

На правах рукописи

УДК 621.434:536.24

Зеленцов Андрей Александрович

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЛОКАЛЬНОГО ТЕПЛООБМЕНА В КАМЕРЕ
СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ, КОНВЕРТИРОВАННОГО НА ПРИРОДНЫЙ
ГАЗ**

Специальность 05.04.02 - Тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва – 2011

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
Петриченко Михаил Романович

кандидат технических наук,
старший научный сотрудник
Скрипник Алексей Александрович

Ведущее предприятие: Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

Защита диссертации состоится _____ 2011 г. в _____ часов на заседании диссертационного совета Д 212.141.09 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, Рубцовская наб., д.2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд. 947.

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

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 «___» _____ 201 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
к. т. н. доцент

Тумашев Р.З.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Природный газ является наиболее известным и исследованным газовым топливом, используемым в транспортных силовых установках. Его значительные запасы в сочетании с развитой сетью доставки от месторождений до потребителя, а также экологические преимущества в сравнении с традиционными видами топлива, позволяют рассматривать природный газ как реальную альтернативу жидким углеводородным топливам.

Одним из наиболее распространенных способов организации рабочего процесса с использованием природного газа в качестве моторного топлива является конвертирование серийных дизелей в двигатель с воспламенением от запальной дозы топлива (газожидкостный двигатель), что помимо изменения экологических параметров работы двигателя приводит к изменению условий протекания процессов теплообмена в камере сгорания. Однако данным процессам, не смотря на то, что именно они определяют работоспособность конструкции двигателя, часто не уделяется должного внимания.

Процессы локального теплообмена также являются важнейшим элементом математической модели внутрицилиндровых процессов. Широкое внедрение методов численного моделирования, сокращающих затраты времени и средств на экспериментальную доводку газожидкостного двигателя, приводит к необходимости точного определения граничных условий на поверхностях, подвергающихся тепловым нагрузкам.

Без детального изучения внутрицилиндровых процессов, подразумевающего определение локальных температур рабочего тела в объеме цилиндра, дальнейшее совершенствование двигателя становится весьма затруднительным. Все это делает исследование теплообмена в камере сгорания двигателя, конвертированного на газ, важнейшим компонентом процесса проектирования перспективных ДВС и одной из **актуальных** задач современного двигателестроения.

Цель работы: Расчетно-экспериментальное исследование локального нестационарного теплообмена при использовании различных моделей турбулентности, горения и теплообмена в пограничном слое и оценка тепловых нагрузок на детали камеры сгорания дизеля, конвертированного в газожидкостный двигатель.

Достижение поставленной цели требует решения следующих **задач**:

1. Разработка математической модели трехмерных нестационарных процессов переноса, турбулентного горения и теплообмена в цилиндре дизеля, конвертированного в газожидкостный двигатель.
2. Исследование влияния различных моделей турбулентности, моделей горения и пристеночных функций, а также моделей теплообмена в пристеночной области на величины тепловых потоков в стенки камеры сгорания поршневого двигателя.
3. Верификация расчетных данных по результатам измерения локаль-

ных температур на поверхностях огневых днищ поршней базового дизеля и газожидкостного двигателя.

4. Анализ влияния конструктивных (интенсивности вихревого движения заряда) и регулировочных (коэффициента избытка воздуха, угла опережения впрыскивания запальной дозы дизельного топлива, величины запальной дозы, давления впрыскивания) параметров на локальный теплообмен в камере сгорания газожидкостного двигателя.

Научная новизна:

– Впервые для оценки термических граничных условий в камере сгорания дизеля, конвертированного в газожидкостный двигатель, использован широкий спектр современных моделей турбулентности, горения и локального теплообмена, после уточнения которых определено оптимальное их сочетание, приводящее к адекватным результатам.

– На базе 3D – CFD кода FIRE создан инструмент для исследования локального теплообмена в пристеночных слоях камеры сгорания дизеля, конвертированного в газожидкостный двигатель.

– Проведены экспериментальные исследования локальных температур поршней, а также сравнительный анализ локального теплообмена на огневых днищах поршней дизеля ЯМЗ-236 и его газожидкостной модификации с соблюдением идентичности мест установки датчиков, режимов работы двигателя ($M_e = idem$, $n = idem$) и его конструкционных параметров (форма камеры сгорания и степень сжатия).

– Исследовано влияние конструктивных (интенсивности вихревого движения заряда) и регулировочных (коэффициента избытка воздуха, угла опережения впрыскивания и величины запальной дозы, давления впрыскивания) параметров на локальный теплообмен в цилиндре газожидкостного двигателя с учетом процессов нестационарного трехмерного движения и турбулентного сгорания топливовоздушной смеси.

Достоверность и обоснованность научных положений определяются:

– использованием фундаментальных законов и уравнений теплофизики, гидро- и газодинамики и физической химии с соответствующими граничными условиями, современных численных методов реализации математических моделей;

– применением достоверных опытных данных по исследованию теплового состояния поршней базового дизеля и его газожидкостной модификации, полученных во ВНИИГАЗ и в МГТУ им. Н.Э. Баумана при участии автора.

Практическая значимость работы состоит в том, что:

– создан инструмент, позволяющий с достаточной точностью прогнозировать термические граничные условия в камере сгорания, в частности тепловую нагрузку на поршень, при конвертировании дизеля в газожидкостный двигатель (т.е. газовый двигатель с воспламенением от запальной дозы дизельного топлива);

– определены значения конструктивных и регулировочных параметров,

обеспечивающих оптимальные эффективные и экологические показатели работы газожидкостной модификации дизеля ЯМЗ-236.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы были доложены на:

- XVI Школе-семинаре молодых ученых и специалистов под рук. академика РАН А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках», 2007г., Санкт-Петербург, СПбГПУ.
- Научно-технической конференции «4-ые Луканинские чтения. Решение энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе», 2009г., Москва, МАДИ.
- XVII Школе-семинаре молодых ученых и специалистов под рук. академика РАН А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в аэрокосмических установках», 2009г., Жуковский, ЦАГИ им. Н.Е. Жуковского, МФТИ (диплом за лучший доклад).
- Пятой Российской Национальной Конференции по Теплообмену, 2010г., Москва, МЭИ.
- Юбилейной научно-технической конференции «Двигатель-2010», посвященная 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010г., Москва, МГТУ.

