

УДК 621.43

Ф.И. Абрамчук, д-р техн. наук, А.Н. Авраменко, канд. техн. наук.

ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫХ ПРОЦЕССОВ ДВС

Введение

В последнее время основное внимание в современном двигателестроении уделяется проблемам улучшения экономических и экологических показателей ДВС при обеспечении заданного моторесурса. Ужесточение требований к токсичности отработавших газов ДВС вызывает необходимость при разработке новой модификации двигателя решать ряд компромиссных задач, которые неизбежно оказывают влияние на его технико-экономические показатели.

Доводка ДВС и, соответственно, расчетно-теоретическая и экспериментальная оценка показателей рабочего цикла требует значительных материальных и временных затрат.

Использование современных программных комплексов позволяет расчетным путем оценивать экономические и экологические показатели ДВС еще на стадии проектирования, что дает возможность существенно сократить сроки создания и доводки новой модификации двигателя, обладающего высокими технико-экономическими и экологическими показателями.

Анализ публикаций

Повышение уровня форсирования современных дизелей оказывает неизбежное влияние на технико-экономические, экологические и ресурсные показатели ДВС, что в свою очередь, требует их комплексной оценки и совершенствования показателей качества.

Как следует из ряда зарубежных публикаций [1 – 4], современные программные комплексы, такие как AVL Fire, Ansys, KIVA и другие позволяют с высокой степенью достоверности моделировать внутрицилиндровые процессы ДВС различных типов.

Возможности этих программных комплексов при моделировании рабочего цикла ДВС позволяют учитывать конфигурацию камеры сгорания (КС), кинематику кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов, параметры топливоподачи, состав топлива, параметры окружающей среды и другие факторы.

С использованием численных методов можно оценивать параметры рабочего цикла ДВС и ток-

сичность продуктов сгорания.

По свидетельству авторов [3, 4] при использовании численных методов для моделирования рабочего цикла ДВС удается добиться почти 100 % совпадения расчетных и экспериментальных индикаторных диаграмм, а расчетные значения выбросов оксидов азота NO_x , например для дизелей Caterpillar 3401, 3406 и OM-355 Mercedes Benz, отличаются от экспериментальных в среднем на 5 – 15 % в зависимости от режима работы дизеля.

Результаты расчета рабочего цикла в дальнейшем можно использовать для решения сопряженной задачи среда – твердое тело с последующим расчетом температур, напряжений и деформаций деталей КС. При этом, в зависимости от версии программного обеспечения для передачи граничных условий (ГУ) теплообмена и характера их распределения по поверхности КС в термоструктурный анализ иногда возникает необходимость для выбранного временного интервала повторять газодинамический расчет [5].

Таким образом, по результатам литературного обзора можно сделать вывод, что совершенствование показателей ДВС по таким параметрам, как топливная экономичность, токсичность отработавших газов (ОГ) и моторесурс является приоритетным направлением развития двигателестроения, а использование современных программных комплексов в сочетании с экспериментальными исследованиями позволяет существенно ускорить процесс доводки и снизить материальные затраты.

Цель и задачи исследования

Цель работы – усовершенствование программного комплекса путем дополнения программного модуля синтеза расчетной области КС произвольной формы, настройка параметров моделей процессов смесеобразования и сгорания в цилиндре дизеля, демонстрация возможностей программного комплекса и проверка полученных результатов на адекватность.

В работе ставились такие задачи:

- провести литературный обзор по современным методам моделирования рабочего цикла и расчетной оценке состава продуктов сгорания дизеля;
- дополнение программного комплекса мо-

дулем синтеза расчетной области КС произвольной формы;

- настройка параметров моделей процессов смесеобразования и сгорания в цилиндре дизеля;
- рассмотреть возможности программного комплекса для моделирования внутрицилиндровых процессов ДВС;
- с использованием численных методов выполнить расчет рабочего цикла дизеля при работе на режиме номинальной мощности;
- оценить состав продуктов сгорания по таким компонентам как NO, CO и твердые частицы (ТЧ);
- сравнить результаты расчета состава продуктов сгорания с данными эксперимента и результатами расчета с использованием методик других авторов;
- оценить адекватность полученных результатов.

Основные этапы и результаты исследования

Программный комплекс позволяет проводить численное моделирование рабочего цикла ДВС с КС произвольной конфигурации, например цилиндрической, тороидальной, полусферической, типа ЦНИДИ, Гессельмана и др.

