

А.П. Марченко, А.А. Осетров, О.Ю. Линьков

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЕ

Проанализирован спектр моделей, описывающих процесс сгорания в дизеле. Предложена математическая модель расчета процесса сгорания в быстроходном дизеле, сочетающая как простоту использования, так и учет основных факторов, оказывающих влияние на процесс сгорания. Результаты верификации предложенной модели позволяют рекомендовать ее для решения широкого круга оптимизационных задач.

Актуальность проблемы

Математическое моделирование позволяет значительно ускорить и удешевить процесс разработки новых изделий. В двигателестроении одними из наиболее сложных и недостаточно изученных процессов является процесс сгорания топлива. Этот процесс сопровождается и определяется рядом других процессов и явлений.

Наиболее сложные математические модели сгорания включают детальное описание различных процессов, имеющих место в камере сгорания. Так, в работах [1-5] рассматриваются движение струй топлива и воздушного заряда, их взаимное перемешивание, гидродинамические явления, процессы тепло- и массообмена, испарения, химическая кинетика сгорания и другие явления.

Данные модели успешно используют при исследованиях процесса сгорания, оптимизации конструкции и выборе параметров двигателей. Вместе с тем, их верификация требует постановки и трудоемкой обработки результатов экспериментов, уточнения ряда эмпирических коэффициентов расчетных зависимостей.

Широкое распространение получили эмпирические или полуэмпирические модели сгорания, позволяющие описать форму кривой тепловыделения в цилиндре двигателя [6-9]. Такие модели отличаются простотой описания и универсальностью использования. Например, в модели проф. Вибе И.И. [6] скорость сгорания и доля выгоревшего топлива описываются полуэмпирическими зависимостями:

$$\frac{dx}{d\varphi} = -C \frac{m+1}{\varphi_z} \varphi^{-m} \exp(C\varphi^{-m+1}); \quad (1)$$

$$x = 1 - \exp(C\varphi^{-m+1}), \quad (2)$$

где $\bar{\varphi} = \varphi / \varphi_z$, φ , φ_z - соответственно относительная продолжительность сгорания, текущая продолжительность от начала сгорания и продолжительность сгорания, представленные в углах поворота коленчатого вала; C - константа (например, при условии окончания сгорания в момент $x = x_z = 0,999$,

$C = \ln(1-0,999) = -6,908$); m - показатель характера сгорания (для дизелей $-0,3 \leq m \leq 0,7$).

Использование моделей данного класса целесообразно для описания сгорания в конкретном двигателе на одном режиме его работы. При изменении какого-либо конструктивного или регулируемого параметра двигателя либо условий его работы адекватность вычислений снижается.

Вышесказанное позволяет сделать вывод о том, что разработка математической модели процесса сгорания, которая с одной стороны учитывает физические и химические процессы, происходящие в цилиндре дизеля, а с другой стороны отличается универсальностью и относительной простотой ее использования является актуальной задачей.

Анализ публикаций, посвященных решению проблемы

Большинство задач, возникающих в практике проектирования и исследования различных дизелей можно решить с использованием моделей промежуточного типа [10-15].

Наиболее простые модели данного типа описывает процесс сгорания с помощью зависимости (1) Вибе И.И. [14, 15]. Длительность сгорания φ_z и показатель характера сгорания m являются эмпирическими функциями от частоты вращения коленчатого вала, коэффициента избытка воздуха, длительности периода задержки воспламенения, доли топлива, поданного в ходе каждого из периодов сгорания и других факторов. Учитываются только основные факторы, определяющие процесс сгорания, и число их, как правило, небольшое - до 10. Чрезмерное упрощение реальных процессов в таких моделях ограничивает их применение в исследовательских целях.

Одной из наиболее удачных моделей, на наш взгляд, является математическая модель, предложенная учеником проф. Разлейцева Н.Ф., к.т.н. Филипповским А.И. [13]. Базируясь на модели проф. Вибе И.И., данная модель сочетает в себе как простоту вычислений, так и учет наиболее влияющих на процесс сгорания факторов.

Известно, что характеристика тепловыделения зависит от многих факторов: интенсивности впрыскивания и качества распыливания топлива, воздушно-топливного соотношения, интенсивности турбулизации заряда цилиндра, режима работы двигателя и др. Учесть все множество влияющих факторов двумя коэффициентами φ_z и m практически невозможно. Было определено, что показатель характера сгорания m постоянно изменяется по ходу процесса сгорания, что связано с изменением приоритетов и лимитирующей роли различных процессов (испарение, диффузия, химическая кинетика) - рис. 1. Из рис. 1 видно, что изменение показателя характера сгорания в достаточно широких пределах должно учитываться при построении расчетной модели процесса сгорания.

