего процесса.

#### 4.2. Результаты расчета тепловыделения в дизелях с многоразовым впрыскиванием и РССІ процессом

В настоящее время применение многоразового впрыскивания является одним из эффективных средств снижения эмиссии оксидов азота в дизеле. Реализация многоразового впрыскивания легко осуществляется в системах топливоподачи с электронным управлением, применяемых в настоящее время повсеместно. Моделирование работы дизеля с многоразовым впрыскиванием является актуальной задачей, ибо позволяет на стадии проектирования сформулировать алгоритм управления топливной аппаратурой для решения задачи удовлетворения норм выбросов вредных веществ. В процессе разработки математической модели сгорания в дизелях постоянно имелась ввиду возможность применения этой модели для расчета сгорания в двигателе с многоразовым впрыскиванием. Для тестирования модели сгорания использовались экспериментальные данные, полученные и опубликованные разными авторами, исследовавшими работу дизеля с многоразовым впрыскиванием.

Для проверки возможностей представленного расчетного метода были проведены тестовые расчеты для двигателя Caterpillar:  $S/D = 165/137$  мм, номинальная частота вращения  $n=1800$  мин<sup>-1</sup>. Конструкция распылителя  $6 \times 0,269$  и камера сгорания показаны на рис. 4.10. На этом двигателе исследовались различные стратегии многоразового впрыскивания, различающиеся как по количеству порций от 1 до 3, так и разными значениями угла опережения впрыскивания от 12,5 град. до ВМТ до 6 град. после ВМТ. Эксперименты были проведены в университете Висконсин-Мэдисон (США). Параметры экспериментальной установки и результаты измерений опубликованы Бакенхусом и Райцем (Bakenhus & Reitz) в работе [141]. Расчетная модель была воссоздана на основании опубликованных материалов. Расчетные кривые скорости тепловыделе-

ния в сравнении с экспериментальными данными представлены на рис. 4.10 – 4.12 для всех семи стратегий впрыскивания. Сравнение расчетных и экспериментальных кривых скорости тепловыделения и эмиссии оксидов азота (рис. 4.13) показывает их хорошее согласование. Все результаты получены при идентичных значениях эмпирических коэффициентов. Последнее обстоятельство позволяет сделать вывод об универсальности представленной модели сгорания и возможности ее использования для проведения расчетных исследований процессов смесеобразования и сгорания в дизелях, связанных с оптимизацией стратегии многоразового впрыскивания на разных режимах работы двигателя.



Дизель: Caterpillar 3401

$D/S=137/165$ ;  $e = 16.5$

$p_e = 10$  бар,  $n=1600$  мин<sup>-1</sup>.

Распылитель: 6 x 0.259 x 125

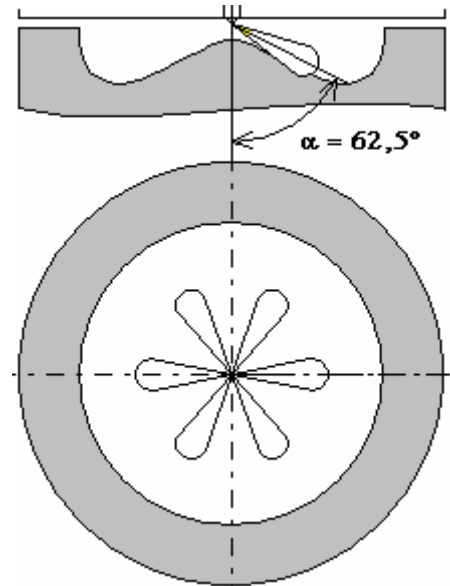


Рис. 4.10. Результаты расчета тепловыделения в дизеле Caterpillar при одноразовом впрыскивании с разным опережением

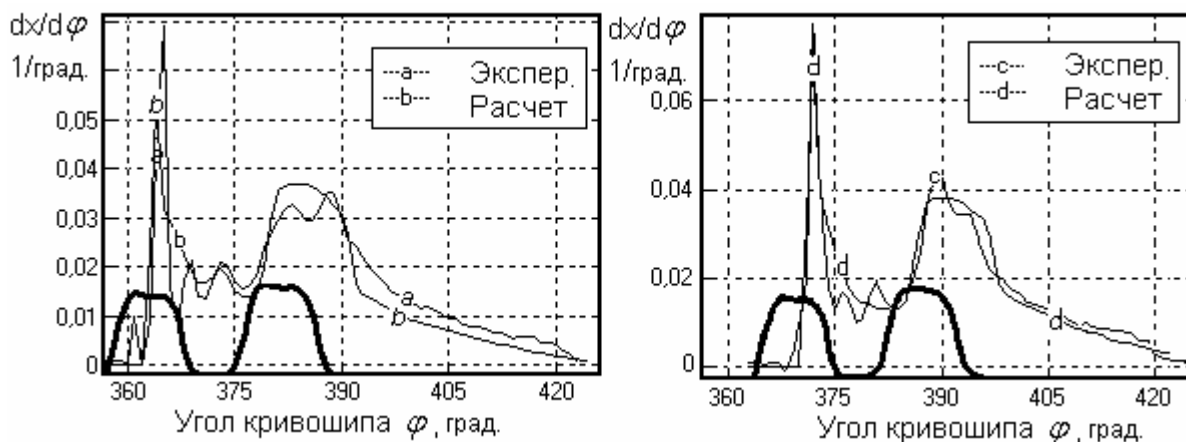


Рис. 4.11. Результаты расчета тепловыделения в дизеле Caterpillar при двухразовом впрыскивании с разным опережением

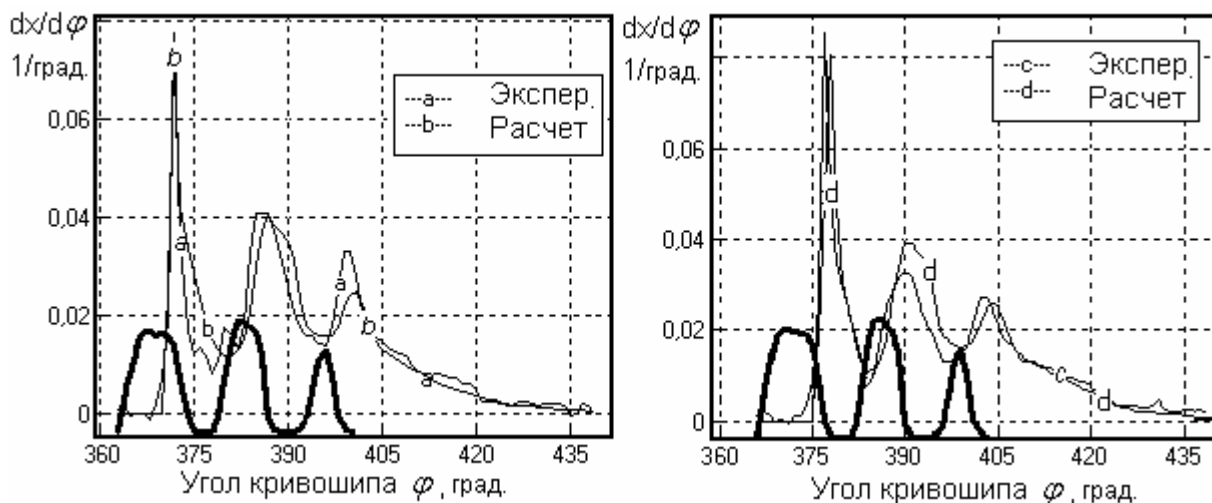


Рис. 4.12. Результаты расчета тепловыделения в дизеле Caterpillar при трехразовом впрыскивании с разным опережением

На рис. 4.14 представлены результаты расчета смесеобразования и сгорания в тепловозном дизеле Д49 при реализации двухразового впрыскивания на режиме  $n=990 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p_e=15,6 \text{ бар}$ . На долю пилотной порции приходится около 11% цикловой подачи. Видно, что вспышка пилотной порции происходит после завершения ее подачи, основное впрыскивание начинается уже при догорании пилотной порции. Реализация такого процесса на дизелях Коломенского тепловозостроительного завода позволила снизить выбросы оксидов азота. На графике рис. 4.14 «в» представлены кривые скорости тепловыделения:

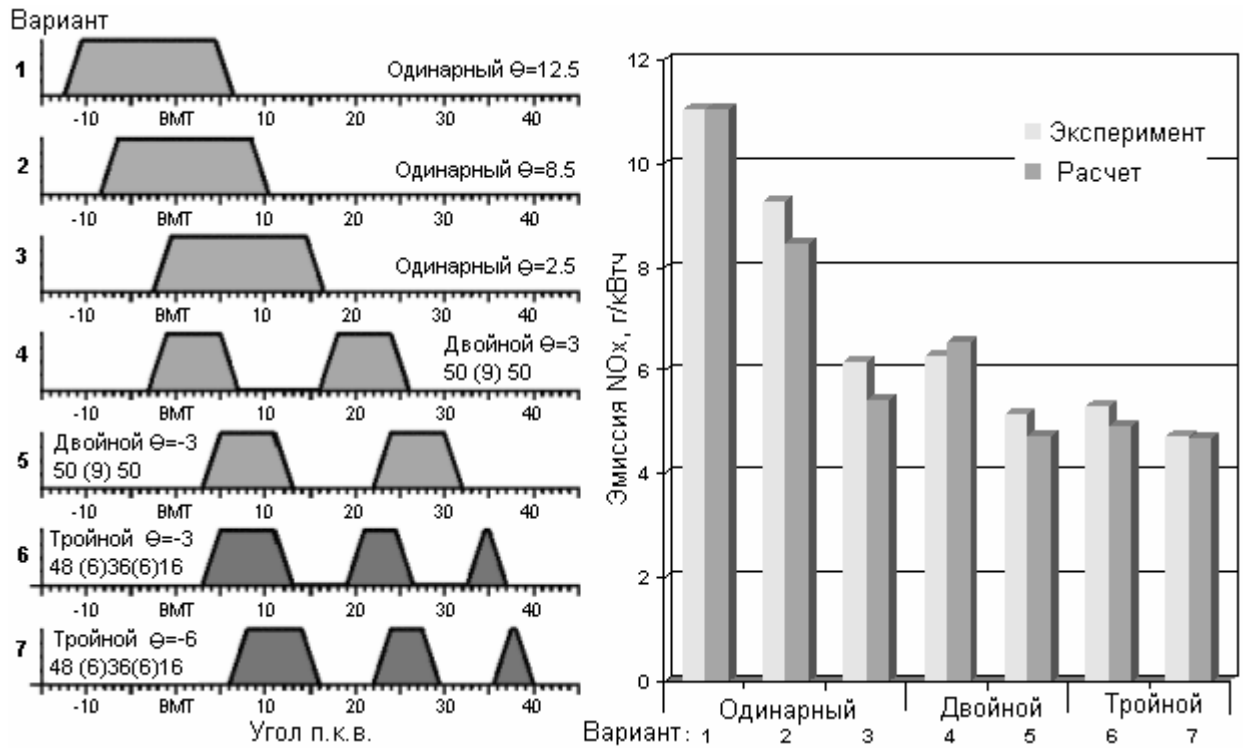


Рис. 4.13. Результаты расчета эмиссии оксидов азота в дизеле Caterpillar при одноразовом, двухразовом и трехразовом впрыскивании

экспериментальная, полученная на Коломенском заводе, и рассчитанная с помощью программы ДИЗЕЛЬ-РК. Также на графиках представлены кривые: давления впрыскивания  $p_{впр}$  и скорости впрыскивания  $v_{впр}$ .

Еще одной возможностью представленной модели смесеобразования и сгорания в дизеле является анализ развития пристеночных потоков топливных струй в различных камерах сгорания, например на рис. 4.14 представлено изображение струй топлива и пристеночных потоков в камере сгорания типа «мелкий Гессельман» дизеля Д49. Струя, встречаясь с поверхностью поршня под острым углом, образует относительно узкий и вытянутый в радиальном направлении пристеночный поток. Такая форма пятен позволяет увеличить количество сопловых отверстий и сократить продолжительность впрыскивания. Тогда как в обычной, глубокой КС, это мероприятие привело бы к избыточному перекрытию пристеночных потоков с вытекающими отсюда негативными последствиями. С другой стороны – с применением мелкой КС ужесточаются требования к точности ориентации сопловых отверстий дабы избежать попада-

ния топлива на зеркало цилиндра. Эти выводы подтверждаются как экспериментальными данными самого Коломенского завода, так и аналитическими материалами зарубежных компаний.

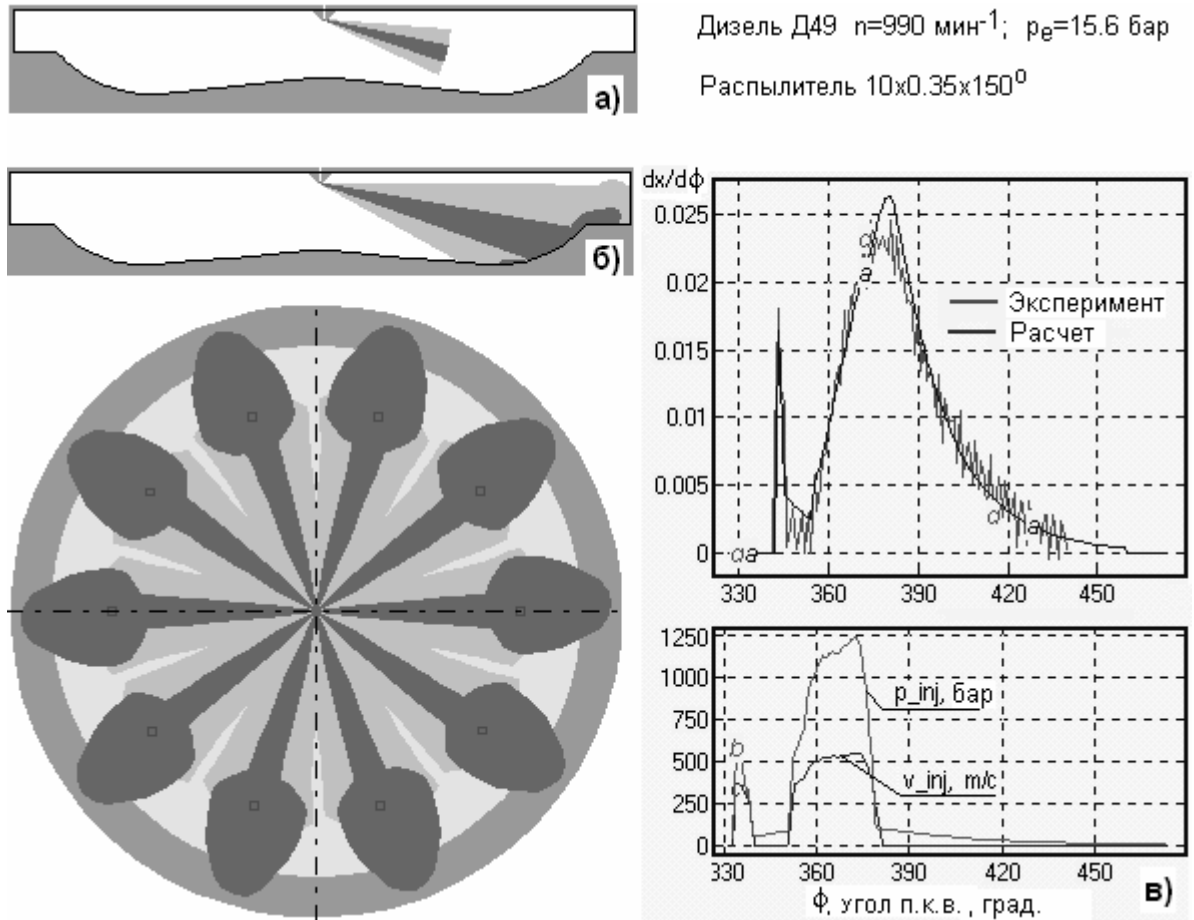


Рис. 4.14. Результаты расчета тепловыделения в дизеле Д49 при двухразовом впрыскивании: а) конец пилотного впрыскивания;  
б) конец основного впрыскивания

Одним из интенсивно развивающихся направлений снижения эмиссии оксидов азота в дизелях является применение РССІ процесса (Premixed Charge Compression Ignition), когда одна или несколько пилотных порций подаются в цилиндр с большим опережением (до 140 градусов перед ВМТ). Несколько пилотных порций подаются для того, чтобы избежать попадания топлива на зеркало цилиндра. Одна длинная струя, не имея преграды (из-за положения поршня вдали от ВМТ) в условиях разреженного заряда легко достигает зеркала цилиндра. Серия же коротких струй развивается только в объеме цилиндра, по-



вышая долю объемного смесеобразования, и не достигает зеркала цилиндра. Задача оптимизации продолжительности пилотных порций топлива может быть решена расчетным путем, с помощью приведенной модели смесеобразования. Для иллюстрации возможности расчетной методики были проведены расчеты процесса смесеобразования и сгорания в дизеле Peugeot DW10-ATED4 ( $D/S = 85/88$  мм) и номинальной частотой вращения  $n = 4000$  мин<sup>-1</sup>. На рис. 4.15 приведены результаты расчета смесеобразования и тепловыделения в указанном дизеле при тройном впрыскивании пилотных порций в сравнении с экспериментальными данными на режиме  $n=2600$  мин<sup>-1</sup>,  $p_e=8,54$  бар, степень рециркуляции ОГ: 9.8%.

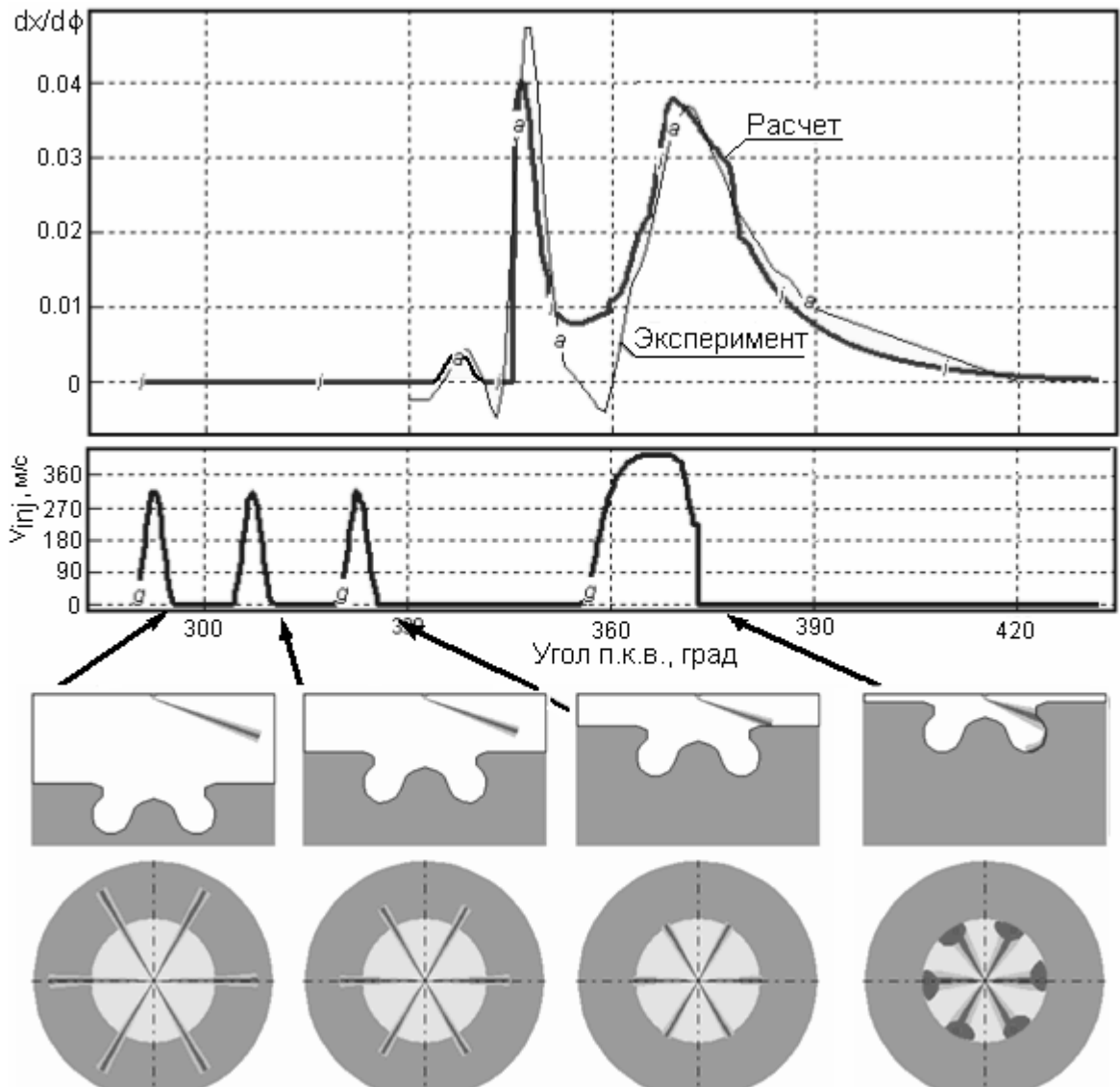


Рис. 4.15. Результаты расчета тепловыделения в дизеле Peugeot DW10-ATED4 с процессом PCCI: общая доля пилотных порций: 35%,  $n=2600$  мин<sup>-1</sup>

Исходные данные для расчета, форма камеры сгорания, конструкция распылителя (6 x 0.14), стратегии впрыскивания были взяты из опубликованного экспериментального исследования [153], проведенного в Юго-западном исследовательском институте (США).

