

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ МОБИЛЬНОГО (БОРТОВОГО) ЗАРЯДНОГО УСТРОЙСТВА ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК ГОРОДСКОГО ТРАНСПОРТА

Лежнев Л. Ю.¹, Хрипач Н. А.¹, Шустров Ф. А.¹, Иванов Д. А.¹, Назаров В. Е.²

¹ Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)», (107023, г. Москва, ул. Большая Семеновская, д.38), e-mail: llezhnev@yandex.ru.

² ЗАО «Межрегиональное производственное объединение технического комплектования "Технокомплект" (ЗАО "МПОТК "ТЕХНОКОМПЛЕКТ")», (141980, г. Дубна Московской области, ул. Школьная, д.10А), e-mail: nazarov@techno-com.ru.

Двигатели с быстрым сгоранием гомогенной смеси и управляемым самовоспламенением (HCCI) имеют возможность обеспечить одновременно высокую топливную экономичность (на уровне дизеля) и очень низкие выбросы оксидов азота (NO_x) и дисперсных частиц. Для их исследования разработана однозонная математическая модель процесса с быстрым сгоранием гомогенной разбавленной смеси и управляемым самовоспламенением в бензиновом двигателе. Модель позволяет рассчитывать внутрицилиндровые процессы и характеристики двигателя с искровым зажиганием мобильного зарядного устройства (МЗУ). С помощью модели определено влияние термодинамических параметров цикла и степени внешней рециркуляции отработавших газов на процесс сгорания HCCI. Результаты моделирования подтверждают возможность улучшения расхода топлива бензинового двигателя МЗУ до уровня дизеля за счет применения процесса сгорания HCCI.

Ключевые слова: моделирование, мобильное зарядное устройство, двигатель с искровым зажиганием, сгорание, расход топлива.

MATHEMATICAL MODELING COMBUSTION PROCESS OF THE MOBILE (ONBOARD) CHARGER'S ENGINE FOR ELECTRIC CITY TRANSPORT

Lezhnev L. Y.¹, Khripach N. A.¹, Shustrov F. A.¹, Ivanov D. A.¹, Nazarov V. E.²

¹ Federal State Educational Institution of Higher Professional Education "Moscow state university of mechanical engineering (MAMI)" (107023, Moscow, st. Bolshaya Semenovskaya, 38), e-mail: llezhnev@yandex.ru.

² «TECHNOCOMPLEKT» Technical Supply Interregional Trade Association, (141980, Dubna, Moscow region, Shkolnaya st. 10A), e-mail: nazarov@techno-com.ru.

Homogeneous charge, compression ignition (HCCI) engines have the potential to provide both diesel-like efficiencies and very low emissions of nitrogen oxides (NO_x) and particulates. A single-zone computer model has been developed to investigate the effect of dilution homogenous charge fast-burn and controlled auto-ignition (HCCI) on in-cylinder process and performance of the range extender's (MZU's) spark ignition engine. This model was used in studies to determine the effect of thermodynamic parameters and external EGR rates on HCCI combustion process. The simulated results indicated that the HCCI combustion process has the potential to improve MZU gasoline engine fuel consumption up to level diesel.

Keywords: Simulation, range extender, spark ignition engine, combustion, fuel consumption.

Введение

Электрический транспорт (электромобили, подзаряжаемые гибриды) является перспективной альтернативой обычным транспортным средствам, с приводом от двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Электрический привод в кооперации с ДВС обеспечивает низкие вредные выбросы с отработавшими газами (ОГ), в том числе CO₂, расход топлива, акустическое излучение. Однако ограниченная емкость накопителя существенно ограничивает запас хода электромобиля. Эффективным решением этой проблемы является

применение мобильного зарядного устройства (МЗУ), которое представляет собой бортовой генератор, приводимый небольшим бензиновым двигателем, работающим только тогда, когда уровень заряда накопителя снижается ниже заданного уровня. Ключевым требованием к двигателю МЗУ является обеспечение низкого расхода топлива и вредных выбросов.

