

05.04.02

М151

На правах рукописи



Макаревич Петр Станиславович

**ПОВЫШЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ  
ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ СНИЖЕНИЕМ  
СКОРОСТИ РАБОЧЕГО ТЕЛА В ПРОХОДНЫХ  
СЕЧЕНИЯХ КЛАПАНОВ**

Специальность 05.04.02 – «Тепловые двигатели»

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Диссертация выполнена на кафедре автомобильного транспорта  
Южно-Уральского государственного университета

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор  
Рождественский Юрий Владимирович

Официальные  
оппоненты: – доктор технических наук, профессор  
Васильев Александр Викторович,  
– кандидат технических наук, доцент,  
в.н.с. НП СЦ АТТ  
Малозёмов Андрей Адиевич

Ведущее предприятие – ООО ГСКБ «Трансдизель»  
г. Челябинск

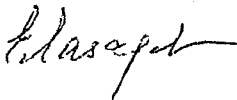
Защита состоится « 14 » « февраля » 2007г. в 14 часов на заседании диссертационного  
совета Д 212.289.09 при Южно-Уральском государственном университете по адресу: 454080,  
г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, зал диссертационного совета (10 этаж, главный  
корпус)

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного  
университета

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим направлять по  
адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76 на имя ученого секретаря  
диссертационного совета

Автореферат разослан 10 января 2007г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета  
доктор технических наук, профессор



Е.А. Лазарев

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ



**Актуальность темы.** Сегодня энергетика автотракторного парка базируется на поршневых двигателях внутреннего сгорания (ДВС). Неизменно важными остаются задачи повышения их мощностных, экономических, экологических показателей и долговечности. Решение этих задач связано с совершенствованием системы газораспределения, одной из самых нагруженных в ДВС, на долю которой приходится значительная доля отказов двигателя.

Наибольшее распространение в ДВС получили клапанные системы газораспределительных механизмов (ГРМ). В подавляющем большинстве современных ДВС применяют механические приводы впускных и выпускных клапанов, вследствие чего процессами газообмена в цилиндрах управляют кулачки распределительных валов. Разработка эффективной и долговечной системы ГРМ ДВС невозможна без установления взаимосвязи её характеристик с размерами цилиндрико-поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма, с процессами в цилиндрах, газо-воздушных трактах и условиями эксплуатации.

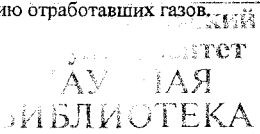
Газообмену посвящены труды Р.С. Березина, В.М. Бунова, М.М. Вихерта, В.Р. Гальговского, Ю.А. Гришина, Б.Х. Драганова, Б.П. Рудого, В.Г. Дьяченко, Ю.Н. Исакова, А.С. Орлина, А.А. Меднова, О.Г. Красовского, М.Г. Круглова, Д.А. Муншгукова и др. Над решением задачи долговечности ГРМ работали Ю.Е. Абраменко, И.Б. Гурвич, В.С. Бениович, А.В. Васильев, Е.А. Григорьев, М.А. Григорьев, Р.П. Доброгаев, Я.И. Драбкин, А.Е. Кобринский, Л.В. Корчемный, Н.И. Левитский, В.И. Мороз, А.И. Петрусевич, К. Akiba, G. Deschler, D. Dowson, W.M. Dudley, A. Dyson, W. Furlman, J. Holland, и др.

Несмотря на наличие значительного количества исследовательских работ, посвященных газообмену в рабочем объёме цилиндра ДВС и долговечности ГРМ, и их несомненную значимость, они не удовлетворяют в полной мере запросам практики, так как не позволяют, в условиях все более жестких требований к технико-экономическим и экологическим показателям, обеспечить (вместе с другими мероприятиями) соответствие двигателей требованиям ТУ, перспективным нормам токсичности отработавших газов и требуемому долговечности работы ГРМ в эксплуатации. Выбор закона движения клапана (толкателя) наименее строго обоснован. Попытки получить этот закон решением различных задач оптимизации не дали желаемого результата.

Анализ традиционных методик профилирования кулачков показал:

- для расчета задаются только законами хода толкателя или хода клапана;
- не учитываются влияния: конструкции, материалов и условий смазки контакта пары «кулачок–толкатель», изменения сил клапанных пружин от колебания витков, газовых нагрузок на тарелки выпускного и впускного клапанов, превышение номинальной частоты вращения коленчатого вала в эксплуатации, а также параметры механизма газораспределения;
- не известны законы изменения ускорения на характерных участках профиля кулачка;
- профили кулачков распределвала рассчитывают без привязки к параметрам конкретного двигателя.

Для экономичной работы ДВС сопротивление переменных проходных сечений клапанных щелей по углу поворота коленчатого вала (пкв) прохождению рабочего тела должно быть минимальным. Наиболее эффективно это условие может выполняться только при наименьших скоростях рабочего тела в проходных сечениях клапанных щелей. Скорость  $u_k$  за один град. поворота распределвала (мм/град прв), принято называть аналогом скорости. Дополнительные проходные сечения клапанных щелей (при перекрытии клапанов) ограничивают рост величины скорости  $u_k$  рабочего тела в проходных сечениях клапанных щелей на выпуске и впуске и обеспечивают внутреннюю рециркуляцию отработавших газов.



При увеличении перекрытия клапанов (за счёт фаз газораспределения) внутренняя рециркуляция может заменить внешнюю и повторное открытие выпускного клапана на такте впуска. Кроме того, требуется меньше отработавших газов при подводе их в цилиндр под давлением через впускной клапан на такте выпуска. При этом удельный расход топлива можно уменьшить на 4...6%, а эмиссию  $\text{NO}_x$  на 25...40% без применения дополнительных реагентов и оборудования. Проведенный анализ развития двигателей показывает, что фирмы «Скания» и «Ман» на своих новых двигателях значительно расширили угловой путь перекрытия клапанов.

В то же время, применение традиционных методик расчетов ГРМ не гарантирует получение от реальных ДВС перспективных технико-экономических и экологических показателей и долговечной работы двигателей в эксплуатации и требует проведения сложных, трудоемких и длительных доводочных работ.

#### **Цель работы**

Повышение технического уровня четырёхтактных дизелей снижением скорости рабочего тела в проходных сечениях клапанов.

**Объектом исследования** являются четырёхтактные ДВС.

**Предметом исследования** являются процессы принудительной очистки цилиндра от рабочего тела и наполнение цилиндра рабочим телом, влияние на них конструктивных параметров цилиндро-поршневой группы, кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов, законов движения клапанов и режимов эксплуатации дизеля.

#### **Научная новизна работы:**

1. Разработана математическая модель газообмена в цилиндре четырёхтактного двигателя, связывающая процессы очистки и наполнения цилиндра, и на её основе выведены уравнения баланса рабочего тела (по массе) для любого режима работы двигателя, что позволяет выбирать фазы газораспределения на режиме прокрутки двигателя при номинальной частоте вращения коленчатого вала.
2. Разработан и реализован алгоритм решения задачи газообмена в рабочем объёме цилиндра четырёхтактного дизеля, учитывающий геометрические размеры цилиндро-поршневой группы, размеры и характеристики кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов и заданные максимальные величины аналогов скорости рабочего тела по углу прв (пкв) в проходных сечениях клапанных щелей.
3. Предложены и проверены критерии качества проектирования и долговечной работы газораспределительного механизма, позволяющие на стадии проектирования (модернизации) четырёхтактного двигателя конструировать приводы клапанов газораспределительного механизма, обеспечивающие без значительных доводочных работ улучшенные технико-экономические и экологические показатели.

