

На правах рукописи

УДК 621.431

Шибанов Антон Владимирович

**ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И РЕГУЛИРОВОЧНЫХ ФАКТОРОВ НА
ОБРАЗОВАНИЕ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ В БЫСТРОХОДНОМ ДИЗЕЛЕ,
КОНВЕРТИРОВАННОГО НА ПРИРОДНЫЙ ГАЗ.**

Специальность 05.04.02-Тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва-2007

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана

Научный руководитель – Доктор технических наук, профессор
Кавтарадзе Реваз Зурабович

Официальные оппоненты- Доктор технических наук, профессор
Гусаков Сергей Валентинович

Кандидат технических наук,
старший научный сотрудник
Скрипник Алексей Александрович

Ведущее предприятие- Московский Автодорожный Институт (МАДИ-ТУ)

Защита диссертации состоится _____ 2007 г. в _____ часов на заседании диссертационного совета Д 212.141.09 в Московском государственном техническом университете Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, Рубцовская наб., д.2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд. 947.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н. Э. Баумана

Ваши отзывы на автореферат в 2-х экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направить по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д.5, МГТУ им. Н. Э. Баумана, ученому секретарю диссертационного совета Д212.141. 09.

Автореферат разослан «___» _____ 2007 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
к. т. н. доцент

Тумашев Р.З.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Топливно-энергетическая и экологическая ситуация, складывающаяся в мире, свидетельствует о том, что природный газ, используемый в качестве моторного топлива, является реальной альтернативой жидким углеводородным топливам. В условиях конвертации находящихся в эксплуатации двигателей внутреннего сгорания для работы на природном газе, т.е. для так называемого вторичного рынка газоиспользующей техники, выбор способа организации рабочего процесса ограничивается технологическими возможностями ремонтных подразделений транспортных предприятий. Поэтому самым распространенным является увеличение камеры сгорания под степень сжатия, исключаящую появление детонации в цилиндре двигателя, с последующей организацией процессов подачи и воспламенения топливно-воздушной смеси. Особое внимание следует уделять влиянию формы камеры сгорания, интенсивности вихревого движения заряда и угла опережения зажигания на скорость распространения фронта пламени и скорость выгорания топлива, возникновению вредных компонентов в процессе окисления метана, интенсивности турбулентности и локальных значений турбулентной кинетической энергии, тепловых потерь в стенки камеры сгорания. По характеру протекания этих физических процессов, дизель, конвертируемый на природный газ, значительно отличается от базового двигателя.

В настоящее время особое значение при конвертировании серийных двигателей на природный газ приобретает математическое моделирование процессов смесеобразования и сгорания в цилиндре двигателя ещё на стадии разработки проекта перевода на природный газ, что должно обеспечить сокращение времени и материальных затрат на экспериментальную доводку.

Очевидно, что конвертирование серийных дизелей на природный газ и обеспечение приемлемых эффективных и экологических показателей, является одной из **актуальных** задач современного двигателестроения.

Цель работы: Исследование возможности улучшения экологических характеристик быстроходного дизеля, конвертированного в газовый двигатель с искровым зажиганием.

Для достижения поставленной цели были решены следующие **основные задачи:**

- Проведение экспериментальных исследований рабочего процесса быстроходного дизеля, конвертированного в газовый двигатель с искровым зажиганием, в лабораторных условиях;
- Разработка и верификация математической модели трехмерного турбулентного переноса и горения в цилиндре газового двигателя с использованием результатов эксперимента;
- Исследование влияния конструктивных (форма камеры сгорания, интенсивность вихревого движения заряда) и регулировочных (угол опережения зажигания) параметров на экологические показатели (NO_x) газового двигателя.

Научная новизна:

Исследованы влияния конструктивных (формы камеры сгорания, интенсивность вихревого движения заряда) и регулировочных (угол опережения зажигания) факторов в быстроходном дизеле, конвертированном на природный газ, на образование оксидов азота с учетом нестационарного трехмерного движения и турбулентного сгорания в цилиндре.

Достоверность и обоснованность научных положений обусловлены:

- использованием фундаментальных законов и уравнений теплофизики, газодинамики и физической химии с соответствующими граничными условиями, современных численных методов реализации математических моделей;
- применением достоверных опытных данных по исследованию рабочего процесса газового двигателя с искровым зажиганием, полученных во ВНИИГАЗе и в МГТУ им. Н.Э. Баумана при непосредственном участии автора.
- использованием известных экспериментальных данных по внутрицилиндровым процессам газовых двигателей, полученных во ВНИИГАЗе, МАДИ, на фирмах MAN, Volvo и др.

Практическая значимость работы состоит в том, что:

- разработанные метод и алгоритм позволяют прогнозировать эффективные и экологические показатели дизеля при его конвертировании в газовый двигатель с искровым зажиганием;
- определены значения конструктивных и регулировочных параметров, обеспечивающих снижение содержания оксидов азота в продуктах сгорания газового двигателя КамАЗ-740.13 .Г-260;

Апробация работы

По основным разделам диссертационной работы были сделаны доклады на:

- Международном симпозиуме "Образование через науку", посвященном 175-летию МГТУ им Н.Э. Баумана, Москва, МГТУ им Н.Э. Баумана, май. 2005г.;
- Научный семинар "Проблемы моделирования процессов горения"(под рук. чл-корр. РАН Ю.В. Полежаева и д.ф.-м. наук, проф. С.М. Фролова), Москва, Институт химической физики им Н.Н. Семенова РАН, октябрь 2005 г.;
- Четвертой Российской Национальной Конференции по Теплообмену, Москва, МЭИ, октябрь 2006г.;
- Научно-технической конференции «3-и Луканинские чтения. Решение энергoэкологических проблем в автотранспортном комплексе», январь 2007.г., Москва, МАДИ.

Публикации. Основные положения диссертационной работы представлены в 8 печатных работах.

Структура и объём работы. Диссертационная работа содержит 145 страниц машинописного текста, 51 рисунок, 5 таблиц, состоит из введения, 4-х глав, заключения и списка литературы из 118 наименований (42 из них на иностранном языке).

СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении обоснована актуальность проблемы конвертирования серийных дизелей на природный газ, обеспечение приемлемых эффективных и экологических показателей для современного двигателестроения. Дана общая характеристика диссертационной работы, изложенная выше.

