

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОМБИНИРОВАННОГО СГОРАНИЯ В ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

© 2007 Р. Д. Еникеев, М. Д. Гарипов, А. О. Борисов, А. А. Черноусов

Уфимский государственный авиационный технический университет

Рассмотрен рабочий цикл многотопливного поршневого двигателя внутреннего сгорания (ДВС), который реализуется за счет организации комбинированного воспламенения и сгорания. Представлена математическая модель двухэтапного по показателю И. И. Вибе комбинированного сгорания. Проведено сопоставление расчетных и экспериментальных данных.

В работе [1] сформулирована гипотеза о возможном способе осуществления перспективного (унифицированного) рабочего процесса, который позволит объединить лучшие качества двух типов поршневых двигателей (топливную экономичность дизеля, удельную мощность бензинового) и должен работать на всей номенклатуре современных товарных топлив и топливах из растительного сырья, среди которых наиболее перспективным был признан обводненный этанол.

Процесс реализуется за счет вдува компрессор-форсункой непосредственно в рабочую камеру двигателя богатой топливовоздушной струи, которая воспламеняется однократным искровым разрядом вблизи ее границ. Этим обеспечивается первый этап сгорания, характерный для бензинового двигателя. В результате повышения давления и температуры несгоревшей части топливовоздушной смеси, обусловленного сгоранием части смеси, воспламенной искрой, на втором этапе происходит многоочаговое воспламенение и сгорание, характерное для рабочего процесса дизельного двигателя. При этом уровень неоднородности топливовоздушной смеси должен быть таким, чтобы, с одной стороны, исключить возможность возникновения детонации с интенсивностью, близкой к максимальной, с другой стороны, обеспечить максимально возможную степень использования имеющегося в рабочей камере двигателя воздуха. Удовлетворить эти противоречивые требования вероятно возможно, если организовать процесс таким образом, чтобы концентрационная неоднородность

имела место на локальном уровне, а сами очаги локальной неоднородности были относительно равномерно распределены по объему камеры сгорания. Предполагается, что локальное образование детонационных волн, ослабляющихся в процессе распространения (благодаря неоднородной структуре смеси) до такого уровня, который не представляет опасность для конструкции двигателя и не ухудшает его эффективные показатели, допустимо. Самовоспламенения может и не быть при использовании высокооктановых топлив, например, водных растворов этанола. Тогда процесс будет одноэтапным.

Таким образом, процесс подвода теплоты в унифицированном рабочем процессе представляет собой комбинацию процессов воспламенения и сгорания традиционных типов поршневых ДВС (дизельных и бензиновых). В крайних своих проявлениях сгорание в предлагаемом процессе будет аналогичным сгоранию в этих типах двигателей. Для теоретического анализа рабочего процесса требуется математическая модель комбинированного сгорания. Поэтому целью данной работы является разработка математической модели комбинированного сгорания.

Для достоверного описания еще не исследованного рабочего процесса эмпирические параметры, содержащиеся в математической модели, должны иметь физически обоснованные интервалы варьирования и при определенных значениях описывать процессы сгорания в дизельных и бензиновых двигателях, как крайних случаев предлагаемого рабочего процесса. Наиболее широкое рас-

пространение получила модель сгорания И. И. Вибе [2], поскольку из всех моделей именно она наиболее точно описывает процессы сгорания в различных типах поршневых (и не только) ДВС при лишь двух опытных параметрах, обладающих известным интервалом изменения значений. Автором модели была проведена опытная проверка 35 характеристик выгорания различных видов дизельных и бензиновых двигателей, а также характеристик выгорания в стационарном и пульсирующем потоках. Обработка экспериментов показала, что единственная эмпирическая функция, использованная в данной модели, выражена относительно простой степенной зависимостью, которая отображает объективную закономерность, присущую сгоранию в различных типах двигателей внутреннего сгорания [2].

Для анализа предлагаемого рабочего процесса требуется именно подобная модель, которая, во-первых, содержала бы минимум опытных параметров, во-вторых, имела бы параметры с тем же физическим смыслом. Но модель И. И. Вибе ориентирована на описание процессов сгорания, в течение которых не происходит смены режима горения. Например, кинетического режима – диффузионным, фронтального – объемным, из-за чего может трансформироваться и закономерность изменения скорости переработки свежей смеси. Для процесса с комбинированным воспламенением и сгоранием эту модель необходимо модифицировать. Ниже эта модель приведена.

