

САМОВОСПЛАМЕНЕНИЕ СМЕСИ

УДК 536.46+662.61

ПЕРЕД ФРОНТОМ ПЛАМЕНИ

В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

П. К. Сеначин, В. С. Бабкин*, А. В. Борисенко*

Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова,
656099 Барнаул

*Институт химической кинетики и горения СО РАН, 630090 Новосибирск

Предложена гипотеза возникновения стука в двигателе как результата конкуренции двух форм химической реакции — фронтальной и объемной. Построена математическая модель процесса самовоспламенения смеси перед фронтом пламени в двигателе внутреннего сгорания с искровым зажиганием. Проведены численные расчеты рабочего процесса при варьировании угла зажигания, степени сжатия и частоты вращения коленчатого вала. На основе приближенного аналитического решения задачи получено критическое условие появления стука в двигателе. Сопоставление теоретических результатов по десяти параметрам двигателя и рабочего процесса с экспериментальными данными разных авторов подтверждает достоверность предложенной гипотезы возникновения стука в двигателе.

При форсировании двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием с целью увеличения мощности или индикаторного коэффициента полезного действия в нем возникают отдельные чередующиеся или непрерывные металлические стуки, вызванные возбуждением ударных волн. Это приводит к появлению дыма в отработанных газах, перегреву двигателя и снижению его мощности, а при длительной работе — к разрушению ряда деталей двигателя. Проблема жесткого сгорания или «стука» известна исследователям с конца прошлого века, и ей посвящено большое количество экспериментальных и теоретических работ [1–10]. Обычно это явление связывают с самовоспламенением последней части горючей смеси, однако полной ясности в природе этого явления пока нет. В последние годы появились новые идеи относительно природы стука, связывающие его с развитием нелинейных волн сжатия в высокотемпературном градиентном поле [11, 12]. Особенностью рассматриваемого процесса является исторически сложившееся множество различных, часто противоречащих друг другу модельных представлений, каждое из которых отражает какую-либо одну сторону проблемы, отвлекаясь от других не менее важных сторон. Общий недостаток существующих представлений о стуке в двигателе кроется в попытках выделить доминирующий или главный фактор или элементарный процесс в явлении, суть которого обусловлена совместным действием многих факторов. В [13] дано обоснование представления о стуке как о конкуренции двух форм химической реакции — фронтальной и объемной. В настоящей работе эта гипотеза используется для теоретического анализа стука в двигателе внутреннего сгорания, для выявления роли определяющих параметров и сопоставления теоретических результатов с экспериментальными данными разных авторов.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Рассмотрим процесс медленного фронтального горения турбулизированной смеси топлива с воздухом, которую можно считать идеальным газом, в условиях камеры сгорания двигателя с искровым зажиганием. В процессе горения считаются постоянными теплоемкости и молекулярные массы свежей смеси и продуктов сгорания. Постоянное по всему объему давление изменяется только во времени. Скорость объемной химической реакции в свежей смеси отлична от нуля и увеличивается по мере сгорания и повышения температуры свежей смеси в результате адиабатического сжатия. Теплообмен в задаче играет несущественную роль и не учитывается.

В качестве независимой переменной, аналогичной времени, положим угол поворота коленчатого вала. За начальные параметры примем параметры системы в момент зажигания, соответствующий углу поворота коленчатого вала φ_i , где угол φ_i и все остальные углы отсчитываются от верхней мертвой точки. При этом учитываем, что рабочая смесь переходит из состояния, соответствующего углу закрытия впускного клапана φ_a , в состояние φ_i , соответствующее моменту зажигания, по политропе (близкой к закону Пуассона):

$$p_i = p_a \left(\frac{V_a}{V_i} \right)^\gamma = p_a \left(\frac{\varepsilon_a}{\varepsilon_i} \right)^\gamma, \quad T = T_a \left(\frac{\varepsilon_a}{\varepsilon_i} \right)^{\gamma-1},$$

где ε , ε_a , ε_i — степени сжатия: геометрическая, действительная и после зажигания; p_i , p_a — начальное давление и в момент закрытия впускного клапана; V_i , V_a — начальный объем рабочего пространства и в момент закрытия впускного клапана; T_i , T_a — начальная температура и в момент закрытия впускного клапана; γ — теплоемкость.

Далее полагаем, что отношения теплоемкостей продуктов горения и свежего газа равны: $\gamma_b = \gamma_u = \gamma$. Рабочий объем системы определяется известной в динамике двигателей приближенной формулой для аксиального механизма [14]:

$$V = V_c + \frac{V_h}{2} \left[1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi \right],$$

где V_c , V_h — объемы камеры сгорания и цилиндра; λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна, $\lambda = r/l$.