В первой главе приведён аналитический обзор работ, посвящённых теоретическому и экспериментальному изучению конвертирования дизелей на природный газ, выполненных отечественными и иностранными исследователями: Багдасаров И.Г., Гайворонский А.И., Галышев Ю.В., Иващенко Н.А., Кавтарадзе Р.З., Колеров Л.К., Марков В.А., Патрахальцев Н.Н., Синявский В.В., Фомин В.М., Хачиян А.С., Хмельницкий А.П., Andreassi L., Dietrich W.R., Golub A., Hyun G., Johansson B., Kevin D., Zhang D., Woschni G., Zeilinger K., Zitzler G. и др. Подчёркиваются особенности изменения конструктивных и регулировочных факторов двигателей. Проанализированы работы ряда ведущих исследовательских институтов и крупных автопроизводителей: ВНИИГАЗ, МАДИ, Volvo, Mitsubishi, MAN, Ricardo.

На основе выполненного анализа опубликованных работ по заданной тематике и потребностей современного двигателестроения были определены цель и основные задачи данной диссертационной работы, изложенные выше.

Вторая глава посвящена разработке математической модели рабочего процесса газового двигателя с искровым зажиганием. Описана трехмерная модель турбулентного переноса в цилиндре двигателя в частных производных и в форме Рейнольдса:

$$\begin{aligned} \bar{\rho} \frac{D\bar{W}_i}{D\tau} &= \bar{G}_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{W}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{W}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{W}_k}{\partial x_k} \right) - \bar{\rho} \overline{W'_i W'_j} \right] = 0; \\ \bar{\rho} \frac{\partial \bar{H}}{\partial \tau} + \bar{\rho} \bar{W}_j \frac{\partial \bar{H}}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - c_p \bar{\rho} \overline{T W'_j} \right) + \frac{\partial \bar{p}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\tau_{ij} \bar{W}_j \right) + \bar{\rho} \bar{G}_j \bar{W}_j - \bar{w}_r \bar{Q}_r - \nabla \bar{q}_R; \\ \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\rho} \bar{W}_j \right) &= 0; \quad \frac{D\bar{C}}{D\tau} = \frac{\partial \bar{C}}{\partial \tau} + \bar{W}_j \frac{\partial \bar{C}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(D \frac{\partial \bar{C}}{\partial x_j} - \bar{\rho} \overline{C W'_j} \right) + \bar{m}; \end{aligned} \quad (1.1)$$

Для замыкания системы уравнения Рейнольдса используется k - ε модель турбулентности:

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{k})}{\partial \tau} + \text{div}(\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{k}) - \text{div}(\bar{\rho} \nu_T \text{grad} \tilde{k}) &= G_k - \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} \\ \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{\varepsilon})}{\partial \tau} + \text{div}(\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{\varepsilon}) - \text{div}(\bar{\rho} \nu_T \text{grad} \tilde{\varepsilon}) &= (C_1 G_k - C_2 \bar{\rho} \tilde{\varepsilon}) \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}} \end{aligned} \quad (1.2)$$

$$\nu_T = C_\nu \frac{\tilde{k}^2}{\tilde{\varepsilon}}$$

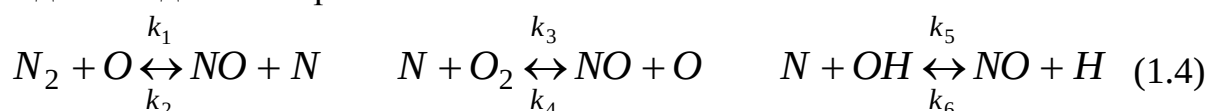
Численная реализация модели осуществляется с применением программного комплекса FIRE, разработанного фирмой AVL List GmbH (Лицензионное соглашение DKNR: BMSTU70203 между МГТУ им. Н. Э. Баумана и AVL List GmbH). Ядро FIRE основано на численном методе контрольных объемов с использованием усовершенствованного алгоритма SIMPLE. В качестве модели сгорания использовалась модель Магнуссена-Хьертагера. Модель предполагает, что в турбулентно перемешанном пламени, реагенты (топливо и кислород) содержатся в одних и тех же вихрях и отделены от вихрей, содержащих горячие продукты горения. Химические реакции обычно имеют масштаб времени, который очень короткий по сравнению с временным масштабом турбулентного переноса. Это позволяет принять, что скорость сгорания определяется скоростью перемешивания на молекулярном уровне реагентов, в вихрях не содержащих горячие продукты горения, т.е. скоростью диссипации этих вихрей.

Привлекательной особенностью этой модели является то, что она не требует знаний флуктуаций реагирующих частей. Средняя скорость реакции сгорания (изменение концентрации по времени) рассчитывается для каждого контрольного объема:

$$\overline{\dot{m}_{mon}} = \frac{C_{mon}}{\tau_R} \bar{\rho} \min(\bar{y}_{mon}, \frac{\bar{y}_{Ox}}{S}, \frac{C_{Pr} \cdot \bar{y}_{Pr}}{1+S}) \quad (1.3),$$

Два первых члена в операторе $\min(...)$ определяют, какой из компонентов (топливо или кислород) присутствует в ограниченном размере, а третий член выражает вероятность реакции, и гарантирует, что пламя не разорвется в отсутствие горячих продуктов.

Образование NO_x моделируется на основе расширенного механизма Зельдовича для каждого контрольного объема:



Особое внимание при создании расчетной сетки контрольных объемов уделяется характерным местам в цилиндре двигателя. Такие, как область вокруг месторасположения свечи зажигания, рядом с кромками поршня. В данной работе были сгенерированы сетки со средним размером ячейки – 5мм. Для характерных областей, этот размер мог достигать 0,5мм. Количество контрольных объемов составляло около 80 000 ячеек. Время расчета рабочего процесса с момента закрытия впускного клапана, до момента открытия выпускного составило примерно 10 – 11 часов (компьютер Pentium-4 с оперативной памятью 512 Мб, с частотой процессора 2,8 ГГц). При перемещении поршня к ВМТ, ячейки расчетной сетки сжимаются вдоль оси цилиндра, а при движении поршня к НМТ происходит их растягивание.

Для проверки результатов расчета была проведена верификация математической модели путем сравнения индикаторных диаграмм (рис.1), а также

графиков тепловыделения, полученных экспериментально и с помощью расчета. Сравнение расчетных и экспериментальных данных показало, что отклонение индикаторных диаграмм составляет 1,7% для режима номинальной мощности и 1,5% для режима частичной нагрузки. Погрешность расчета скорости тепловыделения составила $\approx 6\%$ для режима частичной нагрузки.

Третья глава посвящена описанию принципа работы экспериментальной установки, методики измерения эффективных показателей дизеля, конвертированного на природный газ, работающего с искровым зажиганием и методики индицирования. Все результаты, проанализированные в данной главе, были получены при непосредственном участии автора диссертационной работы.

Для исследования рабочего процесса газового двигателя в лаборатории ВНИИ-ГАЗ был создан специальный стенд для испытания газовых двигателей. Кроме стандартных измерений (крутящий момент; эффективная мощность, эффективный расход топлива и т.д.) программа экспериментальных исследований предусматривала индицирование двигателя на различных скоростных и нагрузочных режимах работы.