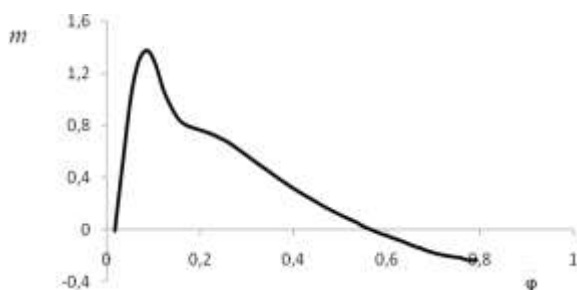


Рис. 1. Изменение показателя характера сгорания m по ходу цикла дизельного двигателя 4ЧН12/14

Филипковский А.И. предложил определять показатель характера сгорания m и продолжительность сгорания φ_z зависимости (1) проф. Вибе И.И. как функции от показателей процессов испарения, диффузии и химической кинетики реакций. В связи с переменной величиной показателя m при дифференцировании уравнения (2) получена зависимость, отличная от выражения (1):

$$\frac{dx}{d\varphi} = -C \exp(C\bar{\varphi}^{-m+1}) \frac{1}{\varphi_z} \left[(m+1)\bar{\varphi}^{-m} + \bar{\varphi}^{-m+1} \ln \bar{\varphi} \frac{d\bar{\varphi}}{d\varphi} \right]. \quad (3)$$

В этой модели принято, что развитие цепных реакций начинается с момента начала впрыскивания топлива в цилиндр дизеля, а не с начала сгорания, как в модели проф. Вибе И.И. Кроме того, кривая скорости тепловыделения, рассчитанная по данной модели, имеет один пик, что характерно для среднеоборотных дизелей..

Расчеты кривых тепловыделения, выполненные по модели Филипковского А.И. для среднеоборотных дизелей типа ЧН 26/34 и ЧН 32/32 с объемным смесеобразованием, показали хорошее совпадение с экспериментальными данными при

однопиковом характере математического описания процесса тепловыделения. Вместе с тем, практика применения данной модели для быстроходных автотракторных дизелей с объемно-плочным смесеобразованием не дала положительных результатов. Расхождение расчетных и экспериментальных данных наиболее велико на частичных режимах, где кривая скорости тепловыделения имеет явный двухпиковый характер.

Несмотря на отмеченные проблемы, модель Филипковского А.И., на наш взгляд, обладает потенциальными возможностями для дальнейшего усовершенствования. Очевидно, необходимо адаптировать данную модель к учету особенностей быстроходных дизелей, а также режимов средних и малых нагрузок.

Описание предлагаемой математической модели сгорания

Нами предложено описывать дифференциальную характеристику тепловыделения двумя кривыми, соответствующими периодам вспышки (или «быстрого» сгорания) и диффузионного сгорания [21]:

$$\left(\frac{dx}{d\varphi} \right)_I = -A \cdot C \cdot \exp(C \cdot \bar{\varphi}_I^{-m_I+1}) \frac{6n}{\varphi_{zI}} \times \left[(m_I + 1)\bar{\varphi}_I^{-m_I} + \bar{\varphi}_I^{-m_I+1} \ln \bar{\varphi}_I \frac{d\bar{\varphi}_I}{d\varphi_I} \right]; \quad (4)$$

$$\left(\frac{dx}{d\varphi} \right)_{II} = -C \cdot \xi_{\text{в}} \cdot S \cdot \exp(C\bar{\varphi}_{II}^{-m_{II}+1}) \frac{6n}{\varphi_{zII}} \times \left[(m_{II} + 1)\bar{\varphi}_{II}^{-m_{II}} + \bar{\varphi}_{II}^{-m_{II}+1} \ln \bar{\varphi}_{II} \frac{d\bar{\varphi}_{II}}{d\varphi_{II}} \right], \quad (5)$$

где A – коэффициент, учитывающий влияние доли испарившегося за период задержки воспламенения топлива на скорость быстрого сгорания; C – коэффициент, учитывающий полноту сгорания топлива; $\xi_{\text{в}}$ – степень эффективного использования воздушного заряда; S – коэффициент, учитывающий долю топлива, сгоревшего за период вспышки (увязка двух периодов); n – частота вращения коленчатого вала.

Индексом «I» обозначены параметры в процессе вспышки, индексом «II» – в процессе диффузионного сгорания.

Показатели динамики для соответствующих периодов сгорания:

$$m_I = 4 \cdot \bar{\varphi}_{mI} \cdot \left(1 - \bar{\varphi}_{mI} \right); \quad (6)$$

$$m_{II} = 9 \cdot \bar{\varphi}_{mII} \cdot \left(1 - \bar{\varphi}_{mII}\right), \quad (7)$$

где $\bar{\varphi}_{mI}$ и $\bar{\varphi}_{mII}$ – относительные моменты достижения максимальной скорости тепловыделения; $\bar{\varphi}_I$ и $\bar{\varphi}_{II}$ – относительные углы поворота коленчатого вала: $\bar{\varphi}_I = \varphi/\varphi_{ZI}$, $\bar{\varphi}_{II} = \varphi/\varphi_{ZII}$; φ – текущий угол поворота коленчатого вала с момента начала сгорания топлива; φ_{ZI} , φ_{ZII} – соответственно продолжительность быстрого и диффузионного сгорания.