Публикации: основные положения диссертации опубликованы в 13 работах.

Объем работы: диссертационная работа содержит 167 страниц основного текста, 65 рисунков, 24 таблицы, состоит из введения, 4-х глав, заключения, приложения и списка литературы, включающего 164 наименования.

Значительная часть проведенных исследований выполнялась в рамках грантов РФФИ: № 05-08-01311, №08-08-00348, №09-08-00279.

СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении приведена целесообразность исследования процессов локального теплообмена в двигателях, конвертированных на газообразное топливо. Обоснована актуальность, научная новизна и практическая ценность работы, дана общая характеристика диссертации.

В первой главе проведен анализ работ, посвященных теоретическому и экспериментальному изучению рабочего процесса в газовых и газожидкостных двигателях, а также процессов теплообмена в пограничном слое камер сгорания поршневых двигателей, выполненных отечественными и иностранными исследователями, среди которых: Гайворонский А.И., Галышев Ю.В., Иващенко Н.А., Кавтарадзе Р.З., Марков В.А., Петриченко М.Р., Петриченко Р.М., Розенблит Г.Б., Руднев Б.И., Стефановский Б.С., Хачиян А.С., Чесноков С.А., Annand W., Boulouchos K., Eberle M., Eichelberg G., Han Z., Heywood J., Reitz R.D., Pfalum W., Woschni G., Zeilinger K. и ряд других ученых. Осуществляется сравнение моделей теплообмена в поршневых двигателях, основанных на теории ламинарного и турбулентного пограничного слоя. При численном моделировании процессов локального теплообмена особое вни-

мание уделяется исследованию процессов в пограничных слоях камеры сгорания двигателя с использованием различных моделей турбулентности и пристеночных функций, рассматриваемых в фундаментальных работах Исаева С.А., Колмогорова А.Н., Кутателадзе С.С., Леонтьева А.И., Лойцянского Л.Г., Durbin P., Hanjalić K., Karman T., Launder B., Nikuradse J., Prandtl L., Spalding D.B., Wilcox D.C., Yakhot V. и др.

На основе проведенного анализа работ по заданной тематике была поставлена цель диссертационной работы и определены задачи, решение которых необходимо для ее достижения (см. выше).

Вторая глава посвящена математическому моделированию рабочего процесса и теплообмена в цилиндре газожидкостного двигателя с учетом химической кинетики. Обобщенное уравнение переноса приводится в виде

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho \Phi) + \operatorname{div}(\rho \vec{W}_j \Phi) = \operatorname{div}(\Gamma_\Phi \operatorname{grad} \Phi) + S_\Phi, \quad (1)$$

где Φ – одна из зависимых переменных, $\vec{W}$ – вектор скорости газа, ρ – плотность газа, Γ_Φ – обобщенный коэффициент переноса (диффузии, вязкости, тепло- или температуропроводности), S_Φ – источниковый член (табл. 1).

При подстановке соответствующих членов в обобщенное уравнение (1) получается система уравнений трехмерного нестационарного переноса (уравнения Навье-Стокса, энергии, неразрывности и диффузии). В результате осреднения система принимает форму Рейнольдса, для замыкания которой используются четыре различные модели турбулентности, ориентированные на решение специфических для поршневых двигателей задач:

1. Уравнения k - ε модель (в тензорной форме):

$$\begin{aligned} \frac{\partial k}{\partial \tau} + \overline{W}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tau_{ij} \frac{\partial \overline{W}_i}{\partial x_j} - \varepsilon, \\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial \tau} + \overline{W}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + c_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \overline{W}_i}{\partial x_j} - c_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k}, \end{aligned} \quad (2)$$

где $\nu_t = c_\mu \cdot k^2 / \varepsilon$ – турбулентная вязкость, а эмпирические константы имеют значения: $c_\mu = 0,09$; $c_{\varepsilon 1} = 1,44$; $c_{\varepsilon 2} = 1,92$; $\sigma_k = 1$; $\sigma_\varepsilon = 1,3$.

Таблица 1.

Значения обобщенного коэффициента переноса и источникового члена в уравнениях математической модели

Вид уравнения	Φ	Γ_Φ	S_Φ
1. Уравнение Навье-Стокса	W_j	μ	$\rho G_j - \frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{1}{3} \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial W_j}{\partial x_j} \right)$
2. Уравнение энергии	H	$\frac{\lambda}{c_p}$	$\frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} W_j) + \rho G_j W_j + w_r Q_r + \frac{\partial q_{R_j}}{\partial x_j}$
3. Уравнение диффузии	$\frac{C}{\rho}$	$D_c \rho$	$\dot{m}$
4. Уравнение неразрывности	1	0	0

2. AVL HTM (Hybrid Turbulence Model) – модель, являющаяся одной из последних модификаций k - ε модели. В данном случае константа $c_\mu = 0,09$ стандартной k - ε модели заменяется выражением

$$c_\mu = \left(-\overline{W_i W_j} \frac{\partial W_i}{\partial x_j} \right) / \left(\frac{k}{\varepsilon^2} S^2 \right), S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}, \quad (3)$$

предложенным В. Basara и S. Jakirlic в целях учета влияния различных областей течения. При этом S_{ij} – средняя величина деформации элементарного объема жидкости в единицу времени.

3. k - ζ - f модель турбулентности. Она является развитием $v2f$ модели и предусматривает решения дополнительного уравнения для нормированного масштаба скорости $\zeta = W^2/k$:

$$\rho \frac{D\zeta}{Dt} = \rho f - \rho \frac{\zeta}{k} P_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\zeta} \right) \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} \right], \quad (4)$$

где f – эллиптическая функция релаксации. Также была изменена одна из констант в выражении для ε (2).

