

УДК 621.43

Л.А. Захаров, И.Л. Захаров, С.Н. Хрунков

МОДЕЛИРОВАНИЕ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И ГОРЕНИЯ В РАБОЧЕЙ КАМЕРЕ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Рассмотрены проблемы моделирования рабочих процессов в современных быстроходных поршневых двигателях внутреннего сгорания с принудительным зажиганием. Использована трехзонная модель процесса горения, предложены уточненные методы определения характеристики тепловыделения. Получены расчетные и экспериментальные результаты, подтверждающие область применимости разработанной модели.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, принудительное зажигание, теплообмен, газообмен, камера сгорания, процесс сгорания, математическое моделирование, характеристика тепловыделения, индцирование.

Основой транспортной и стационарной энергетики на ближайшие 50 лет останутся поршневые двигатели внутреннего сгорания (ПДВС). За период более столетия непрерывного совершенствования ПДВС достигли высоких КПД. Теория и практика показывает, что резервы их дальнейшего развития далеко не исчерпаны [1...5]. Это подтверждают последние достижения и перспективные направления в совершенствовании рабочих циклов ПДВС с применением новейших методов исследования и проектирования.

Глубокое физическое и математическое понимание принципов работы ПДВС - главные требования проблемы получения высокого КПД рядного четырехцилиндрового двигателя рабочим объемом 2,445 л. Из всего комплекса проблем оптимизации теплообмена выделим, на наш взгляд, главные:

- улучшение энергетических, динамических, экономических и экологических показателей за счет совершенствования рабочих процессов в цилиндре двигателя;
- совершенствование подсистемы газообмена (органов впуска и выпуска);
- выбор характеристик топливоподачи, зажигания и теплообмена;
- компьютерное проектирование теоретических и экспериментальных характеристик ПДВС;
- повышение технического уровня и жизненного цикла за счет оптимизации показателей качества и др.

Задача оптимизации теплообмена в цилиндре ПДВС решается с помощью совокупности программ, предназначенных для расчета процессов в цилиндре, а также в системах, сопряженных с цилиндром. Эта совокупность содержит следующие программы:

- моделирование процессов газообмена;
- расчет теплообмена газов со стенками цилиндра;
- расчет диссоциации CO_2 и H_2O ;
- расчет образования NO и CO ;
- расчет общих показателей цикла;
- расчет механических потерь и эффективных показателей.

В основной программе осуществляется моделирование цикла. Здесь производятся расчеты по углу поворота коленчатого вала (ПКВ) следующих величин: тепловыделения, потерь теплоты в стенки и на диссоциацию, текущих значений T , P , i , ΔU , Q , S , χ_i , χ_w , χ и других. При проведении тепловых расчетов ПДВС по традиционному методу процессы сжатия и расширения аппроксимируют адиабатическими или политропическими процессами.

Эти процессы ни по одному из своих признаков не совпадают с реальными и не могут служить моделью для расчета сжатия и расширения. Для повышения степени приближения расчетных теоретических показателей к реальным для описания процессов цикла применим систему дифференциальных уравнений. Данная система позволяет учесть влияние основных факторов, имеющих место в реальном двигателе. Основу модели теплообмена составляет структура деления процесса сгорания в цилиндре двигателя с искровым зажиганием на три фазы, которым соответствуют следующие периоды: образование начального очага горения, видимого горения и догорания. Каждая фаза отличается специфическими для нее физическими или химическими процессами, которые описываются дифференциальными уравнениями газовой динамики или физической кинетики. Система таких уравнений в совокупности с дифференциальными уравнениями первого закона термодинамики и теплообмена составляют математическую модель процесса сгорания.

Теория горения в ее современном состоянии дает только качественную картину совершенствования теплообмена. Вместе с тем, проведен ряд новых исследований самого рабочего процесса и указаны новые пути его совершенствования. Процесс горения в двигателе с зажиганием от искры по мере его развития меняется качественно и деление его на отдельные фазы отражает реальную картину превращения топливной смеси в конечные продукты реакции.