На рис. 2 приведена принципиальная схема экспериментальной установки. Работа установки происходит следующим образом: пуск двигателя осуществляется командой с пульта управления 1, после которой разгрузочное устройство 2 начинает прокручивать коленчатый вал двигателя 3. Сигнал с датчика положения коленчатого вала 4 сначала поступает в мультипликатор 13, а затем в приемное устройство High Speed Signal Processor 6501 10, где происходит его обработка и синхронизация с сигналом датчика высокого давления 8 расположенного в цилиндре двигателя. Сигнал поступает сначала на усилитель 12, а затем обрабатывается процессором 10. Система охлаждения датчика высокого давления 8 – замкнутая, объем охлаждающего бака 9 составляет 20л. Регулировка положения дросселя, изменение величины нагрузки осуществляется с пульта управления 1. Сигнал с лямбда-зонда 5 обрабатывался с помощью газоанализатора STARGAS 898 инфракрасного типа действия 11, через который осуществлялись замеры концентрации токсичных веществ в отработавших газах и коэффициента избытка воздуха. Расход природного газа определялся путем вычисления с применением измеренных значений давления и температуры газа в канале после редуктора высокого давления 6. Измерение крутящего момента и мощности осуществлялось по известной схеме.

Для индицирования двигателя был использован пьезокварцевый датчик высокого давления 8QP505cs производство фирмы AVL. Датчик имеет следующие характеристики: диапазон измерения 180 бар; чувствительность 18,65 мВ/бар; линейность $< \pm 0,6\%$; собственная частота 100 кГц.

Индицирование двигателя с помощью пьезокварцевого датчика осуществляется следующим образом (рис. 2): Сигнал (мВ) с датчика высокого давления 8QP505с (8) поступает в блок усилителя 3056 A01 (12), затем в процессор High Speed Signal Processor 6501 (10), где происходит его синхронизация и обработка

с сигналом, поступившим от устройства (4) измерения частоты вращения коленчатого вала 360CG.00.

При индицировании двигателя используются следующие приборы:

1) Digital Analyzer 657 - устройство приема и обработки сигналов (AVL, Австрия) состоит из усилителя (12) типа 3056 A01, процессора (10) High Speed Signal Processor 6501 и дисплея.

2) Комплект 360CG.00 – прибор для измерения частоты вращения двигателя. Состоит из пластикового диска (4) с разметкой '363CG.01' и оптического датчика '361CG.03'.

3) Мультипликатор (13) импульсного типа 3501-Z03.1.

В результате экспериментальных исследований были определены эффективные и экологические показатели дизеля, конвертированного на природный газ на различных режимах работы. Полученные результаты были использованы, как уже было указано (рис. 1), для верификации математической модели.

Четвёртая глава посвящена анализу влияния конструктивных и регулировочных параметров на эффективные и экологические показатели быстроходного дизеля, конвертированного на природный газ. При численном моделировании рабочего процесса газового двигателя с искровым зажиганием были проанализированы 4 различные формы камер сгорания, приведенные на рис. 3.

Деление расчетной области (камеры сгорания) по контрольным объемам осуществляется с помощью специальной программы Mesh Generator, входящей в программный комплекс FIRE. Контрольная сетка состоит на 80% из ячеек в гексагональной и на 20% из ячеек в тетраэдральной форме. Количество ячеек для всех исследуемых камер примерно одинаково и составляет $\approx 80\,000$. Время разбивки камер сгорания по контрольным объемам занимает около 5 минут. Численные эксперименты, как и стендовые испытания, в основном проводились для двух режимов работы двигателя (табл. 1).

Таблица 1

Параметр	Исходные данные	
	Режим номинальной мощности	Режим частичной нагрузки
Частота вращения	$n=2240 \text{ мин}^{-1}$	$n=1550 \text{ мин}^{-1}$
Мощность	$N_e = 176 \text{ кВт}$	$N_e = 156 \text{ кВт}$
Давление на впуске	$P_a=1,446 \text{ бар}$	$P_a=1,453 \text{ бар}$
Угол опережения зажигания	$\theta = 23,7 \text{ град до ВМТ}$	$\theta = 20,6 \text{ град до ВМТ}$
Угол открытия дросселя	48,4 %	79,4 %
Коэффициент избытка воздуха	$\alpha_B=1,29$	$\alpha_B=1,5$

На рис. 4 приведены графики изменения осредненных по объему температур в цилиндре двигателя по углу поворота коленчатого вала для различных форм КС газового двигателя. Если рассматривать количественные показатели, то видно что максимальная осредненная температура в цилиндре с

ω – образной КС примерно равна 2570К при $\varphi = 371^\circ$, немного меньше температура в цилиндре со смещенной КС, 2525К при $\varphi = 375^\circ$ УПКВ. Далее по убыванию значения максимальной температуры идет двигатель с симметричной КС, где $T_{\max} = 2454\text{К}$ при $\varphi = 380^\circ$, и наименьшую максимальную осредненную температуру имеет двигатель с конической КС, 2373К $\varphi = 386^\circ$.

Заметим, что форма камеры сгорания оказывает заметное влияние на величину локальной температуры рабочего тела, например, в зоне свечи (рис. 5) ее значение меняется от $\sim 2695^\circ\text{К}$ (симметричная камера) до $\sim 2900^\circ\text{К}$ (ω – образная камера). Кроме того, максимум локальной температуры в зоне свечи раньше остальных (при $\varphi = 367^\circ$) достигается в ω -образной камере в результате быстрого сгорания.

В этом отношении смещенная камера отстает на 2° , а симметричная – на целых 11° . Максимальные мгновенные значения нестационарной температуры в зоне кромки камеры следующие: $T_{\varphi=368} = 2490^\circ\text{К}$ – для ω – образной, $T_{\varphi=373} = 2481^\circ\text{К}$ – для смещенной и $T_{\varphi=380} = 2381^\circ\text{К}$ – для симметричной камеры сгорания.

На рис. 6 приведены результаты расчета локальных образований $[\text{NO}_x]$. Хорошо видно, что ω -образная форма камеры в поршне, по сравнению с другими камерами сгорания, больше способствует образованию оксидов азота. Очевидно, что здесь определяющую роль играет высокий уровень турбулентности, обусловленный конструкцией камеры, и как результат интенсивное тепловыделение за относительно короткий промежуток времени, приводящее к повышению локальных температур в зонах горения.