4. RSM- модель R. Manceau и К. Hanjalić. Эта модель, как и все другие RSM (Reynolds Stress Models), является альтернативой использованию моделей турбулентной вязкости, к которым относятся описанные выше три модели. Для RSM–моделей характерно непосредственное решение уравнений переноса для неизвестных тензоров второго порядка, возникающих при осреднении по Фавру или по Рейнольдсу.

Для описания течения рабочего тела вблизи твердых поверхностей используются пристеночные функции. Стандартный их вид предусматривает определение универсальной безразмерной скорости u^+ как функции от универсальной координаты y^+ . Применяются также гибридные пристеночные функции, предложенные М. Роровац и К. Hanjalić, в которых в отличие от стандартных функций вязкий и логарифмический слои связаны универсальным безразмерным соотношением для распределения температур в пристеночном пограничном слое (для определенного диапазона числа Прандтля).

Модели теплообмена в пристеночной области основаны на зависимостях, характеризующих распределение средней безразмерной температуры T^+ по толщине пограничного слоя y^+ . Основной особенностью использованной модели Z. Han и R. Reitz, является учет нестационарности течения рабочего тела, его сжимаемости, а также наличия источников членов.

Численная реализация модели осуществляется на основе 3D-CFD-кода FIRE, разработанного фирмой AVL List GmbH (License Agreement for Use of the Simulation Software AVL FIRE between Moscow State Technical Univ. n.a. N.E.Bauman and AVL List GmbH, 2010). Ядро FIRE основано на численном методе контрольных объемов с использованием усовершенствованного алгоритма SIMPLE.

Сначала расчетная область (цилиндр двигателя с впускными каналами) разбивается на конечное число контрольных объемов (КО), деформируемых в направлении оси цилиндра и по направлению движения впускного клапана.

В дальнейшем процессы сжатия и сгорания свежего заряда рассматриваются для закрытого цилиндра, что позволяет уменьшить количество КО в расчетной сетке ($c \sim 346\ 000$ до $66\ 000$). Параметры исследуемых двигателей представлены в табл. 2.

Верификация математической модели проводилась путем сравнения индикаторных диаграмм. Отклонения расчетных максимальных давлений цикла от экспериментальных значений, в частности, составили 0,48% и 1,04% на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента, соответственно.

Применение различных моделей турбулентности для исследования внутрицилиндровых процессов в дизеле ЯМЗ-236 показало существенную разницу по интенсивности турбулентного движения, особенно на кромках камеры сгорания, что, безусловно, отражается на тепловом состоянии поршня. Например, повышенные значения кинетической энергии турбулентности k , полученные при использовании $k-\zeta-f$ модели, приводят к большим, отличным от реальных значений, величинам тепловых потоков в этой области. Еще более существенный рост тепловых нагрузок (до 30%) дает применение модели теплообмена Han-Reitz. В связи с этим для оценки теплового состояния поршня применялись экспериментальные данные (глава 3).

Исследования сгорания топливо - воздушной смеси в цилиндре газожидкостного двигателя проводились на основе трех, наиболее распространенных в настоящее время моделей: 1) Модели турбулентного сгорания Magnussen и Hjertager, уточненной в процессе исследования путем ведения экспериментальных коэффициентов $B=5$, $C=0,5$; 2) Модифицированной расширенной модели когерентного пламени ECFM-3Z (Extended Coherent Flame Model), предназначенной для расчетов рабочих процессов в дизелях; 3) Варианта модели когерентного пламени в сочетании с моделью зажигания смеси воздуха и природного газа за счет впрыскивания дизельного топлива (ECFM+DIGE). ECFM-модель основана на концепции распространения ламинарного пламени, при этом средняя скорость реакции горения топлива:

$$\bar{w}_r = -\rho_{Tp} w_l \Sigma, \quad (5)$$

где ρ_{Tp} – парциальная плотность топлива; w_l – скорость ламинарного пламени,

Таблица 2.

Параметры исследуемых двигателей

Двигатель	Параметры	Режим работы двигателя	
		Ne=Ne _{ном}	Me=Me _{max}
Дизель ЯМЗ-236 (S/D=140/130мм/мм, ε=16,5)	n , мин ⁻¹	2060	1300
	Me, Нм	750	880
	G _{дт} , кг/ч	39,13	26,01
	P _к , бар	1,89	1,48
Газожидкостный вариант ЯМЗ-236 (S/D=140/130мм/мм, ε=16,5)	n , мин ⁻¹	2060	1300
	Me, Нм	750	880
	G _{дт} , кг/ч	7,4	6,97
	G _г , кг/ч	25,5	18,26
	P _к , бар	1,85	1,34

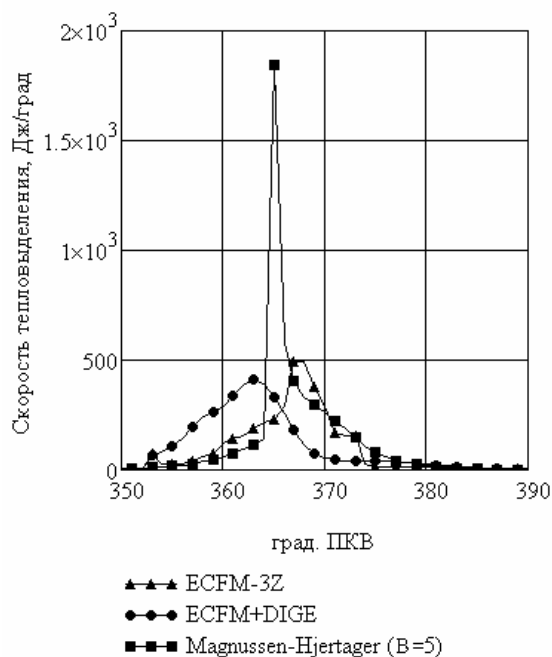


Рис. 1. Расчетная скорость тепловыделения (Дж/град) в газожидкостном двигателе на номинальном режиме

лено, что модель Magnussen – Hjertager приводит к двухстадийному протеканию процесса сгорания: сначала выгорает запальная доза дизельного топлива, затем начинается процесс сгорания газо-воздушной смеси, уже находящейся в камере сгорания. В то же время, при расчетах с использованием ECFM-3Z модели сгорания при $\varphi = 353^\circ$ УПКВ происходит самовоспламенение дизельного топлива, в то время как при использовании других моделей без впрыскивания запальной дозы сгорания не происходит. В результате дальнейшие исследования процессов в газожидкостном двигателе проводились с применением (ECFM+DIGE)-модели.