В соответствии с моделью И. И. Вибе уравнение выгорания до момента самовоспламенения задается по формуле:

$$x_1 = 1 - \exp \left[\ln(1 - x_z) \left(\frac{j - j_c}{j_z} \right)^{m+1} \right],$$

где x_1 – доля топлива, сгоревшего к данному моменту времени на первом этапе сгорания, x_z – доля топлива сгорающего к моменту практического конца реакции, j_z – общая продолжительность сгорания, j_c – угол опережения зажигания, m – показатель характера сгорания.

После самовоспламенения процесс сгорания приобретает качественно иной характер. Сгорание сопровождается появлением новых очагов воспламенения. Аналогично [2] зададим кривую выгорания в виде:

$$x_2 = 1 - \exp \left(-n \int_0^t r dt \right)$$

где r – относительная плотность эффективных центров в данный момент времени. В работе [2] вид функции $r = f(t)$ был принят следующим:

$$r = kt^m,$$

т. е. предполагалось, что при $t = 0$, $r = 0$. Что означает отсутствие химической реакции в начальный момент времени. В нашем случае начало второго этапа сгорания является продолжением первого с уже развитой химической реакцией. Обозначим $r(0) = r_0$ и запишем функцию $r = f(t)$ в виде $r = r_0 + kt^m$, тогда

$$x_2 = 1 - \exp \left(- \left(nr_0 + \frac{nk}{m+1} t^{m+1} \right) \right) \quad (1)$$

где x_2 – отношение сгоревшей массы топлива на втором участке к данному моменту времени к массе всего топлива сгорающего на втором участке. Обозначим $nk = K_1$, $nr_0 = K_2$. Определим неизвестные константы K_1 и K_2 . Начальное условие – равенство скоростей переработки топлива в момент самовоспламенения соответственно первого и второго этапов сгорания:

$$dm_{m1}/dt = dm_{m2}/dt, \text{ или } M_0 dx/dt = M_{02} dx_2/dt,$$

где M_0 – начальная масса топлива в КС, $M_{02} = M_0 - M_0 x_0$ – масса топлива оставшегося к моменту начала второго этапа сгорания, x_0 – доля топлива сгоревшего к моменту самовоспламенения (массовая доля топлива сгоревшего на первом участке сгорания). Отсюда

$$W_{20} = W_{10}/(1-x_0) = W_0, \quad (2)$$

где W_{10} , W_{20} – относительные скорости выгорания топлива в момент самовоспламенения соответственно для первого и второго этапов сгорания. Найдем из (1) W_2 :

$$W_2 = \frac{dx_2}{dt} = (K_2 + K_1 t^{m_2}) \exp\left(-K_2 t - \frac{K_1}{m_2 + 1} t^{m_2 + 1}\right)$$

Из условия (2) получим, что $K_2 = W_0$. Время t , присутствующее в уравнениях для второго этапа, является временем относительно момента самовоспламенения. Обозначим через t_{z2} продолжительность второго участка сгорания. При $t = t_{z2}$, $x_2 = x_{z2} = (x_z - x_0) / (1 - x_0)$, тогда из (2) можно найти K_1 . Окончательно получаем уравнение выгорания для второго этапа сгорания:

$$x_2 = 1 - \exp\left(\ln\left(\frac{x_z - x_0}{1 - x_0}\right) \left(\frac{t}{t_{z2}}\right)^{m_2 + 1}\right) \exp\left(W_0 t \left(\left(\frac{t}{t_{z2}}\right)^{m_2} - 1\right)\right)$$

Перейдем от времени к углам: $t = j / 6n$, где n – частота вращения коленчатого вала (об/мин).

$$x_2 = 1 - \exp\left(\ln\left(\frac{x_z - x_0}{1 - x_0}\right) \left(\frac{j - j_0}{j_{z2}}\right)^{m_2 + 1}\right) \times \exp\left(W_0 \frac{j_{z2}}{6n} \left(\left(\frac{j - j_0}{j_{z2}}\right)^{m_2 + 1} - \frac{j - j_0}{j_{z2}}\right)\right)$$