#### **Объективность и достоверность полученных результатов**

Объективность и достоверность полученных результатов подтверждается: использованием фундаментальных уравнений механики, гидродинамики; обоснованностью допущений, принятых при разработке расчетных методик; строгостью применяемого в работе математического аппарата; сопоставлением расчетных данных с экспериментальными результатами; изучением быстро протекающих процессов современными средствами измерений и испытательным оборудованием; сопоставлением теоретических результатов с экспериментальными и расчетными результатами других исследователей; повторяемостью полученных результатов стендовых испытаний двигателя; результатами независимой экспертизы, проводимой при сертификации двигателей и автомобилей на Автополигоне научно-исследовательского центра по испытаниям и доводке автотехники (НИЦИАМТ).

#### **Практическая значимость**

Разработана комплексная инженерная методика проектирования ГРМ, включающая:

методику формирования для заданного рабочего объема цилиндра двигателя необходимых проходных сечений клапанных щелей и величин подъемов клапанов (толкателей) для каждого угла прв, обеспечивающих эффективный газообмен в цилиндре двигателя;

методику определения необходимых максимальных величин участков сбегая для кулачков законов движения клапанов (толкателей) с учётом действующих сил и характеристик их приводов;

методику формирования расчетных величин подъемов клапанов (толкателей) для каждого угла прв, обеспечивающих неизменность в процессе работы необходимых величин подъемов клапанов (толкателей);

методику определения параметров непрерывной результирующей кривой ускорений (из пяти участков) для половины зависимости расчетных подъемов клапанов (толкателей) по углу прв с целью придания приводам клапанов и профилям кулачков надежной работы на всех режимах эксплуатации двигателя;

методику расчета расположения осей кулачков относительно верхней мертвой точки (ВМТ), обеспечивающих согласование подъемов клапанов с ходом поршня и заданные максимальные величины аналогов скорости в проходных сечениях клапанных щелей;

методику расчета зависимостей фаз газораспределения от величины аналогов скорости рабочего тела (выбор величин углов фаз газораспределения);

методику определения величины сил в ГРМ от колебания витков клапанных пружин;

методику определения величины и продолжительности действия газовой силы на тарелки выпускного и впускного клапанов при различных условиях работы двигателя, в том числе в режиме работы моторного тормоза;

методику профилирования кулачков распредвала, обеспечивающую долговечность работы привода газораспределительного механизма;

методику исследования механизмов вращения клапанов.

### **Реализация результатов работы**

1. По предложенной методике рассчитаны законы движения клапанов ДВС с учетом заданных максимальных величин аналогов скорости рабочего тела в проходных сечениях клапанных щелей и проверены в эксплуатации на двигателях КамАЗ 740.11-240, КамАЗ 740.13-260, КамАЗ 740.30-260.

2. Комплексные сравнительные испытания дизелей КамАЗ (два клапана в цилиндре), укомплектованных опытными распредвалами: Э7404-1006015 (740.21-1006015) и Э7405-1006015, спроектированными по предложенной методике, и серийными распредвалами (740-1006015-01, 740-1006015-04), спроектированными по традиционной методике, показали, что дизели с опытными распредвалами имеют лучшие показатели, а именно:

уменьшается удельный эффективный расход топлива  $G_e$  на 3...11 г/кВт·ч;

уменьшается дымность  $K_x$  на 5...25% по Хартриджу;

увеличивается расход воздуха  $G_b$  через цилиндр на 2...5%;

уменьшается температура газов  $T_g$  перед турбиной на 10...40 °С;

уменьшается токсичность: CO на 2 г/кВт·ч, CH на 1,5 г/кВт·ч, NO<sub>x</sub> на 0,28...1,26 г/кВт·ч;

снижается уровень шума ГРМ на 2 дБ при 1200 мин<sup>-1</sup> и на 4 дБ при 3000 мин<sup>-1</sup>;

обеспечиваются (вместе с другими мероприятиями) требования ТУ на двигатель и перспективные нормы токсичности выпускных газов: Евро2 и Евро3;

наилучшие показатели имеет двигатель с распредвалом Э7405-1006015;

сумма максимальных величин аналогов скорости ( $\Sigma v_{max}$ ) в проходных сечениях клапанов у двигателей КамАЗ с опытными распредвалами меньше, чем у двигателей с серийными - на 16,6...24,9 мм/град.прв.

3. Комплексная инженерная методика формирования расчетных законов движения клапанов (толкателей) с выбором фаз газораспределения экспериментально

подтверждена и реализована в конструкциях двигателей КамАЗ. Распредвал 740.21-1006015 изготавливается на заводе «Серп и молот» (г.Саратов) и устанавливается на все двигатели ОАО «КамАЗ», что позволило обеспечить в эксплуатации наработку каждому двигателю в объеме 600 000 км и соответствие двигателей нормам Евро2 и Евро3.

**Апробация работы.** Материалы диссертации докладывались и обсуждались на всесоюзных и международных конференциях: «Совершенствование конструкций тракторов, автомобилей и двигателей» (Челябинск, 1972г.); «Перспективы развития автомобилей и двигателей в Республике Татарстан» (Набережные Челны, 1999г.); «Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств» (Пенза, 2004г.); «Современные тенденции развития транспортного машиностроения и материалов» (Пенза, 2004г.); «Современные тенденции развития автомобилестроения в России» (Тольятти, 2004г.); «Силовым агрегатам КамАЗ—высокую надежность» (Набережные Челны, 2005г.); «Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения» (Челябинск, 2006г.).

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 18 печатных работ, в том числе получены два патента и три авторских свидетельства (внедрены: два патента и два авторских свидетельства).

**Структура и объем диссертации.** Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, выводов, содержит 132 страниц текста, 10 таблиц, 26 рисунков, список литературы из 95 наименований и 32 приложений, в том числе «Акты внедрения».

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** изложена актуальность темы диссертации, сформулированы цель и задачи исследования, его научная новизна и практическая ценность, конкретизированы объект и предмет исследования.

В **первой главе** выполнен обзор работ по газообмену в рабочем объеме цилиндра, профилированию кулачков привода клапанов механизма газораспределения и показаны на индикаторных диаграммах насосных ходов недостатки традиционного проектирования кулачков и распределавов.

Исследуя процесс газообмена в цилиндрах двигателя КамАЗ-740, В.Р. Гальговский установил: «при 100%  $N_e$  истечение газов  $G_n$  из цилиндра с критическими скоростями происходит в начальной фазе выпуска длительностью (28%...38%) от общей продолжительности выпуска. По мере уменьшения нагрузки продолжительность истечения с критическими скоростями уменьшается, снижается также общее количество газов, вытекающих из цилиндра за период свободного выпуска. Одновременно возрастает интенсивность истечения газов из цилиндра в конечной фазе выпуска, причем скорости истечения в этот период достигают критических значений при работе на холостом ходу и прокручивании двигателя, когда истечение газов в период предварения выпуска практически отсутствует».