В представленной работе рассматривается расчет сжимаемого турбулентного течения топливовоздушной смеси в цилиндре дизеля в нестационарной постановке. С учетом рекомендаций компаний AVL и Ricardo для описания турбулентных течений в цилиндре ДВС выбрана $k-\epsilon$ модель [6, 7].

Для моделирования динамики распространения топливных факелов в КС в программном комплексе используется модель распада струи Wave Breakup Model [8 – 10]. Область сопловых отверстий распылителя находится в стационарной зоне расчетной сетки, что позволяет без изменений применять установочные параметры, полученные в результате моделирования распространения струй топлива для последующего расчета рабочего цикла дизеля.

В расчете процесса наполнения цилиндра учитывается наличие остаточных газов в цилиндре и впускном канале.

В качестве начальных условий задаются: давление, температура, масса остаточных газов в камере сгорания и впускном канале, а также скорости потока в КС.

Для описания процесса теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра в программном комплексе используется модель полной энергии (Total Energy), которая позволяет достаточно точно моделировать процесс теплообмена для сжимаемых жидкостей и газов, и учитывать эффект нагрева рабочего тела в пограничном слое при движении потока с большими скоростями.

В качестве ГУ задаются давление и температура воздуха на впуске, параметры процесса топливоподачи, характеристики перемещения поршня, впускного и выпускного клапанов. В расчете учитывается теплообмен рабочего тела со стенками впускного и выпускного каналов и КС, а также шероховатость поверхностей деталей КС.

Для моделирования процесса горения в цилиндре дизеля в программном комплексе используются такие модели:

- модель разложения вихря (Eddy Dissipation) [11];
- модель пламен (Flamelet Model) [12];
- модель, описывающая скорости химических реакций в пламени (Finite Rate Chemistry);
- объединенная модель (Combined Model);
- модель горения углеводородных топлив (Hydrocarbon Fuel Model).

Для моделирования процесса образования NO в цилиндре дизеля в программном комплексе используются такие механизмы:

- термический механизм Зельдовича;
- “быстрый” механизм образования NO;
- образование NO по механизму “N₂O”;
- “топливные” NO;
- механизм, описывающий деструкцию NO.

Для моделирования процесса образования сажи и сульфатов в цилиндре дизеля в программном комплексе используется модель “Magnussen and Hjertager” [13].

Для наглядной демонстрации возможностей программного комплекса было выполнено численное моделирование рабочего цикла дизеля Д21А при работе на режиме номинальной мощности.

Авторами была синтезирована исходная геометрия КС, выделена расчетная область и сгенерирована гексаэдральная сетка, описывающая конфигурацию КС дизеля Д21А и выполнена настройка параметров моделей процессов смесеобразования и сгорания в цилиндре дизеля.

Объект исследования – показатели рабочего цикла и состав продуктов сгорания тракторного

дизеля Д21А (2С10,5/12) при работе на режиме номинальной мощности.

Краткая техническая характеристика дизеля представлена в табл. 1.

Таблица 1. Техническая характеристика дизеля

Двигатель	Д21А
Отношение S/D, мм	120/105
Степень сжатия	16,5
Номинальная мощность, кВт	18,4
Частота вращения, соответствующая номинальной мощности, мин-1	1800
Тип КС – полусферическая в поршне	
Давление начала впрыска, МПа	17
Количество сопловых отверстий распылителя	3
Диаметр сопловых отверстий, мм	0,3
Угол опережения впрыска топлива до ВМТ, град. п.к.в.	14
Продолжительность впрыска, град. п.к.в.	20
Фазы газораспределения:	
- открытие впускного клапана, град. п.к.в. до ВМТ;	16
- закрытие впускного клапана, град. п.к.в. после НМТ;	40
- открытие выпускного клапана, град. п.к.в. до НМТ;	40
- закрытие выпускного клапана, град. п.к.в. после ВМТ.	16

Расчетная область, представленная на рис. 1, содержит: впускной и выпускной каналы, впускной и выпускной клапаны, объем цилиндра и камеры сгорания. Для учета перетекания воздуха из надпоршневого пространства в камеру при движении поршня к ВМТ расчетная область имеет участок, описывающий кольцевой зазор между боковой поверхностью головки поршня и зеркалом цилиндра, что позволяет более корректно моделировать взаимодействие топливного факела с кольцевым вихрем (рис. 1.а) [14].