Общая доля трех пилотных порций составляет 35% от общей цикловой подачи топлива. На изображениях развития струй, соответствующих моментам окончания впрыскивания порций, видно, что струи первой и второй пилотных порций не достигают стенки зеркала цилиндра, струя третьей пилотной порции достигает уже стенки подошедшего поршня. В результате, удельный эффективный расход топлива составил 230 г/кВтч, эмиссия NOx составила 2.45 г/кВтч. При уменьшении общей доли двух пилотных порций до 15% (с тем же опережением впрыскивания 70 град. до ВМТ), рис. 4.16, их струи уже не достигают поверхности зеркала цилиндра. Скорость впрыскивания и тепловыделения для этого случая показаны на рис. 4.16. (Режим работы двигателя тот же:  $n=2600 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p_e=8.54 \text{ бар}$ , степень рециркуляции ОГ: 9.8%.)

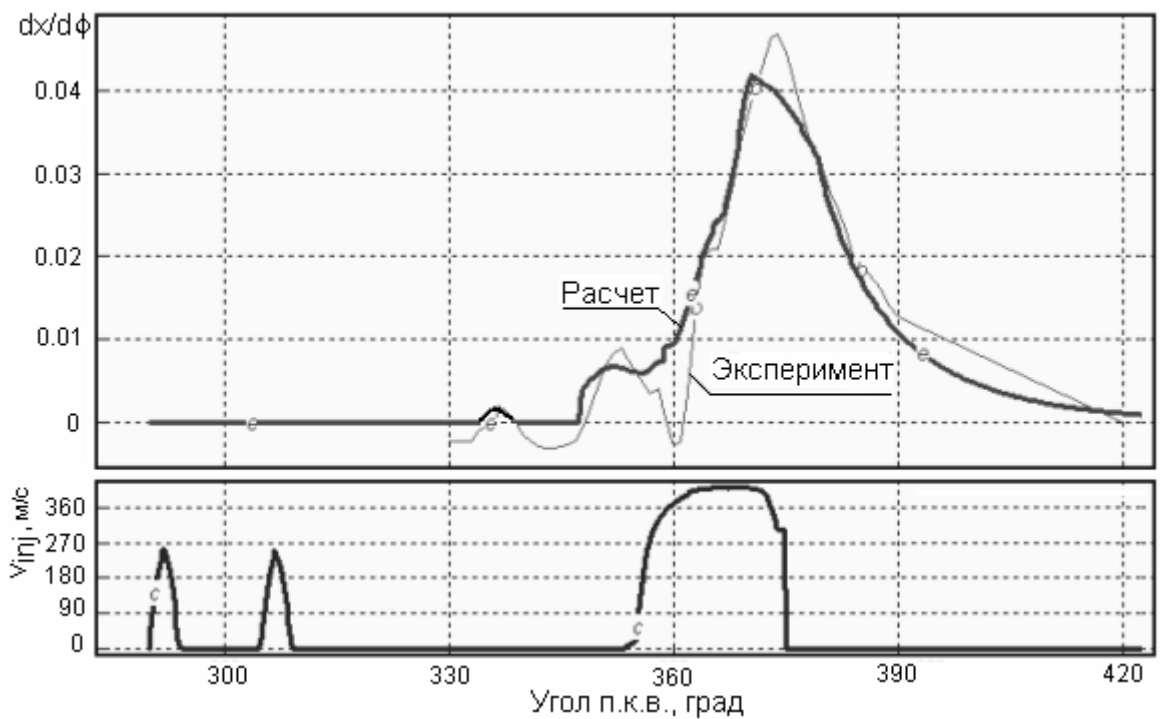


Рис. 4.16. Результаты расчета тепловыделения в дизеле Peugeot DW10-ATED4 с процессом PCCI, общая доля двух пилотных порций: 15%,  $n=2600 \text{ мин}^{-1}$

В результате снижения общей доли пилотных порций с 35% до 15%, удельный эффективный расход топлива снизился на 2 г/кВтч, а эмиссия NOx сократилась вдвое и составила 1,18 г/кВтч. Полученные результаты легко объяснимы: меньшая доля пилотных порций вызывает умеренный первый пик тепловыделения, а основная порция топлива сгорает по диффузионному механизму без задержки самовоспламенения.

Анализ полученных расчетных данных в сопоставлении с результатами измерений показывает, что представленная модель сгорания в дизеле не нуждается в трудоемкой настройке (идентификации) и позволяет достаточно надежно моделировать и исследовать процессы в перспективных дизелях с многогоразовым впрыскиванием.

#### 4.3. Результаты расчета тепловыделения в дизелях с боковым расположением форсунок

Применение феноменологических моделей для расчета сгорания в дизелях с центральным расположением форсунки является вполне заурядным, для этого используются известные модели, упомянутые в третьей главе настоящей работы, а также 3D модели в сочетании с термодинамическими программами [15]. Процесс смесеобразования в двухтактных дизелях с боковым расположением форсунок гораздо более сложен из-за более сложного влияния вихря и необходимости учета влияния горячих стенок крышки цилиндра, куда неизбежно попадает топливо в двухтактных низкооборотных двигателях на режимах большой мощности. В двигателях с противоположно движущимися поршнями оптимизация направленности сопловых отверстий боковых форсунок чрезвычайно актуальна: ее задачей является предотвращение попадания топлива на зеркало цилиндра и предотвращение столкновения струй и пристеночных потоков на поверхности поршня. Расчет этих процессов на сегодняшний день

проводится только методами CFD, требующими больших вычислительных ресурсов. Применение приведенной в данной работе методики расчета позволяет в кратчайшие сроки проводить расчетную оптимизацию процесса смесеобразования двухтактных двигателей без использования мощных компьютеров. Пример применения предложенной модели сгорания для расчета смесеобразования и сгорания в двухтактном дизеле 10Д100 (10ДН 20,7 / 2x25,4) с противоположно движущимися поршнями на режиме:  $Ne=2200$  кВт,  $n=850$  мин<sup>-1</sup> представлен на рис. 4.17.

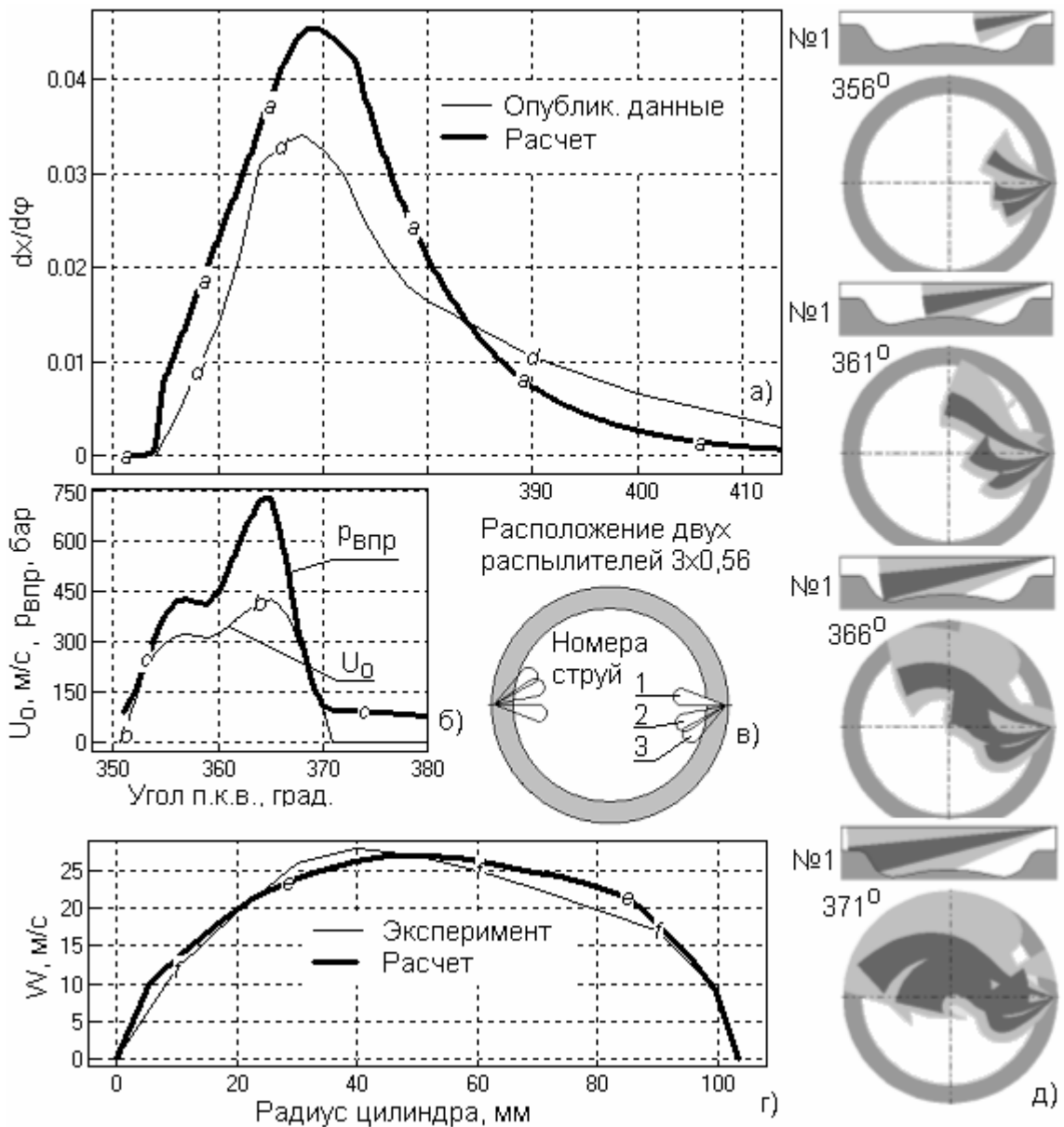


Рис. 4.17. Расчет процесса сгорания в двухтактном дизеле 10Д100 (10ДН 20,7 / 2x25.4) на режиме:  $Ne=2200$  кВт,  $n=850$  мин<sup>-1</sup>

На рис. 4.17 представлены: а) расчетная и опубликованная зависимости скорости тепловыделения от угла поворота коленчатого вала; б) скорость впрыскивания и давление впрыскивания; в) расположение распылителей; г) эпюра тангенциального вихря в КС; д) конфигурация струй топлива по мере их развития. Исходные данные для расчета: конструкция окон двигателя, фазы газораспределения, параметры рабочего процесса, характеристика впрыскивания и конструкция распылителей взяты из опубликованных результатов исследований этого двигателя [36, 37, 39]. На рис. 4.17-д представлены полученные расчетом конфигурации топливных струй по мере их развития в процессе впрыскивания из одной форсунки. Предполагается, что развитие струй от второй форсунки полностью симметрично, и потому не показано. Продольные сечения сделаны по оси струи №1. Возможности программы отображать развитие струй, полученное на основе расчета, позволяет оптимальным образом проектировать ориентацию каждого соплового отверстия в распылителе в двух плоскостях. Отличие расчетной кривой скорости тепловыделения (рис. 4.17-а) от опубликованной в работе [38] может объясняться низкой точностью последней, приведенной лишь для примера общего характера тепловыделения в этом двигателе на данном режиме. Эпюра вихря рассчитана на основе данных А.С.Орлина и М.Г.Круглова [36] по методу [122]. Сравнение расчетных интегральных показателей рабочего процесса дизеля 10Д100 с опубликованными экспериментальными данными приведено в таблице 14.

Таблица 14.

Интегральные параметры дизеля 10Д100 на режиме полной мощности

| Параметр                                   | Опубликовано | Расчет | Δ%  |
|--|--------------|--------|-----|
| Мощность, кВт при $n=850 \text{ мин}^{-1}$ | 2208         | 2234   | 1,2 |
| Уд. эффект. расход топлива, г/кВт ч        | 225          | 228    | 1,3 |
| Максимальное давление цикла, бар           | 95           | 96     | 1   |

Результаты аналогичного расчета проведенного для малооборотного двухтактного крейцкопфного дизеля БДКРН 74/160 на режиме:  $N_e=7800$  кВт,  $n=120$  мин<sup>-1</sup> представлены на рис. 4.18.

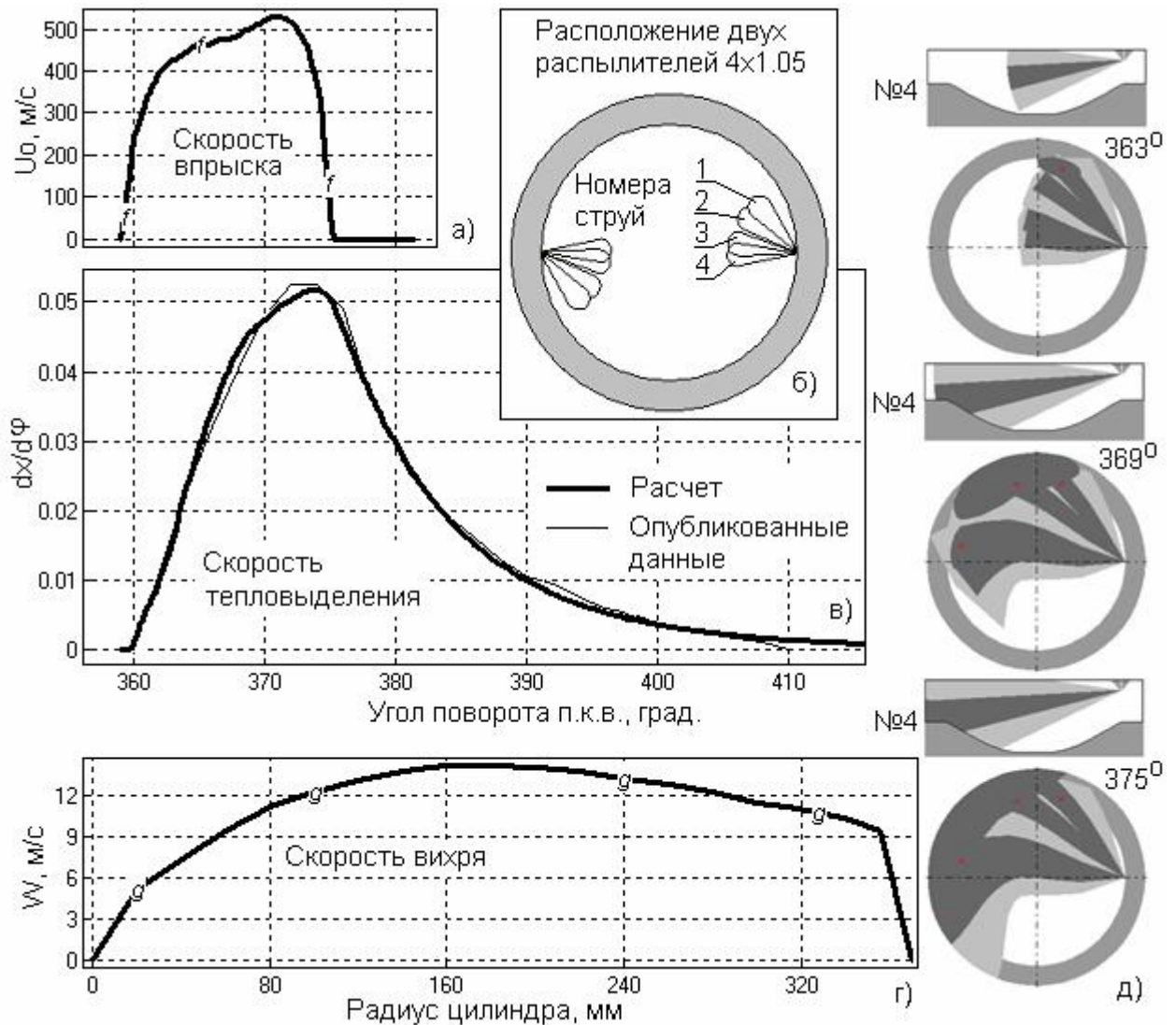


Рис. 4.18. Расчет процесса сгорания в двухтактном дизеле БДКРН 74/160 на режиме:  $N_e=7800$  кВт,  $n=120$  мин<sup>-1</sup>: а) скорость впрыскивания; б) расположение распылителей; в) скорость тепловыделения; г) эпюра тангенциального вихря в КС; д) конфигурация струй топлива по мере из развития (продольное сечение сделано по оси струи №4)

Исходные данные для расчета: конструкция окон и клапана, фазы газораспределения, конструкция распылителей форсунок, параметры рабочего процесса взяты из работ [39, 40]. Анализ распределения впрыснутого топлива по

по характерным зонам показывает, что топливо от всех струй в конце процесса впрыскивания попадает на стенку цилиндра, рис. 4.19-а. Последствия этого попадания в четырехтактном двигателе с низкой температурой этих стенок были бы весьма негативными и привели бы к существенному росту расхода топлива и эмиссии сажи, а также к попаданию топлива в масло. Здесь же, благодаря особой конструкции крышки цилиндра и высокой температуре стенок:  $360\div 400^{\circ}\text{C}$ , (характерной для двигателей такого класса, рис. 4.19-б) скорость испарения остается такой же, как на горячем поршне и высокая топливная экономичность дизеля сохраняется. Сопоставление интегральных результатов расчета с опубликованными данными представлено в таблице 15.

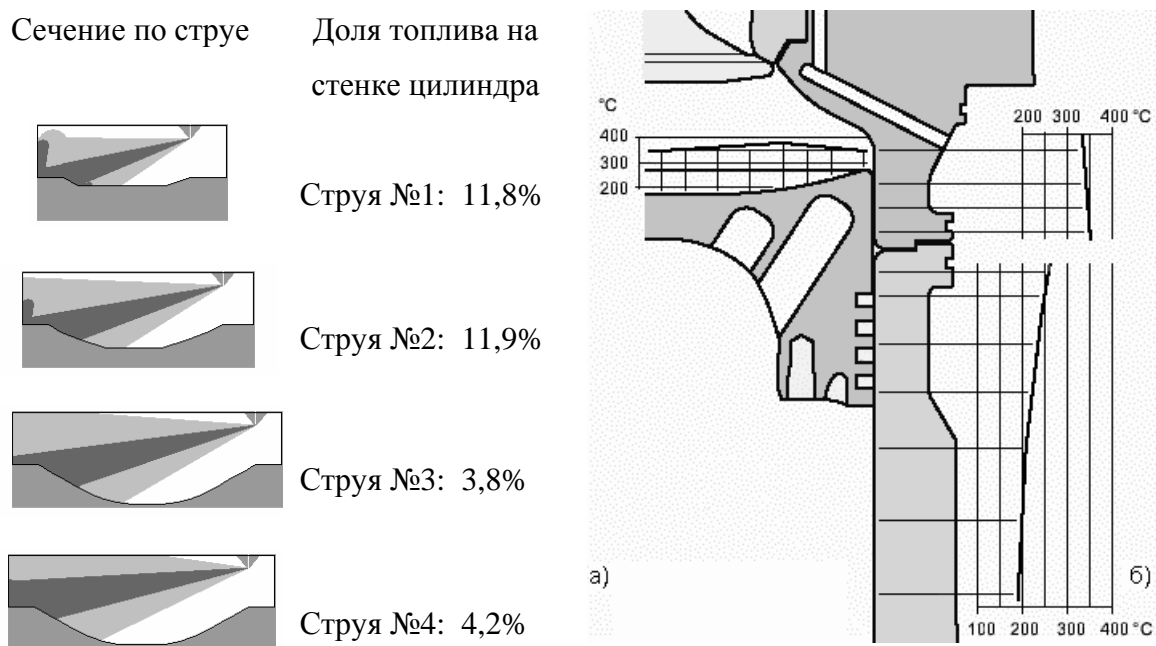


Рис. 4.19. Попадание топлива на стенку цилиндра от разных струй в двухтактном дизеле 6ДКРН 74/160 на режиме:  $N_e=7800$  кВт,  $n=120$  мин<sup>-1</sup>:

а) конфигурации струй и распределение топлива на стенку цилиндра;

б) характерные температуры поверхностей деталей, образующих

камеру сгорания [154]

Интегральные параметры дизеля 6ДКРН 74/160 на режиме полной мощности

| Параметр                                   | Опубликовано | Расчет | $\Delta\%$ |
|--|--------------|--------|------------|
| Мощность, кВт при $n=120 \text{ мин}^{-1}$ | 7801         | 7883   | 1          |
| Уд. эффект. расход топлива, г/кВт ч        | 208          | 205.7  | 1          |
| Максимальное давление цикла, бар           | 73.5         | 71.1   | 3.2        |

#### 4.4. Выводы по главе

Анализ экспериментальных данных (как опубликованных, так и предоставленных компаниями изготовителями двигателей) и представленных в данной главе расчетных данных, а также их сопоставление между собой, позволяют сделать вывод о достаточной точности разработанной математической модели сгорания в дизеле и возможности ее применения для моделирования, исследования и доводки процесса смесеобразования и сгорания, как в четырехтактных дизелях с центральной и смещенной форсунками, так и в двухтактных дизелях с боковым расположением форсунок. Модель процесса сгорания показала устойчивую работу и возможность без перенастройки эмпирических коэффициентов с высокой точностью описывать процесс сгорания в дизелях разной размерности, быстроходности и уровня форсирования, при их работе на разных режимах.