Существенную роль в формировании как интегральных, так и локальных параметров рабочего процесса газового двигателя играет угол опережения зажигания. Было проведено численное моделирование рабочего процесса при различных углах опережения зажигания для варианта с ω – образной КС. Исследованы рабочие процессы с восемью θ (-5° , -10° , -13° , -15° , -21° , -25° , -30° , -35° до ВМТ) на режиме частичной нагрузки.

Результаты исследования показали (рис. 7), что количество образованных NO_x уменьшается примерно на 28% с приближением угла начала зажигания к ВМТ, и количество NO_x , образовавшихся при $\theta = -5^\circ$, составляет лишь 3,6% от количества оксидов азота, выделившихся при $\theta = -35^\circ$.

Проведено численное моделирование рабочего процесса при различной интенсивности вихревого движения газовой смеси (рис. 8). Исследованы рабочие процессы с тремя вихревыми числами ($D_n = 0$, $D_n = 1$, $D_n = 2$) с симметричной КС на режиме частичной нагрузки.

Хорошо видно, что уже через 56° после начала сгорания, область, образовавшихся NO_x для варианта с вихревым числом 2, почти в 5 раз больше чем для остальных исследуемых случаев (рис. 8). В зависимости от вихревого числа, максимальное давление в цилиндре (рис. 9) может изменяться до 20%, а сдвиг

по времени достигать 7° угла поворота коленчатого вала, что заметно отражается на мощности двигателя.

Таким образом, конструктивные (форма камеры сгорания, а также впускного канала, генерирующего вихревое движение в цилиндре) и регулировочные (угол опережения зажигания) оказывают существенное влияние на образование оксидов азота в дизелях, конвертированных на природный газ. При удачном сочетании исследуемых факторов можно существенно улучшить экологические и эффективные показатели газовых двигателей.

Основные выводы

1. При переводе серийных дизелей на природный газ наиболее целесообразным является конвертирование в двигатель с искровым зажиганием. При этом особое внимание следует уделить проектированию камеры сгорания, интенсивности вихревого движения заряда в цилиндре и углу опережения зажигания. Подтверждено, что в цилиндре между уровнем турбулентности и скорости распространения фронта пламени существует прямая связь, что приводит к тому, что характеристики тепловыделения существенно меняются в зависимости от формы КС. Из исследуемых форм КС наибольшей турбулентностью обладает ω – образная КС, а наименьшей – коническая КС. К преимуществам газового двигателя, следует отнести относительно простой процесс конвертации, что делает его экономически целесообразным. С точки зрения топливной экономичности при конвертировании дизеля КамАЗ-740.13 – 240 на природный газ, следует придерживаться концепции газового двигателя, работающего на обедненных смесях ($\alpha \geq 1,3$). Более низкая стоимость природного газа и его большие запасы по сравнению с жидкими углеводородными топливами делают газовый двигатель предпочтительным в сравнении с дизельным.
2. В целях проведения экспериментальных исследований был модифицирован испытательный стенд, в частности, на стенд был установлен газовый двигатель с искровым зажиганием КамАЗ-740.13 .Г-260, представляющий собой конвертированный на природный газ серийный дизель КамАЗ-740.13 –240. Двигатель был оснащен пьезокварцевым датчиком нестационарного давления фирмы AVL и периферийным оборудованием для индицирования двигателя. Опытный двигатель был оснащен экспериментальной камерой сгорания симметричной формы. Результаты экспериментальных исследований показали, что в газовом двигателе при работе на обедненных метановоздушных смесях, можно получить мощность и крутящий момент лишь на 8% уступающие аналогичным параметрам базового двигателя, работающего на дизельном топливе.
3. Измерения показали, что по выбросам токсичных веществ HC , CO , NO_x газовый двигатель, при работе на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента, а также на режиме холостого хода, удов-

летворяет нормам ЕВРО-II. Уровень шума газового двигателя по предварительным оценкам значительно меньше, чем у базового дизеля, вследствие более мягкого протекания процесса сгорания, что подтверждается

диаграммами $\frac{dp}{d\varphi} = f(\varphi)$, полученными в результате обработки экспери-

ментальных индикаторных диаграмм. Установлено, что эти показатели можно существенно улучшить при оптимальном сочетании конструктивных и регулировочных факторов.

4. На основе фундаментальных уравнений трехмерного нестационарного переноса количества движения (Навье - Стокса), энергии, концентрации и массы разработана математическая модель рабочего процесса в поршневом двигателе с учетом химической кинетики. Основная система уравнений, записанная в форме Рейнольдса, замыкается с помощью стандартной $k-\varepsilon$ модели турбулентности. Реализация математической модели осуществляется с применением программного комплекса FIRE, ориентированного на решении задач поршневых двигателей. В результате проведенного анализа известных моделей сгорания было установлено, что наиболее приемлемым для расчета турбулентного сгорания в поршневых двигателях является модель Магнуссена- Хьертагера, которая не требует задания турбулентных флуктуаций реагентов, а их влияние в неявном виде учитывается введением в модели эмпирических коэффициентов. Определены значения этих коэффициентов, обеспечивающие хорошее соответствие экспериментальных и расчетных значений изменений давления и скорости тепловыделения в цилиндре газового двигателя с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием.
5. Верификация модели сгорания с использованием экспериментальных индикаторных диаграмм, полученных автором в результате стендовых испытаний дизеля КамАЗ-740.13 .Г-260, конвертированного на природный газ, подтверждает достоверность полученных расчетных данных и указывает на целесообразность применения верифицированной модели для исследования влияния регулировочных и конструктивных факторов на турбулентное сгорание и образование вредных компонентов в цилиндре исследуемого двигателя.
6. С точки зрения эффективных показателей двигателя, наилучшим вариантом из исследуемых КС является ω - образная, т.к. она обеспечивает наибольшее значение P_z и обладает максимальным, среди других камер, значением скорости тепловыделения, максимум которого к тому же расположен ближе к ВМТ, чем в случае остальных КС. Однако, с точки зрения экологических показателей и уровня тепловых нагрузок на основные детали, ω -образная КС уступает другим исследуемым вариантам КС. Коническая КС по сравнению с другими характеризуется преимуществами: низкая концентрация оксидов азота (в среднем в 4,5 раза меньше, чем для ω - образной КС); низкий уровень скорости нарастания давления, мень-

ший уровень шума и механических нагрузок, что является следствием мягкого протекания процесса сгорания. Оптимальным вариантом из исследуемых форм камер является симметричная КС, обладающая хорошими экологическими характеристиками при приемлемых эффективных показателях.