На каждом расчетном участке осуществляется сравнение величин $\left(\frac{dx}{d\varphi}\right)_I$ и $\left(\frac{dx}{d\varphi}\right)_{II}$. Итоговая рас-

четная скорость тепловыделения $\frac{dx}{d\varphi}$ принимается равной большей из этих двух скоростей.

Суммарное количество выгоревшего топлива определяется интегрированием функции $dx/d\varphi$ на участке сгорания

$$x = \int_{\varphi_n}^{\varphi_k} dx, \quad (8)$$

где φ_n , φ_k – соответственно моменты начала и окончания сгорания топлива.

В формулы (4) – (7) входят параметры A , $\bar{\varphi}_{mI}$ и $\bar{\varphi}_{mII}$, φ_{ZI} и φ_{ZII} , $\xi_{в}$, которые в отличие от параметров известных формул Вибе И.И. учитывают особенности протекания процессов топливоподачи, смесеобразования, испарения, сгорания, а также взаимодействие этих процессов между собой.

При обобщении данных, полученных обработкой экспериментальных индикаторных диаграмм, предложены эмпирические зависимости для определения относительного момента достижения максимальной скорости тепловыделения в ходе периодов сгорания:

$$\bar{\varphi}_{mI} = 0,8 + \frac{0,03 \cdot b_u \cdot \varphi_{ZI}}{6 \cdot n}; \quad (9)$$

$$\bar{\varphi}_{mII} = 0,16 + \frac{0,03 \cdot b_u \cdot \varphi_{ZII}}{6 \cdot n}, \quad (10)$$

где b_u – относительная константа испарения.

Относительная константа испарения

$$b_u = K_{II} / d_{32}^2, \quad (11)$$

где K_{II} – константа испарения, рассчитываемая для среднего диаметра капель по Заутеру d_{32} .

Согласно оценке проф. Разлейцева Н.Ф. [2] при испарении топлива в цилиндре дизеля в процессе горения средняя величина константы испарения

$$K_{II} = (10^6 p_c)^{-1}, \quad (12)$$

где p_c – давление в цилиндре в конце условно продолженного до ВМТ сжатия.

Теоретическая константа K_{II} не учитывает увеличение скорости испарения капель при горении, влияние величины капель, скорости и частоты турбулентных вихрей, возникающих в цилиндре дизеля. Эта зависимость в практических расчётах может быть учтена поправочной функцией Y :

$$K_{II} = Y \cdot K_{II}^*. \quad (13)$$

В работе [13] предложена следующая формула для определения поправочной функции:

$$Y = y(W_T d_{32})^{0,75} p_c^{0,25}, \quad (14)$$

где y – постоянный эмпирический коэффициент, зависящий от конструкции камеры сгорания и учитывающий влияние неучтённых второстепенных факторов; W_T – тангенциальная скорость движения заряда в камере сгорания; p_c – расчетное давление в конце условно продолженного до ВМТ сжатия.

Поправочная функция Y может быть определена по формуле [16]:

$$Y = (1 \dots 1,2) d_{32} (W_T \cdot n)^{0,5}. \quad (15)$$

В соответствии с исходной моделью [13] продолжительность диффузионного сгорания

$$\tau_{ZII} = \tau_{впр} + \tau_{выг}, \quad (16)$$

где $\tau_{впр}$ – продолжительность впрыскивания топлива; $\tau_{выг}$ – продолжительность выгорания топлива после окончания впрыскивания.

Продолжительность выгорания топлива $\tau_{выг}$ характеризуется временем испарения и выгорания крупных капель, поступивших в цилиндр дизеля в конце впрыскивания. Это время зависит от мелко-сти распыливания, характера распределения капель, параметров рабочего тела в цилиндре, воздухо-топливного отношения и др. $\tau_{выг}$ можно определить по формуле [2]:

$$\tau_{выг} = K_\alpha \tau_{исп}, \quad (17)$$

где $\tau_{исп}$ – продолжительность испарения крупных капель топлива; K_α – поправочная функция, учитывающая время выгорания паров топлива.

Продолжительность испарения крупных капель топлива:

$$\tau_{исп} = \frac{d_K^2}{K_{II}}, \quad (18)$$

где d_K – средний диаметр крупных капель топлива, поступивших в конце топливоподачи.

В работе [2] предложено определять диаметр крупных капель по формуле:

$$d_K = B \cdot d_{32}. \quad (19)$$

В этой формуле коэффициент размера

$$B = 1,5 + 0,018 \exp\left(\Delta p_{fi}^{0,272}\right), \quad (20)$$

где Δp_{fi} – среднее значение перепада давлений при впрыскивании, МПа.

Поправочную функцию на время выгорания паров топлива можно определить по зависимости [2]:

$$K_{\alpha} = 1 + \frac{A_3 K_{II}}{\alpha - 1}, \quad (21)$$

где α – коэффициент избытка воздуха в цилиндре; A_3 – коэффициент, который определяется при идентификации экспериментальных данных ряда двигателей и может быть принят равным $2,5 \cdot 10^6$.