За время открытия выпускного клапана до максимальной величины давление рабочего тела в цилиндре двигателя снижается практически до величины сопротивления системы выпуска и вновь начинает повышаться на стороне закрытия клапана, достигая максимальной величины в районе ВМТ. При этом на каждом режиме работы двигателя при закрытии клапана температура рабочего тела изменяется незначительно.

Отмечается, что обнаруженные закономерности истечения газа из цилиндра в процессе выпуска оказались близкими между собой и на других дизелях: Роллс-Ройс С6NFL-102, ЯМЗ 238, Даймлер Бенц ОМ 403.

Результаты индцирования фирмой AVL низких давлений в цилиндре дизеля КамАЗ-740ТС (на тактах выпуска и всасывания) также указывают на наличие зоны выталкивания газов из цилиндра двигателя с надкритическими скоростями на режимах прокрутки и холостого хода в конечной фазе выпуска.

Можно предположить, что надкритическая скорость истечения газов из цилиндра двигателя на режимах прокрутки и холостого хода в конечной фазе выпуска является недостатком конструкции двигателя, заложенным при его проектировании и ухудшающим его показатели на всех режимах работы.

Общепринято, что расход рабочего тела (отработавших газов) через площадь проходного сечения выпускного клапана всегда больше расхода рабочего тела (воздуха)  $G_{вп}$ , поступившего в цилиндр двигателя через площадь проходного сечения впускного клапана на величину израсходованного топлива  $G_T$ .

На работающем двигателе при частоте вращения коленчатого вала  $1000 \text{ мин}^{-1}$  величина весового отношения  $G_T/(G_{в} + G_T)$  находится в пределах  $0,6...5,1\%$ , а при  $2600 \text{ мин}^{-1}$  - в пределах  $1,1...4,0\%$ . Меньшие значения ( $0,6...1,1\%$ ) соответствуют работе двигателя без нагрузки, большие ( $4,0...5,1\%$ ) - работе с полной нагрузкой и  $2,5\%$  - при работе двигателя в режиме холостого хода.

Анализ результатов исследования процесса очистки цилиндров двигателя КамАЗ-7405 (рис.1) показывает, что количество вытекающих из цилиндра отработавших газов с надкритическими скоростями  $G_n$  в начальной фазе выпуска зависит только от нагрузки двигателя, имеет линейный характер и составляет  $27...38\%$  ( $G_{вп} + G_T$ ) при  $P_{е\max}$ .

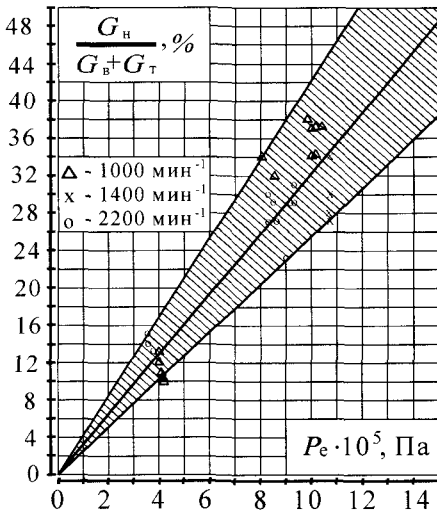


Рис. 1 Зависимость весового отношения количества отработавших газов, вытекающих из цилиндра с надкритическими скоростями ( $G_n$ ), к общему количеству отработавших газов ( $G_{в} + G_T$ ) в % от среднего эффективного давления  $P_e$

С уменьшением нагрузки снижается общее количество газов, вытекающих из цилиндра с надкритическими скоростями, и равно нулю при прокрутке двигателя ( $P_e = 0$ ).

На основании полученных данных можно написать в общем виде выражение баланса рабочего тела:

$$G_{вп} + G_T = G_n + G_{выт} \quad (1)$$

После подстановки в (1) значений  $G_T$  и  $G_n$  для различных режимов работы двигателя и несложных преобразований получены выражения для подсчета количества рабочего тела  $G_{выт}$  выталкиваемого поршнем из цилиндра на каждом режиме. Сравнивая их, можно сделать выводы:

- в дизеле максимальный расход рабочего тела (воздуха) через проходное сечение выпускного клапана на режиме прокрутки двигателя равен расходу рабочего тела, поступившего в цилиндр двигателя через проходное сечение впускного клапана;
- выбирать фазы газораспределения целесообразно на режиме прокрутки двигателя при номинальной частоте вращения коленчатого вала.

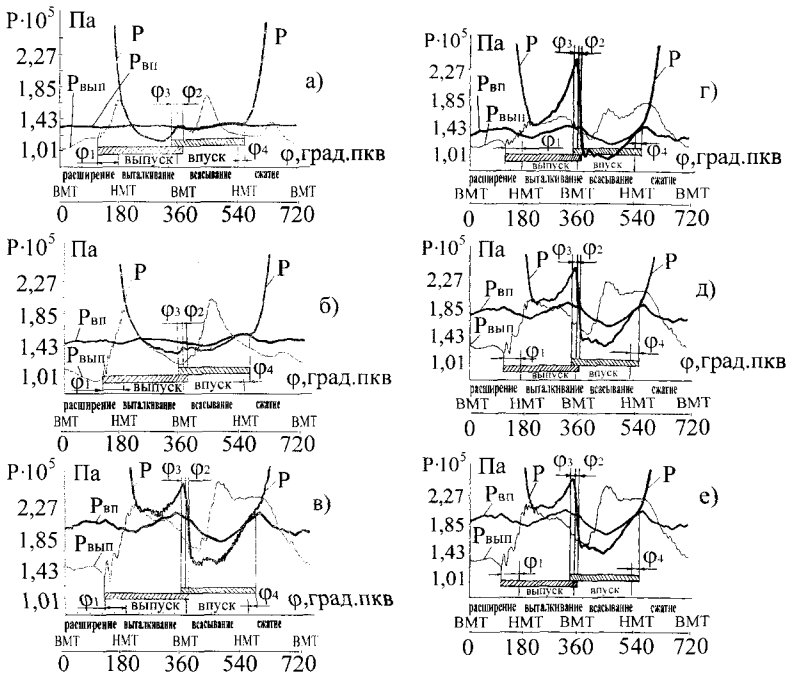


Рис.2 Диаграммы изменения давлений в цилиндре (Р), во впускном (Р<sub>вп</sub>) и выпускном (Р<sub>вып</sub>) коллекторах по углу поворота коленвала (φ) на тактах выпуска и впуска двигателей КамАЗ-7405 при:

- а)  $n=1000 \text{ мин}^{-1}$  и  $Re=10,03 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ;      г)  $n=2200 \text{ мин}^{-1}$  и  $Re=3,75 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ;  
 б)  $n=1400 \text{ мин}^{-1}$  и  $Re=10,09 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ;      д)  $n=2200 \text{ мин}^{-1}$  и  $Re=8,39 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ;  
 в)  $n=2200 \text{ мин}^{-1}$  и  $Re=9,46 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ;      е)  $n=2200 \text{ мин}^{-1}$  и  $Re=9,35 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ;  
 φ<sub>1</sub>, φ<sub>2</sub>, φ<sub>3</sub>, φ<sub>4</sub> – фазы газораспределения.