## 5. ОПТИМИЗАЦИЯ ФОРМЫ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ И УГЛА В ШАТРЕ РАСПЫЛИВАЮЩИХ ОТВЕРСТИЙ ДЛЯ СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Известно, что взаимное согласование формы камеры сгорания и ориентации сопловых отверстий играют очень важную роль в организации процессов смесеобразования и сгорания в дизеле. Для полного и своевременного сгорания топлива необходимо обеспечить такое его распределение в камере сгорания, чтобы с одной стороны, максимальное количество топлива было распределено в разреженной оболочке дизельной струи, где имеют место наилучшие условия для его испарения и быстрого сгорания, а с другой - исключить или минимизировать попадание топлива в зоны с плохими условиями испарения, например, на стенку цилиндра, или в зоны пересечения пристеночных потоков от соседних струй. Решение этой задачи для среднеоборотных дизелей может лежать в русле разных концепций:

1. Организация попадания струи на стенку камеры в поршне под острым углом в мелкой камере сгорания. При этом пристеночный поток развивается по поверхности поршня преимущественно в радиальном направлении. Соседние струи не мешают друг другу, т.к. их пристеночные потоки не пересекаются. К достоинствам данной концепции относится возможность увеличения количества сопловых отверстий и, за счет этого, сокращения продолжительности топливоподачи, что обеспечивает рост КПД. Недостатком данной концепции является возможность попадания топлива на зеркало цилиндра, где оно не сгорает полностью, вызывает повышенный выброс углеводородов и попадает в масло. Применение мелких камер сгорания обуславливает повышенные требования к точности ориентации сопловых отверстий, необходимость сокращения продолжительности впрыскивания и применение высокой плотности заряда, чтобы сократить дальнобойность струй.

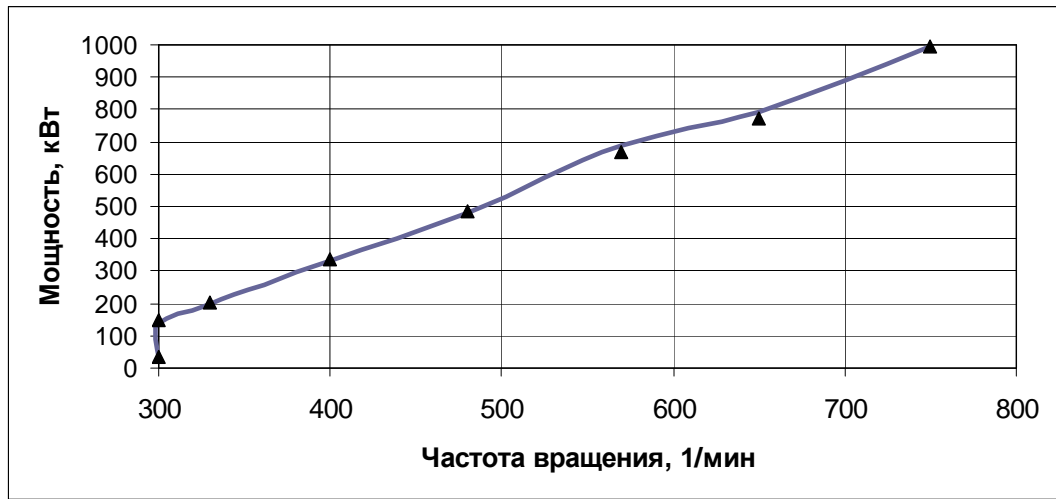
2. Организация попадания струи на стенку камеры в поршне под углом, близким к прямому. При этом пристеночный поток развивается по поверхности

поршня в равной интенсивности как в радиальном, так и в тангенциальном направлениях. Соседние струи могут мешать друг другу, если их пристеночные потоки будут пересекаться, и в зоны пересечения будет попадать значительное количество топлива. К достоинствам данной концепции относится возможность предотвращения попадания топлива на зеркало цилиндра. Недостатком является пересечение пристеночных потоков соседних струй и снижение скорости испарения в этих зонах. Негативный эффект от пересечения пристеночных потоков становится заметным, если в зоны пересечения попадает более 10% топлива. Проявляются эти недостатки при форсировании двигателя, росте цикловой подачи топлива и росте продолжительности впрыскивания.

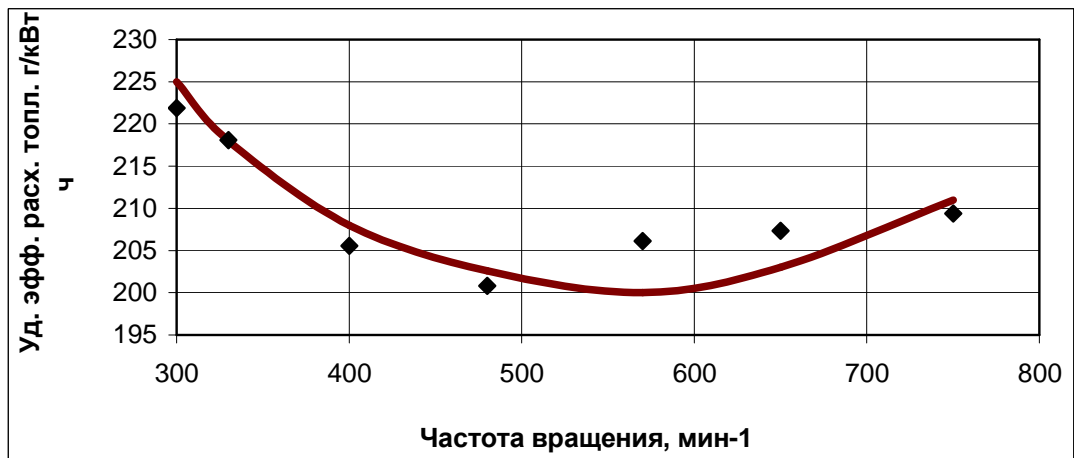
Выбор концепции и оптимальное согласование формы камеры в поршне с конструкцией распылителя может быть осуществлено расчетным путем с использованием разработанной программы ДИЗЕЛЬ-РК. Расчетная модель смесеобразования и сгорания, а также модель топливной струи, реализованные в указанной программе, приведены в главе 3.

Расчетное исследование по согласованию формы камеры сгорания с ориентацией сопловых отверстий проводилось применительно к дизелю 1-ПДГ4Д, семейства Д50 (6ЧН 31,2/33), эксплуатирующемуся на маневровом тепловозе. Дизель развивает полную мощность 1000 кВт при  $750 \text{ мин}^{-1}$ . Тепловозная характеристика указанного дизеля в базовой комплектации приведена на рис. 5.1. Маркерами на графике помечены экспериментальные значения для 8 режимов, соответствующих позициям контролера от 1 до 8. Экспериментальные данные были представлены ОАО «Пензадизельмаш». Сопоставление расчетных и экспериментальных данных показывает их хорошее согласование, которое было получено в ходе идентификации математической модели применительно к базовой комплектации с серийной топливной аппаратурой. Исследование взаимодействия топливных струй с камерой сгорания проводилось исходя из предположения о том, что на дизеле будет применена экспериментальная топливная аппаратура, обеспечивающая более выгодные характеристики впрыскивания

представленные на рис. 5.2. для разных позиций контроллера. Расчет топливоподачи выполнен Л.В.Греховым, параметры распылителя:  $9 \times 0,36$ .



а)



б)

Рис. 5.1. Тепловозная характеристика дизеля 1-ПДГ4Д в базовой комплектации для разных позиций контроллера. Маркеры - экспериментальные значения; линии - результаты расчета

В процессе расчетного исследования рассматривались 3 разных камеры сгорания: штатная, мелкий Гессельман и глубокий Гессельман. Геометрические размеры камер сгорания и их эскизы представлены в таблице 16. Углы наклона сопел распылителя  $\alpha$  (рис. 5.3.) варьировались для каждой камеры сгорания от 65 до 85 град. с шагом от 2,5 до 5 град.

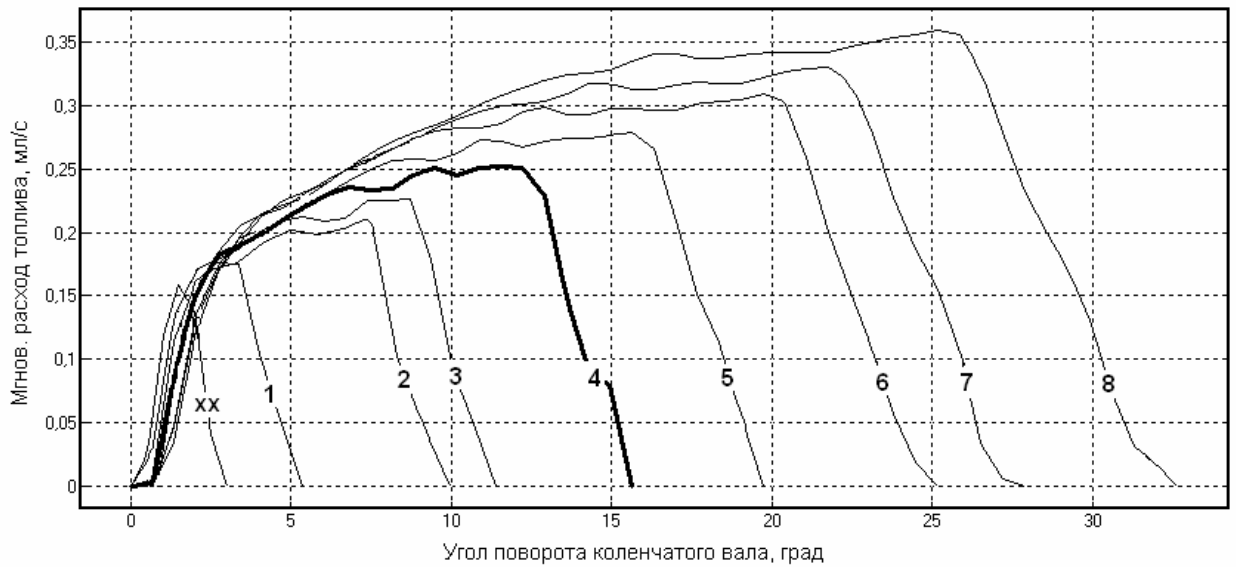


Рис. 5.2. Характеристики впрыскивания дизеля 1-ПДГ4Д для разных позиций контроллера. Распылитель: 9 х 0,36. Цифрами обозначены позиции контроллера

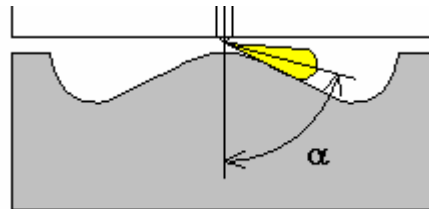


Рис. 5.3. Угол наклона сопел распылителя

Таблица 16.

Геометрические размеры камер сгорания

| Параметр                      | Штатная | Мелкая   | Глубокая |
|-------------------------------|---------|----------|----------|
| Внешний диаметр, мм           | 255     | 273      | 260      |
| Глубина в центре, мм          | 0       | 0        | 0        |
| Радиус в центре, мм           | 60      | 60       | 60       |
| Глубина на периферии, мм      | 27      | 16       | 37       |
| Радиус на периферии, мм       | 30,5    | 30,5     | 30       |
| Угол наклона образующей, град | 55      | 40       | 74       |
| Штатная                       | Мелкая  | Глубокая |          |
|                               |         |          |          |

В связи с тем, что дизель 1-ПДГ4Д работает преимущественно на малых нагрузках, исследование было выполнено для двух режимов: режима, соответствующего 4 позиции контроллера (мощность 340 кВт при 400 мин<sup>-1</sup>) и режима полной мощности (1000 кВт при 750 мин<sup>-1</sup>). Результаты расчета представлены в таблице 17. В таблице приняты следующие обозначения:  $b_e$ , г/кВт ч – удельный эффективный расход топлива; NO % - эмиссия оксидов азота;  $\sigma_o$  - доля топлива, распределенная в разреженной оболочке топливной струи;  $\sigma_w$  - доля топлива, распределенная в пристеночном потоке топливной струи;  $\sigma_s$  - доля топлива, распределенная в зонах пересечения пристеночных потоков соседних струй;  $\sigma_{liner}$  - доля топлива, попавшего на зеркало цилиндра.

Зависимости удельного эффективного расхода топлива от угла наклона сопловых отверстий для разных камер сгорания представлены на рис. 5.4. В таблице 17 представлены результаты расчета распределения топлива по разным зонам, которые объясняют эффект резкого увеличения расхода топлива при  $\alpha > 80^\circ$  попаданием значительной доли топлива на относительно холодное зеркало цилиндра для штатной КС и КС типа мелкий Гессельман.

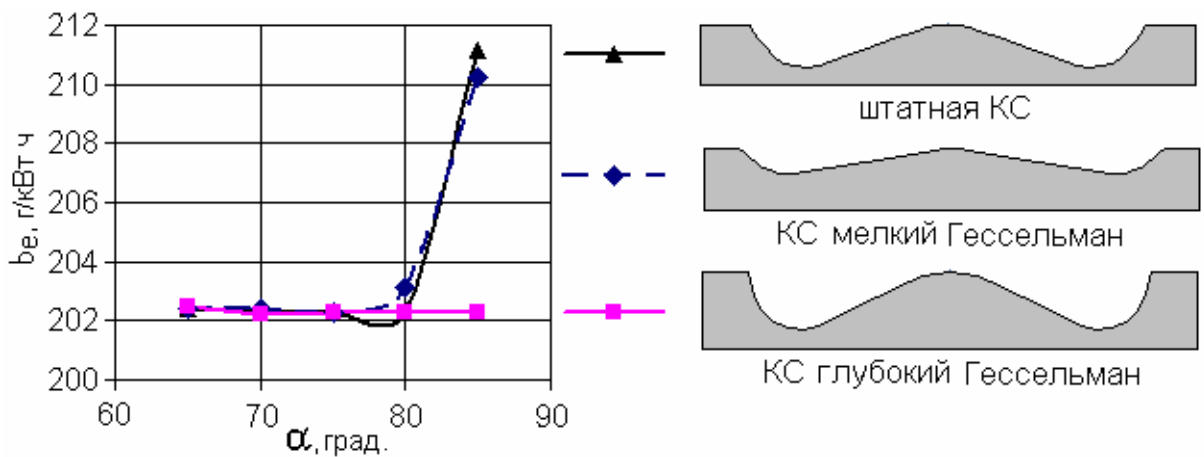





Рис. 5.4. Зависимость удельного эффективного расхода топлива от угла наклона сопловых отверстий  $\alpha$  для разных камер сгорания при работе дизеля 1-ПДГ4Д на режиме 34% от полной мощности

Таблица 17.

Результаты расчета рабочего процесса дизеля 1-ПДГ4Д на режиме 34 % от полной мощности ( $400 \text{ мин}^{-1}$ ) с разными камерами сгорания и разными углами наклона распыливающих отверстий  $\alpha$

| Штатная КС           |        |    |        |        |        |  |
|----------------------|--------|--|--------|--------|--------|--|
| а, град.             | 65     | 70   | 75     | 80     | 85     |  |
| $b_e$ , г/кВт ч      | 202,40 | 202,30   | 202,30 | 202,30 | 211,13 |  |
| $\sigma_o$ , %       | 65,7   | 68,8   | 70,3   | 71,6   | 76,7   |  |
| $\sigma_w$ , %       | 29,6   | 25,3   | 23,3   | 21,9   | 8,5    |  |
| $\sigma_s$ , %       | 0      | 0  | 0      | 0      | 0      |  |
| $\sigma_{liner}$ , % | 0      | 0  | 0      | 0      | 7,8    |  |
| Мелкий Гессельман    |        |    |        |        |        |  |
| а, град.             | 65     | 70   | 75     | 80     | 85     |  |
| $b_e$ , г/кВт ч      | 202,40 | 202,40   | 202,30 | 203,11 | 210,25 |  |
| $\sigma_o$ , %       | 63     | 65   | 71,2   | 73,4   | 79,6   |  |
| $\sigma_w$ , %       | 33,1   | 30,3   | 22,6   | 19,2   | 5,2    |  |
| $\sigma_s$ , %       | 0      | 0  | 0      | 0      | 0      |  |
| $\sigma_{liner}$ , % | 0      | 0  | 0      | 0,6    | 6,9    |  |
| Глубокий Гессельман  |        |  |        |        |        |  |
| а, град.             | 65     | 70   | 75     | 80     | 85     |  |
| $b_e$ , г/кВт ч      | 202,50 | 202,20   | 202,30 | 202,30 | 202,29 |  |
| $\sigma_o$ , %       | 68     | 70,4   | 72     | 72,7   | 72,9   |  |
| $\sigma_w$ , %       | 27     | 23,3   | 21,4   | 20,6   | 20     |  |
| $\sigma_s$ , %       | 0      | 0  | 0      | 0      | 0      |  |
| $\sigma_{liner}$ , % | 0      | 0  | 0      | 0      | 0,29   |  |

На рис. 5.5. представлено изменение доли топлива, попадающего на зеркало цилиндра  $S_{liner}$  в зависимости от угла наклона топливных струй для разных камер сгорания.

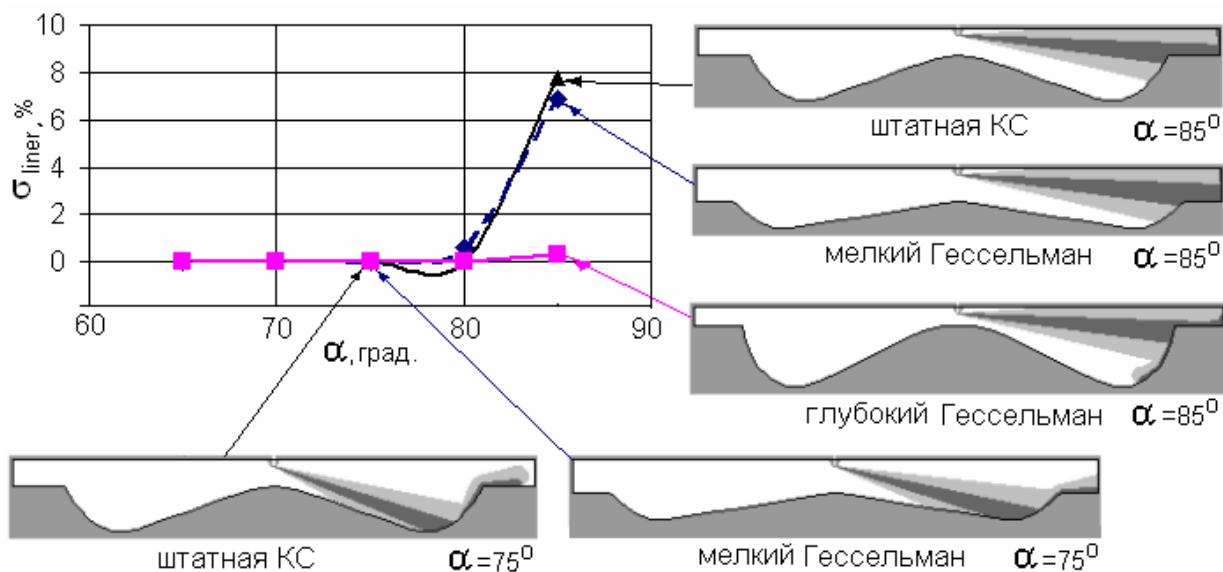


Рис. 5.5. Изменение доли топлива попадающего на зеркало цилиндра в зависимости от угла наклона топливных струй для разных камер сгорания

При углах наклона сопловых отверстий, не превышающих  $80^\circ$ , все камеры дают очень близкие показатели рабочего процесса дизеля (табл. 17, рис. 5.4), потому что во всех камерах пристеночные потоки не достигают зеркала цилиндра и не пересекаются между собой (рис. 5.6). Однако при увеличении угла «в шатре»  $\alpha > 80^\circ$ , в мелкой и штатной камерах сгорания пристеночный поток все же достигает зеркала цилиндра, в то время как высокий гребень глубокой КС препятствует развитию струи в радиальном направлении и попаданию пристеночного потока на гильзу (рис. 5.5). Анализ полученных результатов показывает, что на частичных режимах работы все камеры сгорания равнозначны, ни одна из них не дает существенных преимуществ. Это вызвано коротким временем развития струй и недостаточностью места для их развития. На режимах большой мощности при длительном впрыскивании дефицит пространства для развития струй будет играть существенную негативную роль в распределении топлива по зонам, имеющим плохие условия для испарения, поэтому правильное согласование формы камеры сгорания с ориентацией струй приобретает большую актуальность и может выявить резервы совершенствования дизеля.