Степени сжатия запишутся как

$$\begin{aligned} \varepsilon &= 1 + \frac{V_h}{V_c} = 1 + 2r \frac{F}{V_c}, \\ \varepsilon_a &= \frac{V_a}{V_c} = 1 + \left[1 - \cos \varphi_a + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi_a \right] \frac{\varepsilon - 1}{2}, \\ \varepsilon_i &= \frac{V_i}{V_c} = 1 + \left[1 - \cos \varphi_i + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi_i \right] \frac{\varepsilon - 1}{2}, \end{aligned}$$

где F — площадь сечения поршня.

Система уравнений, описывающих процесс, включает уравнения:

- энергии и состояния смеси перед фронтом пламени —

$$\frac{d\theta}{d\varphi} = \left(1 - \frac{1}{\gamma} \right) \frac{\theta}{\pi} \frac{d\pi}{d\varphi} + \frac{J_e}{\gamma} \frac{d\eta}{d\varphi}, \quad (1)$$

$$\omega_n = (1 - x) \frac{\theta}{\pi}, \quad (2)$$

где $\omega = V/V_i$, $\theta = T/T_i$, η — степень превращения смеси перед фронтом пламени, $\pi = p/p_i$, J_e — отношение энтальпии химической реакции к внутренней энергии системы в момент зажигания;

- динамики давления (энергии всей системы) [15] —

$$\frac{d\pi}{d\varphi} = -\gamma \frac{\pi}{\omega} \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{J_e}{\omega} \frac{dx}{d\varphi}, \quad (3)$$

где $x = m_b/m_i$ — массовая доля продукта горения (m_b — текущая масса продуктов горения, m_i — масса смеси в момент зажигания);

- объема системы и его динамики —

$$\omega = \frac{1 + (1 - \cos \varphi + (\lambda/2) \sin^2 \varphi)(\varepsilon - 1)/2}{\varepsilon_i}, \quad (4)$$

$$\frac{d\omega}{d\varphi} = \frac{\sin \varphi (1 + \lambda \cos \varphi)(\varepsilon - 1)}{2\varepsilon_i}; \quad (5)$$

• массовой скорости горения для одномерного турбулизированного фронта пламени [16] —

$$\frac{dx}{d\varphi} = D_p S_r \frac{1-x}{\omega_u} \nu \left[(1 + \xi) \frac{\omega}{2} - \xi \omega_u \right]^{1-1/\nu}, \quad (6)$$

где $S_r = S_u/S_{ui}^0$ — нормальная скорость пламени (S_u — текущая, S_{ui}^0 — для стехиометрического состава в момент зажигания); ν — стехиометрический коэффициент; ξ — параметр, характеризующий направление пламени; D_p — отношение характерных времен сжатия поршнем и фронтального горения в момент зажигания;

- макрокинетики химической реакции перед фронтом пламени —

$$\frac{d\eta}{d\varphi} = D_v \left(\frac{1-x}{\omega_u} \right)^{s-1} \exp \left(\frac{1-1/\theta}{\beta_i} \right), \quad (7)$$

где β_i — малый параметр Франк-Каменецкого в момент зажигания; D_v — отношение характерных времен сжатия поршнем и объемной химической реакции перед фронтом пламени в момент зажигания;

- зависимости нормальной скорости пламени от давления и температуры —

$$S_r = A \pi^{\delta/2-1} \theta^\delta, \quad A = \alpha^{\delta/2} \frac{J_e^0}{J_e} \left(\frac{1 + J_e/\gamma}{1 + J_e^0/\gamma} \right)^{(s+5)/2} \exp \left[\frac{(J_e - J_e^0)/(\gamma + J_e)}{2\beta_i(1 + J_e^0/\gamma)} \right], \quad (8)$$

$$\delta = \frac{s + 5 + (1/\beta_i)/(1 + J_e/\gamma)}{2(1 + J_e/\gamma)},$$

где α — коэффициент избытка воздуха, s — порядок химической реакции.

Начальные условия: $\varphi = \varphi_i$, $\theta = \pi = \omega = 1$, $x = \eta = 0$. Фронт пламени в (6) предполагается плоским ($\nu = 1$), цилиндрическим ($\nu = 2$) или сферическим ($\nu = 3$), расходящимся ($\xi = 1$) или сходящимся ($\xi = -1$), причем расходящееся пламя сменяется сходящимся при $\omega_u/\omega = 0,5$.