где j – угол поворота коленчатого вала, j_0 – угол момента самовоспламенения, $j_{z2} = j_z - (j_0 - j_c)$ – продолжительность второго этапа сгорания. Суммарная кривая выгорания будет выглядеть следующим образом: $x = x_2(x_z - x_1) + x_1$, где

$$\begin{cases} x_2 = 0, & \text{при } j < j_0, \\ x_1 = x_0, & \text{при } j \geq j_0. \end{cases}$$

Для полученной кривой тепловыделения достаточно задать общую продолжительность сгорания, момент самовоспламенения и показатели горения каждого из этапов. Показатели характера сгорания имеют тот же физический смысл, а соответственно те же интервалы варьирования, что и в уравнении И. И. Вибе. Математическая модель встроена в систему имитационного моделирования (СИМ) ДВС «Альбея» [3], которая позволяет определить индикаторные и эффективные параметры двигателя в любой момент времени.

На рис. 1, 2, 3 представлены расчетные и экспериментальные кривые изменения давления и скорости нарастания давления dp/dj в рабочей камере экспериментального двух-

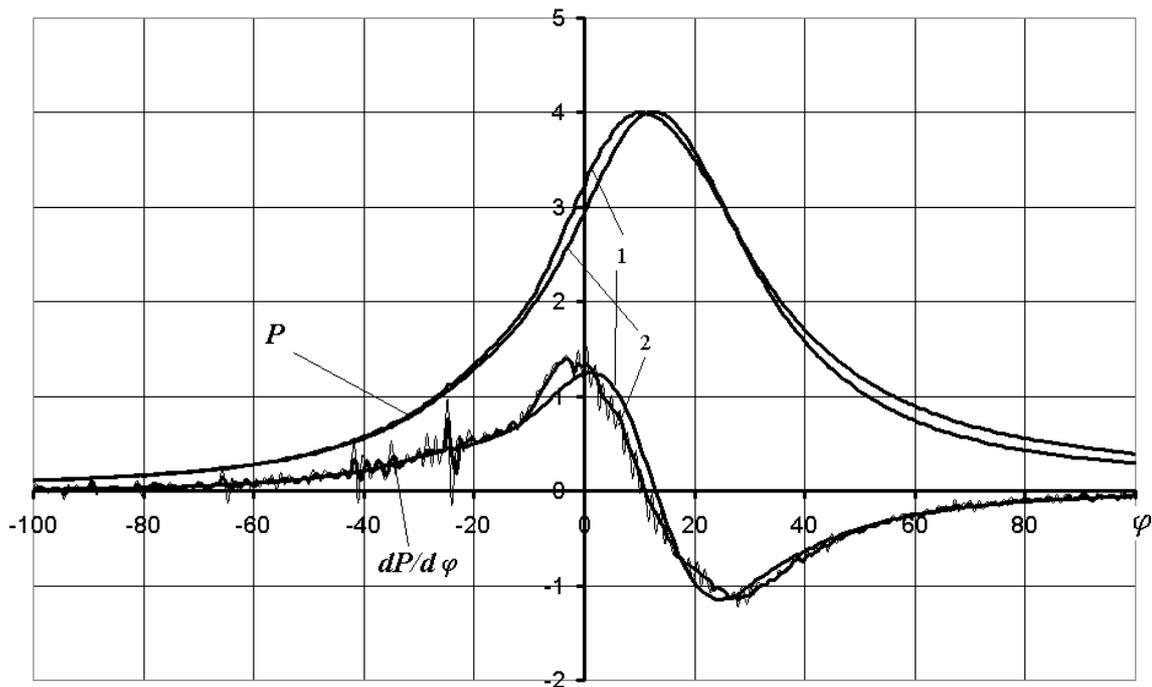


Рис. 1. Диаграммы изменения давления P (МПа) и dp/dj (МПа/град) от угла поворота коленчатого вала j , $n = 3000$ об/мин; топливо – этанол (70%): 1 – расчетные кривые; 2 – экспериментальные кривые

