

Рис. 7. Диаграмма газобмена,  $n=13000 \text{ мин}^{-1}$ , 2-й и 3-й цилиндры

По характеристике протекания коэффициента наполнения (см. рис. 1) отчетливо видно, что на частотах вращения ( $10000 \div 12000$ )  $\text{мин}^{-1}$  этот показатель превышает единицу. Это объясняется и пониженным давлением за выпускными клапанами (0,07 МПа), и соответствующей волновой настройкой впускных патрубков (см. рис. 7).

Расхождения между экспериментальной характеристикой и расчетной по мощности  $\Delta N_e$  (см. табл. 1) лежат в пределах от 1,3 % до 10 % (среднее – 4,4). Нельзя, конечно, говорить о полном совпадении, но: 1) для такого широкого рабочего диапазона – это тоже удовлетворительный результат; 2) для более детального моделирования – недостаточно исходных и экспериментальных данных.

### Заключение

Представленная модель показала качественно правильное моделирование характеристики столь высокооборотного двигателя: полное совпадение номинальных оборотов, виден характерный для го-

ночных двигателей прогиб характеристики. Количественно – средние по характеристике расхождения мощности на участке от 2000 до 7000  $\text{мин}^{-1}$  составляют 5,8 %, от 7000 до 13000  $\text{мин}^{-1}$  – 2,9 %. Вместе с тем, надо обратить более пристальное внимание процессам с наложением волн (малые и средние частоты вращения).

### Список литературы:

1. Солодов В.Г., Стародубцев Ю.В., Хандримайлов А.А. Численная модель течения вблизи впускного клапана ДВС // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. - №2. – С. 81-84.
2. SuperBike magazine. – Issue 11 November 1999. – Link House Magazines. – С. 43.
3. Белоцерковский О.М., Давыдов Ю.М. Метод крупных частиц в газовой динамике. – М.: Наука. Гл. редакция физ.-мат. литературы, 1982, – 392 с.
4. Воропаев Е.П. Трехмерная газодинамическая модель четырехтактного четырехцилиндрового поршневого ДВС // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. - №2. – С. 54-59.
5. Воропаев Е.П. Модель тепловыделения в поршневом ДВС с принудительным воспламенением для широкого диапазона режимов работы // Вестник двигателестроения. – 2004. - №1. – С. 35-39.

УДК 621.436

А.М. Левтеров, канд. техн. наук, Л.Л. Левтерова, инж., Н.Ю. Гладкова, инж.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ, РАБОТАЮЩЕГО НА БЕНЗОЭТАНОЛЬНЫХ ТОПЛИВНЫХ КОМПОЗИЦИЯХ

Растущий интерес к использованию и производству альтернативных видов топлива (спиртов,

эфиров, биогаза) ставит ряд задач перед их производителями и потребителями. Топлива из спиртового

ряда, которые, сейчас особенно, находятся в фокусе внимания, могут использоваться в основном в двигателях с искровым зажиганием, и поэтому поведение энергетических преобразователей этого типа, оптимизация их рабочего цикла являются весьма актуальными, а многообразие альтернативных энергоносителей выдвигает задачу прогнозирования характеристик двигателя внутреннего сгорания (ДВС), использующего новые топлива. Обеспечение масштабов исследований, сокращения временного фактора и количества стендовых испытаний возможно с помощью математического моделирования.

Из многообразия математических моделей рабочих процессов ДВС, которое объясняется разноплановостью целей моделирования [1], для поставленной задачи качественного анализа достаточно выбрать квазиэнергетическую термодинамическую модель, позволяющую получить основные выходные характеристики двигателя и состав продуктов сгорания в отработавших газах, дать представления о качестве и экономичности рабочего цикла в формализованном виде для топлив различного состава. Для расчетов использовалась модель, разработанная в ИПМаш НАН Украины [2,3]. Базой расчетной модели рабочего цикла служит двухзонное математическое моделирование процесса сгорания с учетом пониженной стехиометрии, диссоциации продуктов сгорания, эмиссии монооксида азота на основе кинетики химических реакций. Двухзонная модель процесса сгорания построена на основе гипотезы абсолютного не смешения веществ зоны свежего заряда и зоны продуктов сгорания, масса которых задается по одному из известных эмпирических и полуэмпирических законов выгорания топливовоздушной смеси, таких как зависимость Вибе И.И. или [4]. В обеих зонах предполагается присутствие идеального газа, однородность давления и отсутствие пространственного градиента температур. Основой термодинамического анализа служат уравнения сохранения энергии и массы для обеих зон. Термодинамическая система