Параметры процесса:

$$J_e = (\gamma - 1) \frac{m_f H_f}{p_i V_i} = \frac{J_e^0/a_f^0}{1 + \alpha(1/a_f^0 - 1)}, \quad J_e^0 = (\gamma - 1) \frac{Q a_f^0}{RT_i}, \quad \gamma = \frac{c_p}{c_v},$$

$$D_p = \frac{\chi_t S_{ui}^0 F}{2\Pi n V_i} = \frac{\chi_t S_{ui}^0 (\varepsilon - 1)}{4\Pi n r \varepsilon_i}, \quad D_v = \frac{k_f \alpha^{s/2}}{2\Pi n} \left(\frac{p_i / RT_i}{1 + \alpha(1/a_f^0 - 1)} \right)^{s-1} \exp\left(-\frac{1}{\beta_i}\right), \quad \beta_i = \frac{RT_i}{E},$$

где R — универсальная газовая постоянная; c_p, c_v — молярные теплоемкости; Q, H_f — тепловой эффект химической реакции (на моль горючего компонента) и удельная энтальпия сгорания топлива; m_f, a_f^0 — масса топлива, поступающего в камеру сгорания за один цикл, и его молярная стехиометрическая доля; $k_f = \nu_f(\nu_a/\nu_f)^{s/2} k_0$ — предэкспонент константы скорости k_0 , приведенный к топливному компоненту; ν_f, ν_a — стехиометрические коэффициенты для топливного компонента и окислителя; E — энергия активации; S_t — «нормальная» скорость турбулентного пламени; $\chi_f = S_t/S_u = 1 + u_t/S_u \cong 1 + 4,2rn/S_{ui}^0$ — фактор турбулизации пламени [17]; u_t — скорость турбулентного переноса; n — частота вращения коленчатого вала; индексы u, b относятся к свежей смеси и продуктам горения соответственно.

Уравнение (8) получено следующим образом. За исходное принято теоретическое выражение для нормальной скорости пламени [18], записанное с учетом коэффициента избытка воздуха:

$$S_u^2 = 2\Gamma(s+1) \alpha k_f \alpha^{s/2} \left(\frac{RT_b/E}{T_b - T_u} \right)^{s+1} \left(\frac{p/RT_b}{1 + \alpha(1/a_f^0 - 1)} \right)^{s-1} \exp\left(-\frac{E}{RT_b}\right),$$

где $\Gamma(s+1)$ — гамма-функция; T_b, T_u — температуры продуктов и свежего газа на фронте пламени. Учитывая зависимость коэффициента температуропроводности и предэкспонента константы скорости от температуры и давления: $S_u \sim (\alpha k_f)^{1/2} \approx T_b/p^{1/2}$, уравнение (8) перепишем в безразмерном виде:

$$S_r = \alpha^{s/4} \frac{J_e^0}{J_e} \pi^{s/2-1} Z^{(s+5)/2} \exp\left(\frac{1-1/Z}{2\beta_i(1+J_e^0/\gamma)}\right), \quad Z = \frac{\theta + J_e/\gamma}{1 + J_e^0/\gamma}.$$

Преобразуем аррениусовскую температурную зависимость в степенную в окрестности значения $Z^* = Z$ при $\theta = 1$:

$$\exp\left(\frac{1-1/Z}{2\beta_i(1+J_e^0/\gamma)}\right) \cong \exp\left(\frac{1-1/Z^*}{2\beta_i(1+J_e^0/\gamma)}\right) \left(\frac{Z}{Z^*}\right)^{1/[2\beta_i(1+J_e/\gamma)]}$$

Далее, разложив биномиальные члены вида Z^ζ и $(Z/Z^*)^\zeta$ в окрестности точки $\theta = 1$ по формуле $(Z/Z^*)^\zeta \cong \theta^{\zeta/(1+J_e/\gamma)}$, получим искомую зависимость для нормальной скорости пламени в степенной форме.

АНАЛИТИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ

Для получения аналитического решения задачи ограничимся случаем плоского пламени ($\nu = 1$). Из (3), используя (2), (4)–(6) и (8), с учетом малого отклонения температуры свежей смеси от адиабаты за период индукции получим уравнение индикаторной диаграммы до момента самовоспламенения:

$$\frac{d\pi}{d\omega} = -\gamma \frac{\pi}{\omega} + \frac{AJ_e D_p (\pi^\chi / \omega)}{d\omega/d\varphi}, \quad \chi = \frac{s}{2} + \left(1 - \frac{1}{\gamma}\right)(\delta - 1), \quad (9)$$

интеграл которого можно представить в виде

$$\pi = \omega^{-\gamma} \left[1 + (1 - \chi) A J_e D_p \int_{\varphi_i}^{\varphi} \omega^{-\sigma} d\varphi \right]^{1/(1-\chi)}, \quad \sigma = 1 + \gamma(\chi - 1).$$

Знаменатель подынтегральной функции, имеющий вид (4), разложим в ряд, при этом с достаточной точностью ограничимся квадратичным членом. Затем аппроксимируем биномиальный член параболой, потребовав равенства функций и их производных при $\varphi = \varphi_i/2$:

$$\begin{aligned} \omega^\sigma &\cong [(1 + (1 + \lambda)(\varepsilon - 1)\varphi_i^2/4)/\varepsilon_i]^\sigma \cong \varepsilon_i^{-\sigma} (B^2 + C^2\varphi^2), \\ B^2 &= [1 + (1 + \lambda)(\varepsilon - 1)\varphi_i^2/16]^{\sigma-1} [1 + (1 - \sigma)(1 + \lambda)(\varepsilon - 1)\varphi_i^2/16], \\ C^2 &= [1 + (1 + \lambda)(\varepsilon - 1)\varphi_i^2/16]^{\sigma-1} \sigma(1 + \lambda)(\varepsilon - 1)/4. \end{aligned}$$