В третьей главе изложен метод экспериментального исследования локальных температур поршней дизеля ЯМЗ-236 и его газожидкостной модификации, дается сравнение и анализ процессов локального теплообмена в камерах сгорания путем исследования характера изменения граничных условий третьего рода на поверхностях огневых днищ поршней. В целях обеспечения достоверности сравнительного анализа, измерения локальных температур на поверхностях огневых днищ поршней проводились с соблюдением идентичности мест установки датчиков и режимов работы двигателей (рис. 2, табл. 1). Сравнивались также результаты моделирования теплонапряженного состояния поршней исследуемых двигателей на основании полученных граничных условий третьего рода и экспериментальных данных.

Измерения проводились с помощью датчиков типа ИМТК (измеритель максимальной температуры кристаллический), разработанных в ИАЭ им. И.В. Курчатова. К преимуществам этих датчиков, помимо отсутствия токо-съемника и необходимости непосредственного соединения датчика с регист-

зависящая от локального давления p , температуры T свежего заряда газа и локального коэффициента избытка воздуха α_B ; Σ - площадь фронта пламени на единицу объема.

Результаты моделирования процессов в газожидкостном двигателе при использовании указанных моделей также показали различные результаты. В частности, значительное различие было замечено в процессах сгорания, выраженное в более низких значениях максимального давления цикла (p_z), полученного при расчетах с моделью ECFM-3Z и Magnussen-Hjertager по сравнению с ECFM+DIGE ($p_z = 11,7$ МПа и $11,9$ МПа в сравнении с $13,1$ МПа). На основе анализа результатов моделирования (рис. 1) было установ-

Проведенные исследования показали, что все используемые математические модели теплообмена в пристеночной области и турбулентных течений в камере сгорания приводят к завышенным по сравнению с экспериментальными данными значениям температур на поверхностях огневых днищ поршней дизеля и газожидкостного двигателя (рис. 3). Среди рассматриваемых моделей наиболее близкие к экспериментальным данным результаты дают модель гибридной турбулентности и модель Manceau-Hanjalić (погрешность на кромке КС составляет 3,2% для датчика XII и 15,7% для датчика VII). Для k - ε и k - ζ - f моделей превышение значений температур составляет уже от 7,2% для датчика XII внутри камеры в поршне до 22,3% для датчика VII.

Четвертая глава посвящена анализу конструктивных и регулировочных параметров на локальный теплообмен в камере сгорания газожидкостного двигателя.

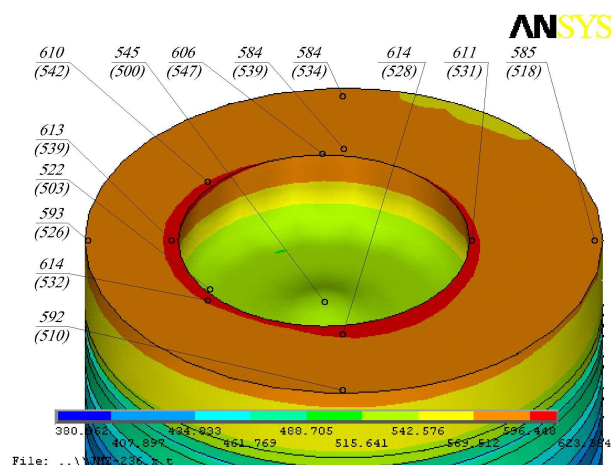


Рис. 3. Температурное поле поршня (К) (в скобках указаны экспериментальные значения температур) газожидкостного двигателя на базе ЯМЗ-236 на режиме номинальной мощности при расчетах с использованием модели AVL HTM

Интенсивность вихревого движения заряда в момент впрыскивания запальной дозы дизельного топлива оказывает значительное влияние на смесеобразование и развитие процесса сгорания в цилиндре газожидкостного двигателя. Численное исследование проводилось для пяти значений вихревого числа D_n : 0; 0,5; 1; 1,5 и 2 на исследуемых режимах работы (табл. 2).

На режиме номинальной мощности установлена обратная зависимость между величиной k и интенсивностью вихря D_n в цилиндре двигателя. При этом максимальные значения кинетической энергии турбулентности изменяются от $k=37,18 \text{ м}^2/\text{с}^2$ при $\varphi = 351^\circ \text{УПКВ}$ ($D_n = 0$), до $k = 33,19 \text{ м}^2/\text{с}^2$ при том же значении угла ПКВ и $D_n = 2$. Интенсивность вихревого движения заряда в цилиндре влияет на скорость распространения турбулентного пламени.

В зависимости от величины вихревого числа в цилиндре двигателя максимальное давление меняется в пределах от $p_z = 12,49 \text{ МПа}$ при $D_n = 0$ до $p_z = 13,33 \text{ МПа}$ при $D_n = 2$ ($n = 2060 \text{ мин}^{-1}$) и от $p_z = 11,7 \text{ МПа}$ при $D_n = 0$ до $p_z = 12,7 \text{ МПа}$ при $D_n = 2$ ($n = 1300 \text{ мин}^{-1}$), что оказывает влияние на мощность двигателя.

Для обеспечения эффективной работы дизеля, конвертированного на природный газ необходимо регулирование ряда параметров, прежде всего, количества цикловой дозы газового топлива и коэффициента избытка воздуха. В газожидкостных двигателях также целесообразно регулирование величины запальной дозы топлива и момента ее подачи – угла опережения впрыскивания ($\varphi_{ОВТ}$).