Существуют разные способы улучшения экономических и экологических показателей ДВС [1–4]. Одним из актуальных направлений является оптимизация рабочего процесса бензинового двигателя МЗУ за счет применения новой концепции сгорания – быстрого сгорания гомогенной разбавленной смеси с управляемым самовоспламенением (НССИ) [2,5].

Целью настоящей работы является анализ характеристик бензинового двигателя с процессом сгорания НССИ методами математического моделирования.

Особенности процесса сгорания

Процесс быстрого сгорания НССИ радикально отличается от обычного сгорания с искровым зажиганием и позволяет одновременно уменьшить расход топлива, выбросы оксидов азота (NO_x) и дисперсных частиц с ОГ. В отличие от обычного турбулентного распространения пламени в ДВС с искровым зажиганием, его характерной чертой является термическое самовоспламенение, которое сначала одновременно возникает во множестве центров, а затем очень быстро распространяется волной сжатия (вызывающей дополнительный нагрев соседних участков смеси) по всей камере сгорания. Так как сгорание происходит одновременно в полном объеме камеры сгорания, сгоревшие газы практически не сжимаются поршнем, что устраняет локальное повышение максимальной температуры сгорания. Более важно, что самовоспламенение может осуществляться в очень бедных ($\alpha \sim 5$) или сильно разбавленных (степень рециркуляции ОГ (РОГ) $\sim 50\text{--}70\%$ [8]) гомогенных смесях. Гомогенизация смеси также устраняет зоны с повышенными температурами горения, а разбавление воздухом и/или ОГ – обеспечивает горение с низкими температурами (1600–1900К), которые ограничивают формирование NO_x на очень низком уровне (порядка нескольких ppm), обеспечивающ ем выполнение перспективных экологических норм выбросов NO_x без каталитической обработки ОГ.

Кроме того, использование разбавленной смеси позволяет работать без дросселирования, что в сочетании с высокой степенью сжатия обеспечивает топливную экономичность на уровне дизеля, а хорошее перемешивание бедной смеси практически полностью устраняет формирование дисперсных частиц.

Для реализации процесса быстрого сгорания НССИ требуется к концу такта сжатия повысить температуру смеси до 1050–1100 К, чтобы смесь самовоспламенилась, а также обеднить ее до $\alpha = 3,0\text{--}5,0$ или разбавить рециркулируемыми ОГ на 40–60 %, или

одновременного обеднить и разбавить ОГ до меньших значений, чтобы предотвратить излишне быстрое (и жесткое) сгорание или замедленное неполное сгорание [2].

Основными проблемами процесса быстрого сгорания НССІ являются: контроль начала и скорости тепловыделения для достижения лучшей топливной экономичности и низких вредных выбросов, а также ограниченный диапазон рабочих режимов по сравнению с традиционным сгоранием.

Обеспечить оптимальный момент зажигания для НССІ сгорания сложнее, чем для сгорания с искровым зажиганием из-за отсутствия устройства, аналогичного свече зажигания, которое фиксирует момент зажигания. Начало самовоспламенения определяется скоростями кинетических химических реакций смеси, которые, в свою очередь, контролируются временем, температурой, композицией смеси и др. Из этих параметров момент воспламенения наиболее чувствителен к температуре.

Скорость сгорания также контролируется химической кинетикой смеси и зависит от объема газов вступивших в реакцию одновременно и скорости химической реакции. Скорость химической реакции сильно зависит от степени разбавления заряда ОГ или воздухом, что можно использовать для контроля скорости тепловыделения. На низких нагрузках, благодаря большему разбавлению, скорость сгорания становится достаточно медленной и обеспечивает плавную работу с приемлемым уровнем шума. Однако на высоких нагрузках скорость горения увеличивается и может стать очень высокой, вызывая неприемлемый шум и детонацию.

Математическая модель

Математическое моделирование двигателя с процессом сгорания НССІ выстроено вокруг термодинамического анализа рабочего тела в цилиндре, как и при моделировании обычного ДВС и позволяет рассчитывать изменение давления и температуры газа в цилиндре по углу поворота коленчатого вала, определять мощностные и экономические показатели.