Для описания расчетной области используется гексаэдральная сетка. Расчетная сетка содержит 305150 расчетных ячеек (рис. 1.б). Вблизи подвижных границ минимальная высота промежуточного слоя равна 0,1 мм.

Основные результаты исследования

Рассматриваемая в работе задача решалась в течении 7 суток с использованием персонального компьютера на базе процессора Intel Core 2 Duo, имеющего 4 Гб оперативной памяти и суммарную частоту двух ядер процессора 6 ГГц.

Расчетные значения скоростей и траекторий

движения свежего заряда сравнивались с существующими экспериментальными данными, полученными методом электротермоанемометрирования на идентичном режиме работы дизеля [15].

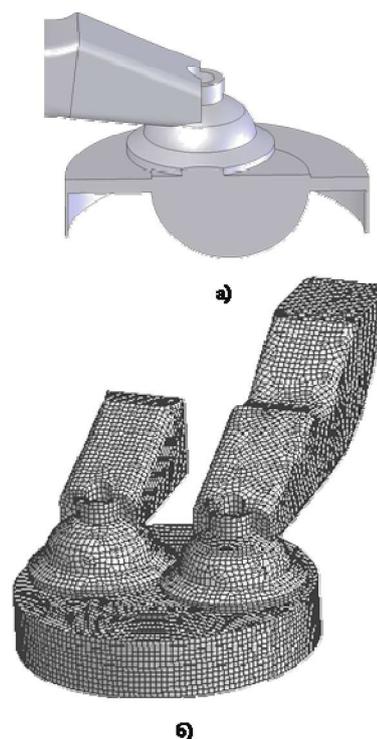


Рис. 1. Расчетная область (а) и сгенерированная сетка, описывающая конфигурацию КС дизеля Д21А (б)

Установлено, что в процессе наполнения цилиндра скорость свежего заряда по объему цилиндра изменяется неравномерно (рис. 2). Максимальное расчетное значение полной скорости свежего заряда зарегистрировано в области клапанной щели и достигает 300 м/с (на рис. 2 не показано). В области огневого доньшка поршня скорость потока изменяется от 5 до 40 м/с, в зависимости от выбранного сечения и текущего положения поршня.

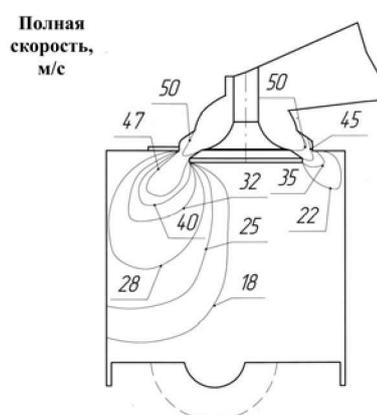


Рис. 2. Распределение полной скорости свежего заряда в процессе наполнения цилиндра

На такте сжатия скорость свежего заряда изменяется от 10 до 40 м/с.

Схема распространения топливных факелов и особенности КС (вид сверху), представлены на рис. 3.

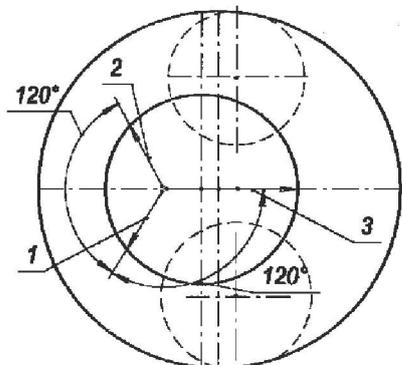


Рис. 3. Схема распространения топливных факелов в КС дизеля Д21А
1 – топливный факел № 1; 2 – топливный факел № 2; 3 – топливный факел № 3

Характер и скорость распространения топливного факела № 3 по объему КС представлены на рис. 4. Максимальное значение скорости рас-

пространения струй топлива отмечается в области сопловых отверстий распылителя и достигает 250 м/с. В пристеночном слое КС скорость струй топлива изменяется от 80 до 125 м/с.