В результате интеграл сводится к табличному, и решение уравнения (9) принимает вид

$$\pi = \omega^{-\gamma} \left\{ 1 + (1 - \chi) \varepsilon_i^\sigma \frac{A J_e D_p}{BC} \left[\arctg \frac{\varphi C}{B} - \arctg \frac{\varphi_i C}{B} \right] \right\}^{1/(1-\chi)}. \quad (10)$$

Проанализируем систему на основе подхода [13]. Систему (1)–(8) с учетом решения (10) можно свести к одному уравнению процесса в плоскости давление — температура:

$$\frac{d \ln \theta}{d \ln \pi} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} + \frac{(J_e D_v / \gamma) \omega (\pi / \theta)^{s-1} \exp[(1 - 1/\theta)/\beta_i]}{A J_e D_p \pi^{s/2-1} \theta^\delta - \gamma \theta \sin \varphi (1 + \lambda \cos \varphi) (\varepsilon - 1) / 2 \varepsilon_i}. \quad (11)$$

Первый член в правой части (11) описывает адиабатическое сжатие смеси перед фронтом пламени, а второй — разогрев в результате химической реакции, вклад его становится заметным только в конце периода индукции. Используя дифференциальный критерий самовоспламенения $(d \ln \theta / d \varphi) / (d \ln \pi / d \varphi) = 1$, обоснование которого дано в [13], из (11) получим функцию самовоспламенения

$$\frac{J_e D_v \omega (\pi / \theta)^{s-1} \exp[(1 - 1/\theta)/\beta_i]}{A J_e D_p \pi^{s/2-1} \theta^\delta - \gamma \theta \sin \varphi (1 + \lambda \cos \varphi) (\varepsilon - 1) / 2 \varepsilon_i} = 1, \quad (12)$$

пересечение которой с численным решением уравнения (11) или с модифицированной адиабатой

$$\theta = \pi^{1-1/\gamma} (1 + \beta_i \pi^{1-1/\gamma}) \quad (13)$$

определяет параметры самовоспламенения смеси перед фронтом пламени (π^*, θ^*) . Из (12) и (13) получим искомое критическое условие самовоспламенения в двигателе:

$$\frac{J_e D_v \omega^* (\pi^*)^{s/\gamma} \exp[(1 - (\pi^*)^{1/\gamma-1})/\beta_i]}{A J_e D_p (\pi^*)^\chi - \gamma \pi^* \sin \varphi^* (1 + \lambda \cos \varphi^*) (\varepsilon - 1) / 2 \varepsilon_i} = \frac{1}{e}, \quad (14)$$

которое необходимо рассматривать совместно с (10) и (4), полагая $\pi \rightarrow \pi^*$, $\omega \rightarrow \omega^*$, $\varphi \rightarrow \varphi^*$. Самовоспламенение имеет место только при $x \leq 1$, предельное условие будет при $x = 1$. Таким образом, получаем соотношение для предельных значений критических параметров процесса φ_{\max} , π_{\max} :

$$x_{\max} = A D_p \int_{\varphi_i}^{\varphi_{\max}} \pi^\chi d\varphi = 1, \quad (15)$$

в котором π определяется из (10) и (4). Выражение (15) позволяет записать предельное условие самовоспламенения в двигателе, аналогичное (14), где $\varphi^* \rightarrow \varphi_{\max}$, $\omega^* \rightarrow \omega_{\max}$, $\pi^* \rightarrow \pi_{\max}$.

Полученные условия самовоспламенения показывают принципиальную возможность самовоспламенения смеси, сжатой поршнем и продуктами фронтального горения в двигателях с искровым зажиганием. В соответствии с принятой гипотезой полагаем, что эти условия являются условиями стука в двигателе.

Таким образом, при горении топливоздушной смеси в двигателе давление в процессе сжатия и последующего расширения (после верхней мертвой точки) изменяется по закону (10) до тех пор, пока левая часть критического условия (14) в процессе монотонного роста не сравнится с правой. В момент самовоспламенения на индикаторной диаграмме наблюдается резкий скачок давления, равный $\Delta\pi = \pi - \pi^* = (1 - x^*)J_e/\omega^*$, далее процесс продолжается по закону Пуассона $\pi\omega^\gamma = (\pi^* + \Delta\pi)(\omega^*)^\gamma$.