Анализ типичных индикаторных диаграмм низких давлений в цилиндре при разных  $Re$  и на различных частотах вращения коленчатого вала (рис.2) позволил сделать выводы:

при работе двигателя с любой нагрузкой при оборотах до  $1200 \text{ мин}^{-1}$  проходные сечения органов газораспределения обеспечивают своевременное по ходу поршня перетекание рабочего тела из цилиндра в выпускной коллектор и из впускного коллектора в цилиндр без затрат мощности;

при работе двигателя на частотах вращения коленвала  $1200 \dots 2200 \text{ мин}^{-1}$  с любой нагрузкой при перемещении поршня от НМТ до ВМТ в цилиндре накапливаются отработавшие газы, так как  $P_{\text{вып}} = \Delta P$  (требуется дополнительные затраты мощности на их выталкивание), при перемещении поршня от ВМТ до НМТ в цилиндре давление рабочего тела на поршень уменьшено, так как  $P_{\text{вп}} - P = \Delta P_{\text{вп}}$  (требуется дополнительные затраты мощности на их выравнивание). Узкое место в проходных сечениях клапанного газораспределения проявляется в районе ВМТ (перекрывание клапанов) на режиме холостого хода при номинальной частоте вращения коленвала и оценивается суммой перепадов давлений на выпуске  $\Delta P$  и на впуске  $\Delta P_{\text{вп}}$ , т.е.

$$\Sigma \Delta P = \Delta P + \Delta P_{\text{вп}}; \quad (2)$$



сочетание совместных действий скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя оказывают основное влияние на эффективность протекания газообмена рабочего тела в цилиндре в периоды принудительной очистки и наполнения. Наибольшее отрицательное влияние газообмена проявляется при работе двигателя на номинальном скоростном режиме без нагрузки.

Для улучшения процессов газообмена в цилиндрах и технико-экономических, экологических и эргономических показателей четырёхтактных ДВС необходимо снижать максимальную величину скорости рабочего тела в проходных сечениях клапанов, а при проектировании (модернизации) двигателей расчетами профилей кулачков распределвала и фаз газораспределения гарантировать «необходимые» проходные сечения клапанных щелей для заданных максимальных величин скорости.

В соответствии с проведенным анализом состояния вопроса и поставленной целью сформулированы следующие задачи исследования:

- 1) решить задачу расчета газообмена в цилиндре четырёхтактного двигателя;
- 2) разработать методику расчёта кулачков распределвала для заданной размерности проектируемого (модернизируемого) четырёхтактного ДВС, с учётом фаз газораспределения;
- 3) сформулировать критерии качества проектирования и долговечности работы ГРМ;
- 4) экспериментально проверить теоретические положения.

Во второй главе рассматривается совместная работа цилиндро-поршневой группы, кривошипно-шатунного механизма и механизма газораспределения в процессе последовательного формирования аналогов скорости рабочего тела в проходных сечениях клапанов в периоды принудительного выпуска и наполнения на угловом пути коленвала от 180 град. пкв до 540 град. пкв. При этом приняты допущения: не сжимаемость потока рабочего тела; постоянство заполнения объемов цилиндра и равномерность заполнения периметров клапанных щелей; неразрывность потока рабочего тела в проходных сечениях клапанных щелей и цилиндре при коэффициенте истечения  $\mu = 1$ ; каждый цикл не зависит от предшествующих, т.е. все циклы совершаются в одинаковых условиях.

Характерные участки профиля кулачка показаны на рис.3.

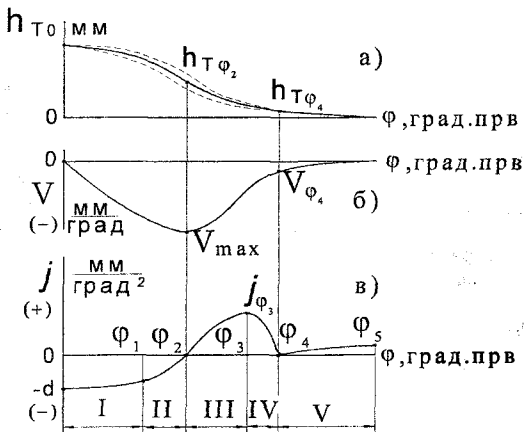


Рис.3 Кинематика толкателя на характерных участках профиля кулачка:

Максимальная скорость подъема толкателя определялась с учетом результирующей

кривой его ускорения.

$$\left(\frac{dh_T}{d\varphi}\right)_{\max} = \int_0^{\varphi_2} f''(\varphi)d\varphi = \int_0^{\varphi_2} f''(\varphi)d\varphi + \int_{\varphi_2}^{\varphi_4} f''(\varphi)d\varphi + \int_{\varphi_4}^{\varphi_5} f''(\varphi)d\varphi =$$

$$= \frac{1}{57,3} * \left[ R_T^2 \left[ \frac{0,592 \left\{ M9[n]^2 \frac{d^2 h_T}{d\varphi^2} IK_1 \pm Pa \pm Pz \right\} I_{E_K E_T}}{[\sigma]^2 \left( h_{T \max} - h_{T \min} \right) * (E_K + E_T)} \right] + \varepsilon \right] \quad (3)$$

где:  $R_T$ —радиус плоской тарелки толкателя;  $M$ —приведенная к клапану масса механизма;  $[n]=(1,2-1,4)n_{ном}$ —допустимая частота вращения коленчатого вала (назначается исходя из конкретных условий работы двигателя);  $\frac{d^2 h_T}{d\varphi^2}$ — отрицательное ускорение толкателя на вершине кулачка;  $h_{T \max}$ ,  $h_{T \min}$ — подъемы толкателя: соответственно на вершине кулачка и в точке перемены знака ускорения;  $I$ —передаточное отношение коромысла клапана;  $K_1$ —коэффициент запаса, равный 1,05-1,15;  $Pa$ —изменение силы клапанных пружин, вследствие вибрации витков;  $Pz$ —сила газов, действующая на клапан в момент открытия;  $E_K$ ,  $E_T$ —модули упругости материалов сопряженных поверхностей соответственно кулачка и толкателя;  $\varepsilon$  - смещение середины кулачка относительно оси толкателя;  $0 \dots \varphi_2$ ,  $\varphi_2 \dots \varphi_5$ — продолжительность (в град. прв ) участков ускорений толкателя на половине профиля кулачка (соответственно отрицательных и положительных, включая сбег  $\varphi_4 \dots \varphi_5$ );  $f''(\varphi)$ — вторая производная (непрерывная) хода толкателя.

Величина хода толкателя определяется по выражению:

$$h_{T1} = h_{T0} + \int_0^{\varphi_1} \left[ v_0 + \int_0^{\varphi_1} f''(\varphi)d\varphi \right] d\varphi, \quad (4)$$

где вместо  $0^\circ$  (начало расчета профиля кулачка) можно подставить значение любого угла;  $h_{T0}$  и  $v_0$  — соответствующие ему значения хода и скорости толкателя. Если точка начала расчета выбрана на вершине кулачка, то  $h_{T0} = h_{\max}$ ,  $v_0 = 0$ . Кривая подъема толкателя должна проходить через точки, заданные условиями газообмена в цилиндре двигателя. При этом должно быть выдержано условие непрерывности результирующей кривой ускорения толкателя в точках сопряжения участков, т.е. равенство ускорений на стыках участков. Тогда для результирующей кривой ускорения толкателя на половине профиля кулачка будет иметь место система уравнений:

$$f''(\varphi) = \begin{cases} f''_I(\varphi), \varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_1 \\ f''_{II}(\varphi), \varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_2 \\ f''_{III}(\varphi), \varphi_2 \leq \varphi \leq \varphi_3 \\ f''_{IV}(\varphi), \varphi_3 \leq \varphi \leq \varphi_4 \\ f''_V(\varphi), \varphi_4 \leq \varphi \leq \varphi_5 \end{cases} \quad (5)$$

Для смежных участков получены выражения, показывающие, как влияют параметры механизма газораспределения на результирующую кривую ускорения толкателя.