Численные эксперименты были проведены для значений $\varphi_{ОВТ}$: -23° , -20° , -14° , -10° , -8° и -5° УПКВ на исследуемых режимах работы двигателя. В результате было установлено, что величина максимального давления цикла p_z на режиме номинальной мощности изменяется на 30% (от 14,1 МПа при $\varphi_{ОВТ} = -23^\circ$ УПКВ до 9,9 МПа при $\varphi_{ОВТ} = -5^\circ$), при этом угол максимального давления изменяется от 362° УПКВ до 377° УПКВ соответственно (рис. 4). Очевидно, что с точки зрения эффективности рабочего цикла предпочтительным является процесс, при котором пик тепловыделения расположен вблизи ВМТ

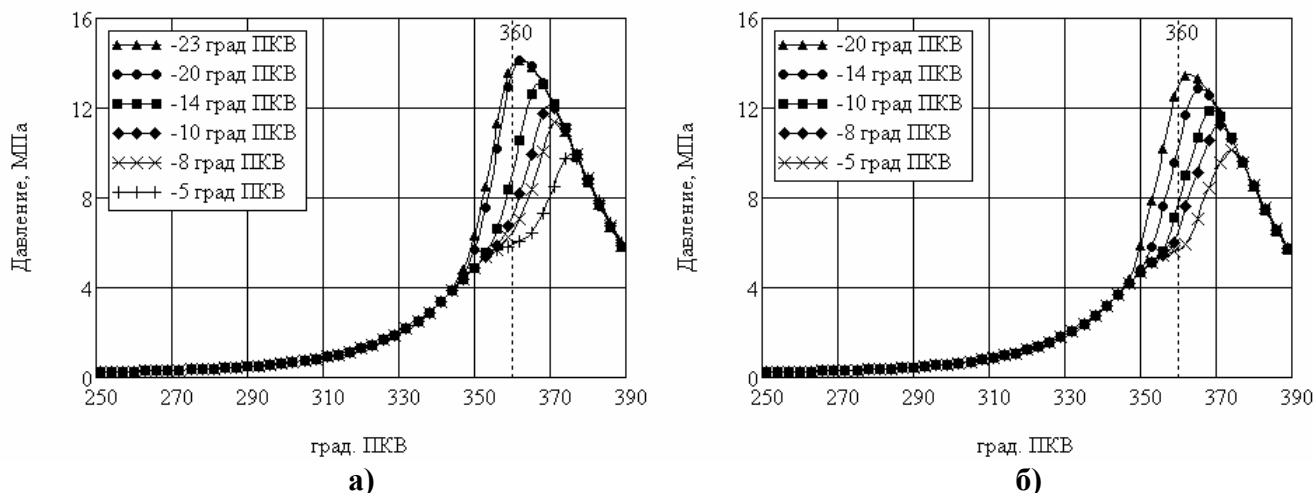


Рис. 4. Индикаторные диаграммы дизеля ЯМЗ-236, конвертированного в газожидкостный двигатель, при различных значениях угла опережения впрыскивания дизельного топлива $\varphi_{ОВТ}$ на режимах: а) $n = 2060 \text{ мин}^{-1}$, б) $n = 1300 \text{ мин}^{-1}$

($\varphi_{OBT} = -14^\circ$ УПКВ при $n = 2060 \text{ мин}^{-1}$ и -10° УПКВ при $n = 1300 \text{ мин}^{-1}$).

Для исследуемых режимов работы двигателя были определены оптимальные значения коэффициента избытка воздуха (моделирование проводилось для следующих значений α_B : 1; 1,5; 2; 2,5). Расчеты показали значительный рост p_z при обогащении смеси: так, если при $\alpha_B = 2,5$ на режиме номинальной мощности $p_z = 10,89 \text{ МПа}$, то при $\alpha_B = 1$ p_z уже составляет 20,86 МПа, что находит свое отражение в росте N_e . Однако скорости тепловыделения при таком режиме работы двигателя оказываются слишком велики (максимальные значения достигают 2920 Дж/град при $n = 2060 \text{ мин}^{-1}$ и 2090 Дж/град при $n = 1300 \text{ мин}^{-1}$), что свидетельствует о высокой тепловой нагрузке на детали камеры сгорания (рис. 5) и высокой шумности работы двигателя. С этой точки зрения более эффективной является работа двигателя при $\alpha_B = 1,5$ и 2.

В заключение был проведен анализ влияния величины запальной дозы дизельного топлива и давления впрыскивания на рабочий процесс в цилиндре газожидкостного двигателя. Зависимости параметров рабочего процесса дизеля, конвертированного в газожидкостный двигатель, от величины запальной дозы дизельного топлива m_{ci} представлены на рис. 6. Видно, что увеличение m_{ci} сопровождается нелинейным ростом максимального давления в цилиндре двигателя (на режиме $n = 2060 \text{ мин}^{-1}$ $p_z = 10,64 \text{ МПа}$ при 5% от

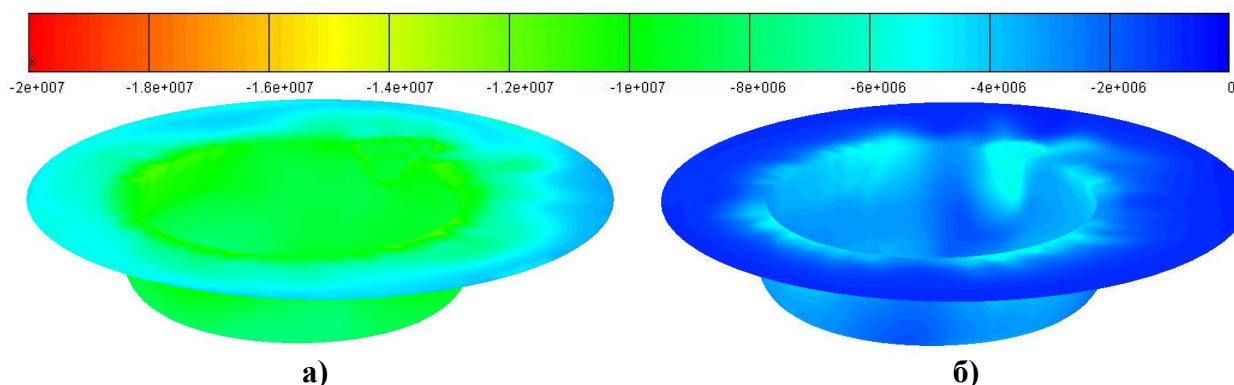


Рис. 5. Локальные тепловые потки на поверхности камеры сгорания дизеля ЯМЗ-236, конвертированного в газожидкостный двигатель, на режиме номинальной мощности ($\varphi = 367^\circ$ УПКВ) при: а) $\alpha_B = 1$; б) $\alpha_B = 2,5$