На рис. 1, 2 приведены зависимости давления в камере сгорания от угла поворота коленчатого вала при различных значениях угла зажигания φ_i , степени сжатия ε и частоты вращения n . В расчетах условно принято: $\varepsilon = 1,5$, $E = 167,36$ кДж/моль (40 ккал/моль), $k_f = 3,7 \cdot 10^{10}$ моль $^{-0,5}$ м 1,5 с $^{-1}$, $r = 50$ мм и $\alpha = 1$. Видно, что динамика процесса сжатия и расширения смеси в двигателе в зависимости от этих параметров проходит либо нормально, либо с самовоспламенением перед фронтом пламени.

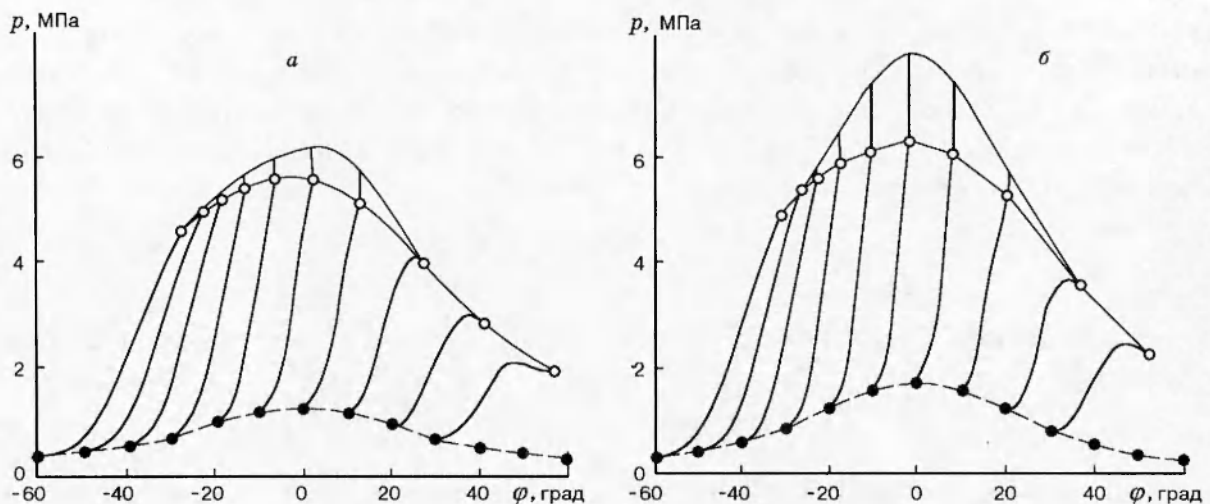


Рис. 1. Динамика сгорания топливоздушной смеси в двигателе с учетом возможности перехода фронтального режима горения в объемный при варьировании угла зажигания и $n = 2000$ мин $^{-1}$:

a — $\varepsilon = 7$; b — $\varepsilon = 9$; точками отмечен момент окончания фронтального горения, штриховой линией показан процесс сжатия — расширения инертной смеси; область между двумя верхними огибающими соответствует объемному горению

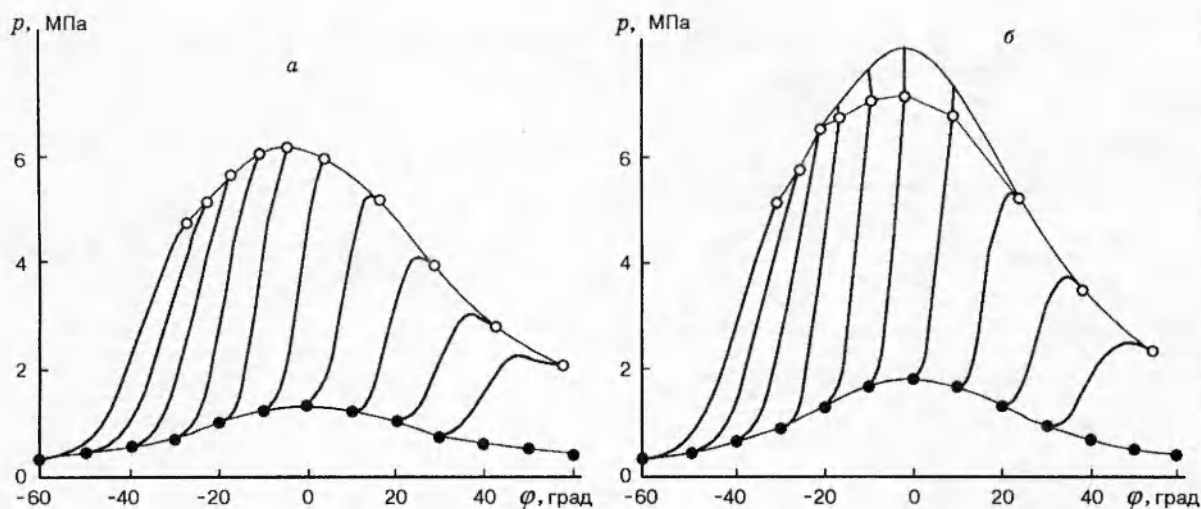


Рис. 2. Динамика сгорания топливовоздушной смеси в двигателе при $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$ (обозначения см. на рис. 1)

ОБСУЖДЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ РЕЗУЛЬТАТОВ

В систему уравнений процесса (1)–(8) и в критическое условие (14) входят безразмерные параметры J_e , D_v , D_p . Для топлива с кинетическими константами k_0 , s , E и характеристиками горения S_{ui} , χ_t эти параметры содержат следующий минимальный набор из пяти характеристик двигателя и рабочего процесса: φ_i (входит в начальные условия, определяет начальные значения давления и температуры p_i , T_i и связан со всеми безразмерными параметрами); ε (определяет ε_i и входит в параметр D_p); n (входит в параметры D_v , D_p); r (входит в параметр D_p) и α (связан со всеми безразмерными параметрами). Таким образом, безразмерные параметры процесса или критерии подобия J_e , D_v , D_p не являются независимыми, а связаны между собой входящими в них характеристиками двигателя и рабочего процесса. Поэтому численный анализ критического условия (14) совместно с формулами (10) и (4) целесообразно проводить, варьируя именно эти пять характеристик двигателя и рабочего процесса. Кроме того, интересно исследовать влияние скорости предпламенной химической реакции на процесс самовоспламенения, что добавит к анализу как минимум еще один параметр. Важно также исследовать влияние начальных условий (p_i , T_i) и характеристик горения (S_{ui} , χ_t). В таблице приведены качественные сравнения теоретических выводов о влиянии характеристик двигателя и рабочего процесса на самовоспламенение или стук. Характеристики двигателя и рабочего процесса получены с помощью условия (14) и экспериментальных данных разных авторов [1, 14, 19–33]. Эти результаты хорошо согласуются между собой.

Более детальный анализ пределов самовоспламенения и расчет границ появления стука в двигателе возможен путем интегрирования исходной системы уравнений (1)–(8). Для лучшего приближения закона сгорания к реальному в расчетах можно принять модель цилиндрического пламени ($\nu = 2$). Численные расчеты (рис. 3) подтверждают вывод, сделанный на основе критического условия (14), о существовании минимального и максимального углов опережения зажигания, соответствующих появлению стука в двигателе

Изменение параметров системы	Модель	Опыт	Литература
Повышение начального давления смеси p_1	+	+	[1, 14, 19, 20, 22–24, 32, 33]
Повышение температуры T_1	+	+	[19, 20, 23–26, 32, 33]
Увеличение частоты вращения коленчатого вала n	–	–	[1, 20, 21, 24, 27, 28, 32, 33]
Увеличение характерных размеров	+	+	[1, 21, 23, 24, 32, 33]
Увеличение степени сжатия ϵ	+	+	[1, 14, 19–26, 32, 33]
Увеличение угла опережения зажигания $ \varphi_i $, ϵ_i	\pm	+	[1, 20, 21, 23, 24, 29, 30, 32]
Отклонение состава смеси от стехиометрии, $\alpha > 1$	–	–	[14, 19, 21–24, 28, 29, 32, 33]
Турбулизация смеси, $\chi_t > 1$	–	–	[1, 14, 22–24, 30]
Увеличение нормальной скорости пламени S_{un}	–	–	[23, 24, 27, 30]
Увеличение скорости химической реакции	+	+	[1, 19, 24, 27, 31]

Примечание. + способствует стучу, – подавляет стук.

(см. таблицу). Этот факт имеет также экспериментальное подтверждение [33]. Область возможного самовоспламенения смеси перед фронтом пламени графически можно представить, например, зависимостью $\varphi_i(n)$ при варьировании ϵ . Эти зависимости имеют вид полуострова, внутри которого сгорание сопровождается стучом, причем чем дальше продвижение вглубь полуострова, тем сильнее стук. Мыс полуострова направлен в сторону увеличения частоты вращения коленчатого вала, поэтому в двигателе существуют режимы работы (при которых частота вращения больше значения соответствующего мысу полуострова), когда стук отсутствует при любом угле зажигания. Численные расчеты показывают, что при увеличении коэффициента избытка воздуха область возможного са-