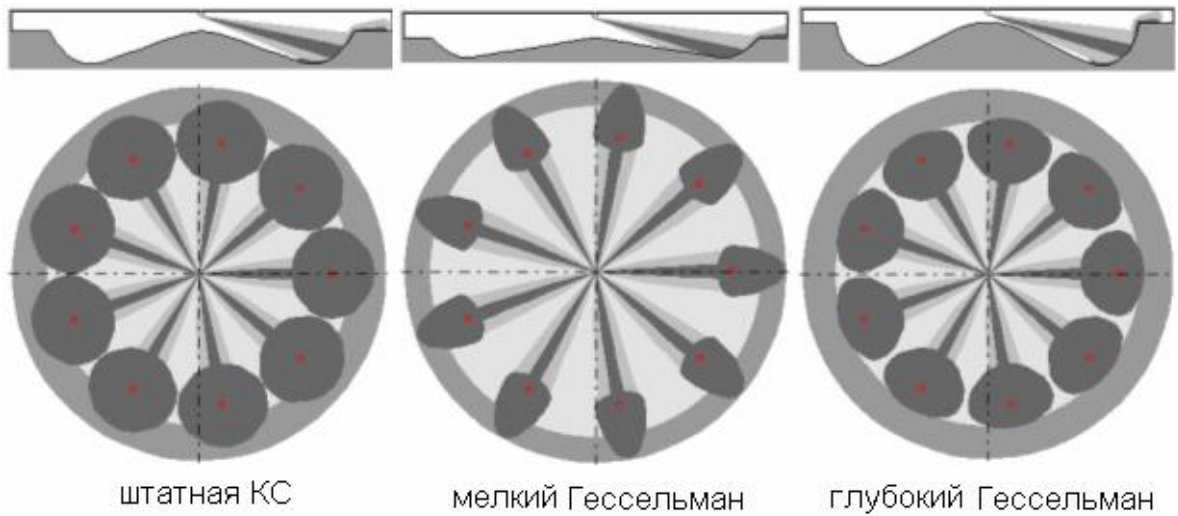


Рис. 5.6. Развитие свободных струй и их пристеночных потоков в разных камерах сгорания дизеля 1-ПДГ4Д при угле наклона струй  $\alpha = 75^{\circ}$  на режиме работы, соответствующем 34 % от полной мощности

Результаты аналогичного расчетного исследования для режима полной мощности представлены на рис. 5.7 и в табл. 18.

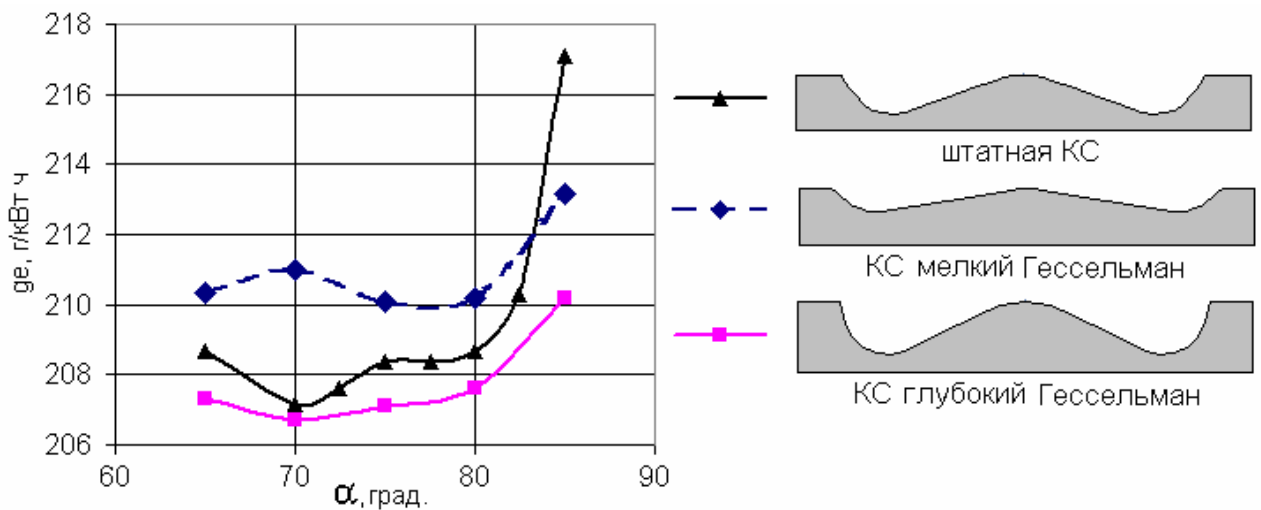





Рис. 5.7. Зависимость удельного эффективного расхода топлива от угла наклона сопловых отверстий  $\alpha$  для разных камер сгорания при работе дизеля 1-ПДГ4Д на режиме полной мощности



Таблица 18.

Результаты расчета рабочего процесса дизеля 1-ПДГ4Д на режиме полной мощности,  $n=750 \text{ мин}^{-1}$ , с разными камерами сгорания и разными углами наклона распыливающих отверстий  $\alpha$

| Штатная КС           |        |    |        |        |        |       |       |       |
|----------------------|--------|--|--------|--------|--------|-------|-------|-------|
| а, град.             | 65     | 70   | 72,5   | 75     | 77,5   | 80    | 82,5  | 85    |
| $b_e$ , г/кВт ч      | 208,67 | 207,1  | 207,5  | 208,3  | 208,3  | 208,6 | 210,2 | 217,1 |
| $\sigma_o$ , %       | 74,5   | 77,6   | 77,1   | 74,6   | 76,7   | 78,7  | 80,6  | 83    |
| $\sigma_w$ , %       | 23,2   | 19,7   | 17,41  | 15,07  | 14,6   | 14,6  | 13,8  | 5,1   |
| $\sigma_s$ , %       | 0      | 0  | 2,65   | 7,2    | 5,11   | 2,45  | 0,02  | 0     |
| $\sigma_{liner}$ , % | 0,53   | 0,04   | 0,09   | 0,25   | 0,64   | 1,23  | 2,46  | 8,3   |
| Мелкий Гессельман    |        |    |        |        |        |       |       |       |
| а, град.             | 65     | 70   | 75     | 80     | 85     |       |       |       |
| $b_e$ , г/кВт ч      | 210,32 | 210,97   | 210,10 | 210,18 | 213,14 |       |       |       |
| $\sigma_o$ , %       | 70,9   | 74   | 79,8   | 82,1   | 85,4   |       |       |       |
| $\sigma_w$ , %       | 25,2   | 22   | 14,7   | 11,5   | 5,13   |       |       |       |
| $\sigma_s$ , %       | 1,72   | 0  | 0      | 0      | 0      |       |       |       |
| $\sigma_{liner}$ , % | 0,78   | 2,25   | 2,76   | 3,12   | 5,48   |       |       |       |
| Глубокий Гессельман  |        |  |        |        |        |       |       |       |
| а, град.             | 65     | 70   | 75     | 80     | 85     |       |       |       |
| $b_e$ , г/кВт ч      | 207,30 | 206,70   | 207,10 | 207,59 | 210,19 |       |       |       |
| $\sigma_o$ , %       | 76,7   | 79,4   | 78,9   | 79,3   | 79,8   |       |       |       |
| $\sigma_w$ , %       | 21,4   | 17,7   | 15,3   | 13,8   | 12,9   |       |       |       |
| $\sigma_s$ , %       | 0      | 0,01   | 2,75   | 3,38   | 1,31   |       |       |       |
| $\sigma_{liner}$ , % | 0      | 0  | 0      | 0,38   | 2,75   |       |       |       |

Резкое увеличение расхода топлива при использовании штатной КС и КС типа мелкий Гессельман при  $\alpha > 80^\circ$  обусловлено все тем же увеличением попадания топлива на зеркало цилиндра по мере приближения точки соударения струи со стенкой к короне поршня. На рис. 5.8. представлено изменение доли

топлива, попадающего на зеркало цилиндра  $S_{liner}$  в зависимости от угла наклона топливных струй для разных камер сгорания.

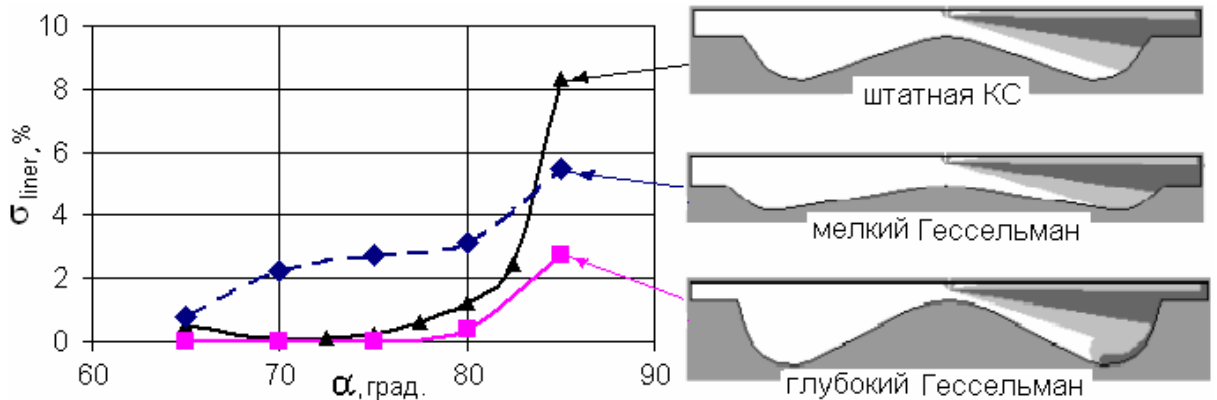


Рис. 5.8. Изменение доли топлива попадающего на зеркало цилиндра в зависимости от угла наклона топливных струй для разных камер сгорания на режиме полной мощности

При углах наклона сопловых отверстий не превышающих  $80^{\circ}$ , камеры штатная и глубокий Гессельман дают близкие показатели рабочего процесса дизеля (табл. 18, рис. 5.7), потому что в этих камерах очень незначительное количество топлива из пристеночных потоков достигает зеркала цилиндра, тогда как в мелкой КС пристеночный поток, интенсивно развиваясь в радиальном направлении, всегда достигает зеркала цилиндра (рис. 5.8), заметно ухудшая экономичность (рис. 5.7).

При приближении оси сопловых отверстий к горизонтальной плоскости происходит удлинение свободно развивающейся части струи и перераспределение топлива между разреженной оболочкой и пристеночным потоком (рис. 5.9).

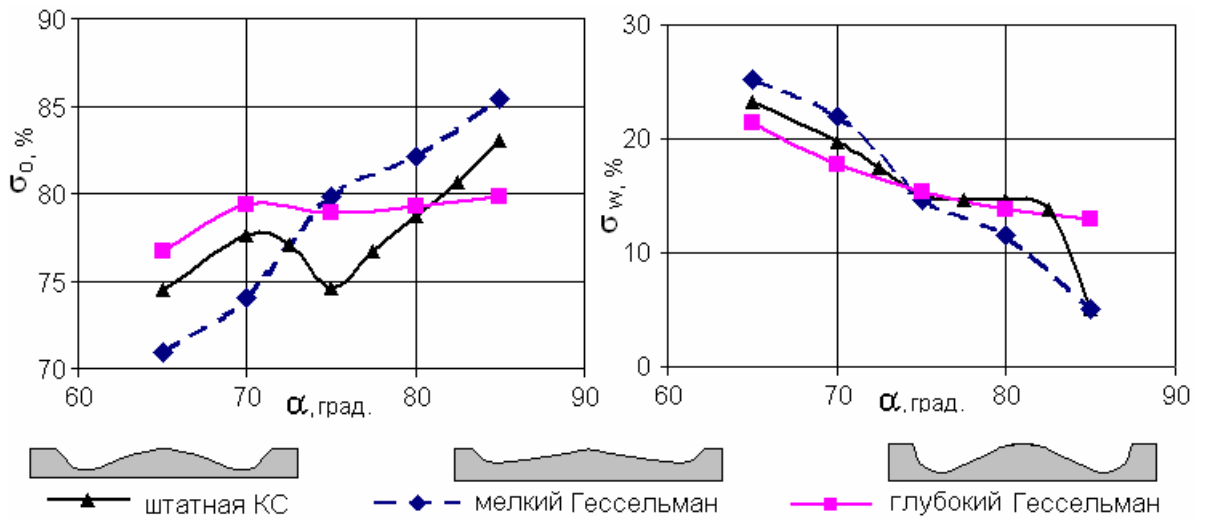


Рис. 5.9. Доли топлива, распределенные в разреженной оболочке струи  $\sigma_o$  и в пристеночном потоке  $\sigma_w$  в зависимости от угла наклона сопел  $\alpha$

В целом перераспределение топлива между зонами имеет плавный характер, однако в штатной камере сгорания при  $\alpha = 75^0$  наблюдается «провал» в доле топлива, попавшего в разреженную оболочку струи. Причина этого «провала» в резком увеличении количества топлива в зонах пересечения пристеночных потоков (рис. 5.10) при  $\alpha = 75^0$  в связи с попаданием струи на поверхность поршня под углом, близким к прямому, что вызывает более интенсивное развитие пристеночного потока в тангенциальном направлении (рис. 5.11).

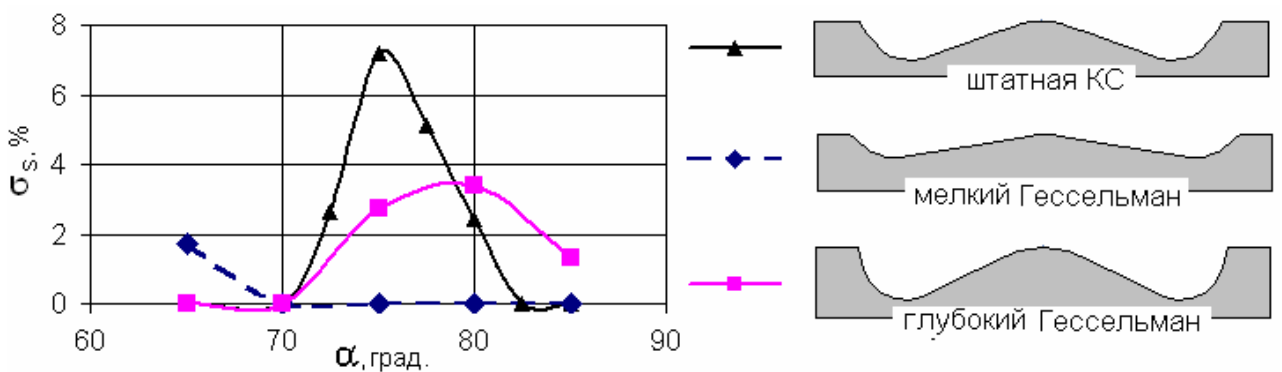


Рис. 5.10. Доля топлива в зонах пересечения пристеночных потоков  $\sigma_s$  в зависимости от угла наклона сопловых отверстий (режим полной мощности)

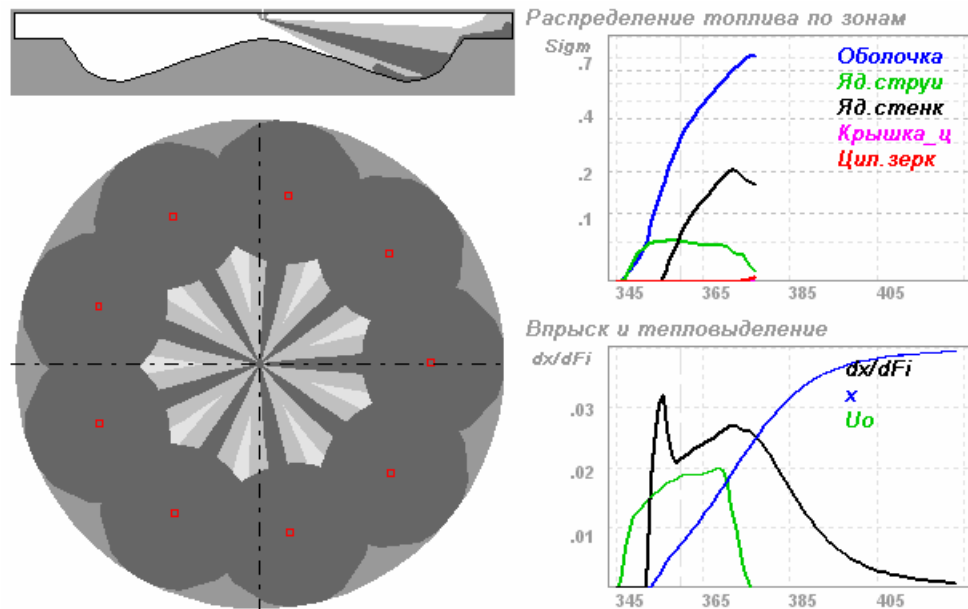


Рис. 5.11. Конфигурация пристеночных потоков, распределение топлива по зонам *Sigm* и скорость тепловыделения  $dx/f$  дизеля 1-ПДГ4Д на режиме полной мощности со штатной камерой сгорания и углом наклона сопел  $\alpha=75^0$

Существенное количество топлива в зонах пересечения пристеночных потоков вызывает заметный негативный эффект в том случае, если превышает величину 10%. Во всех же исследованных случаях он не превышает 7%, т.е. не оказывает существенного негативного влияния, что и подтверждается данными рис. 5.7: разница в расходе топлива при использовании штатной и глубокой КС составляет в среднем 1 г/кВт ч. В целом, следует отметить, что камера сгорания типа глубокий Гессельман имеет небольшие преимущества по сравнению с базовой КС: она менее чувствительна к углу наклона сопловых отверстий в зоне  $65\div 80$  градусов (рис. 5.6 – 5.8), предотвращая попадание топлива на зеркало цилиндра и обеспечивая в среднем на 1 г/кВт ч лучшую экономичность. Мелкая камера сгорания уступает двум другим вследствие интенсивного развития пристеночных потоков в радиальном направлении. Применение мелких камер сгорания оправдано в двигателях с высоким уровнем форсирования при тщательном согласовании количества струй, высоком наддуве и коротком впрыскивании топлива. Высокая плотность заряда вследствие высокого наддува ограни-

чивает дальнобойность топливного факела, препятствуя попаданию топлива на зеркало цилиндра и способствуя быстрому и полному сгоранию топлива. Этот вывод подтверждается также результатами исследований фирмы Зульцер.

Наилучшие показатели дизеля на режиме полной мощности обеспечиваются с глубокой и штатной камерами сгорания при угле наклона сопловых отверстий  $\alpha=70^0$ . Соответствующие конфигурации пристеночных потоков представлены на рис. 5.12.