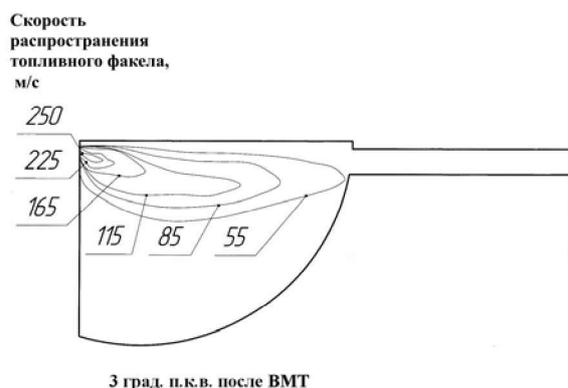


Рис. 4. Распределение скорости топливного факела в процессе впрыска

На рис. 5. представлено сравнение расчетной и экспериментальной индикаторных диаграмм, соответствующих режиму номинальной мощности. Максимальное давление сгорания (P_z) отмечается при $\alpha = 367$ град. п.к.в. и достигает 7,6 МПа.

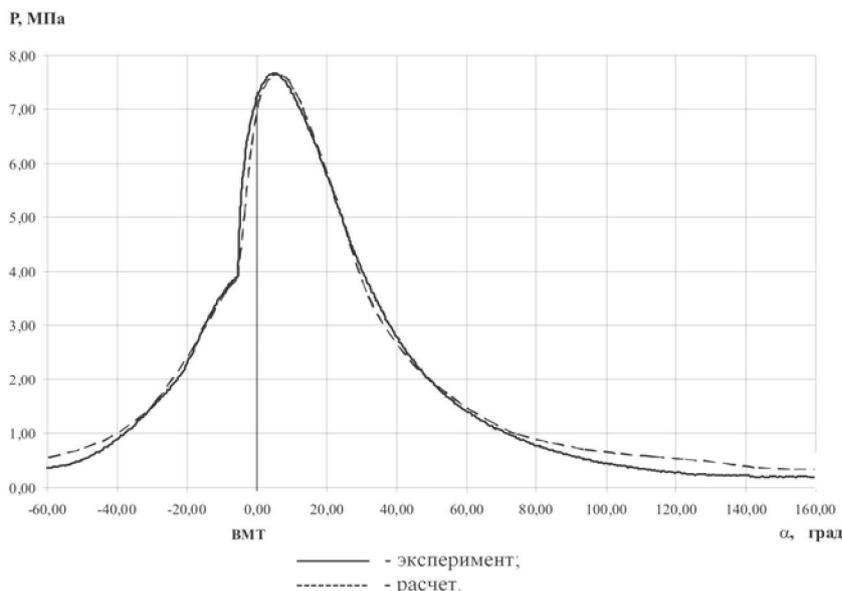


Рис. 5. Сравнение расчетной и экспериментальной индикаторных диаграмм

Хорошее согласование расчетной и экспериментальной [14] индикаторных диаграмм свидетельствует о достаточно корректном моделировании рабочего цикла дизеля на выбранном режиме.

С целью уменьшения размерности решаемой задачи на участке от момента закрытия впускного клапана до открытия выпускного клапана в расчетной области исключены впускной и выпускной

каналы.

На рис. 6 представлено изменение температуры газа в меридиональном сечении КС, лежащем вдоль оси топливного факела № 3, в процессе распространения фронта пламени.

При этом максимальная расчетная температура в цилиндре достигает 2400 К, а её усредненное значение по объему цилиндра не превышает 1870К.

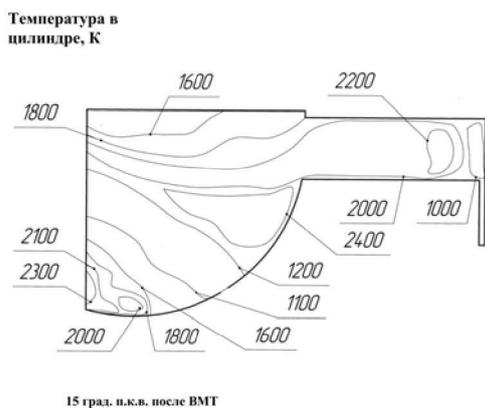


Рис. 6. Распределение температуры в цилиндре дизеля в процессе горения топливовоздушной смеси (режим с $N_e = 18,4$ кВт, при $n = 1800$ мин⁻¹)