7. Угол опережения зажигания оказывает существенное влияние на эффективные и экологические показатели двигателя. Лучшие эффективные показатели двигатель с ω – образной КС имеет при работе с углом опережения зажигания $\theta = -25^\circ$ и -21° , т.к. обладают высокими P_z и максимальными значениями скорости тепловыделения. Для вариантов с $\theta = -35^\circ$ и -30° , обладающими максимальными значениями P_z , пик тепловыделения достигается слишком рано и не превышает максимальные скорости тепловыделения для других исследуемых УОЗ. Что касается образования оксидов азота, то работа двигателя при $\theta = -25^\circ$ и -21° дает хоть и не минимальные, но приемлемые значения $[NO_x]$. А при $\theta = -35^\circ$ образуется максимальное количество NO_x . Оценка скорости нарастания давления показывает, что наиболее выгодно использовать поздние $\theta = -5^\circ$, -10° . При которых, значения $\frac{dP}{d\varphi}$ значительно меньше остальных случаев. Таким образом можно

закljučить, что оптимальными значениями являются $\theta = -25^\circ$ и -21° .

8. Анализ влияния вихревого числа на рабочий процесс двигателя показал, что увеличение интенсивности вихревого движения D_n приводит к увеличению максимальных значений давления и температуры в цилиндре. Так, при работе с вихревым числом 2, P_z выше остальных исследуемых случаев на 20%. Однако, количество образовавшихся NO_x в данном случае также является максимальным и превосходит остальные варианты примерно в 2 раза. Следовательно, можно сделать вывод, что для получения хороших эффективных показателей двигателя, следует использовать систему с максимальной интенсивностью вихревого движения топливовоздушной смеси. И наоборот, для получения хороших экологических показателей, целесообразно использовать систему, приводящую к меньшей закрутке потока.
9. В результате проведенных исследований подтверждается, что конвертирование дизеля КамАЗ -740.13 -240 на природный газ целесообразно, как с экономической, так и с экологической точки зрения. Для газового двигателя рекомендуется УОЗ $\theta = 26^\circ$ до ВМТ для режима номинальной мощности и $\theta = 21^\circ$ до ВМТ для режима максимального крутящего момента; вихревое число $D_n = 1$ для обоих режимов, и симметричная (цилиндрическая) форма камеры сгорания.

Условные обозначения

$C_{\text{топ}}, C_{\text{pr}}$ - эмпирические коэффициенты,	-
G_i – поток массы,	-
τ_R - масштаб времени турбулентности для реакции,	-
τ -время,	с
G_k – источник турбулентности;	
C_v – физическая константа;	
C_1, C_2 – эмпирические константы;	
D -диаметр цилиндра,	м
D_n – вихревое число,	-
E - энергия активации,	кДж/кмоль
h -удельная энтальпия,	Дж/кг
m -масса,	кг
n -частота вращения коленчатого вала,	мин ⁻¹
N_e - эффективная мощность двигателя,	кВт
M_k – крутящий момент двигателя,	Нм
NO_x -концентрация оксидов азота,	гр/цикл
P_z – максимальное давление в цилиндре двигателя,	бар
p - давление,	бар
q - плотность теплового потока,	Вт/м ²
Q -количество теплоты,	Дж
R - газовая постоянная,	Дж/(кг·К)
σ_{ij} – тензор напряжений,	-
t -температура,	°С
T -температура,	К
U -внутренняя энергия,	Дж
u -удельная внутренняя энергия,	Дж/кг
- продольная составляющая скорости,	м/с
V -объем,	м ³
x -доля выгоревшего топлива,	-
z -число сопловых отверстий форсунки,	-
α_B -коэффициент избытка воздуха,	-
ε -степень сжатия двигателя; - скорость диссипации энергии турбулентности,	м ² /с ² ;
k – коэффициент турбулентности при константе скорости реакции;	
μ - коэффициент динамической вязкости;	Нс/м ²
λ -коэффициент теплопроводности,	Вт/(м·К)
ρ -плотность,	кг/м ³
ν_T – коэффициент турбулентного обмена,	м ² /с
φ -угол поворота коленчатого вала,	градус
k_1, k_3, k_5 – константы скоростей прямых реакций,	-
k_2, k_4, k_6 – константы скоростей обратных реакций,	-

Индексы

i, j, k - текущие индексы; w -значение параметра на поверхности стенки; ∞ - значение параметра за пограничным слоем; v - воздух; t -топливо; $впр.$ - впрыскивание; $исп.$ - испарение; $сг.$ - сгорание;

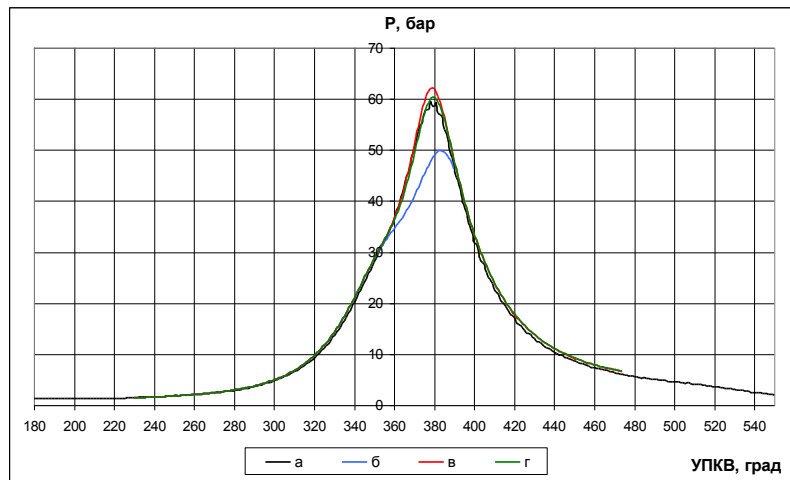


Рис. 1. Изменение давления в цилиндре газоподогревателя КамАЗ-740.13 Г-260 в зависимости от различных значений коэффициента Магнуссена-Хертагера $C_{топ}$; а – эксперимент; б – $C_{топ} = 16$; в – $C_{топ} = 18$; г – $C_{топ} = 17.7$ ($N_e = 156$ кВт, $n = 1550$ мин⁻¹)