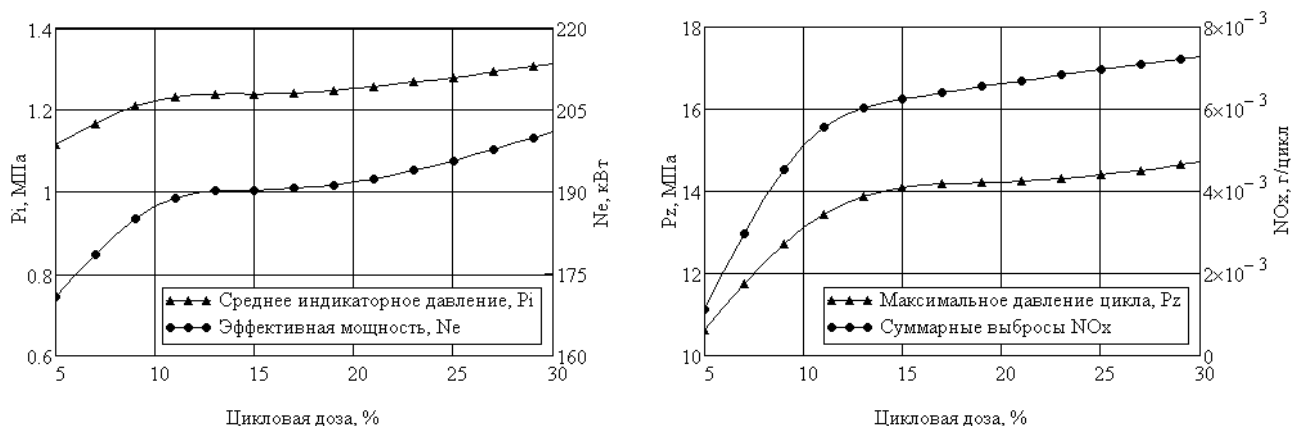


Рис. 6. Влияние запальной дозы дизельного топлива на показатели работы дизеля ЯМЗ-236, конвертированного в газожидкостный двигатель (режим номинальной мощности)

цикловой подачи дизеля, при переходе на 10% наблюдается быстрый рост p_z до 13,11 МПа, который затем несколько замедляется – при 20% запальной доле максимальное давление составляет 14,22 МПа). Увеличение максимального давления цикла приводит к повышению эффективной мощности (если при 5% $N_e = 170,73$ кВт, то при 30% – уже 201,06 кВт), но одновременно свидетельствует и об увеличении выбросов вредных веществ в атмосферу. Так на режиме $n = 2060$ мин⁻¹ при увеличении запальной дозы от 5% до 30% уровень выбросов оксидов азота увеличивается в 6,53 раза (от 0,0011168 г/цикл при 5% до 0,007291 г/цикл при 30%).

Важным аспектом увеличения p_z является повышение тепловых нагрузок на детали камеры сгорания. Так, если при 5% запальной дозе осредненные по тепловоспринимающим поверхностям значения тепловых потоков достигают 91400 Вт, то при 30% – уже 132120 Вт (режим номинальной мощности); на режиме максимального крутящего момента – соответственно 60450 Вт для 10% доли и 97447 Вт для 25%.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. На основе фундаментальных трехмерных уравнений нестационарного переноса количества движения (Навье-Стокса), энергии, концентрации и массы была сформулирована математическая модель рабочего процесса и теплообмена в поршневом двигателе с учетом химической кинетики. Основная система уравнений, записанная в форме Рейнольдса и замыкается с помощью моделей турбулентности, наиболее подходящих для решения специфических задач локального теплообмена в камере сгорания поршневого двигателя (k - ζ - f , k - ε , AVL HTM и модели Manseau&Nanjalić). Численные эксперименты проводились с применением программного комплекса FIRE, ориентированного на решение задач поршневых двигателей.
2. На основе экспериментальных индикаторных диаграмм были уточнены значения эмпирических коэффициентов в модели сгорания Magnussen – Hjertager, применение которой для моделирования внутрицилиндровых процессов в дизеле, работающем на традиционном дизельном топливе, обеспечивает хорошее согласование с результатами эксперимента.
3. По результатам моделирования процессов дизеле, конвертированном в газожидкостный двигатель, была выявлена неадекватность модели сгорания Magnussen – Hjertager в случае одновременного горения нескольких видов топлива (запальной дозы дизельного топлива и смеси природного газа с воздухом, подающейся в цилиндр двигателя в качестве основного топлива). В качестве альтернативы модели Magnussen – Hjertager предлагается использовать модель когерентного пламени в сочетании с моделью зажигания горючей смеси в цилиндре газожидкостного двигателя за счет впрыскивания дизельного топлива - (ECFM+ DIGE) модель.