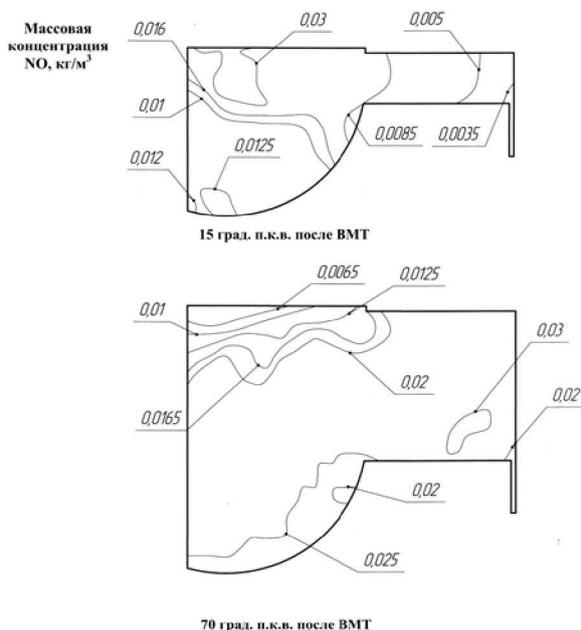


Рис. 7. Изменение массовой концентрации NO в цилиндре дизеля, в зависимости от угла поворота коленчатого вала (режим с $N_e = 18,4$ кВт при $n = 1800$ мин⁻¹)

Далее был выполнен расчет токсичности продуктов сгорания. Изменение массовой концентрации NO в цилиндре дизеля представлено на рис. 7. Концентрация NO, усредненная по объему цилиндра за цикл, не превышает 1720 чнм, что на 6 % выше, чем данные эксперимента [16] на идентичном режиме работы дизеля. Распределение нерастворимых компонентов ТЧ – сажи и сульфатов в цилиндре дизеля в процессе горения топливовоздушной смеси представлено на рис. 8.

Выброс ТЧ с ОГ, усредненный по объему цилиндра, составляет $8,1 \cdot 10^{-3}$ кг/ч. Концентрация СО в ОГ дизеля за цикл составила 2130 чнм.

Расчет эмиссии NO_x в ОГ дизеля по методике

[17] предполагал три стадии образования NO_x в цилиндре дизеля. Сравнительные результаты расчетно-теоретического и экспериментального исследований по оценке токсичности продуктов сгорания представлены в табл. 2.

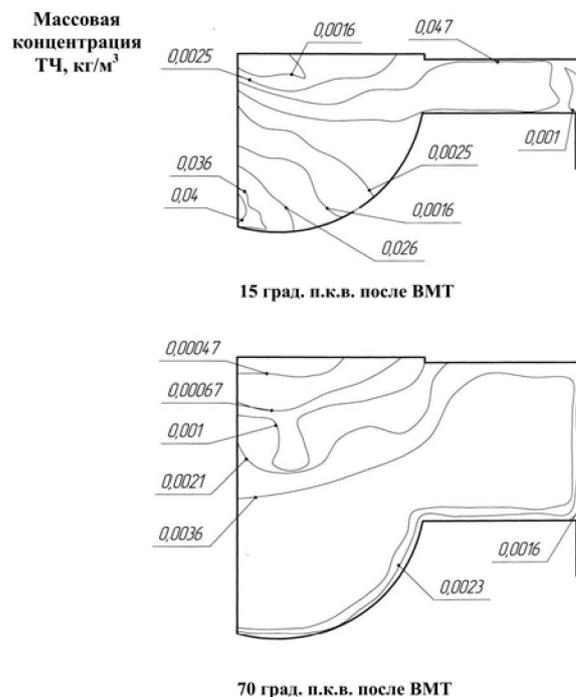


Рис. 8. Изменение массовой концентрации ТЧ в цилиндре дизеля в зависимости от угла поворота коленчатого вала (режим с $N_e = 18,4$ кВт при $n = 1800$ мин⁻¹)

Выводы

Программный комплекс, реализующий известные расчетные методы, дополнен модулем синтеза расчетной области КС произвольной формы, который использовался авторами для синтеза расчетной области КС на тактах впуска, сжатия, рабочего хода и выпуска. В ходе выполнения работы проведена настройка параметров моделей процессов смесеобразования и сгорания в цилиндре дизеля.

По результатам проведенного расчетно-теоретического исследования можно отметить следующее:

- использование расчетной сетки размерностью 305150 расчетных ячеек с минимальной высотой промежуточного слоя вблизи подвижных границ, равной 0,1 мм, позволяет достаточно корректно моделировать внутрицилиндровые процессы дизеля 2Ч10,5/12 и получать необходимую информацию для последующей доводки ДВС;
- в процессе наполнения цилиндра скорость

свежего заряда по объему цилиндра изменяется неравномерно, максимальные расчетные значения полной скорости свежего заряда зарегистрированы в области клапанной щели и достигают 300 м/с;

- хорошее согласование расчетной и экспериментальной индикаторных диаграмм свидетельствует о достаточно корректном моделировании рабочего цикла дизеля на режиме номинальной мощности;

- расчетные значения NO, полученные с использованием численных методов, отличаются от

экспериментальных на 6 %, а CO на 4 %, что свидетельствует о корректном моделировании рабочего цикла на исследуемом режиме;

согласование результатов численного моделирования рабочего цикла дизеля (поля скоростей, внутрицилиндровые температуры, индикаторная диаграмма и характеристики токсичности отработавших газов) с данными экспериментов, свидетельствует об адекватности полученных результатов.