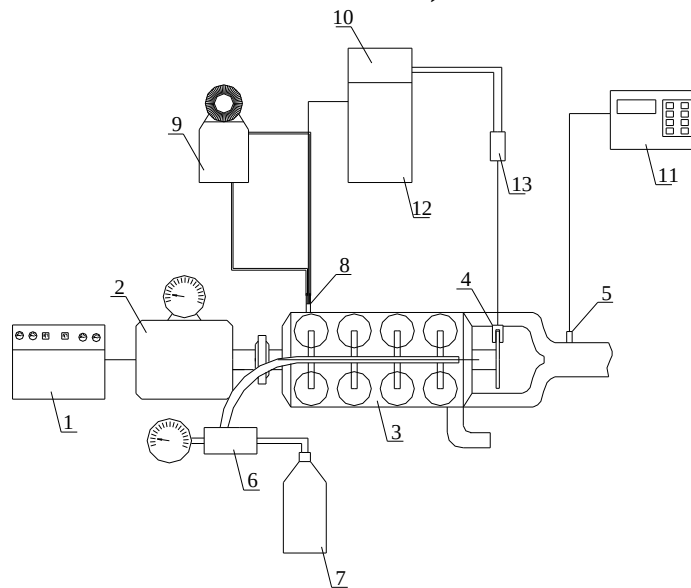
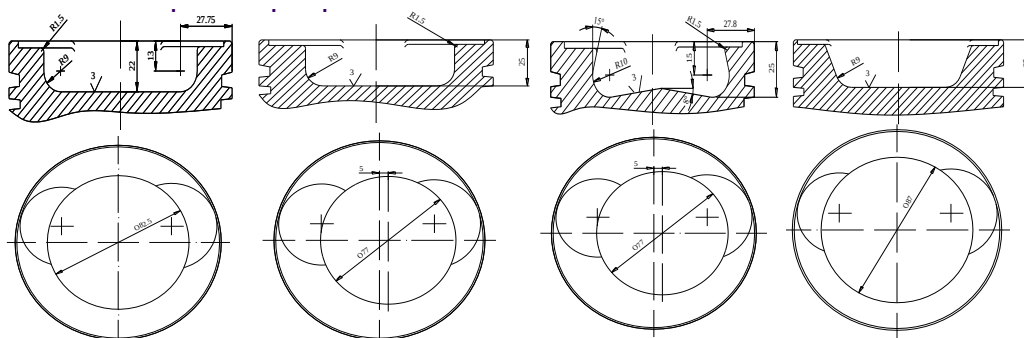


Рис. 2. Принципиальная схема экспериментальной установки для испытания газоподогревателя; 1 - пульт управления; 2 – разгрузочное устройство; 3 – газоподогреватель; 4 – датчик для регистрации положения коленчатого вала; 5 – лямбда-зонд; 6 – редуктор высокого давления; 7 – газовый баллон; 8 – датчик высокого давления; 9 – устройство охлаждения датчика высокого давления; 10 – устройство приема и обработки сигнала с датчика высокого давления и датчика положения коленчатого вала; 11 – газоанализатор; 12 – усилитель сигнала; 13 – мультипликатор;



Симметричная

Смещенная

ω-образная

Коническая

Рис. 3. Камеры сгорания в поршне двигателя КамАЗ-740.13 .Г-260;

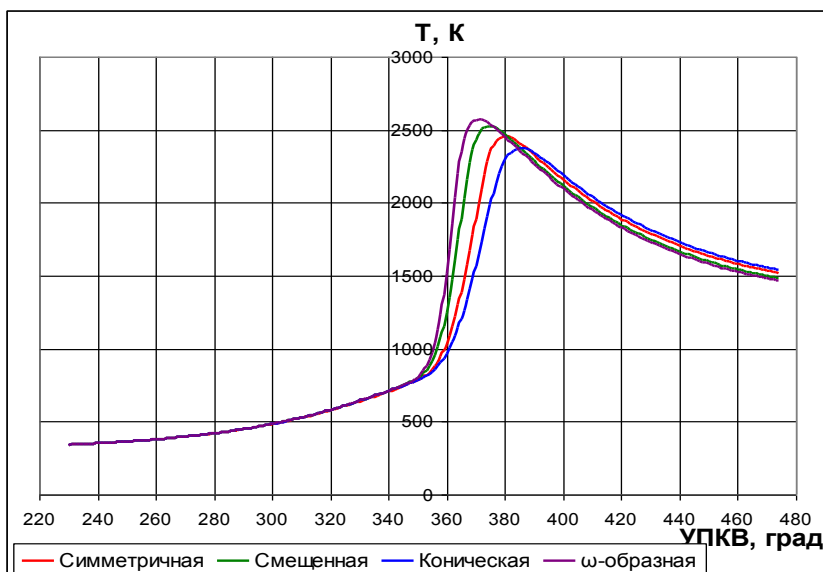


Рис. 4. Изменение средней по объему температуры рабочего тела в цилиндре газового двигателя КамАЗ-740.13 .Г-260 в зависимости от формы камеры сгорания ($N_e = 176 \text{ кВт}$; $n = 2240 \text{ мин}^{-1}$)

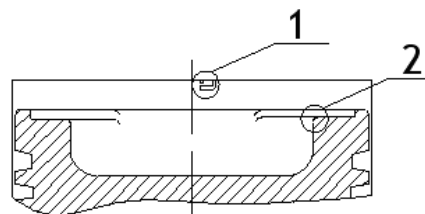
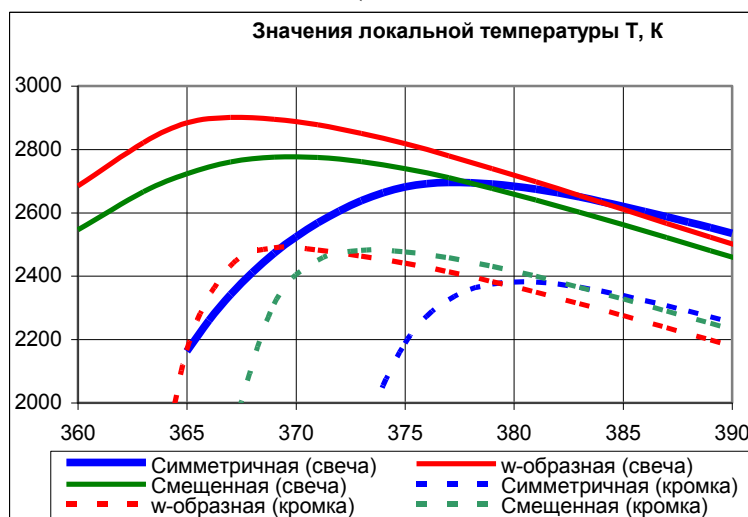


Рис. 5. Локальные значения нестационарной температуры рабочего тела в цилиндре газового двигателя КамАЗ-740.13 .Г-260: 1. В районе свечи зажигания (сплошные линии); 2. В районе кромки поршня (пунктиры) ($N_e = 156 \text{ кВт}$; $n = 1550 \text{ мин}^{-1}$)

Локальные значения массовых долей NO_x (режим номинальной мощности).
 $\varphi = 380^\circ$.