4. Численные эксперименты показали существенную зависимость скоростных и температурных полей в цилиндре от используемых моделей турбулентности. С другой стороны установлено, что использование рассматриваемых моделей турбулентности не приводят к существенным различиям в величинах осредненных по объему цилиндра параметров (погрешность по p_z в сравнении с 0-мерной модели составила 0,48% при $n=2060 \text{ мин}^{-1}$ и 1,04% при $n=1300 \text{ мин}^{-1}$). Расчеты с использованием $k-\zeta-f$ модели приводят к наиболее высокой интенсивности турбулентности в области кромки камеры сгорания.
5. Исследована возможность внедрения в общую математическую модель различных видов пристеночных функций и моделей теплообмена в пристеночной области. Показана целесообразность использования для дальнейших расчетов процессов теплообмена в камере сгорания как стандартных, так и гибридных пристеночных функций, а также модели теплообмена Han-Reitz. Установлено, что расчетное значение толщины пограничного слоя существенно зависит от выбора пристеночных функций, что может привести к изменению значений тепловых потоков в стенку камеры сгорания. При этом в случае использования гибридных пристеночных функций существенное перераспределение тепловых потоков в пристеночной области не происходит, но их мгновенные локальные значения в областях, в которых фронт пламени приближается к стенкам камеры в поршне, увеличиваются с 10 МВт/м^2 до 17 МВт/м^2 . Значения нестационарных тепловых потоков существенно зависят от выбранной модели теплообмена в пристеночной области. Применение модели теплообмена Han-Reitz приводит к увеличению максимальных значений теплового потока примерно на 30% по сравнению со стандартной моделью.
6. Сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными показало, что все используемые модели теплообмена в пристеночной области и турбулентных течений приводят к несколько завышенным значениям температур на поверхностях огневых днищ поршней как дизеля, так и газожидкостного двигателя. Среди рассматриваемых моделей наиболее близкие к экспериментальным данным результаты дают модель гибридной турбулентности и модель Manceau&Hanjalic (от 1% до 10,5% для дизеля и 8-13% для газожидкостного двигателя в зависимости от сектора камеры сгорания, в то время как $k-\varepsilon$ и $k-\zeta-f$ модели для дизеля дают погрешность 10,4-15% и от 13,2% до 22,3% - для газожидкостного двигателя). Вместе с тем расчет с использованием модели рейнольдсовых напряжений требует больших затрат машинного времени (расчет на компьютере с процессором Intel Pentium E8800 3,0 ГГц и 8Гб оперативной памяти с применением моделей рейнольдсовых напряжений идет в 1,5 раза дольше), поэтому для дальнейших исследований в качестве основной целесообразен выбор модели гиб-

ридной турбулентности в сочетании со стандартными пристеночными функциями и моделью теплообмена.

7. Сравнение величин тепловых нагрузок на огневые днища поршней дизеля и его газожидкостной модификации (режим номинальной мощности), полученных с использованием ранее верифицированной математической модели, позволяет сделать вывод, что работе двигателя на смеси газового и дизельного топлива соответствуют меньшие значения α ($\alpha_{Г_max} = 609 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, $\alpha_{Д_max} = 714 \text{ Вт/м}^2\text{К}$) при более высоких результирующих температурах ($T_{Г_рез} = 1251 \text{ К}$ для газожидкостного двигателя и $T_{Д_рез} = 1026 \text{ К}$ для базового дизеля). Общей тенденцией является повышение значений коэффициента теплоотдачи на кромке камеры в поршне, однако в случае газожидкостного двигателя это повышение не столь выражено и объясняется иным, чем в дизеле, протеканием процесса сгорания топливо-воздушной смеси.
8. Расчет теплонапряженных состояний поршней исследуемых двигателей на режиме номинальной мощности показал снижение максимальных значений термических напряжений поршня газожидкостного двигателя (489 МПа) по сравнению с базовым дизелем (538 МПа), что указывает на его преимущество с точки зрения надежности и долговечности.
9. По результатам исследования влияния интенсивности вихревого движения заряда на параметры работы двигателя установлено, что при увеличении вихревого числа от 0 до 1 происходит рост p_z на 4,8%, от 1 до 2 – всего на 1,76% (режим номинальной мощности). На режиме $n = 1300 \text{ мин}^{-1}$ наблюдается обратная картина, и рост p_z составляет от $D_n = 0$ до 1 – 1,71%, от 1 до 2 – 6,7%. Таким образом, с точки зрения эффективных показателей двигателя предпочтительной выглядит использование системы, максимально закручивающей поток ($D_n=2$). С другой стороны, повышение D_n приводит к росту выбросов оксидов азота (на 29% и 17% для двух режимов). В качестве оптимального варианта в этой связи выглядит впускная система, обеспечивающая умеренную закрутку заряда в цилиндре ($D_n = 1$ и 1,5).
10. Удовлетворительными эффективными показателями газожидкостный двигатель обладает при углах опережения впрыска запальной дозы дизельного топлива, равных $\varphi_{ОВТ} = -14^\circ$, -10° УПКВ на режиме номинальной мощности и $\varphi_{ОВТ} = -10^\circ$, -8° УПКВ на режиме максимального крутящего момента. Ранний впрыск ($\varphi_{ОВТ} = -23^\circ$, -20° УПКВ на данных режимах) приводит к росту тепловых нагрузок и выбросов вредных веществ вследствие быстрого выгорания топлива (угол максимального давления смещен к ВМТ). В то же время поздний впрыск (-8° и -5° УПКВ) на режиме номинальной мощности дает снижение величины выбросов NO_x на 69% за счет снижения максимальной температуры цикла, однако потери мощности вследствие позднего сгорания топливо-воздушной смеси составляют более 6%.

11. С точки зрения сгорания, уровня выбросов NO_x и шумности работы двигателя оптимальными являются значения коэффициента избытка воздуха: $\alpha_B = 2$ для режима номинальной мощности и $\alpha_B = 2,5$ для режима максимального крутящего момента. Так, p_z для $\alpha_B = 1$ и 1,5 составляют 20,9 МПа и 16,3 МПа, 19 МПа и 16,2 МПа для режимов номинальной мощности и максимального крутящего момента соответственно, однако углы, при которых они достигаются, близки к ВМТ, что приводит к снижению полезной работы цикла. В то же время выбросы оксидов азота на режиме номинальной мощности при $\alpha_B = 2,5$ составляют всего 6,7% от соответствующих значений при $\alpha_B = 1$, а значения скоростей тепловыделения, определяющих скорость нарастания давления и, как результат, уровень шума, для богатой смеси в зависимости от режима достигают значений 2090 и 2920 Дж/град. Высокие значения скоростей тепловыделения недопустимы также и с точки зрения тепловых нагрузок на детали цилиндрико-поршневой группы.
12. С точки зрения экономических и экологических показателей при выборе оптимального значения запальной дозы дизельного топлива целесообразно минимизировать величину $m_{\text{ц}}$, при этом необходимо обеспечить требуемый уровень интенсивности впрыскивания, при котором осуществляется лучшее распыливание и увеличение числа капель распыливаемого топлива. Однако чрезмерное уменьшение $m_{\text{ц}}$ может привести к неустойчивому воспламенению и снижению максимального давления цикла (так на режиме номинальной мощности $p_z = 10,64$ МПа при 5% от цикловой подачи дизеля, при переходе на 20% максимальное давление составляет уже 14,22 МПа, аналогичная картина наблюдается и для режима максимального крутящего момента). Для рассматриваемых диапазонов давления впрыскивания установлены оптимальные запальные дозы дизельного топлива: $m_{\text{ц}} = 10\%$ от цикловой подачи дизеля на режиме номинальной мощности и 15% на режиме максимального крутящего момента.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