На участке выбора зазора законы скорости и хода толкателя определяются законом его ускорения

$$\frac{dh_{\tau}}{d\varphi_4} = \int_{\varphi_4}^{\varphi_5} f_V''(\varphi) d\varphi \text{ и } h_{\tau\varphi_4} = \int_{\varphi_4}^{\varphi_5} \int_{\varphi_4}^{\varphi_5} f_V''(\varphi) d\varphi d\varphi. \quad (6)$$

Максимальная величина  $h_{\tau}(\varphi_4)$  подсчитывается с учетом характеристик механизма газораспределения двигателя и условий эксплуатации, а  $\frac{dh_{\tau}}{d\varphi_4}$  назначается конструктором с учетом применяемых материалов на фасках седла и клапана, условий эксплуатации двигателя и находится в пределах 0,008...0.035 мм/град.прв.

Величина объема составной части  $\Delta V$  рабочего объема цилиндра определялась по выражению:

$$\Delta V_{(\varphi_i+2)} = \frac{\pi D^2}{4} r \int_{\varphi_i}^{\varphi_i+2} \left( \sin\varphi + \frac{r}{2l_{III}} \sin 2\varphi \right) d\varphi, \quad (7)$$

где  $D$  – диаметр цилиндра;  $r$  – радиус кривошипа;  $\varphi$  – угол поворота кривошипа, принимает чётные значения в периоды принудительного выпуска и наполнения;  $l_{III}$  – длина шатуна;  $\varphi = 0$  в ВМТ.

Очистка и наполнение цилиндра рабочим телом в клапанных системах с конической уплотняющей фаской осуществляется через боковую поверхность усеченного конуса. Средняя величина проходного сечения клапанов при подъеме на величину  $h$  для каждого значения  $\Delta V_{(\varphi_i+2)}$  рабочего объема цилиндра в районе перекрытия клапанов состоит из суммы средних проходных сечений выпускного  $f_{(\varphi_i+1)вх}$  и впускного  $f_{(\varphi_i+1)вп}$  клапанов.

$$\begin{aligned} \sum f_{(\varphi_i+1)} &= f_{(\varphi_i+1)вх} + f_{(\varphi_i+1)вп} = 0,5 \cdot \pi \cdot \cos\alpha_{вх} \cdot \\ &\cdot \left\{ d_{ГВХ} + \left[ I_{ВХ} \cdot f_{ГВХ} \left( \frac{\varphi_{IПКВ} - c_{ВХ}^0}{2} \right) - e_{ВХ} \right] \cdot \cos\alpha_{вх} \cdot \sin\alpha_{вх} \right\} \cdot \left[ I_{ВХ} \cdot f_{ГВХ} \left( \frac{\varphi_{IПКВ} - c_{ВХ}^0}{2} \right) - e_{ВХ} \right] + \\ &+ 0,5 \cdot \pi \cdot \cos\alpha_{вх} \cdot \\ &\cdot \left\{ d_{ГВП} + \left[ I_{ВП} \cdot f_{ГВП} \left( \frac{(\varphi_{IПКВ} + 2) - c_{ВП}^0}{2} \right) - e_{ВП} \right] \cdot \cos\alpha_{вп} \cdot \sin\alpha_{вп} \right\} \cdot \left[ I_{ВП} \cdot f_{ГВП} \left( \frac{(\varphi_{IПКВ} + 2) - c_{ВП}^0}{2} \right) - e_{ВП} \right] + \\ &+ 0,5 \cdot \pi \cdot \cos\alpha_{вп} \cdot \\ &\cdot \left\{ d_{ГВП} + \left[ I_{ВП} \cdot f_{ГВП} \left( \frac{c_{ВП}^0 - \varphi_{IПКВ}}{2} \right) - e_{ВП} \right] \cdot \cos\alpha_{вп} \cdot \sin\alpha_{вп} \right\} \cdot \left[ I_{ВП} \cdot f_{ГВП} \left( \frac{c_{ВП}^0 - \varphi_{IПКВ}}{2} \right) - e_{ВП} \right] + \\ &+ 0,5 \cdot \pi \cdot \cos\alpha_{вп} \cdot \\ &\cdot \left\{ d_{ГВП} + \left[ I_{ВП} \cdot f_{ГВП} \left( \frac{c_{ВП}^0 - (\varphi_{IПКВ} + 2)}{2} \right) - e_{ВП} \right] \cdot \cos\alpha_{вп} \cdot \sin\alpha_{вп} \right\} \cdot \left[ I_{ВП} \cdot f_{ГВП} \left( \frac{c_{ВП}^0 - (\varphi_{IПКВ} + 2)}{2} \right) - e_{ВП} \right], \quad (8) \end{aligned}$$

где  $\alpha_{вх}$ ,  $\alpha_{вп}$  – углы фасок выпускного и впускного клапанов;

$d_{ГВХ}$ ,  $d_{ГВП}$  – диаметры горловин выпускного и впускного клапанов;

$I_{вх}$ ,  $I_{вп}$  – передаточные отношения коромысел выпускного и впускного клапанов;

$e_{вх}$ ,  $e_{вп}$  – величины тепловых зазоров в выпускном и впускном клапанах;

$\alpha_{вк}, \alpha_{вп}$  – величины углов пкв, соответствующие расположению осей симметрии выпускного и впускного кулачков, при этом принималось, что на вершине кулачков  $\varphi$  (град. прв) = 0.

С достаточной точностью в составных частях рабочего объема цилиндра средние аналоги скорости  $v_{к(\varphi_i+1)}$  рабочего тела в проходных сечениях клапанных щелей могут быть определены путем деления величин, составляющих объемов цилиндра  $\Delta V_{(\varphi_i+2)}$  по углу пкв на соответствующие им средние площади проходных сечений клапанов  $f_{(\varphi_i+1)}$ :

$$v_{к(\varphi_i+1)} = \frac{\Delta V_{(\varphi_i+2)}}{f_{(\varphi_i+1)}} \quad (9)$$

Данные расчетов подъема толкателей ( $h_{твх}, h_{твп}$ ) кулачками, хода клапанов  $h_{кл.вх}$  и  $h_{кл.вп}$  и величин проходных сечений  $f_{(\varphi_i+1)}$  клапанов по углу пкв, включая перекрытие клапанов, для двигателя КамАЗ 740 приведены на рис. 4.

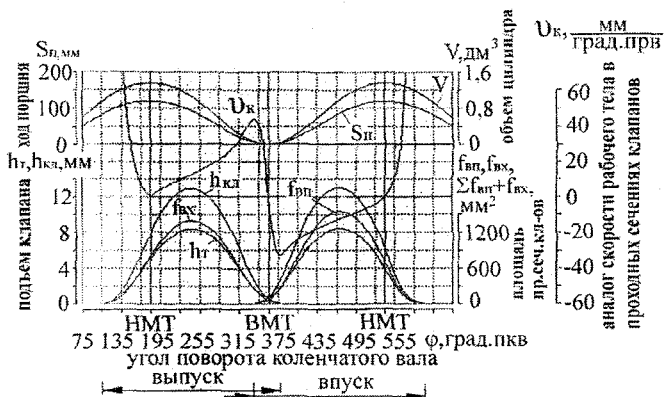


Рис.4 Характеристики двигателя, механизма газораспределения и аналога скорости рабочего тела в проходных сечениях клапанов по углу поворота коленчатого вала.