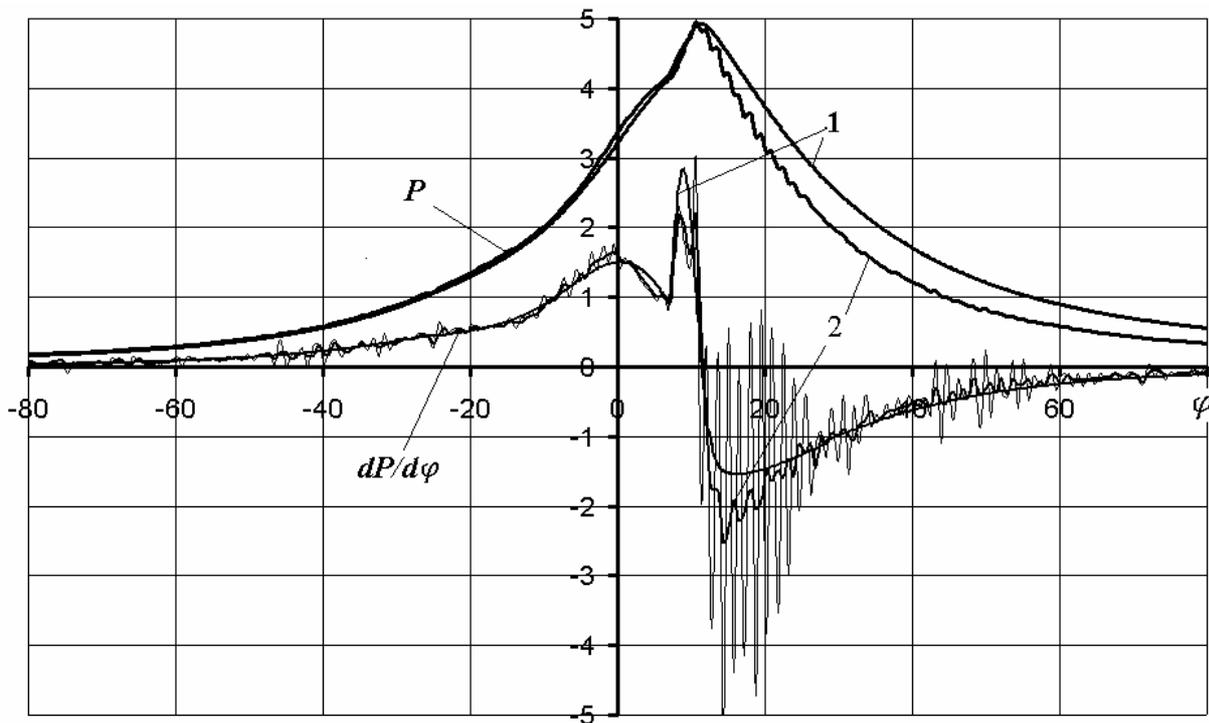


Рис. 2. Диаграммы изменения давления P (МПа) и dp/dj (МПа/град) от угла поворота коленчатого вала j , $n = 3000$ об/мин; топливо – бензин: 1 – расчет; 2 – эксперимент