Основное отличие модельных исследований рабочего цикла с процессом сгорания НССІ от рабочего цикла обычного ДВС с искровым зажиганием заключается в моделировании начала самовоспламенения, скорости и продолжительности сгорания.

В двигателе с процессом сгорания НССІ начало воспламенения зависит от сложного влияния ряда рабочих условий, а не исключительно от искрового разряда, как в обычном двигателе. Сложное влияние оказывают: (а) температура свежего заряда; (б) композиция топлива; (в) коэффициент избытка воздуха; (г) давление в цилиндре; (д) смешение с рециркулируемыми ОГ; (е) частота вращения двигателя; (ж) нагрузка; (з) температура сгоревших газов и (и) температура охлаждающей жидкости/стенок цилиндра.

После того как произошло самовоспламенение от сжатия, скорость сгорания в основном определяется химической кинетикой и зависит от композиции смеси, в том числе: типа топлива; коэффициента избытка воздуха; доли остаточных сгоревших газов. Влияние движения воздуха и турбулентности на скорость сгорания осуществляется через улучшение смешения свежего заряда и рециркулируемых ОГ, а не через перенос и искривление пламени, как в ДВС с искровым зажиганием. Это влияние слабое и в модели не учитывается.

Моделирование выполняется методом итераций путем взаимодействия между программами термодинамического моделирования рабочего цикла двигателя и подпрограммами самовоспламенения и сгорания. Процедура итераций начинается с расчета термодинамических параметров рабочего тела при заданных параметрах наполнения, степени рециркуляции, начала самовоспламенения и длительности сгорания. Рассчитывается полный рабочий цикл с изменением температуры и давления в цилиндре. Затем по программе термодинамического моделирования рабочего цикла двигателя рассчитываются сжатие, сгорание и расширение, после чего начало воспламенения, сгорание, температура и давление в цилиндре сравнивают с первоначальными допущениями или результатами в предыдущем цикле расчетов. Если разница превышает критерий сходимости, момент опережения и продолжительность сгорания уточняются и расчетный цикл повторяется. Процесс итерации завершается после выполнения критерия сходимости.

При моделировании камера сгорания двигателя рассматривается как однозонный реактор, заполненный гомогенной смесью воздуха, топлива (изооктана) и остаточных газов с равномерным распределением термодинамических и химических свойств. Тепловые потери рассчитываются с помощью корреляции Woschni. Другие потери тепла не учитываются. В связи с этим модель дает завышенную оценку давления и не может точно предсказать выбросы CO и CH. Для определения начала самовоспламенения применен модифицированный метод Livengood и Wu (метод интеграла детонации), который базируется на эмпирической корреляции, учитывающей влияние давления и температуры газов в цилиндре, состава смеси и степени РОГ при расчете задержки самовоспламенения гомогенной смеси изооктана [9].

Основная корреляция базируется на известной эмпирической зависимости для задержки воспламенения τ от температуры и давления:

$$\tau = A \exp(b/T) p^n$$

где T и p – температура и давление смеси как функции времени; A , b и n – эмпирические константы.

Самовоспламенение происходит, когда интеграл величины $1/\tau$ по углу поворота коленчатого вала, начиная с момента закрытия впускного клапана (ЗВпК), достигает

величины равной 1. Физический смысл этого равенства заключается в том, что к началу самовоспламенения концентрация веществ x , определяющих химические реакции воспламенения, достигает критической величины x_c , а их отношение соответственно 1:

$$\frac{x}{x_c} = \int_{\theta_0}^{\theta_c} \frac{1}{\omega \tau} d\theta = \int_{\theta_0}^{\theta_c} \frac{1}{A \omega \exp(b/T) p^n} d\theta = 1$$

где θ_0 и θ_c – углы поворота коленчатого вала, соответствующие началу интегрирования и началу самовоспламенения (НСВ); ω – частота вращения двигателя. Выбор θ_0 не критичен, поскольку скорость химических реакций в начале сжатия остается низкой до тех пор, пока температура заряда не достигнет 700–800 К. Для экономии расчетного времени θ_0 принималось равным 60 градусов поворота коленчатого вала (п.к.в.) до ВМТ.