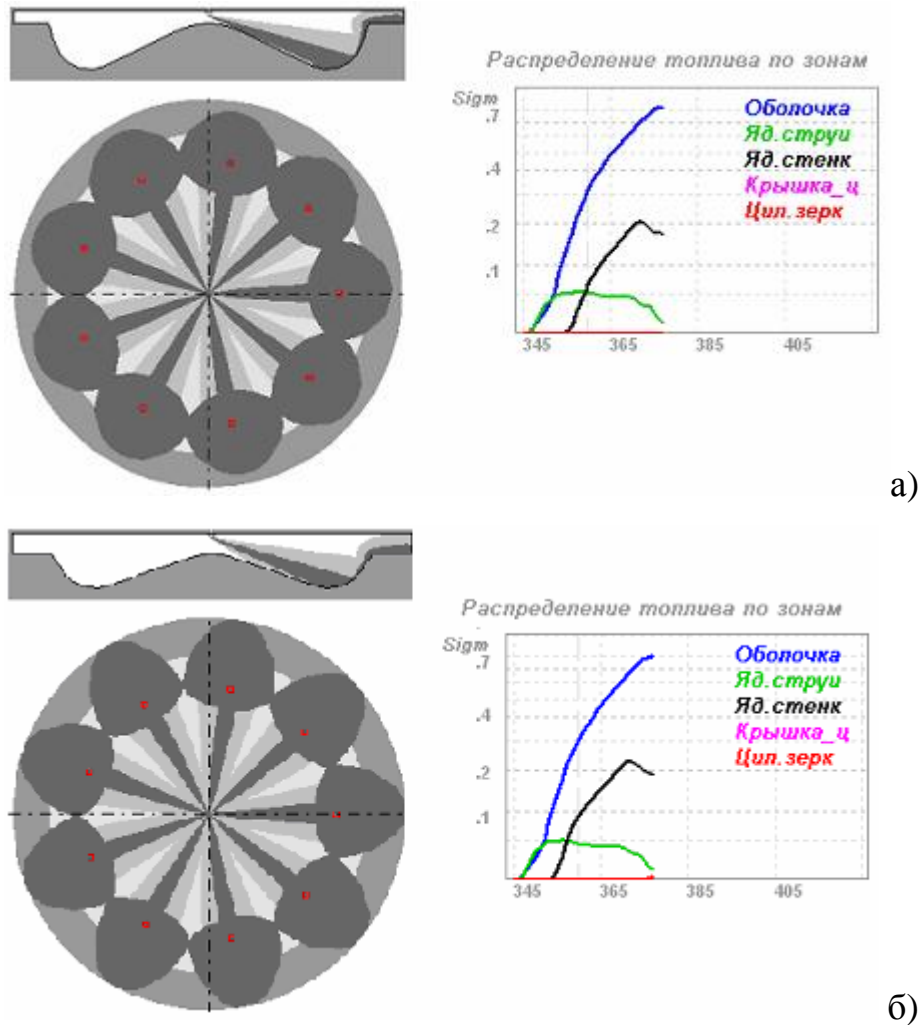


Рис. 5.12. Пристеночные потоки и распределение топлива по зонам *Sigm* дизеля 1-ПДГ4Д на режиме полной мощности с камерой сгорания глубокий Гессельман (а) и со штатной камерой сгорания (б) (в обоих случаях угол сопел «в шатре»  $\alpha=70^0$ )

В обеих конфигурациях (рис. 5.12) струи не достигают зеркала цилиндра, а пристеночные потоки не пересекаются. Камера глубокий Гессельман имеет незначительные преимущества, т.к. обеспечивает хорошие показатели в более широком диапазоне изменения угла наклона отверстий, а также при увеличении продолжительности впрыскивания из-за технологических отклонений.

В ходе расчетного исследования не выявлено сколько-нибудь существенной зависимости между формой камеры сгорания и ориентацией отверстий с одной стороны и эмиссией оксидов азота и сажи с другой. Значительное влияние на эти параметры оказывают скорее характеристика впрыскивания и мелкость распыливания, в данном же исследовании эти параметры сохранялись постоянными.

### 5.1. Выводы по главе

1. Анализ полученных результатов показывает, что на частичных режимах работы среднеоборотного дизеля форма камеры в поршне не оказывает существенного влияния на протекание процессов смесеобразования и сгорания. Это вызвано коротким временем развития струй и достаточностью места для их развития. На режимах большой мощности дефицит пространства для развития струй играет существенную роль, поэтому оптимальное согласование формы камеры сгорания с ориентацией струй выявляет резервы совершенствования дизеля.

2. Глубокие камеры сгорания предпочтительны для нефорсированных среднеоборотных дизелей, т.к. своим высоким гребнем препятствуют попаданию топлива на холодное зеркало цилиндра, ограничивая беспрепятственное распространение струй в воздушном заряде невысокой плотности.

3. Мелкие камеры сгорания предпочтительны для высокофорсированных среднеоборотных дизелей при тщательном согласовании количества струй и их ориентации с формой камеры в поршне. Высокий наддув и короткое впрыски-

вание топлива ограничивают развитие струй в объеме камеры сгорания в радиальном направлении и попадание топлива на зеркало цилиндра. Вместе с тем, короткое впрыскивание способствует быстрому сгоранию и увеличению КПД.

4. В ходе расчетного исследования не выявлено сколько-нибудь существенной зависимости между формой камеры сгорания и ориентацией отверстий с одной стороны и эмиссией оксидов азота и сажи с другой. Значительное влияние на эти параметры оказывают скорее характеристика впрыскивания и мелкость распыливания.

## 6. МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СРЕДНЕОБОРОТНОГО ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ЭМИССИИ ОКСИДОВ АЗОТА И РАСХОДА ТОПЛИВА

Задачей данного расчетного исследования была оптимизация рабочего процесса среднеоборотного V-образного дизеля М756 (12ЧН18/20) завода "Звезда", применяемого на судах и тепловозах. Полная мощность двигателя составляет  $N_e = 735$  кВт при  $n = 1500$  мин<sup>-1</sup>. Целью оптимизации был поиск конструктивных решений, направленных на снижение расхода топлива и эмиссии оксидов азота. В силу конструктивных особенностей максимальное давление цикла этого дизеля не может превышать 90 бар, а жесткость сгорания была ограничена техническим заданием:  $dp/df < 5$  бар/град. При выполнении данной работы для расчетных исследований была использована представленная в настоящей работе математическая модель комбинированного ДВС и реализующая эту модель программа ДИЗЕЛЬ-РК. Этапу проведения расчетных исследований предшествовал этап проверки точности математической модели путем сравнения расчетных данных с результатами экспериментов. Экспериментальные данные были представлены ОАО «Звезда». Эксплуатационная характеристика двигателя представлена на рис. 6.1.

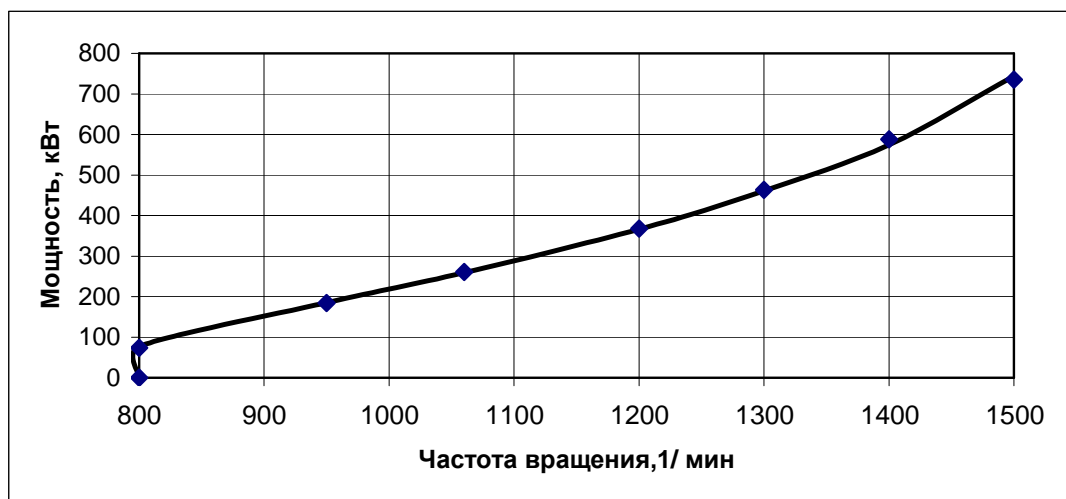


Рис. 6.1. Характеристика дизеля 12ЧН18/20 в базовой комплектации. Маркеры – экспериментальные значения; линии - результаты расчета



Сравнение расчетного удельного эффективного расхода топлива с экспериментальным представлено на рис. 6.2, а  $p_z$ ,  $NOx$  и сажи на рис. 6.3.

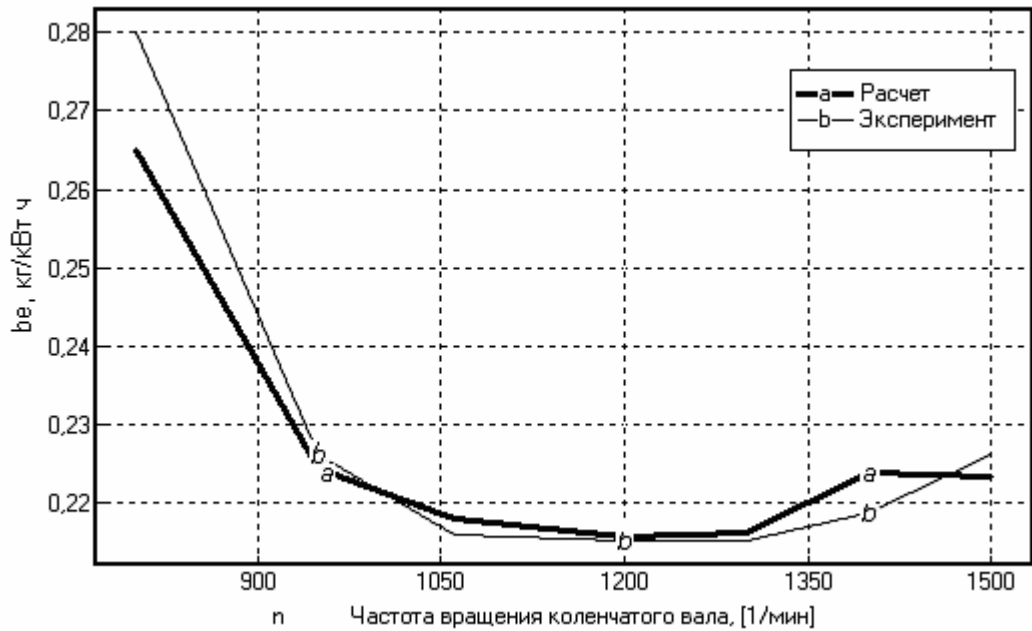


Рис. 6.2. Сравнение расчетного удельного эффективного расхода топлива с экспериментальным на разных режимах

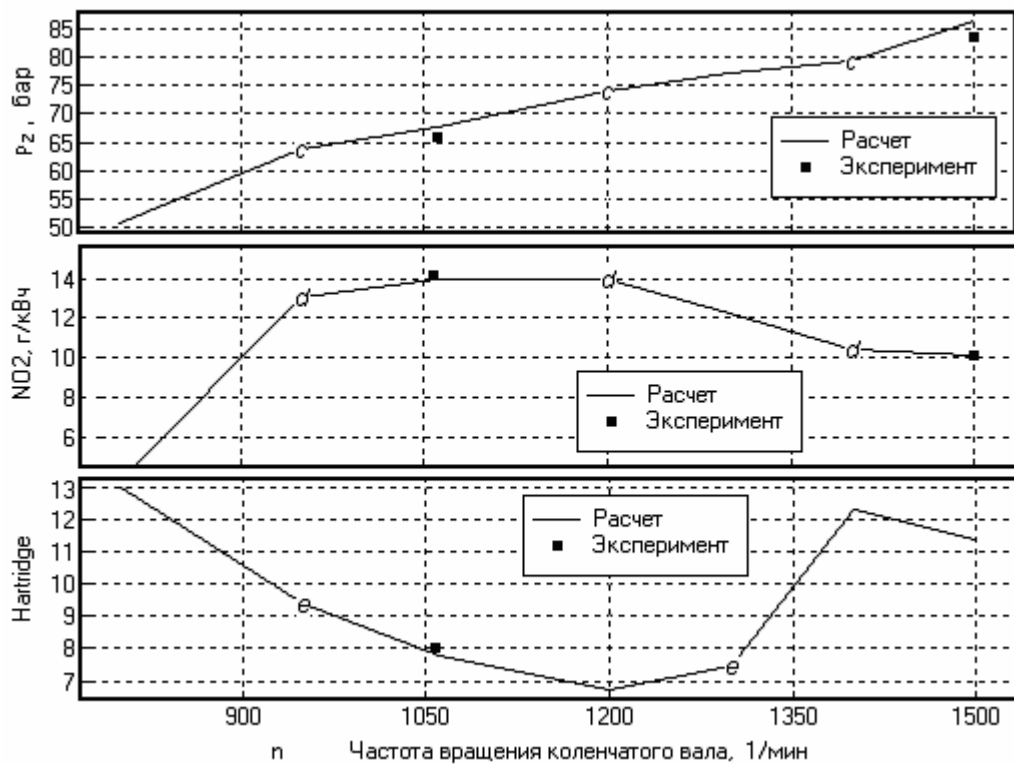


Рис. 6.3. Изменение максимального давления цикла  $p_z$ , эмиссии оксидов азота  $NOx$  и сажи *Hartridge* от частоты вращения

Скорости впрыскивания и тепловыделения, соответствующие режимам полной мощности, 35 % от полной мощности и холостому ходу представлены на рис. 6.4. Характеристики впрыскивания были рассчитаны Л.В. Греховым с помощью программы ВПРЫСК [152]. Диаграмма развития струй топлива в камере сгорания на полной мощности представлена на рис. 6.5.

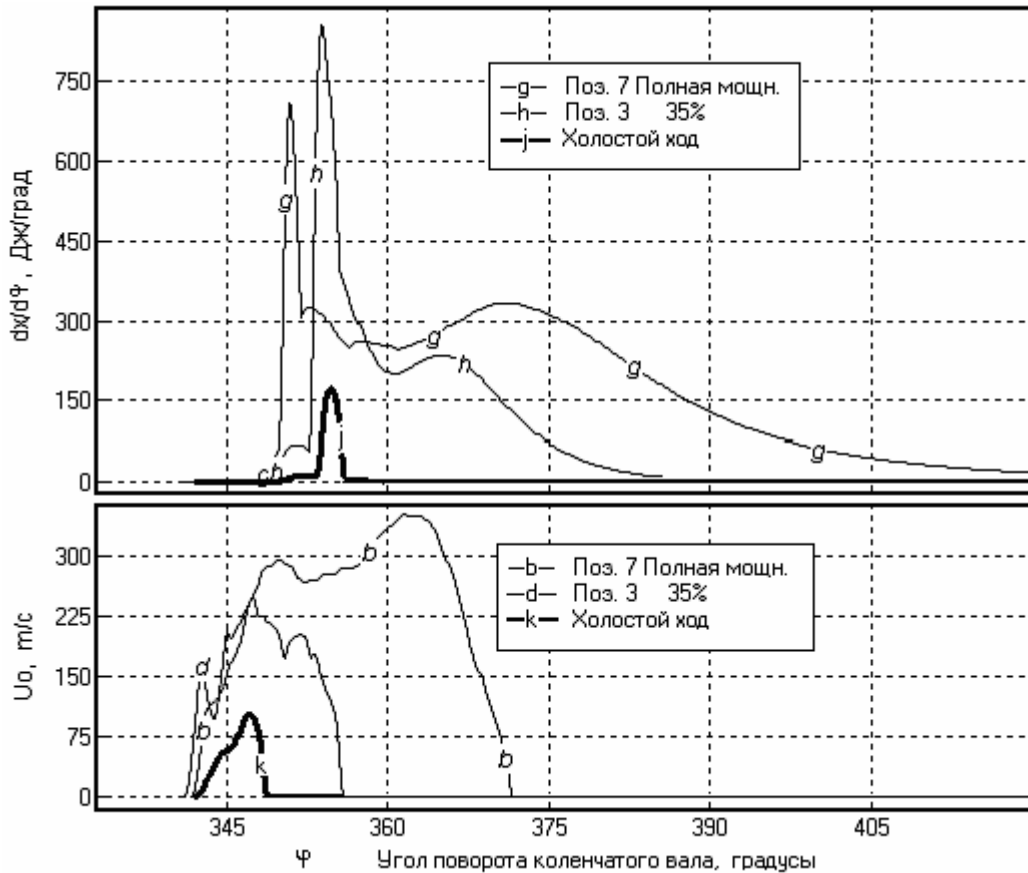


Рис. 6.4. Скорости впрыскивания и тепловыделения, соответствующие режимам полной мощности, 35 % мощности и холостому ходу

Анализ полученных данных показывает в целом хорошее согласование расчета с экспериментом, исключение составляет значение эмиссии сажи на режиме полной мощности, которое по экспериментальным данным соответствует  $Hartridge = 33$ . Столь большая величина никак не получается расчетным путем, что наводит на предположение, что эмиссия сажи на режиме полной мощности имеет другую природу, а именно, она вызвана выгоранием масла, расход которого необычно высок для этого дизеля.

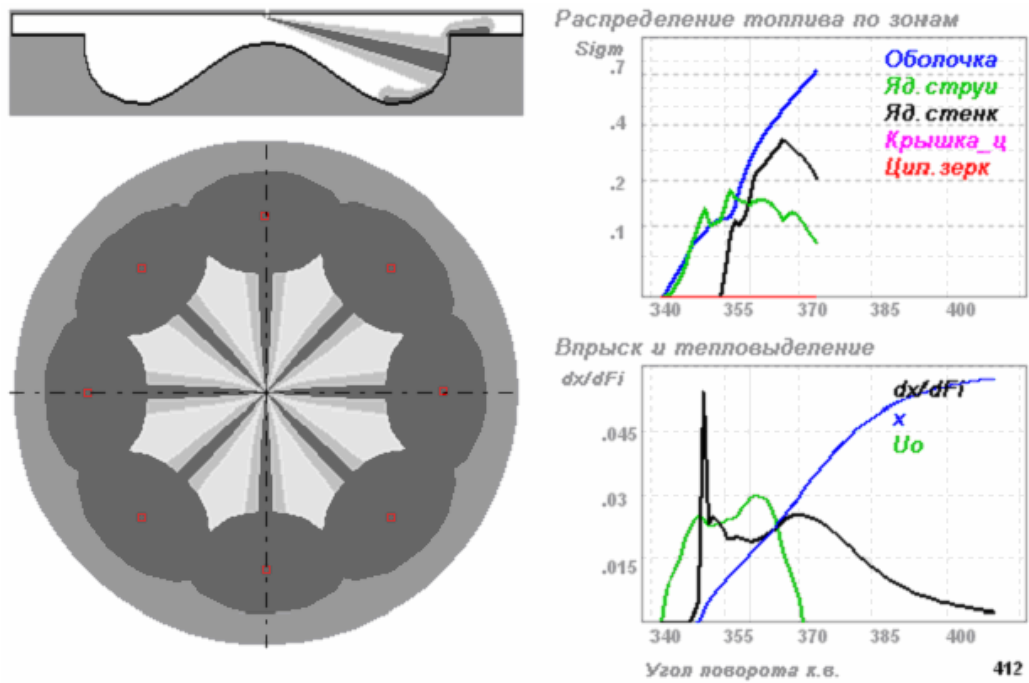


Рис. 6.5. Диаграмма развития струй топлива в камере сгорания на полной мощности

Анализ процесса развития струй в камере сгорания показывает, что струи развиваются в благоприятных условиях, пристеночные потоки практически не пересекаются и не достигают поверхности зеркала цилиндра и крышки цилиндра. Это говорит о том, что форма камеры сгорания при данном уровне форсирования не является лимитирующим фактором для совершенствования двигателя и не нуждается в переделке. Снижения довольно высокого расхода топлива на номинальном режиме (225 г/кВт ч) можно было бы добиться увеличением степени сжатия и давления впрыскивания, а рост максимального давления цикла  $p_z$  и эмиссии оксидов азота компенсировать уменьшением опережения впрыскивания. Такое решение было получено в результате оптимизации, где в качестве аргументов выступали:  $e$  - степень сжатия ;  $d_n$  - диаметр сопел распылителя;  $q$  - опережение впрыскивания, град. до ВМТ;  $f_{inj}$  - продолжительность топливоподачи при одноразовом впрыскивании. В качестве топливной системы предполагалось использование Common Rail.

В качестве ограничений приняты: - максимальное давление перед соплами распылителя  $p_{inj} < 1600$  бар; - максимальное давление цикла  $p_z < 90$  бар;

- эмиссия оксидов азота  $NO_x < 6$  г/кВт ч.

Функция цели: комплекс суммарной эмиссии  $SE$ . Результаты оптимального поиска в сравнении с базовой конфигурацией представлены в таблице 19.

Таблица 19.

Организация рабочего процесса с одноразовым впрыскиванием ( $N_e = 735$  кВт)

| Базовая конфигурация               |              |                  |                 |               |                        |                |           |                   |
|------------------------------------|--------------|------------------|-----------------|---------------|------------------------|----------------|-----------|-------------------|
| $e$ .                              | Распылитель. | $q$ град. до ВМТ | $f_{inj}$ град. | $p_{inj}$ бар | $b_e$ г/кВт ч          | $NO_x$ г/кВт ч | $p_z$ бар | $dp/df$ бар/град. |
| 13,50                              | 8 x 0,35     | 19               | 29,70           | 500           | 228,4                  | 10,48          | 86        | 5,57              |
| Характ-ки впрыск. и тепловыделения |              |                  |                 |               | Индикаторная диаграмма |                |           |                   |
|                                    |              |                  |                 |               |                        |                |           |                   |
| Одноразовое впрыскивание CR        |              |                  |                 |               |                        |                |           |                   |
| $e$ .                              | Распылитель. | $q$ град. до ВМТ | $f_{inj}$ град. | $p_{inj}$ бар | $b_e$ г/кВт ч          | $NO_x$ г/кВт ч | $p_z$ бар | $dp/df$ бар/град. |
| 16,25                              | 8 x 0,284    | 2                | 18,8            | 1580          | 217,6                  | 4,07           | 88,6      | 8,22              |
| Характ-ки впрыск. и тепловыделения |              |                  |                 |               | Индикаторная диаграмма |                |           |                   |
|                                    |              |                  |                 |               |                        |                |           |                   |

В результате оптимизации по 4 независимым переменным для режима полной мощности было получено решение, характеризующееся высоким давлением топливоподачи  $p_{inj} = 1580$  бар и малой величиной опережения впрыска  $Q = 2$  град. до ВМТ. Такое решение позволяет снизить расход топлива на 10 г/кВтч и эмиссию NOx в 2,5 раза, однако при этом ограничение по жесткости сгорания нарушается:  $dp/df = 8,22$  бар/град. Вид кривой тепловыделения и индикаторной диаграммы, соответствующих полученному решению (табл. 19) говорит о том, что для снижения  $dp/df$  нужно уменьшать долю топлива, сгорающего по объемному механизму. Добиться этого можно, впрыснув небольшую пилотную порцию, а основное топливо подавать уже в среду, где идет горение.