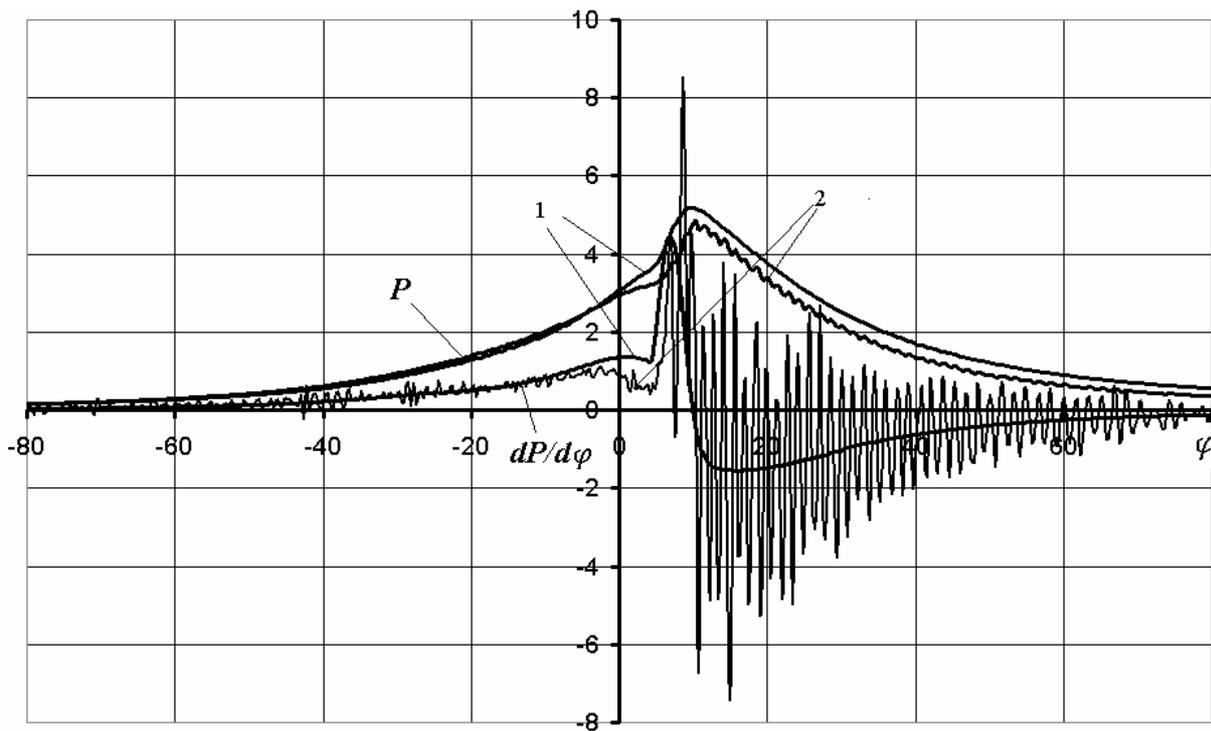


Рис. 3. Диаграммы изменения давления P (МПа) и dp/dj (МПа/град) от угла поворота коленчатого вала j , $n = 3000$ об/мин; топливо – дизельное: 1 – расчет; 2 – эксперимент

тактного двигателя со степенью сжатия 12,5 по углу поворота вала при сгорании 70%-го водного раствора этанола, бензина и дизельного топлива. На рис. 4 приведены соответствующие расчетные и экспериментальные индикаторные диаграммы для карбюраторной версии двигателя (степень сжатия 8,5).

При работе на водном растворе этанола (рис. 1) процесс сгорания протекает как в обычных бензиновых двигателях (рис. 4.), без появления каких-либо признаков самовоспламенения или ускорения пламени в несгоревшей части заряда. При работе на бензине и дизельном топливе (рис. 2, 3) процесс сгора-