Нами предложено определять продолжительность быстрого сгорания как функцию от длительности периода задержки воспламенения:

$$\tau_{zi} = \tau_i \cdot K_{\alpha}, \quad (22)$$

где τ_i – период задержки воспламенения, с.

Если перейти к углу поворота коленчатого вала, то продолжительность быстрого и диффузионного сгорания определяются соответственно по формулам:

$$\varphi_{zi} = \tau_{zi} \cdot \omega; \quad (23)$$

$$\varphi_{zII} = \varphi_{znp} + \tau_{zвиз} \cdot \omega. \quad (24)$$

При разработке модели принято допущение о том, что в наибольшей степени скорость сгорания в ходе вспышки зависит от количества топлива, испарившегося за период задержки воспламенения. В свою очередь, при расчете первого пика скорости тепловыделения коэффициент, учитывающий влияние доли испарившегося за период задержки воспламенения топлива,

$$A = K_I \cdot \sigma_I, \quad (25)$$

где σ_I – относительное количество поданного за период задержки воспламенения φ_I топлива; K_I – коэффициент пропорциональности.

В работе [17] предложено динамику тепловыделения в ходе диффузионного сгорания корректировать коэффициентом ξ_{α} , представляющим собой степень эффективного использования воздушного заряда цилиндра:

$$\xi_{\alpha} = \frac{\alpha_m}{\alpha}, \quad (26)$$

где α_m – средний коэффициент избытка воздуха в зоне горения; α – расчетное значение коэффициента избытка воздуха в цилиндре для сгорания всей порции топлива.

Коэффициент ξ_{α} учитывает взаимодействие топливного факела со стенкой камеры сгорания и другие факторы, приводящие к уменьшению коли-

чества окислителя, попадающего в зоны горения. В работе [2] приведена методика определения данного коэффициента.

Из описания расчетных формул видно, что разработанная математическая модель увязывает динамику тепловыделения с параметрами топливоподачи (перепад давлений при впрыскивании Δp_{fi} и средний диаметр каплей d_{32}), смесеобразования (коэффициент избытка воздуха в цилиндре α , тангенциальная скорость движения заряда в камере сгорания W_T), режима работы (частота вращения n , давление p и температура T в цилиндре), физико-химическими свойствами топлива и другими важнейшими факторами, определяющими протекание процесса сгорания.

Разработанная математическая модель сгорания интегрирована в термодинамическую модель замкнутого цикла рабочего процесса двигателя со свободным турбокомпрессором. Программный код реализован в среде визуального программирования Delphi.

Адекватность математической модели оценивалась по результатам экспериментальных исследований, проведенных на двигателе СМД-23 (4ЧН12/14). Краткая техническая характеристика двигателя приведена в табл. 1.

Таблица 1. Краткая техническая характеристика дизеля СМД-23

Число и расположение цилиндров	4
Диаметр цилиндра, мм	120
Ход поршня, мм	140
Геометрическая степень сжатия	15,5
Номинальная мощность, кВт	120
Номинальная частота вращения, мин ⁻¹	2000
Максимальный крутящий момент, Н·м	668
Частота вращения на режиме максимального крутящего момента, мин ⁻¹	1500

Моторные испытания проводились на режимах нагрузочных характеристик с частотами вращения коленчатого вала, соответствующими номинальной мощности $n = 2000$ мин⁻¹ и максимальному крутящему моменту $n = 1500$ мин⁻¹.

Сравнение расчетных и экспериментальных характеристик тепловыделения и индикаторных диаграмм приведено на рис. 2. Видно, что предлагаемая математическая модель обеспечивает удовлетворительное согласование расчетных и экспериментальных данных в широком диапазоне нагрузок и частот вращения коленчатого вала двигателя.