Дальнейшие оптимизационные исследования проводились уже для условий двухразового впрыскивания. Для этого в вектор аргументов оптимизации были дополнительно введены: доля топлива в пилотной порции  $f_1$  и задержка между пилотной порцией и основной  $f_2$ . Результаты оптимального поиска теперь уже по 6 переменным представлены в таблице 20. В первом приближении характеристика двухразового впрыскивания формировалась как "идеальная", т.е., в виде треугольника и трапеции (треугольник формируется, если доля топлива в порции недостаточна для формирования трапеции). Однако практически реализовать такую характеристику впрыскивания не представляется возможным, реальная характеристика впрыскивания всегда другая из-за нестационарных эффектов в гидравлической системе. Расчет реальной характеристики впрыскивания был выполнен Л.В. Греховым: с помощью программы ВПРЫСК были подобраны параметры управления для приближения к нужной стратегии впрыскивания. Результаты оптимизации рабочего процесса с реальной характеристикой двухразового впрыскивания представлены в таблице 20. Анализ полученных результатов показывает перспективность применения двухразового впрыскивания для одновременного снижения расхода топлива, эмиссии оксидов азота и соблюдения ограничения по жесткости сгорания. В связи с тем, что применение системы топливоподачи с электронным управлением позволяет

осуществлять любые регулировки на всех режимах, аналогичная оптимизация рабочего процесса была выполнена для всех остальных режимов эксплуатационной характеристики. Только из вектора независимых переменных были удалены  $e$  и  $d_n$ .

Таблица 20.

Организация рабочего процесса с двухразовым впрыскиванием ( $N_e = 735$  кВт)

| "Идеальный" двухразовая топливоподача $f_1 = 0,15$ ; $f_2 = 3,59$ град. |              |                  |                 |               |                        |                |           |                   |
|---|--------------|------------------|-----------------|---------------|------------------------|----------------|-----------|-------------------|
| $e$ .   | Распылитель. | $q$ град. до ВМТ | $f_{inj}$ град. | $p_{inj}$ бар | $b_e$ г/кВт ч          | $NO_x$ г/кВт ч | $p_z$ бар | $dp/df$ бар/град. |
| 16,25   | 8 x 0,304    | 5,2              | 21,3            | 1400          | 214,4                  | 5,08           | 90,2      | 3,9               |
| Характ-ки впрыск. и тепловыделения                                      |              |                  |                 |               | Индикаторная диаграмма |                |           |                   |
|   |              |                  |                 |               |                        |                |           |                   |
| Реальный двухразовая топливоподача $f_1 = 0,149$ ; $f_2 = 1,192$ град.  |              |                  |                 |               |                        |                |           |                   |
| $e$ .   | Распылитель. | $q$ град. до ВМТ | $f_{inj}$ град. | $p_{inj}$ бар | $b_e$ г/кВт ч          | $NO_x$ г/кВт ч | $p_z$ бар | $dp/df$ бар/град. |
| 16,3  | 8 x 0,304    | 6,6              | 27,4            | 1557          | 216,3                  | 5,44           | 90        | 2,75              |
| Характ-ки впрыск. и тепловыделения                                      |              |                  |                 |               | Индикаторная диаграмма |                |           |                   |
|   |              |                  |                 |               |                        |                |           |                   |

Двухразовое впрыскивание оказалось целесообразным для всех режимов, кроме холостого хода и минимальной мощности на  $800 \text{ мин}^{-1}$ . В результате были сформулированы законы управления топливной аппаратурой для всех режимов, рис. 6.6. При этом удастся существенно снизить на всех режимах как расход топлива (рис. 6.7), так и выброс оксидов азота (рис. 6.8), не превышая ограничения максимального давления цикла на номинальном режиме. Максимальное давление цикла на частичных режимах превосходит соответствующие значения, полученные в базовой комплектации дизеля, рис. 6.9.

Суммарная эмиссия оксидов азота с учетом весовых коэффициентов по режимам цикла "F" ISO 8178 составляет:

$$NOx = \frac{0,25 NOx_{100\%} + 0,15 NOx_{35\%} + 0,6 NOx_{xx}}{0,25 Ne_{100\%} + 0,15 Ne_{35\%}} = 4,61,$$

где: 0,25, 0,15 и 0,6 – весовые коэффициенты режимов 100% мощности, 35% мощности и холостого хода, соответственно.

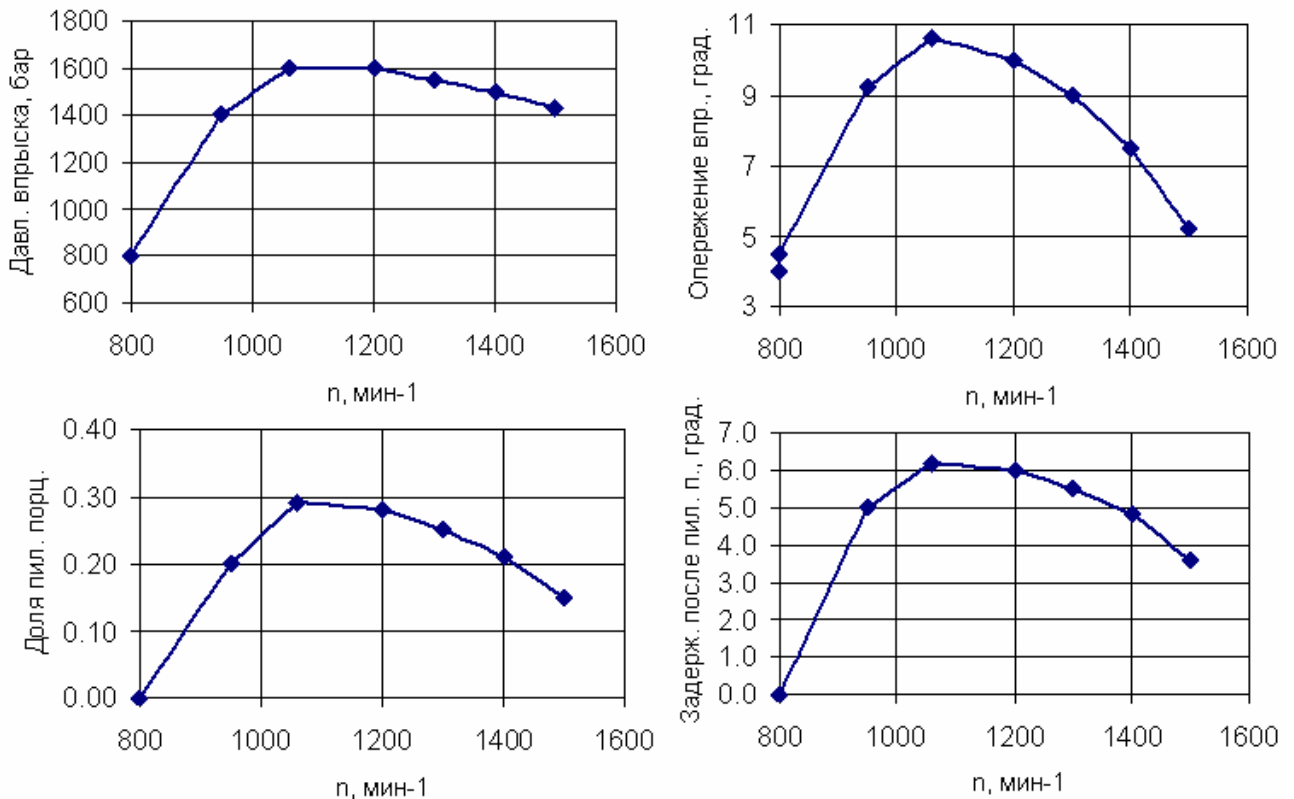


Рис. 6.6. Законы управления электронной системой топливоподдачи среднеоборотного дизеля М756 (12 ЧН 18/20) на всех режимах

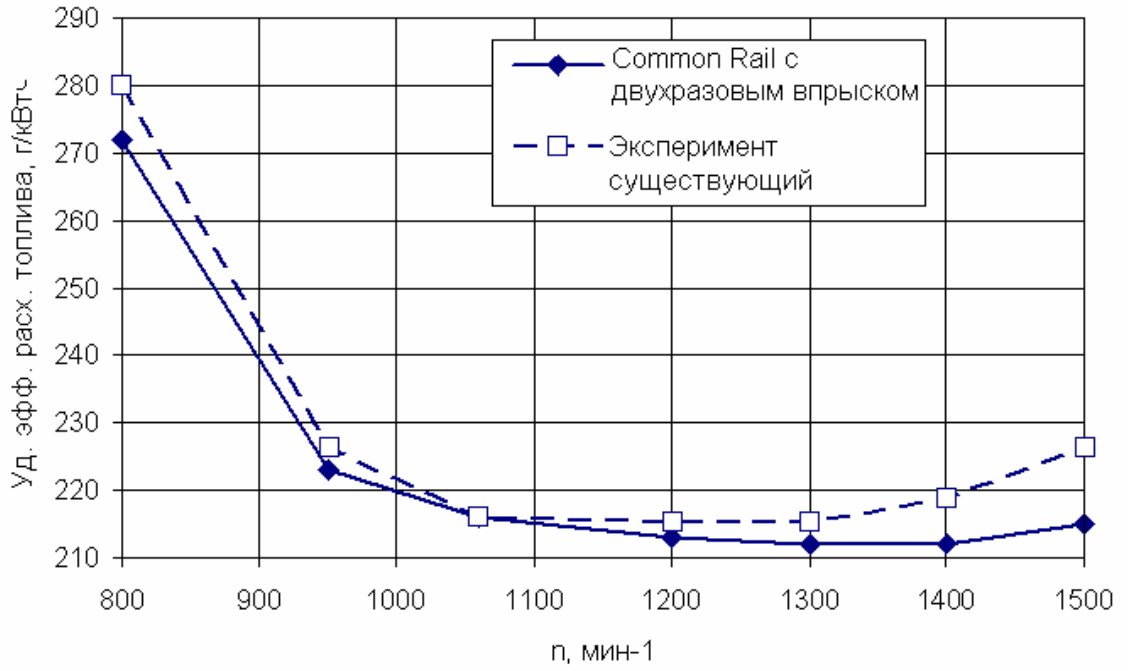


Рис. 6.7. Зависимость расхода топлива от частоты вращения дизеля М756, оборудованного электронной системой топливоподачи и в штатной комплектации

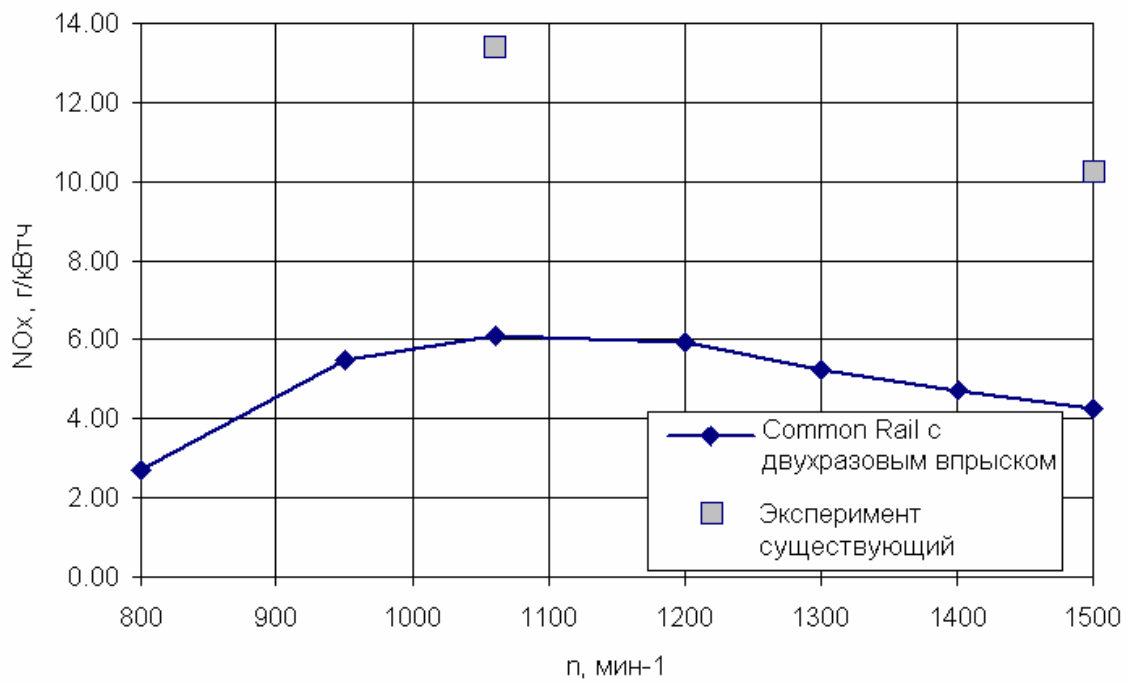


Рис. 6.8. Зависимость эмиссии NOx от частоты вращения дизеля М756, оборудованного электронной системой топливоподачи и в штатной комплектации



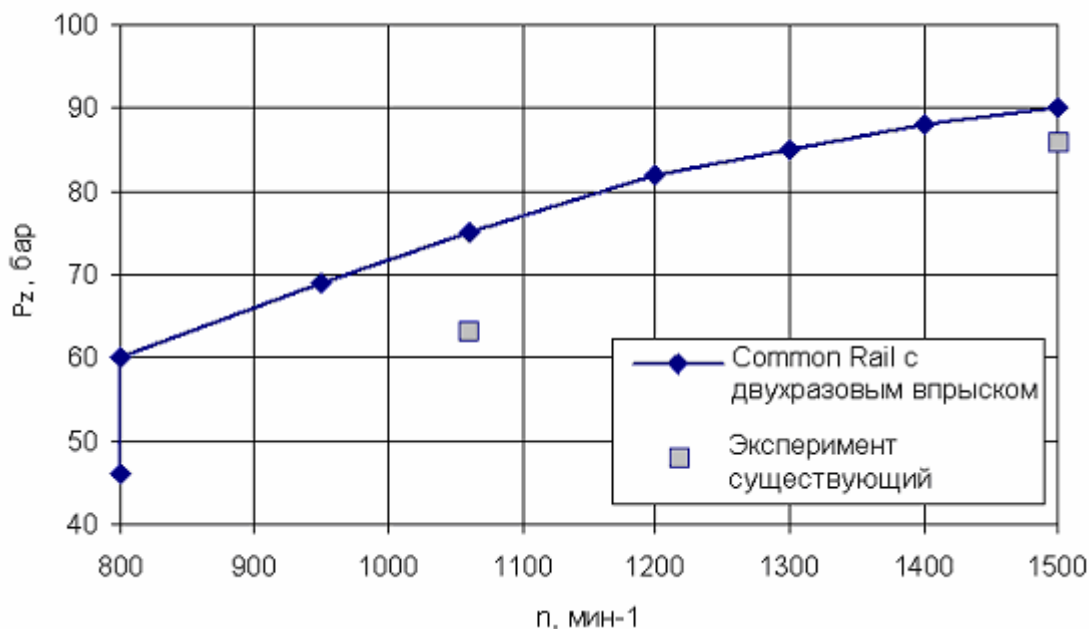


Рис. 6.9. Зависимость максимального давления цикла  $p_z$  от частоты вращения дизеля M756, оборудованного электронной системой топливоподачи и в штатной комплектации

### 6.1. Вывод по главе

Разработанные математические модели и программные средства позволяют оптимизировать законы управления топливной системой с электронным управлением, формируя на каждом режиме работы дизеля свою стратегию впрыскивания, заключающуюся в том, чтобы на каждом режиме оптимальным образом поддерживать давление впрыскивания, соблюдать соотношение масс топлива в пилотной порции и в основной порции, регулировать общее опережение впрыскивания и задержку между порциями. Таким образом удастся достичь снижения расхода топлива на всех режимах тепловозной характеристики до 15 г/кВтч и снижения эмиссии оксидов азота в 2,5 раза. Последнее позволяет выполнить нормы по выбросам оксидов азота по циклу "F" ISO 8178, сохранив ограничения по максимальному давлению цикла и скорости нарастания давления в цилиндре.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Проведенные исследования позволили сформулировать и обосновать научные положения, совокупность которых может быть классифицирована как решение крупной актуальной проблемы разработки эффективных методов расчета и оптимизации рабочих процессов современных и перспективных ДВС.

В качестве наиболее существенных результатов работы можно назвать следующие:

1. На основе модели Н.Ф. Разлейцева разработана математическая модель смесеобразования и сгорания в дизеле, позволяющая учесть:

- взаимодействие топливной струи и ее ПП с воздушным вихрем, имеющим разные профили;

- движение поршня, произвольный профиль камеры сгорания, боковое расположение распылителя, произвольную направленность каждого соплового отверстия;

- пересечение пристеночных потоков соседних струй, наличие которых затягивает процесс сгорания;

- влияние температуры стенок КС, влияние режимных и масштабных факторов на процесс испарения топлива.

Развитие модели сгорания позволило расширить область ее применения, сделать более универсальной и упростить процесс идентификации; все режимы работы дизеля могут рассчитываться с идентичными эмпирическими коэффициентами.

2. Уточненное уравнение А.С. Лышевского для расчета дальноточности топливных струй позволило обеспечить его применимость, как для среднеоборотных дизелей, так и для современных высокооборотных двигателей.

3. Разработанная методика расчета периода задержки самовоспламенения в дизеле позволяет рассчитывать период задержки, как для обычных двигателей, так и для двигателей с высокой рециркуляцией ОГ, многоразовым впрыскиванием и большим опережением топливоподачи.

4. Разработанный алгоритм расчета параметров газа в открытой термодинамической системе на основе решения системы разностных уравнений сохранения массы, энергии и уравнения состояния позволяет сократить время расчета рабочего цикла ДВС в 5 раз при более высокой точности..

5. Разработанный и апробированный алгоритм и программа расчета газообмена четырехтактных и двухтактных двигателей, базирующиеся на основе концепции среднестатистического цилиндра и учета нестационарности течения в клапанных каналах с учетом теплообмена в каналах и коллекторах, с учетом зависимости коэффициента расхода окон от перепада давления и направления течения, а также с применением комбинаций гипотез о полном перемешивании, послойном вытеснении и замыкании, позволяют рассчитывать газообмен в двухтактных и четырехтактных ДВС с высокой точностью и быстродействием.

6. Разработанная универсальная методика и программа совместного расчета поршневого ДВС и агрегатов наддува различных схем позволяет прогнозировать характеристики двигателей и подбирать агрегаты наддува к ним, используя характеристики турбин и компрессоров.

7. Усовершенствованная математическая модель образования сажи в цилиндре дизеля, учитывающая концентрацию кислорода в процессе сгорания и изменение диаметров капель топлива в процессе впрыскивания, позволяет увеличить точность расчетов эмиссии сажи.

8. Внедрение в разработанную программу расчета рабочего процесса ДВС двухзонной модели образования оксидов азота по детальному кинетическому механизму позволяет проводить расчетные исследования двигателей, как с традиционной, так и с современной организацией рабочего процесса, характеризующейся большой рециркуляцией ОГ и многократным впрыскиванием.

9. Разработанная методика и программа многопараметрической оптимизации с комплексом суммарной эмиссии для использования в качестве функции цели при оптимизации рабочих процессов дизелей позволяет радикально увеличить эффективность расчетных исследований, направленных на снижение выбросов оксидов азота и сажи.

10. На основании большого числа работ, выполненных для нужд промышленности, точность моделирования с помощью разработанных методик и программы подтверждена применительно к разным режимам работы двигателей разной размерности, быстроходности и конструкции, включая двухтактные с боковым расположением форсунок, двигатели с ПДП, двигатели с многократным впрыскиванием и процессом РСЦИ.

11. Проведенные расчетные исследования показали, что существенное влияние формы КС на рабочий процесс среднеоборотных дизелей имеет место только на режимах полной мощности, причем глубокие КС предпочтительны для нефорсированных дизелей, а мелкие - для высокофорсированных. В любом случае требуется оптимизация параметров топливоподачи и конструкции распылителя, а также согласование их с формой камеры в поршне.