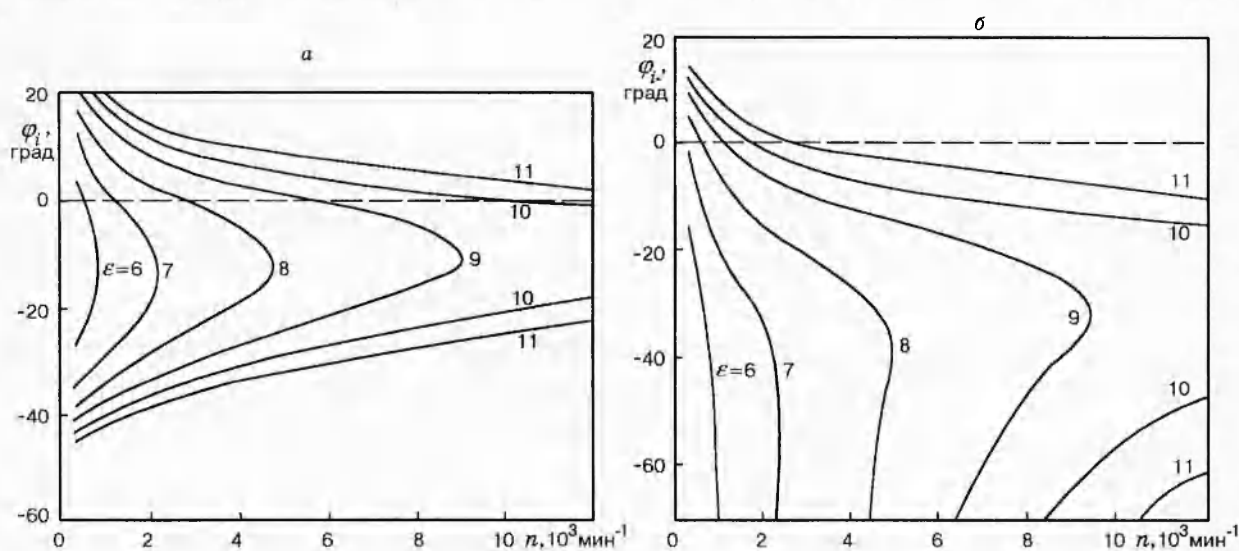


Рис. 3. Области возможного самовоспламенения смеси перед фронтом пламени в плоскости «частота вращения — угол зажигания» в зависимости от степени сжатия:

a — $\alpha = 1$, b — $\alpha = 1,25$

мовоспламенения расширяется и смещается в сторону отрицательных углов зажигания (увеличения углов опережения зажигания).

ВЫВОДЫ

В работе построена математическая модель процесса фронтального горения в двигателе внутреннего сгорания с искровым зажиганием с учетом процесса самовоспламенения смеси перед фронтом пламени, являющегося возможной причиной стука в двигателе. Проведены численные расчеты рабочего процесса в двигателе при варьировании угла зажигания, степени сжатия и частоты вращения коленчатого вала. Выполнен теоретический анализ процесса самовоспламенения на основе гипотезы о конкуренции двух форм химической реакции — фронтальной и объемной. Получено приближенное аналитическое решение задачи о самовоспламенении смеси перед фронтом пламени в двигателе, в том числе критическое условие стука в двигателе на пределе (в конце сгорания). Сопоставление теоретических результатов по десяти параметрам двигателя и рабочего процесса с большим числом экспериментальных данных разных авторов подтверждает достоверность предложенной гипотезы возникновения стука в двигателе как результата конкуренции двух форм химической реакции — фронтальной и объемной.

ЛИТЕРАТУРА

1. Льюис Б., Эльбе Г. Горение, пламя и взрывы в газах. М: Изд-во иностр. лит., 1948; 2-е изд. М.: Мир, 1968.
2. Taylor C. F. The internal-combustion engine in theory and practice. Cambridge, Mass.: MIT Press, 1968. V. 2. P. 34–85.
3. Hirst S. L., Kirsch L. J. The application of a hydrocarbon autoignition model in simulating knock and other engine combustion phenomena // Combustion Modeling in Reciprocating Engines. New York: Plenum Press, 1980. P. 193–229.
4. Bush W. B., Fendell F. E., Fink S. F. Modeling end-gas knock in a rapid-compression machine // AIAA J. 1985. V. 23, N 8. P. 1223–1233.
5. Водяник В. И., Тараканов С. В. Возникновение волны давления при самовоспламенении газа перед фронтом пламени в замкнутом сосуде // Физика горения и взрыва. 1985. Т. 21, № 1. С. 49–53.
6. Карпусенко В. В., Кельин А. А., Лесняк С. А. Математическое моделирование предпламенного тепловыделения в искровых двигателях внутреннего сгорания // Физика горения и взрыва. 1985. Т. 21, № 6. С. 30–34.
7. Pitz W. J., Westbrook C. K. Chemical kinetics of the high pressure oxidation of *n*-butane and its relation to engine knock // Combust. Flame. 1986. V. 63. P. 113–133.
8. Клепов Ю. В. Самовоспламенение метанола-воздушной смеси перед фронтом пламени в камере сгорания ДВС // Кинетика и горение: Материалы VIII Всесоюз. симпозиума по горению и взрыву. Черногоровка: ОИХФ АН СССР, 1986. С. 54–57.
9. Litzinger Thomas A. A review of experimental studies of knock chemistry in engines // Prog. Energy Combust. Sci. 1990. V. 16, N 3. P. 155–156.
10. Moses E., Yarin A. L., Bar-Yoseph P. On knocking prediction in spark ignition engines // Combust. Flame. 1995. V. 101. P. 239–261.