Анализируя полученные зависимости, можно сделать следующие выводы:

наибольшие расчётные величины аналогов скорости  $v_{кmax}$  в проходных сечениях выпускного и впускного клапанов наблюдаются в районе ВМТ (перекрытие клапанов), наименьшие, равные нулю, в НМТ;

рост максимальных величин аналогов скорости  $v_k$  рабочего тела в проходных сечениях клапанов ограничивается: на выпуске - началом открытия впускного клапана, на впуске - закрытием выпускного клапана.

Так как сопротивления клапанных щелей впуска и выпуска в периоды очистки и наполнения цилиндра рабочим телом зависят от величин (аналогов) скорости рабочего тела в проходных сечениях клапанов, их сумма в районе ВМТ является одним из важнейших критериев совершенства проектирования ГРМ:

$$\sum v_{кmax} = v_{квхmax} + v_{квпmax} \quad (10)$$

Чем меньше эта сумма, тем меньше затраты мощности на насосные ходы.

В третьей главе приведена комплексная инженерная методика расчёта ГРМ реального двигателя, в том числе фаз газораспределения, обеспечивающая получение улучшенных показателей и повышение надежности работы ГРМ в эксплуатации.

Методика состоит из следующих этапов.

1. По заданной (графически или аналитически) зависимости  $v_k = \xi(\varphi)$  находится необходимая величина аналога скорости  $v_{k(\varphi_i+1)}$  рабочего тела в середине углового пути каждой составной части  $\Delta V_{(\varphi_i+2)}$  рабочего объема цилиндра.

2. В фазе принудительного выпуска рабочего тела из цилиндра и впуска рабочего тела в цилиндр для каждой составной части  $\Delta V_{(\varphi_i+2)}$  определяются необходимые величины  $f_{n(\varphi_i+1)}$  проходных сечений клапанных шелей по выражению

$$f_{n(\varphi_i+1)} = \frac{\Delta V_{(\varphi_i+2)}}{z v_{k(\varphi_i+1)}}, \quad (11)$$

где  $z$  – число одноимённых клапанов в цилиндре двигателя.

3. У клапана с конической уплотняющей фаской проходное сечение клапанной щели определяется по выражению:

$$f_{(\varphi_i+1)} = \pi \left( d_r h_k \cos \alpha + h_k^2 \sin \alpha \cos^2 \alpha \right), \quad (12)$$

где  $d_r$  – диаметр горловины клапана, мм.

4. Решением уравнения (12) относительно  $h_k$  находится формула для необходимого подъёма толкателя  $h_{тн(\varphi_i+1)}$ . После добавления к нему расчётной максимальной величины участка сбег (  $h_{тсб}$  ) для толкателя рассчитываются величины хода толкателя  $h_{тр(\varphi_i+1)}$ :

для впускного клапана:

$$h_{тр(\varphi_i+1)}_{\alpha=30^\circ} = \frac{1}{l} \left( -1,1702 d_r \pm \sqrt{1,3694 d_r^2 + 0,676 \frac{D^2}{z v_{k(\varphi_i+1)}} r \int_{\varphi_i}^{\varphi_i+2} \left( \sin \varphi + \frac{r}{2l_{ш}} \sin 2\varphi \right) d\varphi} \right) + h_{тсбвп}, \quad (13)$$

для выпускного клапана:

$$h_{тр(\varphi_i+1)}_{\alpha=45^\circ} = \frac{1}{l} \left( -1,0014 d_r \pm \sqrt{1,0028 d_r^2 + 0,708 \frac{D^2}{z v_{k(\varphi_i+1)}} r \int_{\varphi_i}^{\varphi_i+2} \left( \sin \varphi + \frac{r}{2l_{ш}} \sin 2\varphi \right) d\varphi} \right) + h_{тсбвх}; \quad (14)$$

5. Выбираются (с использованием экспериментальных результатов, полученных на двигателях КамАЗ - 740 и КамАЗ - 7403) для каждого из пяти характерных участков результирующей непрерывной кривой ускорений на половине профиля кулачка следующие непрерывные законы:

$l$  – участок  $(\varphi_0 - \varphi_i)$  – прямая линия

$$j_1(\varphi) = K \cdot \varphi - d; \quad (15)$$

II – участок  $(\varphi_1 - \varphi_2)$  – дуга квадратной параболы

$$j_{II}(\varphi) = j(\varphi_1) - j(\varphi_1) \cdot \frac{(\varphi - \varphi_1)^2}{(\varphi_2 - \varphi_1)^2}; \quad (16)$$

III – участок  $(\varphi_2 - \varphi_3)$  – дуга квадратной параболы

$$j_{III}(\varphi) = \frac{1.5 \cdot [v(\varphi_4) - v_{\max}]}{\varphi_4 - \varphi_2} - \frac{1.5 \cdot [v(\varphi_4) - v_{\max}]}{\varphi_4 - \varphi_2} \cdot \frac{(\varphi - \varphi_3)^2}{(\varphi_2 - \varphi_3)^2}; \quad (17)$$

IV – участок  $(\varphi_3 - \varphi_4)$  – дуга квадратной параболы

$$j_{IV}(\varphi) = \frac{1.5 \cdot [v(\varphi_4) - v_{\max}]}{\varphi_4 - \varphi_2} - \frac{1.5 \cdot [v(\varphi_4) - v_{\max}]}{\varphi_4 - \varphi_2} \cdot \frac{(\varphi - \varphi_3)^2}{(\varphi_4 - \varphi_3)^2}; \quad (18)$$

V – участок  $(\varphi_4 - \varphi_5)$  – дуга степенной функции

$$j_V(\varphi) = A \cdot (\varphi - \varphi_4)^{\frac{1}{2}}; \quad (19)$$

Законы скорости и подъема толкателя на каждом участке находятся интегрированием соответствующих законов ускорения. Величина  $A$  и угол  $\varphi_5$  определяются из системы уравнений при  $\varphi = \varphi_5$ :

$$A = -\frac{3}{2} \cdot \frac{v(\varphi_4)}{(\varphi_5 - \varphi_4)^{\frac{3}{2}}}, \quad \varphi_5 = \varphi_4 - \frac{5 \cdot h_T(\varphi_4)}{3 \cdot v(\varphi_4)}.$$

Положение осей симметрии проходных сечений клапанов (толкателей) по углу пкв задаются углами осей кулачков на диаграмме фаз газораспределения относительно ВМТ (выпускные углом до ВМТ, а впускные углом после ВМТ). Критерием достаточной величины угла перекрытия фаз газораспределения является заданная максимальная величина аналога скорости  $U_K$  рабочего тела в проходных сечениях клапанов в районе ВМТ на выпуске и впуске.

Аналогично рассчитываются параметры непрерывной кривой ускорения впускного кулачка. По разработанным алгоритмам создано программное обеспечение для ЭВМ.