12. Разработанные математические модели и программные средства позволяют расчетным путем оптимизировать законы управления топливной системой с электронным управлением, формируя на каждом режиме работы дизеля свою стратегию многократного впрыскивания, включая определение давления топлива, соотношение масс топлива в пилотной и в основной порциях, устанавливать общее опережение впрыскивания и задержку между порциями. Разработка такого алгоритма управления для дизеля 12ЧН 18/20 показывает возможность снижения расхода топлива на всех режимах тепло-возной характеристики до 15 г/кВт ч и снижения эмиссии оксидов азота в 2,5 раза.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Характер результатов выполненных исследований позволяет сделать заключение о том, что на основе разработанных новых и совершенствования известных методов расчета рабочих процессов в ДВС получено решение научной проблемы, имеющей важное народнохозяйственное значение – создание новых видов поршневых двигателей с перспективными экономическими и экологическими показателями.

Практическая полезность работы состоит в разработке программы ДИЗЕЛЬ-РК, в которой реализованы представленные методы расчета. Программа имеет развитый пользовательский интерфейс, программу визуализации развития струй в камере сгорания дизеля, программу автоматизированной идентификации математической модели. Система контекстной помощи к программе включает справочную информацию и помогает описать исходные данные и результаты. Программа позволяет решать оптимизационные задачи методами математического программирования и представляет собой инструмент для решения широкого круга практических задач прошедший многолетнюю апробацию в промышленности, в учебном процессе в МГТУ им. Н.Э.Баумана и других университетах. Пользоваться программой может широкий круг пользователей по всему миру, т.к. она функционирует в Интернет.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Woschni G. Die Berechnung der Wandeverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren // MTZ. –1970. – N12. – S. 491-499.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н.Вырубов [и др.]; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
3. Виббе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. – М.: Машгиз, 1962. – 272 с.
4. Hiroyuki Hiroyasu, Toshikazu Kadota and Masataka Arai. Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions // Bull. JSME. – 1983. – V. 26, N 214, Paper 214-12. – P. 576-583.
5. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. – Харьков: Вища школа, 1980. –169 с.
6. Процессы в перспективных дизелях / А.Ф. Шеховцов [и др.]; Под ред. А.Ф. Шеховцова. – Харьков: Изд-во «Основа» при Харьк. Ун-те, 1992. – 352 с.
7. Симсон А.Э., Каминский А.И., Моргулис П.С. Турбонаддув высокооборотных дизелей. – Л.: Машиностроение, 1976. – 288 с.
8. Кулешов А.С. Расчетно-экспериментальный выбор параметров рабочего процесса 4-х тактного среднеоборотного комбинированного ДВС: Дисс. ...канд. техн. наук. – М.: МВТУ, 1986. – 124 с.
9. AMEsim LMS Imagine.Lab Internal Combustion Engine: [Электронный ресурс]. URL: <http://www.lmsintl.com> (дата обращения 26.08.2011).
10. DIESEL-RK is an engine simulation tool: [Электронный ресурс]. URL: <http://www.diesel-rk.bmstu.ru> (дата обращения 12.08.2011).
11. Lotus Engineering Software: [Электронный ресурс]. URL: <http://www.lesoft.co.uk> (дата обращения 12.09.2008).
12. AVL BOOST: [Электронный ресурс]. URL: <http://www.avl.com> (дата обращения 12.09.2008).

13. Ricardo Software: [Электронный ресурс]. URL: <http://www.software.ricardo.com> (дата обращения 12.09.2008).

14. Gamma Technologies Inc.: [Электронный ресурс]. URL: <http://www.gtisoft.com> (дата обращения 12.09.2008).

15. Babajide Kolade, Thomas Morel, Song-Charng Kong. Coupled 1-D/3-D Analysis of Fuel Injection and Diesel Engine Combustion // SAE Tech. Pap. Ser. – 2004. – N 2004-01-0928. – P. 1-10.

16. Stephenson Philip W., Rutland Christopher J. Modeling the effects of intake flow characteristics on diesel engine combustion // SAE Tech. Pap. Ser. – 1995. – N 950282. – P. 57-67.

17. Белоцерковский О.М., Давыдов Ю.М. Метод крупных частиц в газовой динамике. – М.: Наука, 1982. – 392 с.

18. Гришин Ю.А., Каримов А.Н., Кулешов А.С. Доводка элементов газозоудного тракта двигателей с помощью математической модели пространственного течения газа // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 1991. – № 4. – С. 39-43.

19. Гришин Ю.А., Зенкин В.А., Кулешов А.С. Расчетное исследование характеристик впускных окон двухтактных двигателей // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 2007. – № 4. – С. 72-82.

20. Гришин Ю.А. Новые схемы метода крупных частиц и их использование для оптимизации газозоудных трактов двигателей // Математическое моделирование. – 2002. – Т. 14, №8. – С. 51-55.

21. Bella G., Rocco V., Ubertini S. Combustion and Spray Simulation of a DI Turbocharged Diesel Engine // SAE Tech. Pap. Ser. – 2002. – N 2002-01-2776. – P. 1-17.

22. Лобов Н.В. Улучшение характеристик двухтактных двигателей внутреннего сгорания оптимизацией газозоудного тракта: Дисс. ... докт. техн. наук. – Пермь, 2004. – 277 с.

23. Fyhr C., Dahlberg O. Complete Engine Modeling Using CFD // SAE Tech. Pap. Ser. – 2004. – N 2004-01-0109. – P. 1-7.
24. Magnussen B.F. Eddy Dissipation Concept // XI Task Leaders Meeting - Energy Conservation in Combustion, IEA. – 1989. – P. 248-268.
25. Reitz R. D. Modeling Atomization Processes in High pressure Vaporizing Sprays // Atomization and Spray Technology. – 1987. – N 3. – P. 309-337.
26. Зельдович Я.Б., Райзер Ю.П. Физика ударных волн и высокотемпературных гидродинамических явлений. – М.: Наука, 1966. – 686 с.
27. Gustavsson J., Golovitchev V.I. Spray Combustion Simulation Based on Detailed Chemistry Approach for Diesel Fuel Surrogate Model // SAE Tech. Pap. Ser. – 2003. – N 2003-01-1848. – P. 1-16.
28. Мизернюк Г.Н., Кулешов А.С. Методика расчета рабочего процесса КДВС на ЭВМ // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1986. – № 6. – С. 97 - 101.
29. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Наука, 1972. – 720 с.
30. Масленников М.М., Рапипорт М.С. Авиационные поршневые двигатели. – М.: Гос. изд-во Оборон. пром., 1951. – 848 с.
31. Симсон А.Э. Исследование импульсных систем газотурбинного наддува // Двигатели внутреннего сгорания (Харьков). – 1972. – Вып. 15. – С. 94-98.
32. Мундштуков Д.А. О границе применимости квазистационарных методов расчета параметров газа в системах выпуска // Двигатели внутреннего сгорания (Харьков). – 1972. – Вып. 15. – С. 49-58.
33. Wallace W. High-Output Medium-Speed Diesel Engine Air and Ex-haust System Flow Losses // Proceedings of the Institution for Mechanical Engineers. – 1967-68. – Vol. 182. – P. 134-144.
34. Benson R.S. Experiments on a Piston Controlled Port // The Engineer. – 1960. – Vol. 210. – P. 875-880.



35. Chapman Kirby. Two-Stroke Cycle Engine Port Flow Analysis // CIMAC Congress. – Kyoto, 2004. – Paper N 1. – P. 1-16.
36. Орлин А.С., Круглов М.Г. Комбинированные двухтактные двигатели. – М.: Машиностроение, 1968. – 576 с.
37. Володин А.И. Локомотивные двигатели внутреннего сгорания. – М.: Транспорт, 1978. – 320 с.
38. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания: Учебник для вузов / А.Э. Симсон [и др.] – М.: Транспорт, 1987. – 536 с.
39. Дизели: Справочник. Изд. 3-е, перераб. и доп. / Под общей редакцией В.А.Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллерова. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.
40. Фомин Ю.А., Никонов Г.В., Ивановский В.Г. Топливная аппаратура дизелей: Справочник. – М.: Машиностроение, 1982. – 168 с.
41. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.
42. Петриченко Р.М. Полуэмпирический метод расчета лучистого потока в ДВС // Двигателестроение. – 1979. – №3. – С. 24-25.
43. Павличенко А.М., Жуков В.П. Теплообмен в среднеоборотных дизелях типа 6ЧН 25/34, ЧН 26/34, 6ЧН 36/45, ЧН 62/64 // Труды НКИ (Николаев). – 1976. – Вып. 118. – С. 95-101.
44. Павличенко А.М., Жуков В.П. Расчетный анализ теплопередающей функции на параметры рабочего цикла ДВС // Труды НКИ (Николаев). – 1975. – Вып. 100. – С. 103-107.
45. Теория двигателей внутреннего сгорания / Под ред. Н.Х. Дьяченко. – Л.: Машиностроение, 1974. – 552 с.
46. Поспелов Д.Р. Двигатели внутреннего сгорания с воздушным охлаждением. – М.: Машиностроение, 1961. – 556 с.

47. Dauaud A.M. Eyzat P. Four-Oktane-Number Method for Predicting the Anti-Knock Behavior of Fuels and Engines // SAE Transactions. – 1978. – Vol. 87, Sec. 1, Pap. 780080. – P. 294-308.

48. Muntean G.G. A theoretical model for the correlation of smoke number to dry particulate concentration in diesel exhaust // SAE Tech. Pap. Ser. – 1999. – N 1999-01-0515. – P. 1–9.

49. Alkidas A.C. Relationship between smoke measurements and particulate measurements // SAE Techn. Pap. Ser. – 1984. – N 840412. – P. 1-9.

50. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1973. – 200 с.

51. Звонов В.А. Процессы образования токсичных веществ и разработка способов уменьшения их выбросов двигателями внутреннего сгорания: Автореф. дис. ... д-ра. техн. наук. – Харьков, 1987. – 44 с.

52. Miller J.A., Bowman C.T. Mechanism and modeling of nitride. Chemistry in Combustion // Prog. Energy Combustion Science. – 1989. – Vol. 15. – P. 287-338.

53. Звонов В.А., Корнилов Г.С., Заиграев Л.С. Методика расчета рабочего процесса и образования оксидов азота в цилиндре дизеля с неразделенной камерой сгорания // Проблемы конструкции двигателей и экология: Сб. научн. тр. НАМИ. – М., 1999. – С. 205-221.

54. Зельдович Б.Я., Садовников П.Я., Франк-Каменецкий Д.А. Окисление азота при горении. – М.: Наука, 1947. – 146 с.

55. Звонов В.А., Гиринович М.П. Анализ механизмов образования оксидов азота при сгорании углеводородных топлив в камере сгорания ДВС (часть 1) // Приводная техника. – 2004. – № 4. – С. 35-42.

56. Звонов В.А., Гиринович М.П. Анализ механизмов образования оксидов азота при сгорании углеводородных топлив в камере сгорания ДВС (часть 2) // Приводная техника. – 2004. – № 5. – С. 27-34.

57. Образование оксида азота (NO) при распространении ламинарного пламени по гомогенной метановоздушной смеси / М.В. Бочков [и др.] // Физика горения и взрыва. – 1998. – Т. 34, № 1. – С. 9-19.

58. Бочков М.В., Захаров А.Ю., Хвисевич С.Н. Образование NO<sub>x</sub> при горении метановоздушных смесей в условиях совместного протекания процессов химической кинетики и молекулярной диффузии // Математическое моделирование. – 1997. – Т.9, №3. – С. 13-28.

59. Мизернюк Г.Н., Кулешов А.С. Методика расчета совместной работы четырехтактного дизеля и двухступенчатого агрегата наддува // Двигателестроение. – 1986. – № 7. – С. 9-11.

60. Пелепейченко В.И. Исследование влияния типа систем наддува на эффективные показатели восьмицилиндрового V-образного транспортного дизеля: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Харьков, 1981. – 20 с.

61. Таланов Л.В. Высотные двигатели. – Л.: Госмашметиздат, 1934. – 270 с.

62. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование. – М.: Мир, 1975. – 535 с.

63. Численные методы условной оптимизации / М.Дж.Д. Пауэлл [и др.] – М.: Мир, 1977. – 290 с.

64. Полак Э. Численные методы оптимизации. – М.: Мир, 1974. – 65 с.

65. Hooke R., Jeeves T.A. Direct Search Solution of Numerical and Statistical Problems // S. Assoc. Computer. Mach. – 1962. – N 8. – P. 212-229.

66. Nelder J.A., Mead R. A simplex method for function minimization // The Computer Journal. – 1965. – Vol. 7. – P. 308-313.

67. Rosenbrock H.H. An automatic method for finding the greatest or least value of a function // The Computer Journal. – 1960. – Vol. 3. – P. 175-184.

68. Powell M.J.D. An efficient method for finding the minimum of a function of several variables without calculating derivatives // The Computer Journal. – 1964. – Vol. 7. – P. 155-162.

69. Powell M.J.D. A method of minimizing a sum of squares of non-linear functions without calculating derivatives // The Computer Journal. –1965. – Vol. 7. – P. 303-400.
70. Pearson J.D. Variable Metric Methods of Minimization // Brit. Computer Journal. – 1969. – Vol.12. – P. 171-178.
71. Fletcher R., Powell M.J.D. A Rapidly Convergent Descent Method for Minimization // The Computer Journal. – 1963. –Vol. 6. – P. 163-168.
72. Fletcher R., Reeves C.M. Function minimization by conjugate gradients // The Computer Journal. –1964. –Vol. 7. – P. 149-154.
73. Montgomery David T., Reitz Rolf D. Optimization of Heavy-Duty Diesel Engine Operating Parameters Using a Response Surface Method // SAE Tech. Pap. Ser. – 2000. – N 2000-01-1962. – P. 1-21.
74. Application of Neural Networks for Prediction and Optimization of Exhaust Emissions in a H.D. Diesel Engine / Leonor Hernandez [et al.] // SAE Tech. Pap. Ser. – 2002. – N 2002-01-1144. – P. 1-17.
75. Watson N., Pilley A.D., Marzouk M. A Combustion Correlation for Diesel Engine Simulation // SAE Tech. Pap. Ser. – 1980. – N 800029. – P. 1-19.
76. Austen A.E.W., Lyn W.T. Relation between Fuel Injection and Heat Release in a Direct Injection Engine and the Nature of the Combustion Process // Proc. Inst. Mech. Ehg. – 1960-1961. – N 1. – P. 47-62.
77. Woschni G., Anisits F. Experimental Investigation and Mathematical presentation of Rate of Heat Release in Diesel Engines Dependent upon Engine Operating Conditions // SAE Tech. Pap. Ser. – 1974. – N 740086. – P. 1-18.
78. Shipinski J., Myers P.S., Uyehara O. A Spray-Droplet Model for Diesel Combustion // Proc. Inst. Mech. Engrs. – 1969–1970. – V. 184, Part 3J. – P. 28-35.
79. Whitehouse N.D., Way R.J.B. A Simple Method for Calculation of Heat Release in Diesel Engines Based on Fuel Injection Rate // SAE Tech. Pap. Ser. – 1971. – N 710134. – P. 1-19.

80. Chui W.S., Shahed S.M., Lyn W.T. A Transient Spray Mixing Model for Diesel Combustion // SAE Tech. Pap. Ser. – 1976. – N 760128. – P. 1-18.
81. Shahed S. M., Chiu W. S., Lyn, W. T. A Mathematical Model of Diesel Combustion // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. – 1975. – C94/75. – P. 119-128.
82. A multi-Zone Model for Diesel Spray Combustion / Xiaoping Bi [et al.] // SAE Tech. Pap. Ser. – 1999. – N 1999-01-0916. – P. 1-10.
83. Bi X., Han S. A Multi-Zone Model for Prediction of DI Diesel Engine Combustion and Soot Emission // SAE Tech. Pap. Ser.- 1994.- N 941900.– P. 1-12.
84. Hardenberg H.O., Hase F.W. Empirical Formula for Computing the Pressure Rise Delay of a Fuel from its Cetane Number and from the Relevant Parameters of Direct-Injection Diesel Engines // SAE Tech. Pap. Ser. – 1979. – N 790493. – P. 1-10.
85. Dohoy Jung, Dennis N. Assanis. Multi-zone DI Diesel Spray Combustion Model for Cycle Simulation Studies of Engine Performance and Emissions // SAE Tech. Pap. Ser. – 2001. – N 2001-01-1246. – P. 1-23.
86. Experiments and Modeling on Spray Distributions in the Combustion Chamber of a Direct Injection Diesel Engine / Takuo Yoshizaki [et al.] // SAE Tech. Pap. Ser. – 1996. – N 961820. – P. 1-15.
87. Three-Dimensional Spray Distributions in a Direct Injection Diesel Engine / Takuo Yoshizaki [et al.] // SAE Tech. Pap. Ser. – 1994. – N 941693. – P. 45-56.
88. Rakopoulos C.D., Hountalas D.T. Development and validation of a 3-D Multi-Zone Combustion Model for the Prediction of DI Diesel Engines Performance and Pollutants Emissions // SAE Tech. Pap. Ser. – 1998. – N 981021. – P. 1-17.
89. Hiroyasu H., Arai M. Fuel Spray Penetration and Spray Angle of Diesel Engines // Trans. of JSAE. – 180. – Vol. 21. – P. 5-11.
90. Reitz R.D., Bracco F.B. On the Dependence of Spray Angle and Other Spray Parameters on Nozzle Design and Operating Conditions // SAE Tech. Pap. Ser. – 1979. – N 790494. – P. 1-18.

91. Hiroyasu H., Arai M., Tabata M. Empirical Equations for the Sauter Mean Diameter of a Diesel Spray // SAE Tech. Pap. Ser. – 1989. – N 890464. – P. 1-21.

92. Borman G.L., Johnson J.H. Unsteady Vaporization Histories and Trajectories of Fuel Drops injected into Swirling Air // SAE Tech. Pap. Ser. – 1962. – N 598C. – P. 1-21.

93. Williams T.J. Parameters for correlation of penetration results for diesel fuel sprays // Proc. Inst. Mech. Engrs. – 1973. – N 187. – P. 771-774.

94. Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals. – New York.: McGraw-Hill, 1988. – 660 p.

95. Толстов А.И. Индикаторный период запаздывания воспламенения и динамика цикла быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия // Исследование рабочего процесса и подачи топлива в быстроходных дизелях: Труды НИЛД. – М., 1955. – С. 5-55.

96. Kouremenos D.A., Rakopoulos C.D., Hountalas D.T. Multi-zone combustion modeling for the prediction of pollutants emissions and performance of DI diesel engines // SAE Tech. Pap. Ser. – 1977. – N 970635. – P. 1-19.

97. Kuleshov A.S. Model for predicting air-fuel mixing, combustion and emissions in DI diesel engines over whole operating range // SAE Tech. Pap. Ser. – 2005. – N 2005-01-2119. – P. 1-16.

98. Kuleshov A.S. Use of Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Simulation and Optimization of Performance and Emissions of Engines with Multiple Injection // SAE Tech. Pap. Ser. – 2006. – N 2006-01-1385. – P. 1-17.

99. Kuleshov A.S. Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model and its application for Matching the Injector Design with Piston Bowl Shape // SAE Tech. Pap. Ser. – 2007. – N 2007-01-1908. – P. 1-17.

100. Кулешов А.С. Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле. 1. Расчет распределения топлива в струе // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 2007. – Специальный выпуск Двигатели внутреннего сгорания. – С. 18-31.

101. Кулешов А.С. Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле. 2. Расчет скорости тепловыделения при многократном впрыске // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 2007. – Специальный выпуск Двигатели внут-реннего сгорания. – С. 32-45.

102. Kuleshov A.S. Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Thermodynamic Simulation of Engine with PCCI and High EGR Level // SAE Tech. Pap. Ser. – 2009. – N 2009-01-1956. – P. 1-21.

103. Kuleshov A., Mahkamov K. Multi-zone diesel fuel spray combustion model for the simulation of a diesel engine running on biofuel // Proc. Mechanical Engineers. Journal of Power and Energy. – 2008. –Vol. 222, Part A. – P. 309-321.

104. Кукушкин В.Л., Романов С.А., Свиридов Ю.Б. Измерительный голографический комплекс и методика исследования дизельного факела // Двигателестроение. – 1983. – № 9. – С. 24-26.

105. Кукушкин В.Л., Романов С.А., Свиридов Ю.Б. Экспериментальное исследование с помощью голографии структуры нестационарной струи распыленного дизельного топлива // Двигателестроение.– 1989.– № 2.– С. 3-7.

106. Рентгеноимпульсный метод изучения внутренней структуры топливного факела / В.К. Баев [и др.] // Прикл. математика и теорет. физика. –1980. –№ 1. – С. 106-111.

107. Топливные системы и экономичность дизелей / И.В. Астахов [и др.] – М., 1990. – 288 с.