11. **Konig G., Maly R., Lau A. K., Sheppard C. G. W.** Experimental and numerical investigation of wall loading during engine knock // Twenty-Third Intern. Symp. on Combustion: Abst. of Poster Session Presentations. Pittsburgh, US: The Combustion Inst., 1990. P. 102.
12. **Медведев С. П., Поленов А. Н., Гельфанд Б. Е.** Возбуждение ударных волн при взаимодействии волны разрежения с областью самовоспламенения в газовой смеси // Докл. АН СССР. 1991. Т. 319, № 4. С. 918–921.
13. **Сеначин П. К., Бабкин В. С.** Самовоспламенение газа перед фронтом пламени в закрытом сосуде // Физика горения и взрыва. 1982. Т. 18, № 1. С. 3–8.
14. **Генкин К. И.** Рабочий процесс и сгорание в двигателях с искровым зажиганием // Сгорание в транспортных поршневых двигателях. М.: Изд-во АН СССР, 1951. С. 102–133.
15. **Абдуллин Р. Х., Бабкин В. С., Сеначин П. К.** Горение газа в сообщающихся сосудах // Физика горения и взрыва. 1988. Т. 24, № 2. С. 3–12.
16. **Бабкин В. С., Сеначин П. К., Крахтинова Т. В.** Особенности динамики сгорания газа в закрытых сосудах при разных законах изменения поверхности пламени // Физика горения и взрыва. 1982. Т. 18, № 6. С. 14–20.
17. **Veretta G. P., Rashidi M. and Keck J. C.** Turbulent flame propagation and combustion in spark ignition engines // Combust. Flame. 1983. V. 52. P. 217–245.
18. **Математическая теория горения и взрыва / Я. Б. Зельдович, Г. И. Баренблатт, Б. В. Либрович, Г. М. Махвиладзе.** М.: Наука, 1980.
19. **Соколик А. С.** Самовоспламенение, пламя и детонация в газах. М.: Изд-во АН СССР, 1960.
20. **Воинов А. Н.** Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. М: Машиностроение, 1977.
21. **Вибе И. И.** Теория двигателей внутреннего сгорания. Челябинск: Изд-во Челябин. политехн. ин-та, 1974.
22. **Соколик А. С.** Основы теории детонации в двигателях // Сгорание в транспортных поршневых двигателях. М.: Изд-во АН СССР, 1951.
23. **Генкин К. И.** Газовые двигатели. М.: Машиностроение, 1977.
24. **Иост В.** Взрывы и горение в газах. М.: Изд-во иностр. лит., 1952.
25. **Brown G. G.** A thermodynamic analysis of the rate of rise of pressure in the otto-cycle // Proc. of the First and Second Symp. on Combustion. USA, Penn., 1965. P. 265–278.
26. **Рикардо Г. Р.** Быстроходные двигатели внутреннего сгорания. М.: Машгиз, 1960.
27. **Гаврилов Б. Г.** Химизм предпламенных процессов в двигателях. Л.: Изд-во ЛГУ, 1970.
28. **Anzilotty W. F., Tomsic V. J.** Combustion of hydrogen and carbon monoxide as related to knock // Fifth Intern. Symp. on Combustion. New York: The Combustion Inst., 1955. P. 356–366.
29. **Харитонов Б. А.** Сланцевый газ как топливо для газовых двигателей // Газовые двигатели и газогенераторные установки. М.: ЦНИДИ, Машгиз, 1955. Т. 27. С. 79–96.
30. **Ямацаки К., Иинума К.** Увеличение скорости горения в камере сгорания поршневого двигателя // Четвертый Междунар. симпоз. по вопросам горения и детонационных волн. М.: ГИОП, 1958. С. 654–658.
31. **Beatty H. A.** Chemistry of otto-cycle engine combustion // Proc. of the First and Second Symp. on Combustion. USA, Penn., 1965. P. 279–284.

32. Двигатели внутреннего сгорания. Т. 1: Рабочие процессы в двигателях и их агрегатах / А. С. Орлин, Д. Н. Вырубов, Г. Г. Калиш, М. Г. Круглов, О. Б. Леонов, С. Е. Лебедев, Б. Г. Либрович, М. М. Чурсин. М.: Машгиз, 1957.
33. **Забрянский Е. И., Зарубин А. П.** Детонационная стойкость и воспламеняемость моторных топлив. М.: Химия, 1974.

Поступила в редакцию 13/XI 1996 г.