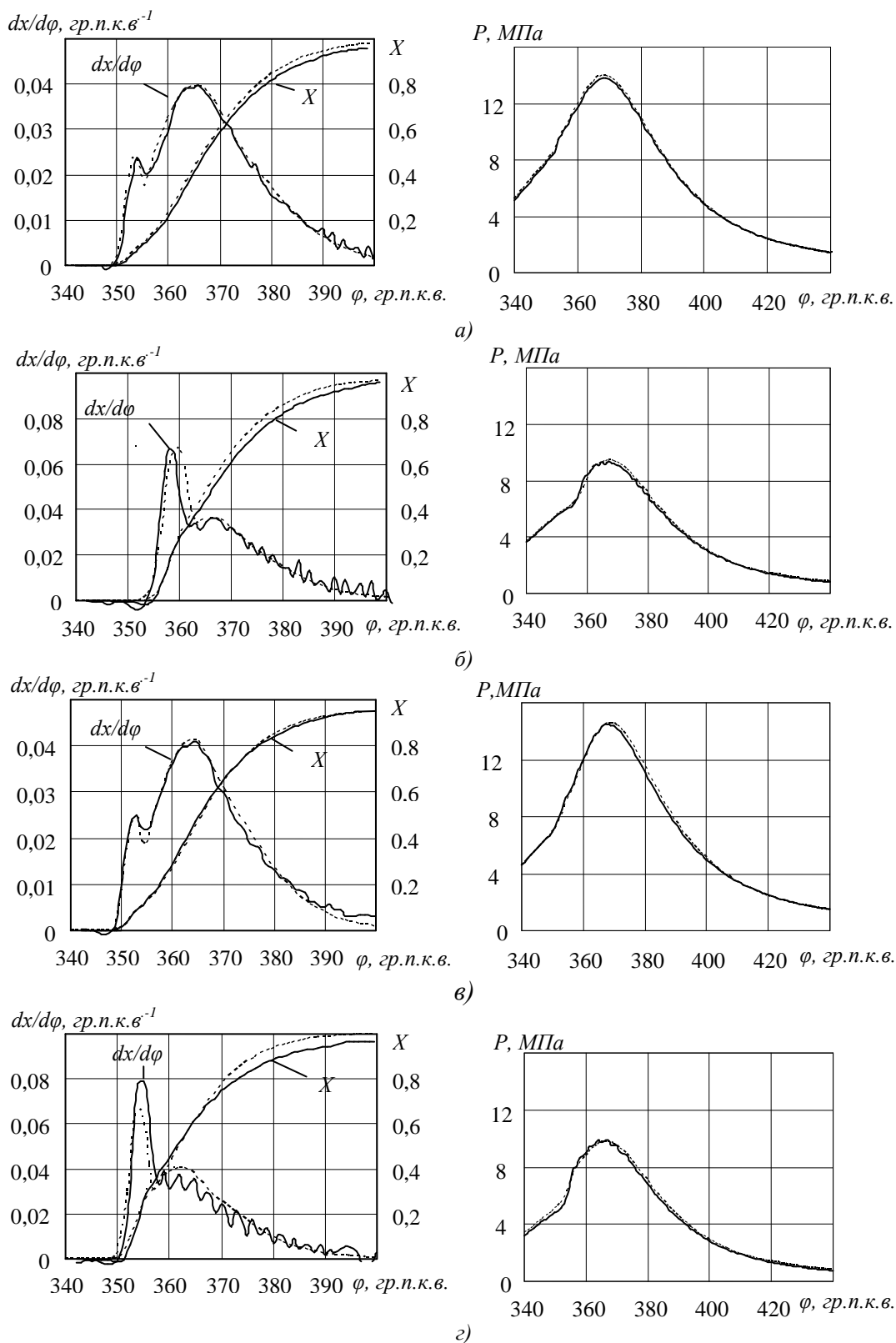


Рис. 2. Верификация модели расчета процесса тепловыделения:

а) $n=2000 \text{ мин}^{-1}$, $p_e=1,1 \text{ МПа}$; б) $n=2000 \text{ мин}^{-1}$, $p_e=0,56 \text{ МПа}$;

в) $n=1500 \text{ мин}^{-1}$, $p_e=1,35 \text{ МПа}$; г) $n=1500 \text{ мин}^{-1}$, $p_e=0,67 \text{ МПа}$

————— — эксперимент; - - - - - — расчет по уточненной модели

Точное описание процесса сгорания важно при моделировании образования в цилиндре вредных веществ. Например, погрешность при определении температуры в цилиндре 80–90К приводит к изменению расчетного выхода NO на 30%, при ошибке определения температуры в 190 К изменение расчетного выхода NO составляет 2,7 раза [18]. Очевидно, что использование предлагаемой математической модели вместо эмпирических или полуэмпирических моделей позволит повысить

точность расчета образования вредных веществ в цилиндре дизеля.

Адекватность разработанной математической модели проверялась также по ее реакции на изменение влияющих параметров – степени сжатия, продолжительности впрыскивания и угла опережения впрыскивания (рис. 3). Видно, что полученные тенденции и численные данные логичны и не противоречат аналогичным сведениям других исследователей [18–20].