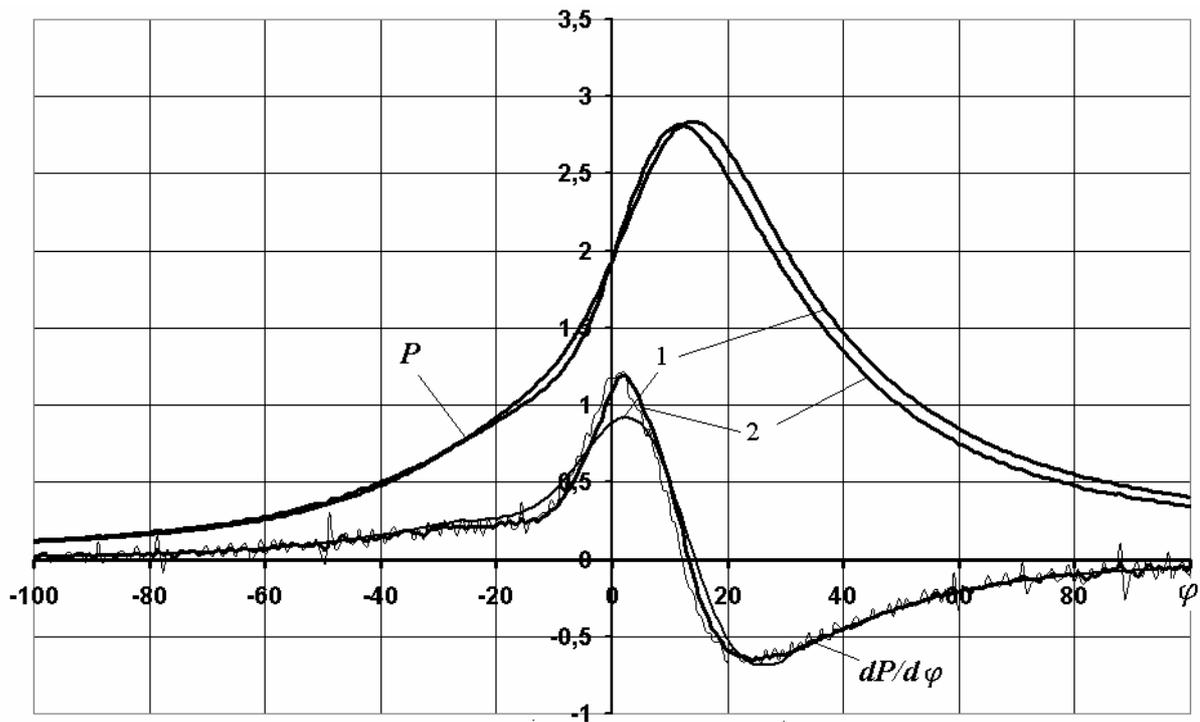


Рис. 4. Диаграммы изменения давления P (МПа) и $dp/d\varphi$ (МПа/град) от угла поворота коленчатого вала φ ; карбюраторная версия двигателя: 1 – расчетные кривые; 2 – экспериментальные кривые

ния протекает аномальным для двигателей с искровым воспламенением образом. Видно, что кривая скорости нарастания давления имеет «двугорбый» характер. Второй пик скорости нарастания давления в новом рабочем процессе следует отнести к многоочаговому сгоранию смеси, воспламенившейся от сжатия, вызванного сгоранием ее части. Это хорошо прослеживается по характерным флуктуациям на кривых давления и $dp/d\varphi$.

В расчетах показатель характера сгорания для первого периода сгорания принимался равным 3 (данное m типично для бензиновых двигателей). Для бензина наблюдается практически полное совпадение с экспериментом. Некоторое отличие расчетной и экспериментальной кривой в первый период сгорания для дизельного топлива объясняется, видимо, ухудшенным топливом по объему воздуха, в связи с чем полнота сгорания была ниже, чем в бензиновом варианте и расчете. Наибольшее совпадение расчетных данных с экспериментальными для второго этапа сгорания получилось при $m \approx 1,5$ (для обоих топлив). В случае моделирования процесса горения водного раствора этанола показатель

m принимался постоянным и равным 3 для всего периода сгорания, также как и в случае горения бензина в серийной версии двигателя.

Таким образом, разработана математическая модель комбинированного воспламенения и сгорания, которая в сочетании с СИМ «Альбея» позволяет на стадии проектирования спрогнозировать характеристики рабочего цикла двигателя (давление, скорость нарастания давления).

Список литературы

1. Еникеев Р. Д., Гарипов М. Д. Рабочий процесс перспективного поршневого ДВС/ Р.Д. Еникеев, М. Д. Гарипов // Вестник УГАТУ. - 2006. - Т.7, №3. – С. 12 – 22.
2. Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателя. Скорость сгорания и рабочий цикл двигателя. - Свердловск: Машгиз, 1962. – 269 с.
3. Система имитационного моделирования «Альбея» (ядро): Учебное пособие / Горбачев В. Г., Загайко С. А., Рудая Н. В. и др. – Уфа: Уфимск. гос. авиац. тех. ун-т, 1995. - 112 с.

**MATHEMATICAL MODEL OF COMBINED COMBUSTION
IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES**

© 2007 R. D. Enikeev, M. D. Garipov, A. O. Borisov, A. A. Chernousov

Ufa State Aircraft Technical University

Work cycle of multifuel piston internal combustion engine, which is realized by means of the organizations of combined ignition and combustion, is considered. Mathematical model of two stage combined combustion, on I. I. Vibe factor, is presented. Matching of numerical and experimental data is carried out.