108. Kamimoto T., Kobayashi H., Matsuoka S. A Big Size Rapid Compression Machine for Fundamental Studies of Diesel Combustion // SAE Tech. Pap. Ser. – 1981. – N 811004. – P. 1-9.

109. Bracco F.V. Modeling of Engine Sprays // SAE Tech. Pap. Ser. – 1985. – N 850394. – P. 1-19.

110. Kuo T., Bracco F.V. Computations of Drop Sizes in Pulsating Sprays and of Liquid-Core Length in Vaporizing Sprays // SAE Tech. Pap. Ser. – 1982. – N 820133. – P. 1-19.

111. Калужин С.А., Романов С.А., Свиридов Ю.Б. Экспериментальное исследование скоростей движения жидкой и газообразной фаз в дизельном топливном факеле // Двигателестроение. – 1980. – № 7. – С. 5-8.

112. Lyn W.T. Study of Burning Rate and Nature of Combustion in Diesel Engines // Proceedings of Ninth International Symposium on Combustion. - Pitts-burgh, 1962. – P. 1069-1082.

113. Hiroyasu H. Diesel Engine Combustion and Its Modeling // International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines, (COMODIA-85). Токуо, 1985. – P. 53-75.

114. Трусов В.И., Рябикин Л.М. Исследование влияния характеристики впрыска на тонкость распыливания топлива форсунками закрытого типа // Автотракторные двигатели. Исследование рабочих процессов систем топливоподачи и газообмена. – М.: Машиностроение, 1968. – С. 58-79.

115. Лышевский А.С. Распыливание топлива в судовых дизелях. – Л.: Судостроение, 1971. – 248 с.

116. Kuo T.W., Bracco F.V. On the Scaling of Transient Laminar, Turbulent and Spray Jets // SAE Tech. Pap. Ser. – 1982. – N 820038. – P. 1-19.

117. Hiroyasu H., Kadota T., Arai M. Supplementary Comments: Fuel Spray Characterization in Diesel Engines // Combustion Modeling in Reciprocating Engines / Ed. By Mattavi J.N. and Amann C.A. - N.Y.: Plenum Press, 1980. – P. 369-408.

118. Девянин С.Н. Улучшение эксплуатационно-технических показателей быстроходного дизеля совершенствованием процесса впрыскивания и распыливания топлива: Автореф. дис. ...докт. техн. наук. – М., 2005. – 33 с.

119. Jose V. Pastor, Emilio Encabo, Satiago Ruiz. New Modeling Approach For Fast Online Calculations In Sprays // SAE Tech. Pap. Ser. – 2000. – N 2000-01-0287. – P. 1-9.



120. Simulation of Non-Evaporating Diesel Sprays and Verification with Experimental Data / M. Larmi [et al.] // SAE Tech. Pap. Ser. – 2002. – N 2002-01-0946. – P. 1-11.

121. Dan T. Turbulent structure and its formation mechanism of a diesel fuel spray: Ph.D. Thesis. – Kyoto: Doshisha University, 1996. – 124 p.

122. Хачиян А.С., Гальговский В.Р., Никитин С.Е. Доводка рабочего процесса автомобильных дизелей. – М.: Машиностроение, 1976. – 104 с.

123. Fuel Spray Motion in Side Injection Combustion System for Diesel Engines / H. Nakagawa [et al.] // International Symposium COMODIA 90. - Kyoto, 1990. – P. 281-286.

124. Свиридов Ю.Б., Малявский Л.В., Вихерт М.М. Топливо и топливоподача автотракторных дизелей. – Л., 1972. – 224 с.

125. Драгунов Г.Д., Егоров В.В. Некоторые особенности движения топлива по поверхности камеры сгорания // Изв. Вузов. Машиностроение. – 1977. – № 1. – С. 119-122.

126. Егоров В.В. Исследование особенностей испарения топлива и рабочего цикла при форсировании тракторного дизеля с камерой сгорания ЦНИ-ДИ: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Л., 1978. – 22 с.

127. Иванченко Н.Н., Семенов Б.Н., Соколов В.С. Рабочий процесс дизелей с камерой в поршне. – Л.: Машиностроение, 1972. – 228 с.

128. Новоселов В.Д. Исследование рабочего процесса четырехтактных дизелей на базе двигателей типа ЧН 26/26 со средним эффективным давлением превышающем 20 кгс/см<sup>2</sup>, при ограничении максимального давления сгорания: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Л., 1978. – 20 с.

129. Семенов Б.Н. Теоретические и экспериментальные основы применения в быстроходных дизелях топлива с различными физическими и химическими свойствами: Автореф. дис. ... докт. техн. наук. – Л., 1978. – 44 с.

130. Соколов С.С., Демидова Н.И., Сафонов В.К. Повышение надежности дизеля путем оптимизации камеры сгорания // Энергомашиностроение. – 1973. – № 2. – С. 12-14.

131. Семенов Б.Н., Павлов Е.П. Исследование и доводка объемно-пленочного смесеобразования в дизелях // Энергомашиностроение. – 1978. – № 1. – С. 7-10.

132. Balles E. Fuel-Air Mixing and Diesel Combustion in a rapid Compression Machine: Ph.D. Thesis. – Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 1987. – 190 p.

133. Гаврилов В.В. Методы повышения качества смесеобразования и сгорания в судовом дизеле на основе математического и физического моделирования локальных внутрицилиндровых процессов: Автореф. дис. ... докт. техн. наук. – СПб.: СПбГМТУ, 2004. – 43 с.

134. Life Cycle Inventory of Biodiesel and Petroleum Diesel for Use in an Urban Bus, Final Report NERL / SR-580-24089. – 1998. – 314 p.

135. Yuan W., Hansen A.C., Zhang Q. Vapor pressure and normal boiling point predictions for pure methyl esters and biodiesel fuels // Fuel. – 2005. – V.84, N7-8. – P. 943-950.

136. Yuan W., Hansen A.C., Zhang Q. Predicting the physical properties of biodiesel for combustion modeling // Trans. ASAE. – 2003. – V.46, N6. – P. 1487-1493.

137. Reid R.C., Prausnitz J.M., Poling B.E. The Properties of Gases and Liquids. 4th Edition. – New York: McGraw-Hill, 1987. – 540 p.

138. A Comprehensive Analysis of Biodiesel Impacts on Exhaust Emissions. Draft Technical Report EPA420-P-02-001 / United States Environmental Protection Agency, Denver, 2002. – 85 p.

139. Hiroyasu H., Kadota T. Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in Direct Injection Diesel Engines // SAE Tech. Pap. Ser. – 1976. – N 760129. – P. 1-14.

140. Kadota T., Hiroyasu H., Ohya H. Ignition Delay of a Fuel Droplet in High Pressure Gaseous Environments // Trans. JSME. – 1975. – Vol. 41, N 348. – P. 3475–2485.

141. Bakenhus M., Reitz R.D. Two-Color Combustion Visualization of Single and Split Injections in a Single-Cylinder Heavy-Duty D.I. Diesel Engine Using an Endoscope-Based Imaging System // SAE Tech. Pap. Ser. – 1999. – N 1999-01-1112. – P. 1-18.

142. Hochdruckeinspritzung und Abgasrezirkulation im kleinen, schnelllaufenden Dieselmotor mit direkter Einspritzung / W. Schneider [und and.] // MTZ. – 1993. – N 11. – S. 588-599.

143. Soon-Ik Kwon, Masataka Arai, Hiroyuki Hiroyasu Ignition Delay of a Diesel Spray Injected Into a Residual Gas Mixture // SAE Tech. Pap. Ser. – 1991. – N 911841. – P. 1-9.

144. Wartsila. Technology review: [Электронный ресурс]. URL: [http://www.wartsila.com/Wartsila/global/docs/en/ship\\_power/media\\_publications/brochures/product/engines/w46\\_tr.pdf](http://www.wartsila.com/Wartsila/global/docs/en/ship_power/media_publications/brochures/product/engines/w46_tr.pdf) (дата обращения 12.09.2008).

145. Approaches to solve problems of the premixed lean diesel combustion / H. Akagawa [et al.] // SAE Tech. Pap. Ser. – 1999. – N 1999-01-0183. – P. 1-13.

146. The Effect of Mixture Formation on Premixed Lean Diesel Combustion Engine / A. Harada [et al.] // SAE Tech. Pap. Ser. – 1998. – N 980533. – P. 1-10.

147. Yoshiaki Nishijima, Yasuo Asaumi, Yuzo Aoyagi. Premixed lean diesel combustion (PREDIC) using impingement spray system // SAE Tech. Pap. Ser. – 2001. – N 2001-01-1892. – P. 1–9.

148. An Experimental and modeling study of iso-octane ignition delay times under homogeneous charge compression ignition conditions / X. He [et al.] // Combustion and Flame. –2005. – N142. – P. 266-275.

149. Перепелин А.П., Алексеев В.Н. Расчет процесса впрыскивания топлива при наличии кавитации в трубопроводе высокого давления // Двигателестроение. – 1987. – №7. – С. 21-24.

150. Перепелин А.П., Исаев А.И. Расчет процесса в трубопроводе // Топливная аппаратура дизелей: Межвуз. сб. (Ярославль). – 1974. – №2. – С. 10-16.

151. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с.

152. Грехов Л.В. Научные основы разработки систем топливоподачи в цилиндры двигателей внутреннего сгорания: Дис. ... докт. техн. наук. – М.: МГТУ, 1999. – 390 с.

153. Neely G.D., Shizuo Sasaki, Leet J.A. Experimental Investigation of PCCI-DI Combustion on emissions in a Light-Duty Diesel Engine // SAE Tech. Pap. Ser. – 2004. – N 2004-01-0121. – P. 1-11.

154. Aeberli K. Marketing the Sulzer RT-flex50 // Marine news. – 2004. – N 2. – P. 16-18.

155. Livengood J.C., Wu P.C. Correlation of Autoignition Phenomena in Internal Combustion Engines and Rapid Compression Machines // 5th International Symposium on Combustion. – Pittsburgh (Pennsylvania), 1955. – P. 347-356.

156. Алексеев В.П., Вырубов Д.Н. Физические основы процессов в камерах сгорания поршневых ДВС: Учебное пособие по курсу Теория рабочих процессов комбинированных ДВС. – М.: МВТУ, 1977. – 84 с.

157. Вырубов Д.Н. О методе расчета испарения топлива // Двигатели внутреннего сгорания. – М.: Машгиз, 1954 – С. 20-34.

158. Jean Arregle, Jose V. Pastor, Satiago Ruiz The Influence of Injection Parameters on Diesel Spray Characteristics // SAE Tech. Pap. Ser. – 1999. – N 1999-01-0200. – P. 1-8.

Приложение 1

Свойства дизельного топлива и чистых биотоплив: рапсового метилэфира (RME), соевого метилэфира (SME), жирового метилэфира (TME).

| Свойство   | Diesel   | RME     | SME     | TME     |      |
|--|----------|---------|---------|---------|------|
| Хим. состав топлива  | <b>С</b> | 0,87    | 0,77    | 0,7731  | 0,78 |
|  | <b>Н</b> | 0,126   | 0,121   | 0,1188  | 0,13 |
|  | <b>О</b> | 0,004   | 0,109   | 0,1081  | 0,09 |
| Содержание серы, %   | 0        | 0,0015  | 0,005   | 0,005   |      |
| Низшая теплота сгорания, МДж/кг                                  | 42,5     | 39,45   | 36,22   | 38,02   |      |
| Цетановое число  | 48       | 54,4    | 51,3    | 52,3    |      |
| Плотность при 323 К, кг/м <sup>3</sup>                           | 830      | 874     | 885     | 876     |      |
| Коэфф. поверхностного натяжения при 323 К, Н/м                   | 0,028    | 0,0315  | 0,0433  | 0,037   |      |
| Динамическая вязкость at 323 К, Па·с                             | 0,003    | 0,00692 | 0,00463 | 0,00474 |      |
| Молекулярный вес, кг/кмоль                                       | 190      | 296     | 292,2   | -       |      |
| Давление насыщенных паров при низкой температуре (T1), бар       | 0,0477   | 0,01    | 0,01    | 0,01    |      |
| Температура T1, К  | 480      | 481     | 465     | 456     |      |
| Давление насыщенных паров $p_s$ при критической температуре, бар | 1,616    | 18,773  | 15,760  | 17,674  |      |
| Критическая температура, К                                       | 710      | 802     | 786     | 771     |      |
| Коэффициент A  | 5220     | 9029    | 8372    | 8373    |      |
| Коэффициент B  | 7,832    | 14,19   | 13,41   | 13,73   |      |

Давление насыщенных паров рассчитывается по формуле:

$\ln(p_s) = B - A / T$ , где: коэффициенты A и B приведены в таблицах.

Свойства биотоплив и их смесей с дизельным топливом

| Свойство   | Diesel   | SME     | SME     | SME     | SME     |        |
|--|----------|---------|---------|---------|---------|--------|
|  | B0       | B20     | B40     | B60     | B80     |        |
| Хим. состав топлива  | <b>С</b> | 0,87    | 0,8496  | 0,8297  | 0,8104  | 0,7915 |
|  | <b>Н</b> | 0,126   | 0,1245  | 0,1230  | 0,1216  | 0,1202 |
|  | <b>О</b> | 0,004   | 0,0259  | 0,0473  | 0,0680  | 0,0883 |
| Содержание серы, %   | 0        | 0,00105 | 0,00208 | 0,00308 | 0,00405 |        |
| Низшая теплота сгорания, МДж/кг                              | 42,5     | 41,18   | 39,89   | 38,64   | 37,41   |        |
| Цетановое число  | 48       | 48,69   | 49,37   | 50,03   | 50,67   |        |
| Плотность при 323 К, кг/м <sup>3</sup>                       | 830      | 841     | 852     | 863     | 874     |        |
| Коэфф. поверхностного натяжения при 323 К, Н/м               | 0,028    | 0,03122 | 0,0344  | 0,03741 | 0,0404  |        |
| Динамическая вязкость при 323 К, Па·с                        | 0,003    | 0,00334 | 0,00368 | 0,004   | 0,00432 |        |
| Молекулярный вес, кг/кмоль                                   | 190      | 211,5   | 232,5   | 252,9   | 272,8   |        |
| Давление насыщенных паров при температуре T=480 К, бар       | 0,0477   | 0,0433  | 0,03822 | 0,03241 | 0,02567 |        |
| Давление насыщ. паров $p_s$ при критической температуре, бар | 1,616    | 2,408   | 3,609   | 5,549   | 8,956   |        |
| Критическая температура, К                                   | 710      | 721,2   | 734     | 748,7   | 765,9   |        |
| Коэффициент A  | 5220     | 5768    | 6308    | 6877    | 7529    |        |
| Коэффициент B  | 7,832    | 8,876   | 9,877   | 10,90   | 12,02   |        |

Свойства рассчитаны по опубликованным данным [103, 134-138].



**РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ**  
**РОССИЙСКОЕ АГЕНТСТВО ПО ПАТЕНТАМ**  
**И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ**  
**(РОСПАТЕНТ)**

**СВИДЕТЕЛЬСТВО**

**Об официальной регистрации программы для ЭВМ**

**№ 2004610779**

На основании Закона Российской Федерации “О правовой охране программ для электронных вычислительных машин и баз данных”, введенного в действие 20 октября 1992 года, Российским агентством по патентам и товарным знакам выдано настоящее свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ

**DIESEL-RK**

Правообладатель(ли):

*Кулешов Андрей Сергеевич (RU)*

Автор(ы):

*Кулешов Андрей Сергеевич,  
Фадеев Юрий Михайлович (RU)*

Страна: Российская Федерация

по заявке № 2004610204, дата поступления: 3 февраля 2004 г.

Зарегистрировано в  
Реестре программ для ЭВМ

г. Москва, 29 марта 2004 г.



Генеральный директор

*А.Д. Коровин*



**ISTITUTO MOTORI**

*Consiglio Nazionale delle Ricerche*

|                   |                   |
|-------------------|-------------------|
| IM - CNR - IM     |                   |
| Tit: IV.5         | CI: COLLABORAF:   |
| <b>N. 0001611</b> | <b>07/11/2008</b> |



DEED

About the usage of the DIESEL-RK code for engine simulation

This deed confirms that Dr. Andrey Kuleshov provided the DIESEL-RK engine simulation code to the **Istituto Motori – CNR** in November 2004. This computational code is installed on a local computer in the Fluid Dynamics and Combustion Department of Istituto Motori and it is frequently used to simulate the in-cylinder thermodynamic processes of Diesel engines. The DIESEL-RK code is a very useful tool to simulate engine spray combustion and to interpret the experimental results obtained on engine test bed.

The Istituto Motori is a government public Institution belonging to **the National Research Council of Italy**. The main research activity consists of: application of advanced optical diagnostics of in-cylinder fluid dynamics and combustion processes for both diesel and gasoline engines using conventional and innovative fuels; design and development of innovative combustion systems as well as appropriate electronic control strategies for the optimization of the performance and emissions of ICE; numerical simulation of in-cylinder processes by zero dimensional ad 3-D codes.

Dr. Eng. Felice E. Corcione, SAE Fellow  
Research Manager



Dr. Eng. Paola Belardini  
Managing Director

CONSIGLIO NAZIONALE DELLE RICERCHE  
ISTITUTO MOTORI  
IL DIRETTORE

*Dot. Ing Paola Belardini*



"Утверждаю"  
Технический директор  
ОАО Коломенский завод  
  
В.А.Шелемetyев  
"13" сентября 2008  


АКТ

внедрения программного комплекса ДИЗЕЛЬ-4т

Настоящим актом свидетельствуется, что в 2003 году доцентом каф. Поршневые двигатели МГТУ им. Н.Э.Баумана А.С.Кулешовым был поставлен на Коломенский завод программный комплекс ДИЗЕЛЬ-4т, предназначенный для расчета и оптимизации рабочих процессов дизелей, а также оптимизации топливной аппаратуры в составе дизеля. Программный комплекс принят в комплекте с 2 томами документации. В течение мая – июня 2003 г. А.С.Кулешовым проведено обучение специалистов УГКМ ОАО «Коломенский завод» работе с программой.

Программный комплекс использовался для проведения расчетов с целью поиска путей совершенствования дизелей производства Коломенского завода.

Главный конструктор



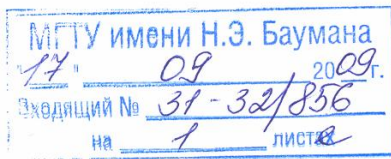
В.А. Рыжов



**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

65029, м. Одеса, вул. Мечникова, 34, тел.: (048) 732-17-35, факс: (048) 732-16-21, e-mail: office@osmu.odessa.ua

02.09.2009 № 1104-к  
на № \_\_\_\_\_



*С.В. Корнишук*  
*Н.А. Швацько*  
*[Signature]*  
17.09.09

Ректору МГТУ им. Н.Э.Баумана  
д.т.н., профессору И.Б.Федорову  
-----  
105005, г.Москва,  
ул.2-я Бауманская, д.5,  
МГТУ им. Н.Э.Баумана

Уважаемый Игорь Борисович,

Благодарим Вас за предоставленную возможность использования в режиме удаленного доступа программного комплекса «Дизель-РК» в учебном процессе Одесского национального морского университета.

Комплекс «Дизель-РК» был протестирован специалистами нашего университета и, по их мнению, он является лучшим отечественным программным средством для моделирования рабочего процесса поршневых двигателей внутреннего сгорания. Руководителю разработки Кулешову А.С. и его коллективу удалось создать замечательную по своим возможностям математическую модель, наилучшим образом подходящую для научных исследований и в учебном процессе.

Программный комплекс «Дизель-РК» используется нами в научной работе и учебном процессе судомеханического факультета при чтении дисциплин «Судовые двигатели внутреннего сгорания», «Мониторинг судовых дизелей» и «Системы диагностирования судовых дизелей».

В свою очередь, мы будем максимально способствовать популяризации комплекса «Дизель-РК» среди родственных технических вузов Украины.

Ректор ОНМУ,  
д.э.н., профессор

Морозова И.В.



Приложение 3

"Утверждаю"

Первый проректор –  
проректор по научной работе

МГТУ им. Н.Э. Баумана

К.Е. Демихов

10 октября 2008



АКТ

внедрения программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК

Настоящим актом свидетельствуется, что программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК, разработанный под руководством доцента каф. Поршневые двигатели МГТУ им. Н.Э.Баумана А.С.Кулешова, установлен на сервере в вычислительном центре факультета "Энергомашиностроение". С 2004 года означенный программный комплекс используется для обеспечения учебного процесса по целому ряду дисциплин преподаваемых на кафедре Поршневые двигатели. Программа работает в режиме удаленного доступа через Интернет и используется для курсового и дипломного проектирования, а также для выполнения других исследовательских работ не только студентами и аспирантами МГТУ им. Н.Э.Баумана, но и студентами других университетов, о чем свидетельствуют протоколы загрузки сервера и обращения преподавателей других Вузов с просьбами подключиться к сервису.

Руководитель НУК "Энергомашиностроение"

И.Г.Суровцев