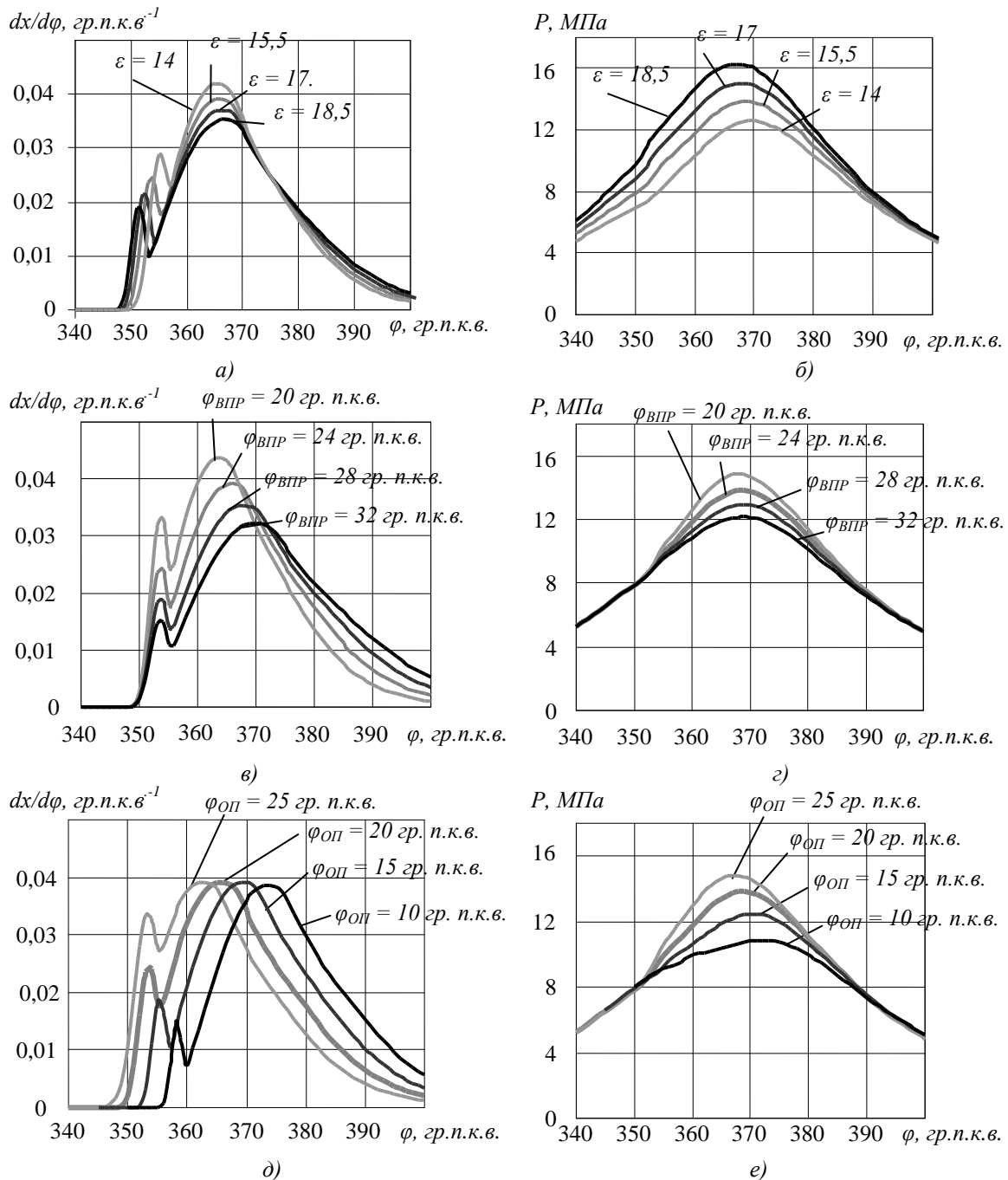


Рис. 3. Влияние изменения степени сжатия ϵ (а,б), продолжительности впрыскивания $\varphi_{ВПР}$ (в,г) и угла опережения впрыскивания $\varphi_{ОП}$ (д,е) на скорость тепловыделения и давление в цилиндре дизеля

Можно заключить, что разработанная математическая модель позволяет не только с достаточной точностью описать динамику тепловыделения, но и адекватно реагирует на изменение конструктивных и регулировочных параметров дизеля.

Выводы

1. Разработана математическая модель сгорания топлива в цилиндре дизеля, отличающаяся простотой идентификации и использования, и в то же время учитывающая влияние на сгорание процессов испарения, диффузии и химической кинетики реакций.

2. Предложенные уточнения в базовой модели сгорания позволяют ее использовать для широкого диапазона режимов работы двигателей различных размерностей.

3. Математическая модель позволяет с высокой точностью описать протекание сгорания, что в свою очередь, дает возможность повысить точность расчета образования вредных веществ в цилиндре дизеля.

4. Разработанная модель адекватно реагирует на изменение конструктивных и регулировочных параметров двигателя, что позволяют ее использовать для решения широкого круга оптимизационных задач.

Список литературы:

1. Кулешов А. С. Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания / А. С. Кулешов, I. В. Грехов. - М.: МГТУ, 2000. - 64 с. 2. Разлейцев Н. Ф. Моделирование и оптимизации процесса сгорания в дизелях / Н. Ф. Разлейцев. - Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980. - 169 с. 3. A phenomenological combustion model for heat release rate prediction in high-speed DI diesel engines with common rail injection / C. Barba, C. Burjhardt, K. Boulouchos, M. Bargende // SAE Technical Paper 2000-01-2933, 2000. 4. Prediction of turbulence controlled combustion in diesel engines / F. Chmela, M. Engelmayer, G. Pirker, A. Wimmer // THIESEL 2004 Conference on Thermo- and Fluid dynamic Processes in Diesel Engines, 2004. 5. A Physics and Tabulated Chemistry Based Compression Ignition Combustion Model: from Chemistry Limited to Mixing Limited Combustion Modes / N. Bordet, C. Caillol, P. Higelin, V. Talon // Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP Energies nouvelles. - 2011. - Vol. 66, № 5. - P. 823-843. 6. Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателей / И. И. Вибе. - М.: Сverdlovsk: Mashgiz, 1962. - 272 с. 7. Гончар Б. М. Численное моделирование рабочего процесса дизелей / Б. М. Гончар // Энергомашиностроение. - 1968. - №7. - С. 34-35. 8. Дьяченко Н. Х. Теория двигателей внутреннего сгорания / Н. Х. Дьяченко, А. К. Костин, Г. П. Пугачев - Л.: Машиностроение, 1974. - 551 с. 9. Ramos J.I., Internal Combustion Engine Modeling / J. I. Ramos. - New York: Hemisphere Publishing Corporation. - 1989. 10. Семенов В.С. Современные проблемы теории судовых дизелей / В.С. Семенов. - М.: В/О

«Мортехинформреклама», 1991. - 112 с. 11. Варбанец Р.А. Параметрическая диагностика дизелей SBV6M540 и Pegaso 9156 / Р.А. Варбанец // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. - 2006. - №8(34). - С 144-148. 12. Watson N. Combustion Correlation for Diesel Engine Simulation. Diesel Combustion and Emissions / N. Watson, A. D. Pilley, M. A. Marzouk // SAE P-86, Society of Automotive Engineers. - 1980. - P. 51-63. 13. Филипповский Алексей Игоревич. Совершенствование рабочего процесса дизелей типа ЧН 32/32 на основе физического и математического моделирования: дис. ... канд. техн. наук.: 05.04.02 / Филипповский Алексей Игоревич. - Харьков, 1988. - 250 с. 14. Hires S.D. The prediction for ignition delay and combustion intervals for a homogeneous charge, spark ignition engine / S. D. Hires, R. J. Tabaczynski, J. M. Novak // SAE Technical Paper 780232. - 1978. 15. Radica G. Expert System for Diagnosis and Optimisation of Marine Diesel Engines / G. Radica // *Strojnarstvo*, 2008. - 50 (2). - P. - 105-116. 16. Марченко А. П. Влияние температуры стенок камеры сгорания на испарение и выгорание топлива в форсированных дизелях / А. П. Марченко, И. Н. Карягин, И. И. Сукачев // *Двигатели внутреннего сгорания*. - Харьков, 2010. - С. 40-46. 17. Линьков Олег Юрьевич. Выбор и обоснование параметров смесеобразования и сгорания дизеля, работающего на альтернативных топливах: дис. ...канд. техн. наук.: 05.05.03 / Линьков Олег Юрьевич. - Харьков, 2005. - 176 с. 18. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания / В. А. Звонов. - М.: Машиностроение, 1981. - 160 с. 19. Марков В.А. Характеристики топливоподачи транспортных дизелей / В. А. Марков, В. Г. Кислов, В. А. Хватов М. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. - 160 с. 20. Парсаданов И. В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: монография / И. В. Парсаданов. - Х.: НТУ "ХПИ", 2003. - 244 с. 21. Simulation of Biofuels Combustion in Diesel Engines / Andrey Marchenko, Alexandr Osetrov, Oleg Linkov, Dmitry Samoilenko // *Biodiesel - Feedstocks, Production and Applications*. / Edited by Zhen Fang. - Intech, 2013. - P.407-433. - ISBN 978-953-51-0910

Bibliography (transliterated):

1. Kuleshov A.S. Matematicheskoye modelirovaniye I kompyuternaya optimizatsiya toplivopodachi I rabochih processov dvigateley vnutrennego sgoraniya / A. S. Kuleshov, I. V. Grehov. - M.: MG TU, 2000. - 64 s. 2. Razleytcev N. F. Modelirovaniye i optimizatsiya processa sgoraniya v diselyah / N. F. Rasleytcev. - Harkov: Visha shkola. Isd-vo pri Hark. un-te, 1980. - 169 s. 3. A phenomenological combustion model for heat release rate prediction in high-speed DI diesel engines with common rail injection / C. Barba, C. Burjhardt, K. Boulouchos, M. Bargende // SAE Technical Paper 2000-01-2933, 2000. 4. Prediction of turbulence controlled combustion in diesel engines / F. Chmela, M. Engelmayer, G. Pirker, A. Wimmer // THIESEL 2004 Conference on Thermo- and Fluid dynamic Processes in Diesel Engines, 2004. 5. A Physics and Tabulated Chemistry Based Compression Ignition Combustion Model: from Chemistry Limited to Mixing Limited Combustion Modes / N. Bordet, C. Caillol, P. Higelin, V. Talon // Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP Energies nouvelles. - 2011. - Vol. 66, № 5. - P. 823-843. 6. Vibe I. I. Novoye o rabochem cikle dvigateley / I. I. Vibe. - M.: Sverdlovsk: Mashgis, 1962. - 272 s. 7. Gonchar B. M. Chislennoye modelirovaniye rabochego processa diseley / B. M. Gonchar // *Energomashinostroyeniye*. - 1968. - №7. - С. 34-35. 8. Dyachenko N. H. Teoriya dvigateley vnutrennego sgoraniya / N. H. Dyachenko, A. K. Kostin, G. P. Pugachev. - L.: Mashinostroyeniye, 1974. - 551