Оценочные расчеты выполнялись для серийных распредвалов: 740.1006015 (ЯМЗ) и 740.1006015-10, спроектированных по традиционным методикам, и опытных: Э7404.1006015 (7406.1006015) и Э7405.1006015, спроектированных по предложенной методике в НТЦ КамАЗа для серийных и модернизированных двигателей КамАЗ ( $S:D=120:120$ ).

Результаты расчетов позволяют построить зависимости углов фаз газораспределения от максимальной величины аналогов скорости рабочего тела в проходных сечениях выпускных и впускных клапанов (рис. 5). Сравнение расположения осей симметрии кулачков по предлагаемой методике с данными 36 современных зарубежных двигателей (приведено в диссертации) выявили их близкое совпадение.

Расчётные оценки двигателей КамАЗ ( $S:D=120:120$ ), укомплектованных разными спроектированными распредвалами, по сумме скоростей рабочего тела ( $\Sigma U_{K \max}$ ) в проходных сечениях клапанов приведены в таблице.

Теоретический анализ показывает:

профили кулачков, фазы газораспределения и механизм газораспределения оказывают значительное влияние на величины значений  $\Sigma U_{K \max}$  и позволяют снизить их на 40 % и более;

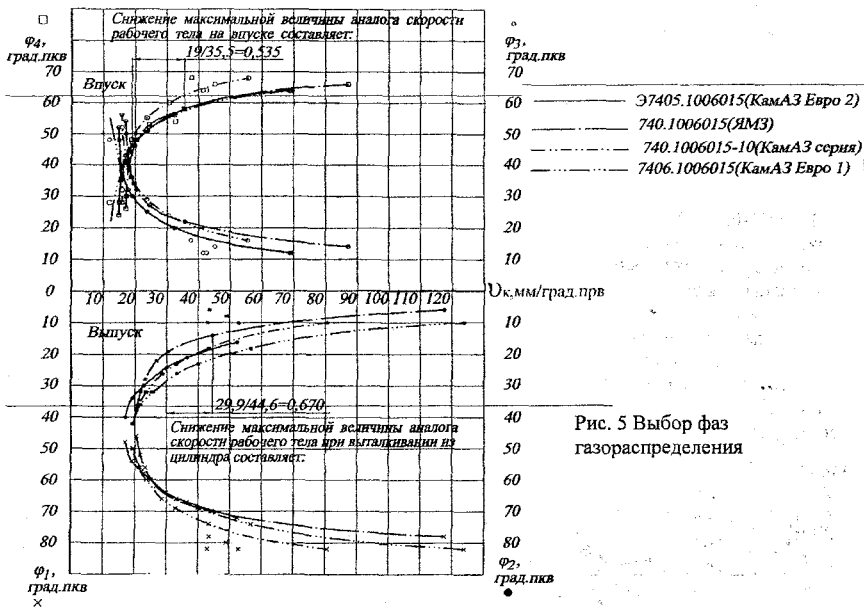


Рис. 5 Выбор фаз газораспределения

Таблица

Расчетные характеристики распредвалов и оценки их для двигателей КамАЗ (S:D=120x120)

№ Распредвала	Выпуск		Впуск		$\frac{\sum V_{k \text{ макс}}}{\text{мм}} / \text{град.прв}$	Относительная оценка в %
	Координаты осей, град.пкв	$\frac{V_{k \text{ макс}}}{\text{мм}} / \text{град.прв}$	Координаты осей, град.пкв	$\frac{V_{k \text{ макс}}}{\text{мм}} / \text{град.прв}$		
740.1006015 (ЯМЗ)	242	44,6	468	35,5	80,1	100
740.1006015-10	242	43,31	468	30,49	73,8	92
37404.1006015 (7406.1006015)	247	39,87	463	23,58	63,5	79
37405.1006015	250	29,9	458	19,0	48,9	61

величины аналогов скорости  $V_{квк\max}$  и  $V_{квп\max}$  рабочего тела в проходных сечениях клапанов целесообразно задавать графически или аналитически по углу прв (пкв) на стадии проектирования (модернизации) четырёхтактных двигателей с двумя клапанами в цилиндре. Для получения улучшенных технико-экономических и экологических показателей необходимо, чтобы  $V_{квк\max} \leq 28$  мм/град.прв, а  $V_{квп\max} \leq 20$  мм/град.прв;

наилучшие показатели имел двигатель КамАЗ, укомплектованный опытным распредвалом 37405.1006015, а наихудшие—двигатель, укомплектованный серийным распредвалом 740.1006015 (ЯМЗ).





## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Разработана математическая модель, связывающая наполнение и очистку цилиндра двигателя, и на её основе предложены уравнения баланса рабочего тела (по массе) для любого режима работы двигателя, позволяющие выбирать фазы газораспределения на режиме прокрутки двигателя при номинальной частоте вращения коленчатого вала.

2. Впервые разработан и реализован алгоритм решения задачи газообмена в цилиндре четырехтактного ДВС, в основу которого положены размеры цилиндра-поршневой группы, размеры и характеристики механизмов: кривошипно-шатунного и газораспределения, заданные максимальные величины аналогов скорости рабочего тела в проходных сечениях клапанных щелей и проверенные в эксплуатации законы ускорений толкателей.

3. Впервые разработана расчетная комплексная инженерная методика проектирования распредвала, включающая:

методику формирования для заданного рабочего объема цилиндра реального двигателя необходимых проходных сечений клапанных щелей и величин подъемов клапанов (толкателей) для каждого угла прв (два град. пкв), обеспечивающая эффективный газообмен в цилиндре двигателя;

методику определения необходимых максимальных величин участков сбega для законов движения клапанов (толкателей) с учётом действующих сил и характеристик их приводов;

методику формирования расчетных величин подъемов клапанов (толкателей) для каждого угла прв, обеспечивающих неизменность в процессе работы необходимых величин подъемов клапанов (толкателей) в каждой точке угла пкв (прв);

методику определения для зависимостей расчетных величин подъемов клапанов (толкателей) по углу прв параметров непрерывной результирующей кривой ускорений с целью придания профилям кулачков и приводам клапанов долговечной работы на всех режимах эксплуатации двигателя;

методику расчета расположения осей кулачков относительно ВМТ, обеспечивающих согласование подъемов клапанов с ходом поршня и заданные максимальные величины аналогов скорости в проходных сечениях клапанных щелей;

методику расчета зависимостей углов фаз газораспределения от величины аналогов скорости рабочего тела (выбор величин углов фаз газораспределения);

методику определения величины силы от колебания витков клапанных пружин;

методику определения величины и продолжительности действия газовой силы на выпускной и впускной клапаны при различных условиях работы двигателя, в том числе в режиме работы моторного тормоза;

методику профилирования кулачков распредвала, обеспечивающую долговечность работы привода газораспределительного механизма и двигателя в эксплуатации;

методику исследования механизмов вращения клапанов.