Сжатие газов в цилиндре от ЗВпК до начала самовоспламенения рассчитывается как политропный процесс. Для расчета угла начала самовоспламенения $\theta_{НСВ}$ по начальной температуре и давлению, а также с учетом влияния коэффициента избытка воздуха α и степени РОГ интеграл детонации преобразуется:

$$\int_{\theta_{ЗВпК}}^{\theta_{НСВ}} \frac{1}{A \omega \exp\left(\frac{b(p_{ЗВпК} \varepsilon_c^{n_1})^n}{T_{ЗВпК} \varepsilon_c^{n_1-1}}\right)} \alpha^{-x} d\theta = 1,0, \quad A = C_1 \text{РОГ} + C_2$$

где $\varepsilon_{НСВ} = V_{ЗВпК}/V_{НСВ}$; n_1 – осредненный показатель политропы сжатия; $V_{ЗВпК}$ и $V_{НСВ}$ – объем цилиндра в начале сжатия и начале самовоспламенения. $\varepsilon_c = \varepsilon_c(\theta) = V(\theta_{ЗВпК})/V(\theta)$; x , C_1 и C_2 – модельные параметры. Значения параметров A , b , n , x равны: $A = (4,8\text{РОГ} + 8,15)10^{-7}$; $b = 16909$; $n = -0.1121$; $x = -0,688$ [8].

Сравнение результатов моделирования начала самовоспламенения с экспериментальными данными [9] свидетельствует о достаточно высокой точности модели. Она позволяет рассчитывать момент самовоспламенения с погрешностью 1,5 град. п.к.в.

Расчет процесса сгорания в поршневых двигателях обычно выполняют с применением различных формул, позволяющих учитывать изменение скорости выгорания топлива по углу поворота коленчатого вала. Для двигателей с процессом сгорания НССИ такой общепринятой корреляции не существует. Для описания доли выгоревшей массы топлива $x(\theta)$ при заданном угловом положении коленчатого вала (θ) была принята модифицированная корреляция Вибе:

$$x(\theta) = 1 - \exp\left[-a\left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^{m+1}\right]$$

в которой угол поворота коленчатого вала, соответствующий началу сгорания θ_0 , задается по результату моделирования начала самовоспламенения, а общая продолжительность сгорания $\Delta\theta$ – по эмпирической зависимости между продолжительностью сгорания и разностью температур ΔT , представленной графически на рисунке 1. $a = 5$ и $m = 2$ –

эмпирические параметры, определяющие форму кривой выгорания. Параметр ΔT показывает разницу между адиабатической температурой сгорания и температурой смеси в цилиндре перед тепловыделением. Он зависит от степени РОГ и α , и определяется по методике [7].

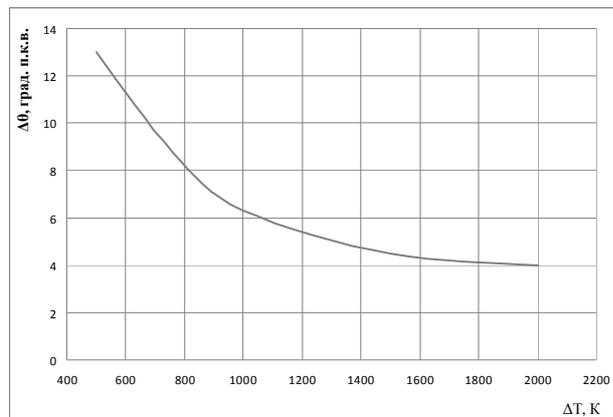


Рисунок 1. Изменение продолжительности сгорания $\Delta\theta$ в зависимости от ΔT [7]

Результаты моделирования

Объектом моделирования являлся двигатель ВАЗ 21126, модифицированный для работы в составе МЗУ. Двигатель имеет рабочий объем 1597 см³, степень сжатия 11 и ЗВпК 36 град. после НМТ. Моделирование было выполнено для варианта двигателя с внешним смесеобразованием, оборудованного системой внешней РОГ и турбокомпрессором, работающего на бедной смеси с частотой вращения 3000 мин⁻¹ при полностью открытом дросселе. Температура воздуха, давление смеси на входе в цилиндр и температура стенок камеры сгорания принимались постоянными и равными соответственно 300 К, 150 кПа и 430 К. Степень внешней РОГ изменялась при моделировании в диапазоне от 15 до 50 %.