s. 9. Ramos J.I., *Internal Combustion Engine Modeling* / J. I. Ramos. - New York. : Hemisphere Publishing Corporation. - 1989. 10. Semenov V. S. *Sovremenniy problem teorii sudovih dizeley* / V. S. Semenov. - M. : V/O «Mortehinformreklama», 1991. - 112 s. 11. Varbanetc R. A. *Parametricheskaya diagnostika dizeley SBV6M540 i Pegaso 9156* / R. A. Varbanetc // *Aviatsiyno-cosmichna tehnika i tehnologiya*. - 2006. - №8(34). - C 144-148. 12. Watson N. *Combustion Correlation for Diesel Engine Simulation. Diesel Combustion and Emissions* / N. Watson, A. D. Pilley, M. A. Marzouk // SAE P-86, *Society of Automotive Engineers*. - 1980. - P. 51-63. 13. Filipcovscy *Aleksey Igorevich. Sovershenstvovaniye rabocheho prosessa dizeley tipa CHN 32/32 na osnove fisicheskogo i matematicheskogo modelirovaniya* : dis. ... kand. tehn. nauk : 05.04.02 / Aleksey Igorevich Filipcovscy. - Harkov, 1988. - 250 s. 14. Hires S.D. *The prediction for ignition delay and combustion intervals for a homogeneous charge, spark ignition engine* / S. D. Hires, R. J. Tabaczunski, J. M. Novak // SAE Technical Paper 780232. - 1978. 15. Radica G. *Expert System for Diagnosis and Optimisation of Marine Diesel Engines* / G. Radica // *Strojarstvo*, 2008. - 50 (2). - P. - 105-116. 16. Marchenko A. P. *Vliyaniye temperature stenok kameri sgoraniya na*

ispareniiye I vigo-raniye topliva v forsirovannih diselyah. / A. P. Marchenko, I. N. Karyagin, I.I. Sukachev // *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. - Harkov, 2010. - C. 40-46. 17. Linkov Oleg Uryevich. *Vibor I obosnovaniye parametrov smeseobrasovniya I sgoraniya diselya, rabotaushego na alternativnih toplivah* : dis. ...cand. tehn. nauk : 05.05.03 / Oleg Uryevich Linkov. - Harkov, 2005. - 176 c. 18. Zvonov V. A. *Tocsichnost dvigateley vnutrennego sgoraniya* / V. A. Zvonov - M. : Mashinostroyeniye, 1981. - 160 s. 19. Markov V. A. *Harakteristiki toplivopodachi transportnih dizeley* / V. A. Markov, V. G. Kislov, V. A. Hvatov. - M : Isd-vo MGTU im. N. E. Bauman, 1997. - 160 s. 20. Parsadanov I. V. *Povisheniye kochestva I konkurentosposobnosti dizeley na osnove kompleksnogo toplivno-ekologicheskogo kriteriya: monographiya* / I. V. Parsadanov. - H. : NTU "HPI", 2003. - 244 s. 21. *Simulation of Biofuels Combustion in Diesel Engines* / Andrey Marchenko, Alexandr Osetrov, Oleg Linkov, Dmitry Samoilenko // *Biodiesel - Feedstocks, Production and Applications*. / Edited by Zhen Fang. - Intech, 2013. - P.407-433. - ISBN 978-953-51-0910.

Поступила в редакцию 22.07.2013

Марченко Андрей Петрович – доктор техн. наук, профессор, проректор по научной работе Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua.

Осетров Александр Александрович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua.

Линьков Олег Юрьевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ЗГОРЯННЯ ПАЛИВА В ДИЗЕЛЬНОМУ ДВИГУНІ

А.П. Марченко, О.О. Осетров, О.Ю. Линьков

Проаналізовано спектр моделей, що описують процес згоряння в дизельному двигуні. Запропонована математична модель розрахунку процесу згоряння в швидкохідному дизелі поєднує у собі як простоту використання, так і врахування основних факторів, що впливають на процес згоряння. Результати верифікації запропонованої моделі дозволяють рекомендувати її для рішення широкого кола оптимізаційних задач.

THE MATHEMATICAL MODEL OF FUEL BURNING PROCESS IN DIESEL

A.P. Marchenko, A.A. Osetrov, O.U. Linkov

The spectrum of models describing the combustion process in diesel are described. The mathematical model for calculating the combustion process in a high-speed diesel engine that combines both ease of use and consideration of key factors influencing the combustion process is proposed. The results verify the proposed model can be recommended to use it to solve a wide range of optimization problems.