при таких допущениях разрешима относительно  $T_1$  (температура свежего заряда),  $T_2$  (температура процесса сгорания) и  $P$  (давление в цилиндре двигателя). Алгоритм 2-х зонной модели сгорания  $(u, s, v, \chi, g_1, g_2) \rightarrow (T_1, T_2, P)$ , где  $u$  – удельная внутренняя энергия,  $s$  – удельная энтропия,  $v$  – удельный объем,  $\chi$  – доля выгоревшего топлива в соответствии с законом выгорания,  $g_1$  – вектор состава свежего заряда,  $g_2$  – вектор состава продуктов сгорания, реализуется специальной программой. Величины  $u$  и  $s$  определяются интегрированием дифференциальных уравнений I и II законов термодинамики,  $v$  – известно на каждом шаге интегрирования как функция угла поворота коленчатого вала двигателя, надпоршневого пространства и массы рабочего вещества. Для определения теплофизических свойств составляющих компонентов топлива и продуктов сгорания используются полиномиальные зависимости. Кроме того, модель сгорания дополнена комбинацией систем уравнений, определяющих равновесный состав продуктов сгорания ( $N, O, H, N_2, O_2, H_2, OH, CO, CO_2$ ), образующихся в результате шести равновесных обратимых реакций, и кинетикой образования монооксида азота в соответствии с механизмом Зельдовича [5].

Пакет специальных подпрограмм [3] позволяет выполнять быстрый расчет рабочего цикла двигателя с большим диапазоном изменения входных параметров и получением на выходе показателей экономичности, токсичности, значений максимальной температуры и давления в цилиндре двигателя, прочих сопутствующих показателей.

Адекватность используемой для численных исследований методики моделирования проверялась на быстроходном автомобильном двигателе типа 4Ч 79/80, работающем на бензине и на смеси бензина с 10 процентной добавкой этанола на режиме максимального крутящего момента. Разница расчетных и экспериментальных данных не превышала 3...4 %.

Хорошо известно, что на показатели двигателя решающее влияние оказывают – соотношение топлива и воздуха (коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ ), установка момента зажигания (угол опережения зажигания  $\psi$ ), степень сжатия ( $\epsilon$ ), нагрузка, конструктивные параметры двигателя и параметры окружающей среды. Взаимное влияние этих параметров, нестационарность рабочих процессов двигателя, объясняют сложность достижения оптимальной его работы. Хорошие экономические показатели (малый удельный расход топлива ( $g$ ) и высокий коэффициент полезного действия (КПД,  $\eta$ )) обеспечиваются высокой скоростью сгорания топливоздушной смеси и характером тепловыделения, оптимально согласованным с ходом поршня. В свою очередь, максимальная скорость сгорания связана с составом рабочей смеси и организацией процесса сгорания. Считается, что максимальное тепловыделение должно наступать приблизительно через 5–10 градусов угла поворота коленчатого вала двигателя после ВМТ [6]. Благодаря максимальной скорости сгорания, максимальный крутящий момент и более равномерную работу двигателя позволяют получить богатые смеси, что однако сопровождается увеличением концентраций оксида углерода (CO), углеводородов (CH) в отработавших газах и повышенным удельным расходом топлива. Сгорание обедненных смесей на режимах частичной нагрузки обеспечивает топливную экономичность, но расширение пределов обеднения связано с увеличением эмиссии монооксидов азота и дополнительными требованиями, обеспечивающими снижение этой эмиссии [6,7]. Непосредственное влияние на качество процесса сгорания оказывает степень сжатия, рост этого показателя благотворно сказывается на топливной экономичности.

С учетом вышеизложенного и были выбраны параметры двигателя, изменение которых в заданных пределах, позволили получить характер их качест-

венного влияния на экономичность и токсические показатели двигателя, работающего на бензоэтанольных воздушных смесях. Исследованию подвергались бензоэтанольные топливные композиции с содержанием этанола ( $G_3$ ) в массе рабочей смеси ( $G_\Sigma$ ) от 0 до 100% с дискретностью 10%. Изменение коэффициента избытка воздуха задавалось на интервале  $0,8 \leq \alpha \leq 1,9$  с дискретностью 0,025; угла опережения зажигания – на интервале  $40^\circ \leq \psi \leq 10^\circ$  до ВМТ с дискретностью 2 градуса поворота коленчатого вала двигателя; степени сжатия – на интервале  $8 \leq \epsilon \leq 12$  с дискретностью 0,5 по всем видам топлива заданного состава. Расчетные исследования проводились на режиме максимального крутящего момента ( $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ ). Кроме того, для значений частоты вращения коленчатого вала в интервале  $2000 \leq n \leq 5500$  и изменений нагрузки от 0% до 100% получены внешние скоростные и нагрузочные характеристики двигателя, работающего на чистом бензине и на бензоэтаноле с 20% добавкой этанола. Использование топлива такого состава (и с меньшим содержанием этанола) не требует конструктивных изменений бензинового базового двигателя.