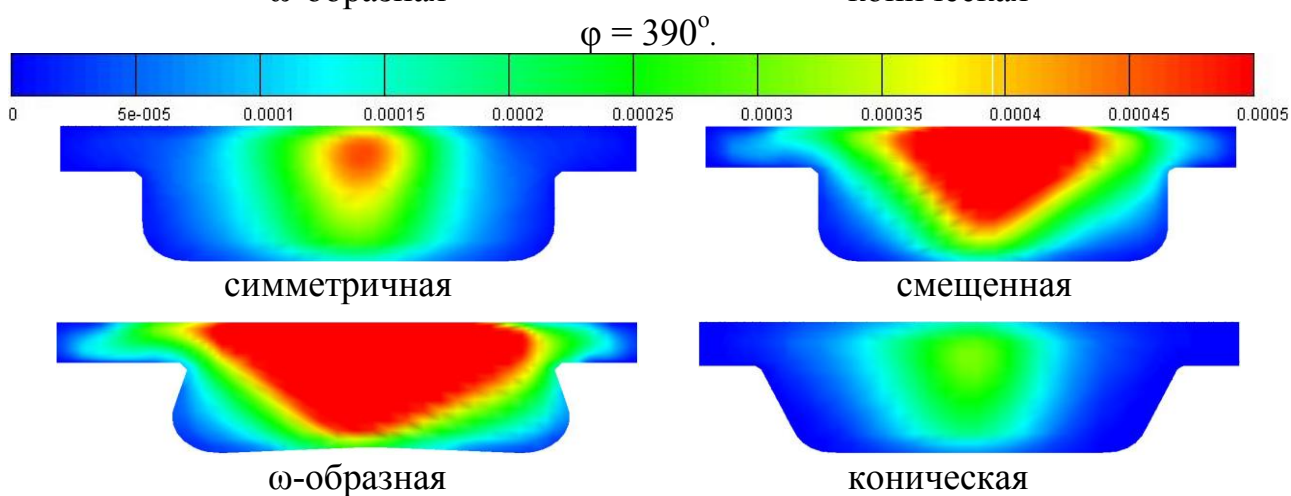
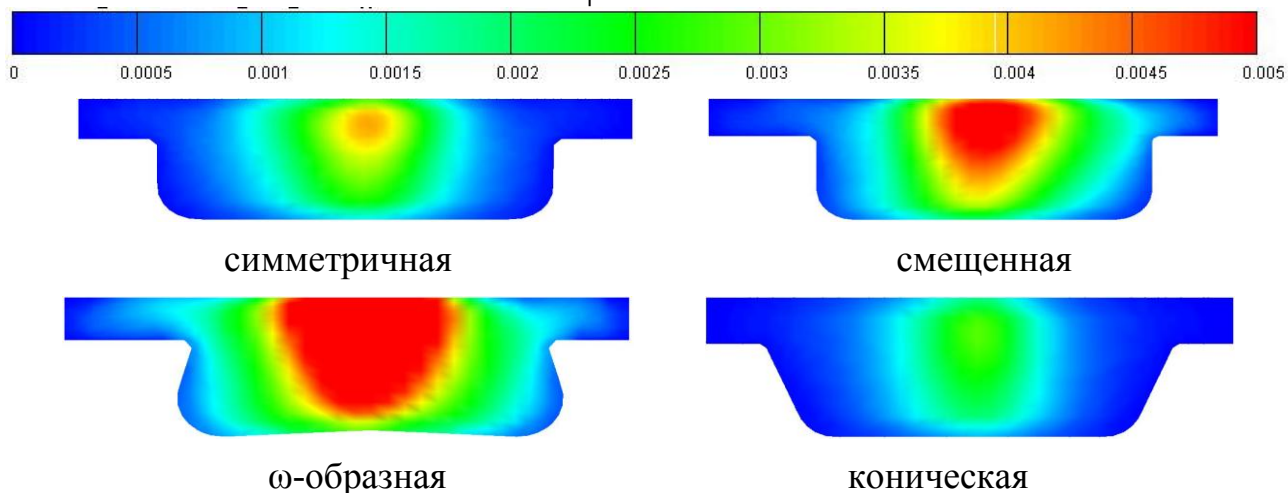


Рис. 6. Изменение локальных концентраций оксидов азота в различных моментах рабочего цикла в цилиндре газового двигателя КамАЗ-740.13 .Г-260 в зависимости от формы камеры сгорания ($N_e = 176$ кВт; $n = 2240$ мин $^{-1}$)

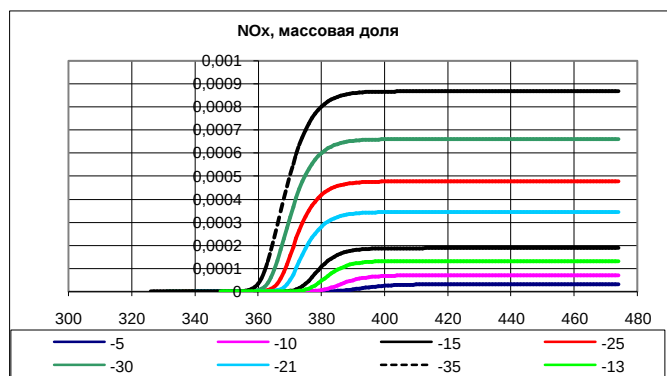


Рис. 7. Количество образовавшихся NO_x за цикл в цилиндре газового двигателя КамАЗ-740.13 .Г-260 с ω – образной камерой сгорания в зависимости от угла опережения зажигания ($N_e = 156$ кВт; $n = 1550$ мин $^{-1}$)

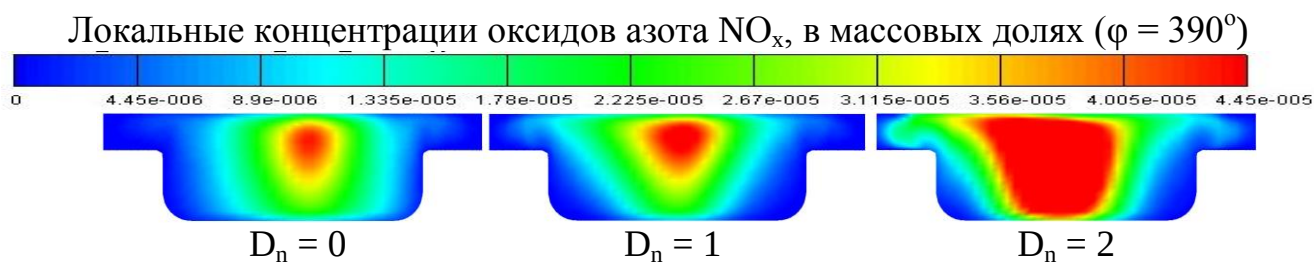


Рис. 8. Локальные значения NO_x в цилиндре газового двигателя КамАЗ-740.13 .Г-260 с симметричной камерой сгорания в зависимости от интенсивности вихревого движения ($N_e = 156$ кВт; $n = 1550$ мин $^{-1}$)