Моделирование позволило оценить влияние на самовоспламенение и сгорание температуры заряда в момент закрытия впускного клапана (ЗВпК). Эта температура изменялась в широком диапазоне от 280 до 400 К за счет соответствующего изменения степени РОГ. Расчеты показывают, что температура заряда в момент ЗВпК существенно зависит от степени РОГ. Увеличение степени РОГ приводит к росту температуры ЗВпК, несмотря на уменьшение температуры ОГ благодаря увеличению массы сгоревших газов. Для достижения температуры самовоспламенения вблизи ВМТ такта сжатия порядка 1100 К необходимо, чтобы температура заряда в момент ЗВпК достигла при данных операционных условиях величины порядка 335-336 К (степень РОГ = 45 %), рисунок 2 (справа). Уменьшение температуры заряда в начале такта сжатия из-за уменьшения степени РОГ до 41 % задерживает сгорание, смещая точку начала самовоспламенения на линию расширения. При уменьшении температуры заряда в момент закрытия впускного клапана $T_{ЗВпК}$ с 335 до 308 К угол $\theta_{НСВ}$ смещается от ВМТ на линию расширения на 15 град. п.к.в. При этом максимальная температура цикла уменьшается с 1905 до 1650 К.

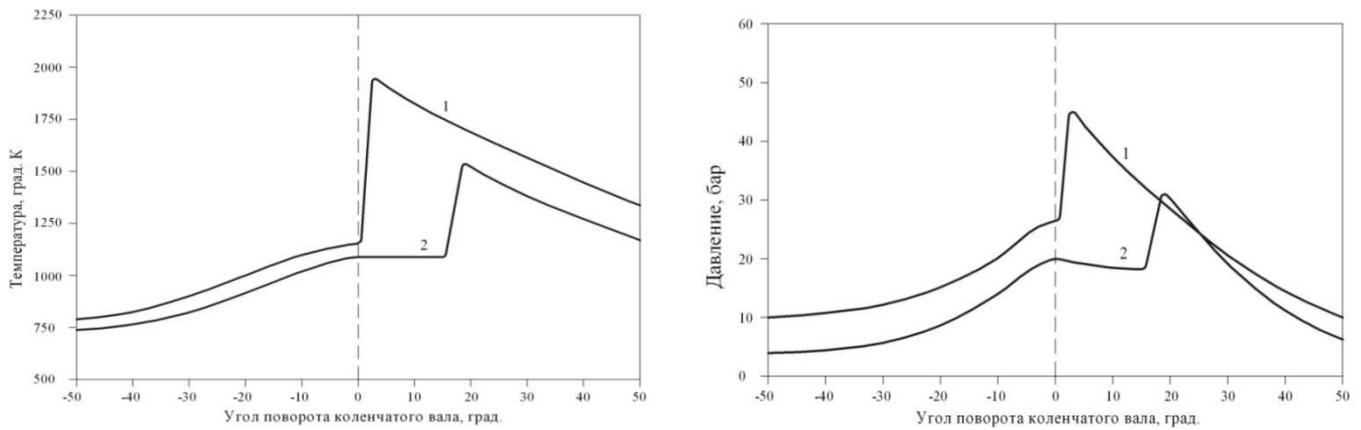


Рисунок 2. Влияние температуры заряда в момент закрытия впускного клапана $T_{ЗВпК}$ на начало самовоспламенения и температуру сгорания (слева) и изменение давления газа в цилиндре при сгорании (справа): $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$; $\alpha = 1,3$; 1 - $T_{ЗВпК} = 335 \text{ К}$; 2 - $T_{ЗВпК} = 308 \text{ К}$; угол поворота коленчатого вала 0 град. соответствует ВМТ сгорания

Приведенная закономерность изменения угла начала самовоспламенения в зависимости от температуры заряда в точке ЗВпК (степени РОГ) хорошо согласуется с экспериментальными результатами [6], хотя абсолютные значения температур не совпадают из-за принятых допущений и различий в конструкции двигателей.