Таблица 2. Основные результаты исследования

Режим	Эксперимент [16]				Аналитические методы			Численные методы		
					Расчет по методике [17]		Расчет по методике [18]			
	NO _x , чнм	CH, чнм	CO, чнм	N, %	NO, чнм	C _D , кг/ч	G _{ТЧ} , кг/ч	NO, чнм	CO, чнм	G _{ТЧ} , кг/ч
N _e = 18,4 кВт при n = 1800 мин ⁻¹	1610	25	2050	27	1002	1,066·10 ⁻²	9,86·10 ⁻³	1720	2130	8,1·10 ⁻³

Список литературы:

1. Dahlén L. CFD Studies of Combustion and In-Cylinder Soot Trends in a DI Diesel Engine/ Dahlén L., Larsson A. –Comparison to Direct Photography Studies / SAE 2000-01-1889, 2000. 2. Epping, K. The Potential of HCCI Combustion for High Efficiency and Low Emissions / Epping K., Aceves S., Bechtold R., Dec J. / SAE Technical Paper 2002-01-1923, 2002. 3. Ranjbar A. A. Computational study of the effect of different injection angle on heavy duty diesel engine / Ranjbar A. A., Sedighi K., Farhadi M., Pourfallah M. / THERMAL SCIENCE. - Vol. 13, No. 3. – 2009. PP. 9 - 21. 4. Jafaramadr S. Modeling the Effect of Spray/Wall impingement on combustion process and emission of di diesel engine / Jafaramadr S., Khalilarya S., Shafee S., Barzegar R. / THERMAL SCIENCE. - Vol. 13, No. 3. – 2009. PP. 23 - 34. 5. Авраменко А.Н. Оценка экономических, экологических и прочностных показателей быстрого дизеля / А.Н. Авраменко / Вестник НГУ «ХПИ». – 2009. - № 47. – С. 127- 132. 6. Режим доступа: www.avl.com. 7. Режим доступа: www.ricardo.com. 8. Raitz R.D. Structure of high-pressure fuel sprays / R.D. Raitz, R. Diwakar / SAE 870598. 1987. 9. Raitz R.D. Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays / Atomization and Spray Technology. - vol.3, 309-337. - 1987. 10. Liu, A.B. Modeling the Effects of Drop Drag and Break-up on Fuel Sprays / A.B. Liu, R.D. Reitz / SAE 930072. - 1993. 11. Magnussen, B. F. The Eddy Dissipation Concept

for Turbulent Combustion Modelling. Its Physical and Practical Implications, Presented at the First Topic Oriented Technical Meeting, International Flame Research Foundation, Ijmuiden / B. F. Magnussen. The Netherlands, Oct. 1989. 12. Peters, N. Turbulent Combustion, Cambridge monographs on mechanics / Cambridge University Press. - 2000. 13. On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion. / Sixteenth Symp / B. F. Magnussen, B. H. Hjertager. (Int.) on Combustion. The Combustion Institute. P. 719, - 1976. 14. Эфрос В.В. Дизели с воздушным охлаждением Владимирского тракторного завода. В.В. Эфрос - М.: Машиностроение, 1976. – 277 с. 15. Ховах М.С. Автотракторные двигатели. Исследование рабочих процессов, систем топливоподачи и газообмена/ Ховах М.С. – М.: Машиностроение, 1968. – 340 с. 16. Бганцев В.Н. Газовый двигатель на базе четырехтактного дизеля общего назначения / В.Н. Бганцев, А.М. Левтеров, В.П. Мараховский // Мир Техники и Технологий - № 10. – 2003. С. 74 - 75. 17. Разлейцев Н. М. Моделирование и оптимизация процессов сгорания в двигателях/ Н.М. Разлейцев— Х.: Вища школа, 1980.— 169 с. 18. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия / И.В. Парсаданов– Издательский центр НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.