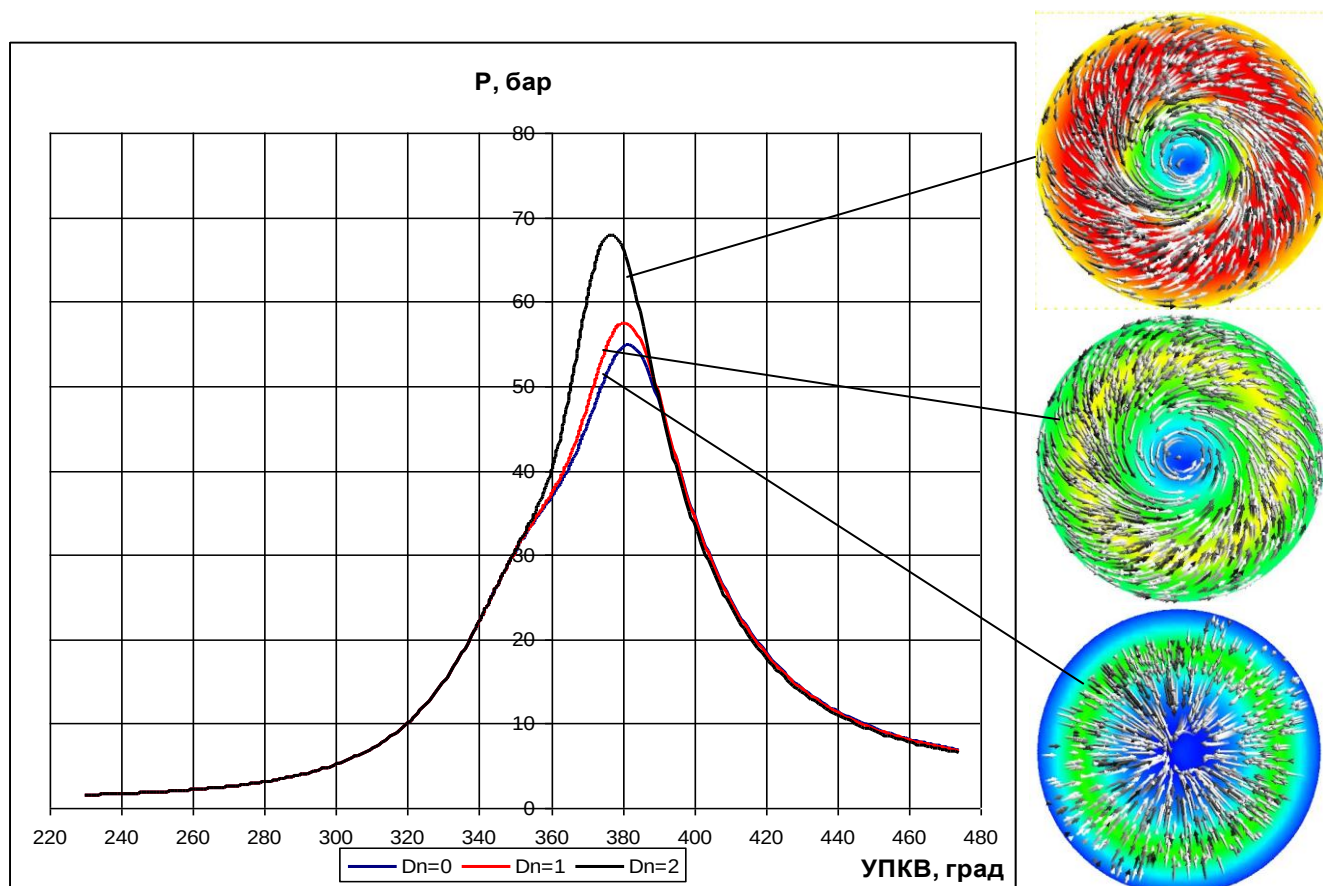


Рис. 9. Изменение давления в цилиндре газового двигателя КамАЗ-740.13 .Г-260 с симметричной КС в зависимости от интенсивности вихревого движения ($N_e = 156$ кВт; $n = 1550$ мин $^{-1}$). Справа указаны поля скоростей в цилиндре при $\varphi = 345^\circ$ на расстоянии от головки цилиндра $h = 2$ мм для $D_n = 0, 1, 2$ (снизу вверх, соответственно)

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Шибанов А.В., Савченков Д.А., Гайворонский А.И. Сравнительный анализ влияния формы камеры сгорания газового двигателя с применением трехмерной модели // Сборник научных трудов по проблемам двигателестроения, посвященный 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана. – М., 2005. – С.164-170.

2. Гайворонский А.И., Савченков Д.А., Шибанов А.В. Влияние формы камеры сгорания на экологические и экономические показатели газового двигателя // Образование через науку: Тезисы докладов Международной конференции. – М., 2005. – С.385.
3. Численный анализ влияния формы камеры сгорания на турбулентное движение и сгорание газа в цилиндре дизеля / Р.З. Кавтарадзе, А.И. Гайворонский, А.В. Шибанов и др. // Труды четвертой Российской национальной конференция по теплообмену. – Москва, 2006. - Том 3. - С. 246-249.
4. Экспериментальный анализ локальных температур поршня дизеля, конвертируемого на природный газ / Р.З. Кавтарадзе, А.И. Гайворонский, В.А. Федоров и др. // Труды четвертой Российской национальной конференция по теплообмену. – Москва, 2006. - Том 7. - С. 230-233.
5. Кавтарадзе Р.З., Гайворонский А.И., Шибанов А.В. Влияние формы камеры сгорания на образование оксидов азота в газовом двигателе // Решение энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе: Тезисы докладов международной научно-технической конференции 3-и Луканинские чтения. – М., 2007. - С.24-28.
6. Расчет радиационно-конвективного теплообмена в камере сгорания дизеля / Р.З. Кавтарадзе, А.И. Гайворонский, В.А. Федоров и др. // Теплофизика высоких температур. – 2007. - Том №45, №5. - С.741-748.
7. Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Шибанов А.В. Исследование влияния конструктивных и регулировочных параметров на образование оксидов азота в газовом двигателе с использованием трехмерной модели рабочего процесса // Двигатель – 2007: Сборник научных трудов по материалам международной конференции, посвященной 100-летию школе двигателестроения МГТУ им Н.Э. Баумана. – Москва, 2007. – С.145-150.
8. Расчетно-экспериментальное исследование теплового состояния поршня быстроходного дизеля, конвертированного на природный газ / Р.З. Кавтарадзе, А.И. Гайворонский, Д.О. Онищенко и др. // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. - 2007. - Специальный выпуск. - С.70-80.