Основным результатом проведенного численного моделирования являются графики в координатах X–Y, свидетельствующие о качественном влиянии управляющего воздействия ( $\alpha$ ,  $\psi$ ,  $\epsilon$ ,  $n$ , нагрузка) на выходные характеристики рабочего цикла двигателя – средние индикаторные показатели, эмиссию составляющих отработавших газов. Количественное описание подобных влияний возможно только с помощью многомерных моделей, использование которых крайне дорого и обременительно в плане подготовки и проведения расчетов, да и целесообразность таких расчетов оправдывается, как правило, только в случае проектирования новых двигателей.

На рис. 1 – 3 отражены полученные расчетным путем в зависимости от коэффициента избытка воздуха максимальная температура ( $T_{\max}$ ), среднее ин-

дикаторное давление ( $p_i$ ), индикаторный КПД ( $\eta_i$ ), удельный расход топлива ( $g_i$ ), основные составляющие выхлопных газов ( $\text{NO}$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ) для всех исследуемых смесевых топлив при фиксированных значе-

ниях степени сжатия и угла опережения зажигания, выбор которых определены конструкцией двигателя (степень сжатия) и компромиссом между эмиссией монооксида азота и экономичностью ( $\eta_i$ ).

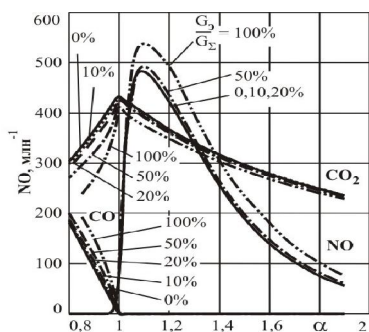


Рис. 1. Показатели токсичности двигателя

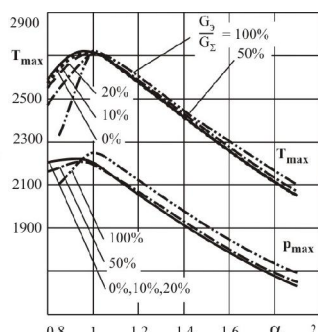


Рис. 2. Максимальные показатели цикла

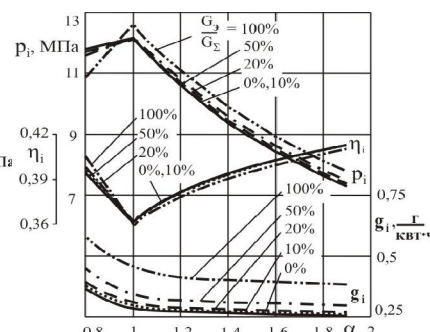


Рис. 3. Экономические показатели двигателя

Характер зависимости КПД ( $\eta_i$ ) и эмиссии оксида азота ( $\text{NO}$ ) от угла опережения зажигания (рис. 4) отражает свойственную ДВС многокритериальность при выборе оптимального параметра. Рисунок хорошо демонстрирует оптимальную область угла опережения зажигания, отвечающую поиску компромисса. Подобная картина характерна для всех исследуемых бензоэтанольных смесей.

рание которого на 10 % дает увеличение  $\text{NO}$  на 2–3 %.

Внешняя скоростная характеристика двигателя по всем заявленным отношениям ( $G_2/G_z$ ) представлена на рис. 5. График сравнения нагрузочных характеристик (рис. 6) отвечает расчетным данным, полученным для чистого бензина и 20% бензоэтанольной смеси. Такая добавка этанола практически не изменяет показателей двигателя: разница значений  $p_i$  в расчетных точках составляет  $\sim 2000$  Па, а разница значений  $\eta_i$  – тысячные доли.