4. Комплексные сравнительные испытания дизелей КамАЗ (с двумя клапанами в цилиндре), укомплектованные поочередно опытными распредвалами: Э7404-1006015 (740.21-1006015) и Э7405-1006015, спроектированными по предложенной методике, и серийными распредвалами (740-1006015-01, 740-1006015-04), спроектированными по традиционным методикам, показали, что дизели с опытными распредвалами имеют лучшие показатели, а именно:

уменьшается удельный эффективный расход топлива  $G_e$  на 3...11 г/кВт·ч;

уменьшается дымность  $K_x$  на 5...25% по Хартриджу;

увеличивается расход воздуха  $G_b$  через цилиндр на 2...5%;

уменьшается температура газов  $T_s$  перед турбиной на 10...50 °С;

уменьшается токсичность: CO на 2 г/кВт·ч, СН на 1,5 г/кВт·ч, NO<sub>x</sub> на 0,28...1,26

г/кВт·ч;

снижается уровень шума ГРМ на 2 дБ при 1200 мин<sup>-1</sup> и на 4 дБ при 3000 мин<sup>-1</sup>;

обеспечиваются (вместе с другими мероприятиями) требования ТУ на двигатель и перспективные нормы токсичности выпускных газов: Евро2 и Евро3;

сумма максимальных величин аналогов скорости ( $\sum U_{\text{тmax}}$ ) в проходных сечениях клапанов у двигателя КамАЗ с опытными распредвалами меньше, чем с серийными на 16,6...24,9 мм/град.прв.

5. Разработаны критерии оценки качества привода клапанов механизма газораспределения. Выработаны практические рекомендации касающиеся:

величины ускорений привода клапанов в зависимости от частоты собственных колебаний и предельно допустимой частоты вращения коленчатого вала;

сопряжения пары кулачок-толкатель для заданных конструкционных материалов Сталь 45 (закаленная ТВЧ) на кулачке и специальный чугун (наплавленный и закаленный) на тарелке толкателя;

расчета сил от колебания витков клапанных пружин;

учета величины и продолжительности действия газовой силы на выпускной и впускной клапаны при различных условиях работы, в том числе в режиме работы моторного тормоза ;

значения суммы максимальных величин аналогов скорости рабочего тела в проходных сечениях клапанов (она не должна превышать 30 мм/град. прв на выпуске и 20 мм/град. прв на впуске);

режима работы двигателя для выбора фаз газораспределения.

6. Выявлено, что двигатели разной форсировки одной размерности (S : D) могут комплектоваться одинаковыми распредвалами, а двигатели одинаковой форсировки различной размерности должны комплектоваться различными распредвалами (специально для них разработанными).

7. Серийное производство опытного распредвала Э7404 – 1006015 освоено на заводе «Серп и молот» (г. Саратов) в 1996г. под № 740.21 – 1006015. Распредвал применяется на всех двигателях, выпускаемых заводом ОАО «КАМАЗ - ДИЗЕЛЬ». Нарботки в эксплуатации достигли по 600000 км пробега.

Основные результаты диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Макаревич, П.С. Исследование работы механизма газораспределения двигателя «Урал 376» /П.С. Макаревич, А.Г. Пушкин //Автомобильная промышленность. – 1969. - № 6. – С.2.

2. Макаревич, П.С. Исследование влияния давления газов в цилиндре двигателя «Урал 640» на работу привода выхлопного клапана / П.С. Макаревич. // Совершенствование конструкций тракторов, автомобилей и двигателей: труды, выпуск 54. - Челябинск: ЧИМЭСХ, 1972. – С. 205-211.

3. Макаревич, П.С. Исследование механизмов вращения клапанов /П.С. Макаревич, // Автомобильная промышленность. – 1975. - № 6. - С. 4-5.

4. Макаревич, П.С. Влияние геометрии кулачка на работоспособность пары «кулачок-толкатель»/П.С. Макаревич // Автомобильная промышленность. – 1977. - № 9. – С. 10...13.

5. Макаревич, П.С. Влияние материалов пары «кулачок-толкатель» на закон ускорения толкателя / П.С. Макаревич //Автомобильная промышленность. – 1982. - № 2. – С. 10-11.

6. Повышение работоспособности механизма газораспределения двигателей КамАЗ. / П.С. Макаревич [и др.] // Сб. науч. тр. / «Перспективы развития автомобилей и двигателей в Республике Татарстан»: труды юбилейной научно-практической конференции. Набережные Челны: Изд-во ОАО «КАМАЗ», 1999. – С. 132-141.

7. Макаревич, П.С. Совершенствование газообмена в цилиндре четырехтактного дизеля / П.С. Макаревич, В.М. Старцев., А.А. Макушин. // Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств: материалы III Международной научно-технической конференции. Ч.1. – Пенза: ПГУАС, 2004.- С.162-175.

8. Макаревич, П.С. Влияние конструкции распредвалов на показатели дизелей КАМАЗ / П.С. Макаревич, А.А. Макушин // Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных

средств: материалы III Международной научно -технической конференции Ч.2. – Пенза: ПГУАС, 2004. – С. 138-143.

9. Макаревич, П.С. Совершенствование газообмена в цилиндре четырехтактного дизеля / П.С. Макаревич, В.М. Старцев, А.А. Макушин // Современные тенденции развития транспортного машиностроения и материалов. Материалы IX Международной научно-технической конференции. – Пенза, 2004. – С. 128 – 145.

10. Макаревич, П.С. Влияние газораспределения на газообмен в цилиндре и показатели четырехтактного дизеля / П.С. Макаревич, А.А. Макушин // Современные тенденции развития автомобилестроения в России: Сб. тр. Всерос. науч.-техн. конференции с международным участием / ТГУ - Тольятти, 2004, - Т.1. – С. 190 – 201.

11. Макаревич П.С. Конструкция распределительного вала и показатели дизелей КамАЗ / П.С. Макаревич, А.А. Макушин. // Автомобильная промышленность. –2005. - № 5. – С. 10 – 11.

12. Макаревич, П.С. Влияние газораспределения на показатели четырехтактных двигателей внутреннего сгорания / П.С. Макаревич // Силовым агрегатам КамАЗ–высокую надежность: сборник статей: изд-во КамПИ, 2005. – С. 18–26.

13. Макаревич, П.С. Фазы газораспределения четырехтактных ДВС-функции аналогов скорости рабочего тела в проходных сечениях клапанов / П.С. Макаревич // Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: Труды Международной научно-технической конференции / ЮУрГУ-Челябинск, 2006, -С. 164-169.

Авторские свидетельства и патенты:

1. А. с. 853126, М.Кл.<sup>3</sup> F 01L 1/14. Толкатель клапана / П.С. Макаревич и др. (РФ). -№ 2790699/25-06; заявл. 29.06.79; опубл. 07.08.81, Бюл. № 29.

2. А.с. 1067074, кл. С 22 С, 37/08. Чугун/П.С. Макаревич и др. (РФ).-3481767/22-02; заявл. 17.08.82; опубл. 15.01.84, Бюл. №2.

3. А. с. 1697456, МКИ<sup>5</sup> С 23 С 22/00, 8/18. Способ оксидирования изделий / П.С. Макаревич и др. (РФ).- №4828855/02; заявл. 09.04.90; опубл. 08. 08.1991.

4. Пат. 2164307 С2 Российская Федерация, ПМК<sup>7</sup> F 02 F 11/00. Двигатель внутреннего сгорания/ Макаревич П.С. и др.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество «КАМАЗ». - №99110280/06; заявл. 07.05.1999; опубл. 20.03.2001 Бюл. №8.

5. Пат. 2225955 С2 Российская Федерация, ПМК<sup>7</sup> F16F15/173. Гаситель крутильных колебаний жидкостного трения/ Макаревич П.С. и др.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество «КАМАЗ» – № 99110256/11; заявл. 05.11.1990; опубл. 20.03.2004.