C	— концентрация	кг/м ³
c_p	— удельная теплоемкость газа при постоянном давлении	Дж/(кг·К)
D	— диаметр цилиндра	мм
D_n	— вихревое число	—
H	— энтальпия	Дж
k	— кинетическая энергия турбулентности	м ² /с ²
m	— масса	кг
M_k	— крутящий момент двигателя	Н·м
n	— частота вращения коленчатого вала	мин ⁻¹
N_e	— эффективная мощность двигателя	кВт
p	— давление	МПа

p_z	– максимальное давление в цилиндре двигателя	МПа
$p_{впр}$	– давление впрыскивания топлива	МПа
q	– плотность теплового потока	Вт/м ²
Q	– количество теплоты	Дж
S	– ход поршня	мм
T	– температура	К
W	– скорость	м/с
α	– коэффициент теплоотдачи	Вт/(м ² ·К)
ε	– степень сжатия двигателя	–
	– скорость диссипации кинетической энергии турбулентности	м ² /с ³
φ	– угол поворота коленчатого вала	° УПКВ
λ	– коэффициент теплопроводности	Вт/(м·К)
τ	– время	с

Индексы

i, j, k – текущие индексы; w – значение параметра на поверхности стенки; ∞ – значение параметра за пограничным слоем.

Список принятых сокращений

ВМТ – верхняя мёртвая точка;
КС – камера сгорания;
УПКВ – угол поворота коленчатого вала.

Основные положения диссертации опубликованы в 13 работах:

1. Кавтарадзе Р.З., Гайворонский А.И., Зеленцов А.А. Расчетно-экспериментальное исследование локального теплообмена на огневом днище поршня дизеля, конвертированного в газовый двигатель // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. – 2009. – №2. – С. 45-57.
2. Кавтарадзе Р.З., Гайворонский А.И., Зеленцов А.А. Сравнительное расчетно-экспериментальное исследование термических граничных условий на поверхности огневого днища поршня дизеля и газодизеля // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы XI Международной научно-практической конференции. – Владимир, 2008. – С. 47-51.
3. Леонтьев А.И., Кавтарадзе Р.З., Зеленцов А.А. Влияние формы камеры на нестационарные процессы переноса и турбулентного сгорания в дизеле, конвертированном в газовый двигатель // Известия РАН. Энергетика. – 2009. – №2. – С. 49-63.
4. Kavtaradze R.Z., Onishchenko D.O., Zelentsov A.A. The influence of rotational charge motion intensity on nitric oxide formation in gas-engine cylinder // Int. J. Heat and Mass Transfer. – 2009. – Vol. 52. – P. 4308-4316.
5. Кавтарадзе Р.З., Зеленцов А.А., Кавтарадзе З.Р. Моделирование локального нестационарного теплообмена в камере сгорания авиационного

- поршневого двигателя // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. – 2010. – №1. – С. 20-36.
6. Кавтарадзе Р.З., Зеленцов А.А., Кавтарадзе З.Р. Моделирование локального нестационарного теплообмена в камере сгорания и теплонапряженного состояния поршня авиационного двигателя // Известия РАН. Энергетика. – 2010. – №2. – С. 133-151.
 7. Кавтарадзе Р.З., Зеленцов А.А. Влияние модели турбулентности на расчетные параметры локального теплообмена в камере сгорания дизеля // Решение энерго-экологических проблем в автотранспортном комплексе: Тезисы докладов научно-технической конференции 4-ые Луканинские чтения. – М., 2009. – С. 36-38.
 8. Зеленцов А.А. Расчетно-экспериментальное исследование локального теплообмена в камере сгорания быстроходного дизеля с применением различных моделей турбулентности и теплообмена // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в аэрокосмических установках: Труды XVII Школы-семинара молодых ученых и специалистов под рук. акад. РАН А.И. Леонтьева. – М., 2009. – С. 336-339.
 9. Kavtaradze R.Z., Zelentsov A.A., Glonti M.G. Solutions of Some Problems of Improvement of Ecological Characteristics of the Diesel Engine Converted in the Gas Engine // Problems of Mechanics. – 2010. – No.1(38). – P.13-28.
 10. Зеленцов А.А. Моделирование трехмерных процессов переноса и турбулентного сгорания в цилиндрах дизеля и газожидкостного двигателя // Двигатель-2010: Сборник научных трудов международной конференции, посвященной 180-летию МГТУ им. Н.Э.Баумана. – М., 2010. – С.208-212.
 11. Кавтарадзе Р.З., Зеленцов А.А., Сергеев С.С. Моделирование сгорания и образования вредных веществ в цилиндре быстроходного дизеля // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: Труды XVI Школы-семинара молодых ученых и специалистов под рук. акад. РАН А.И. Леонтьева. – СПб., 2007. – С. 152-155.
 12. Кавтарадзе Р.З., Зеленцов А.А., Сергеев С.С. Численное исследование трехмерного турбулентного течения газа в системе «ресивер-цилиндр» // Решение энерго-экологических проблем в автотранспортном комплексе: Тезисы докладов научно-технической конференции 3-и Луканинские чтения. – М., 2007. – С. 61-63.
 13. Зеленцов А.А., Сергеев С.С. Моделирование трехмерного турбулентного движения газов во впускной системе поршневого двигателя // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: Труды XVI Школы-семинара молодых ученых и специалистов под рук. акад. РАН А.И. Леонтьева. – СПб., 2007. – С. 145-147.