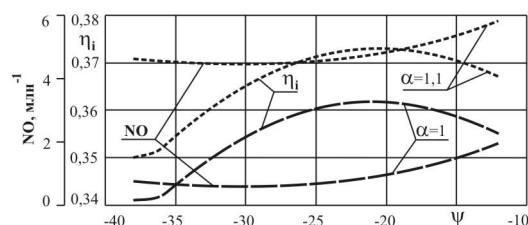


Рис. 4. Выбор оптимального угла опережения зажигания

Анализ полученных результатов расчета теоретического цикла двигателя говорит о небольшом росте в отработавших газах монооксида азота и оксида углерода, который пропорционален увеличению в топливе содержания этанола. Интегральные значения монооксида азота достигают своего максимума при  $\alpha = 1.1$ , образование их увеличивается с увеличением видимого угла продолжительности сгорания, расши-

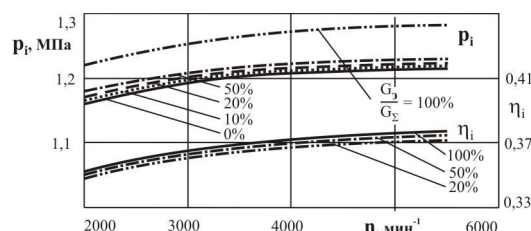


Рис. 5. Внешняя скоростная характеристика двигателя

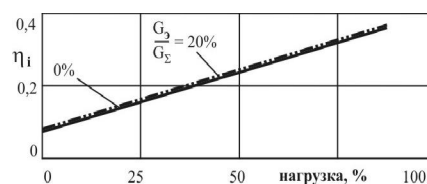


Рис. 6. Нагрузочная характеристика двигателя

Увеличение NO на 10 – 15 % для смесевых топлив на основе легких спиртов отмечают в работе [8]. Правда, в публикации [9] приводятся выводы противоположного характера: для метанольно-топливных композиций с содержанием метанола до 30% отмечают уменьшение NO в отработавших газах от 10–44% до 65-75% в зависимости от числа оборотов двигателя. В обоих случаях ссылаются на одну методику расчета процесса сгорания, разработанную в ПЛТД МАДИ.

Содержание этанола в топливовоздушной смеси стимулирует некоторый рост показателей процесса сгорания, а увеличение степени сжатия положительно сказывается на показателях экономичности (Рис. 7). Эта тенденция сохраняется на всех исследуемых режимах работы двигателя.

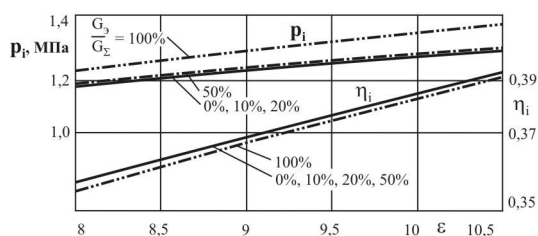


Рис. 7. Влияние степени сжатия на показатели экономичности

Максимальные значения расчетного КПД цикла и среднего индикаторного давления остаются на уровне показателей традиционного топлива. Несколько нетрадиционный вид зависимости  $\eta_i=f(\alpha)$  при  $\alpha \leq 1$ , с точки зрения авторов, можно объяснить тем, что обогащение горючей смеси до определенных пределов ведет к увеличению скорости и температуры сгорания. Это подтверждается решением большого количества задач химической кинетики горения при различных значениях коэффициента избытка воздуха в соответствии со схемой реакций горения легких углеводородов В. Я. Басевича, дополненной реакциями распада тяжелых углеводородов и окисления азота воздуха. Скорость выделения

тепла за счет химических реакций возрастает с уменьшением  $\alpha$  и приближается к наибольшей с  $\alpha \approx 0.8-0.85$  [8]. Сгорание обогащенной смеси протекает быстрее, а, следовательно, и эффективнее, что обеспечивает лучшие мощностные показатели работы двигателя [10]. Кроме того, при  $\alpha < 1$  образование NO фактически отсутствует (достоверность расчета монооксида азота в соответствии с механизмом Зельдовича признана и используется в пропрограммных комплексах моделирования ДВС ведущих моторостроительных фирм), и можно предположить, что кислород воздуха идет в этом случае на окисление углеводородов и, так называемое недогорание топлива, объясняется сугубо организацией рабочего цикла двигателя на богатых смесях.