На рисунке 2 (справа) показано изменение давления газа в цилиндре по углу поворота коленчатого вала, рассчитанное для различных температур заряда в точке ЗВпК – 335 и 308 К. Эффективное сгорание требует самовоспламенения вблизи ВМТ с последующим резким ростом давления в цилиндре, что важно для достижения высокого индикаторного КПД. Такое сгорание происходит при температуре ЗВпК порядка 335 К и обеспечивает индикаторный КПД 45 % при среднем индикаторном давлении 5,61 бар. При более низкой температуре ЗВпК 308 К максимальное давление цикла значительно снижается. Это понижает эффективность цикла до 43 %.

Заключение

Для анализа особенностей рабочего процесса с быстрым сгоранием гомогенной разбавленной смеси и управляемым самовоспламенением разработана однозонная математическая модель, позволяющая рассчитывать внутрицилиндровые процессы и рабочие характеристики двигателя. С помощью модели определены термодинамические параметры цикла, обеспечивающие эффективную реализацию процесса сгорания, и оценена возможность его контроля за счет регулирования степени внешней РОГ. Результаты моделирования согласуются с экспериментальными данными, приведенными в технической литературе, и подтверждают возможность улучшения топливной экономичности бензинового двигателя МЗУ до уровня дизеля.

Работа по созданию мобильного (бортового) ЗУ накопителей электрических силовых установок городского общественного транспорта проводится при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках государственного контракта № 16.526.11.6013 от «10» мая 2012 г.

Список литературы

1. Кутенев В. Ф., Фомин В. М., Хрипач Н. А., Платунов А. С. Автомобильные бензиновые двигатели с внутренним смесеобразованием: проблемы на пути создания перспективного отечественного образца // Труды НАМИ. – 2011. – № 247. – С. 17-36.
2. Сонкин В. И., Артемов А. А., Иванов Д. А., Шустров Ф. А. Бензиновый двигатель с процессом управляемого самовоспламенения // Труды НАМИ: сб. науч. ст. – М., 2010. – Вып. 245. – С. 30-41.
3. Хрипач Н. А., Лежнев Л. Ю., Папкин Б. А., Шустров Ф. А., Татарников А. П., Тингаев Н. В. Анализ конструкций, обеспечивающих максимальную термодинамическую эффективность поршневых двигателей // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. – 2012. – Т.1. – № 2. – С. 360-367.
4. Хрипач Н. А. Повышение эффективности энергоустановок с двигателями внутреннего сгорания путем термохимического генерирования водородного топлива // Энергия: экономика, техника, экология. – 2006. – № 9. – С. 22-26.
5. Ashley S. HCCI: The Search for a Better Burn Continues // Automotive Engineering International. – 2012. – Vol. 120. – № 3. – P. 42-46.
6. Chen R., Milovanovic N., Turner J., Blundell D. The Thermal Effect of Internal Exhaust Gas Recirculation on Controlled Auto Ignition // SAE Paper. – 2003. – № 2003-01-0751. – P.1-10.
7. Morikawa H., Ishibashi Y. An Experimental Approach to the Controlled Auto-Ignition // SAE Paper. – 2007. – № 2007-01-0173. – P. 1-10.
8. Oakley A., Zhao H., Ma T., Ladommatos N. Experimental Studies on Controlled Auto-ignition (CAI) Combustion of Gasoline in a 4-Stroke Engine // SAE Paper. – 2001. – № 2001-01-1030. – P. 1-16.
9. Swan K., Shahbakhti M., Koch C. R. Predicting Start of Combustion Using a Modified Knock-Integral Method for an HCCI Engine// SAE Paper. – 2006. – № 2006-01-1086. – P. 1-12.

Рецензенты:

Ерохов В. И., д-р техн. наук, профессор, Заслуженный деятель науки РФ, Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ), г. Москва.

Фомин В. М., д-р техн. наук, профессор, Российский университет дружбы народов (РУДН), г. Москва.