### Заключение

Таким образом, расчетные исследования позволяют сделать вывод, что работа быстроходного двигателя на бензоэтанольных воздушных смесях не вызывает значительных изменений его мощности, экономических и токсических показателей. Это особенно характерно для смесей с содержанием этанола, не превышающим 20%, а именно такая добавка не требует конструктивных изменений двигателя. Скорость протекания процесса сгорания определяется быстротой нагрева и испарения топлива, склонностью топлива к образованию активных центров. Бензоэтанольные смеси характеризуются более низким по сравнению с бензином цетановым числом и соответственно более высоким значением энергии активации окисления топлива. Это предопределяет особое внимание к организации процесса сгорания с целью обеспечения показателей рабочего цикла двигателя при использовании бензоэтанольных смесей, не уступающих аналогичным показателям цикла на бензине. Уточненную оценку использования добавок этанола к традиционному топливу можно будет сде-

лать после серии стендовых испытаний, учитывающих и приведенные расчетные исследования.

#### Список литературы:

1. Левтеров А.М., Левтерова Л.И. Выбор модели рабочего процесса ДВС, работающего на топливах растительного происхождения // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – 2006. – №26. – С. 13 – 118. 2. Куценко А.С., Левтерова Л.И. Прогнозирование техникоэкологических характеристик ДВС на водородосодержащих топливных смесях // Проблемы машиностроения. – 1992. – Вып. 38. – С. 86 – 89. 3. Куценко А.С. Моделирование рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания на ЭВМ. – К.: Наук. думка, 1988. – 100 с. 4. Blumberg P., Kummer J.T. *Combust. Sci. Technol.* – 1971. – №4. – P. 73 – 96. 5. Зельдович Я.Б., Садовников П.Я., Франк-Каменецкий Д.И. Окисление азота при горении. – М.: Изд. АН СССР, 1947. – 145 с. 6. BOSCH, *Автомобильный справочник: Перевод с англ.*

лийского. – 1е изд. – М.: ЗАО «ЮЖИ» За рулем, 2002. – 895 с. 7. Чесноков С.А., Кузьмин И.В., Соколова С.С. Моделирование динамики поверхности горения на основе химической кинетики реакций неоднородной бензовоздушной смеси // *Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы IX Междунар. науч.-практ. конф.* – Владимир, 2003. – С. 186 – 189. 8. Матиевский Д.Д., Куманак С.П. Применение смесевых спиртовых топлив в дизелях автотракторного типа /[http://aomai/sesna/ru:8080/Books/Files/Vestn\\_2000\\_02/11/11/htm](http://aomai/sesna/ru:8080/Books/Files/Vestn_2000_02/11/11/htm). 9. Лиханов В.А., Плотников С.А. Особенности процесса сгорания метанолотопливной эмульсии в тракторном дизеле // *Двигателестроение.* – 1996. – №1. – С. 26 – 28. 10. Карасев В.А., Смирнов О.В. Влияние массового отношения топлив на динамику сгорания в двигателе с двухстадийным, послыйным сгоранием // *Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы IX Междунар. науч.-практ. конф.* – Владимир, 2003. – С. 200 – 203.

УДК 621.56

*А.И. Крайнюк, д-р техн. наук, А.А. Крайнюк, канд. техн. наук, М.А. Брянцев, инж.*

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРИНЦИПОВ КАСКАДНОГО ОБМЕНА ДАВЛЕНИЕМ В РАБОЧЕМ ЦИКЛЕ ГАЗОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

### Введение

Значительная составляющая общего потребления энергоресурсов современной цивилизации связана с производством холода технологического и бытового назначения. Развитие криогенных технологий сепарации, очистки и сжижения нефтяного и природного газов, извлечения углеводов из свалочного, шахтного и биологических газов, наряду с глобализацией производства продуктов питания, укрупнением рынков животноводства и морепродуктов порождают растущую потребность в мощных установках низкотемпературного охлаждения.

В настоящее время возобновляется интерес к использованию воздушных (газовых) холодильных установок (ВХУ), имеющих большой потенциал низкотемпературного охлаждения без использования низкокипящих рабочих тел.

### Формулирование проблемы

Холодильный коэффициент воздушных установок при относительно небольших отношениях температур окружающей среды и охлаждаемого объекта уступает показателям пароконденсационных установок, однако в области глубокого охлаждения рабочий цикл воздушной ВХУ с регенерацией реализует более высокую энергетическую эффективность. Немаловажным является экологический аспект привлекательности ВХУ воздушных машин, особенно в свете решения Монреальского совещания, запрещающего использование в качестве хладагентов озоноразрушающих веществ.

Вместе с тем, получающие распространение воздушные установки на базе турбодетандеров дорогостоящи в изготовлении и ввиду высокой частоты вращения ротора турбины имеют ограниченный ре-