Термодинамическую основу такой модели составляют уравнения скорости изменения параметров состояния газа в цилиндре;

$$\begin{aligned} \frac{dp}{d\varphi} &= \frac{k}{V} \cdot \left(\frac{k-1}{k} \cdot \frac{dQ}{d\varphi} - p \cdot \frac{dV}{d\varphi} - p_k \cdot \frac{dV_k}{d\varphi} \right); \\ \frac{dT}{d\varphi} &= \frac{1}{c_v \cdot M} \cdot \left(\frac{dQ}{d\varphi} - c_v \cdot T \cdot \frac{dM}{d\varphi} - p \cdot \frac{dV}{d\varphi} - p_k \cdot \frac{dV_k}{d\varphi} \right). \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь $dQ / d\varphi$ учитывает выделение теплоты при сгорании, теплоотдачу в стенки и затраты энергии на диссоциацию, а $dV_k / d\varphi$ - изменение объема заряда вследствие процессов газообмена и утечки через неплотности кольцевого уплотнения.

После определения составляющих уравнений (1) производится их интегрирование методом Рунге-Кутты, находятся текущие приращения ΔP и ΔT в течение расчетного шага $\Delta\varphi$ и значения P и T . Эти уравнения пригодны для определения параметров состояния рабочего тела во всех процессах действительного цикла, включая процессы наполнения и выпуска, поэтому они являются универсальными дифференциальными уравнениями цикла.

Наиболее сложным является аналитическое построение характеристики тепловыделения. Традиционный тепловой расчет ПДВС учитывает закономерности протекания процесса сгорания, но не учитывает физико-химический смысл. Предлагается метод синтеза характеристик тепловыделения, который базируется на современных представлениях о механизме процесса сгорания в двигателях с искровым зажиганием. Рассчитывают последовательно: в первой фазе сгорания скорости мелкомасштабного турбулентного пламени и задержку воспламенения (рис.1), во второй фазе - скорость течения газа в камере сгорания и скорости крупномасштабного турбулентного пламени, глубину зоны горения, геометрию камеры сгорания в сферических сечениях фронта и задней границе пламени, объемную и массовую долю выгоревшего заряда (рис. 2), в третьей - скорость и продолжительность догорания. Расчет ведется на малых интервалах времени, соответствующих $0,1^\circ$ ПКВ, при этом учитываются потери теплоты в стенки и на диссоциацию. При этом применен уточненный метод расчета потерь теплоты от газов в стенки Q_w . В уравнении коэффициента конвективной теплоотдачи

$$d_k = k \cdot D^{0,2} p^{0,8} T^{-0,336} W^{0,8}. \quad (2)$$

Для участка цикла «сжатие-расширение» скорость газа определяется:

$$W = k_2 \cdot \frac{n \cdot \left(\varepsilon - \frac{p_z \cdot T_a}{p_a \cdot T_z} \right) \cdot \{k_3 + \cos(2 \cdot \varphi)\}}{30 \cdot \frac{f_{\text{в.о.ср}}}{V_{\text{п}}} \cdot (\varepsilon - 1)}. \quad (3)$$

Утечки газов через неплотности поршневых колец вычислялись по уравнению:

$$\frac{dM}{d\varphi} = \varphi_k \xi_k f_k \psi \cdot \frac{p}{\sqrt{R \cdot T}} \frac{1}{6 \cdot n}. \quad (4)$$

Цикл моделируется с учетом основных факторов, влияющих на процессы, поэтому получаем закономерности, близкие к аналогичным закономерностям действительных циклов. После определения общих показателей цикла производим его оптимизацию по $\eta_{i \max}$ и $P_{i \max}$ путем выбора наивыгоднейших состава смеси и угла момента опережения зажигания. По окончании моделирования цикла определяем механические потери с использованием гидродинамической теории трения и анализа динамики двигателя. При этом учитываются размеры поверхностей трения, режимы работы двигателя, вязкость масла. Моделирование работы двигателя заканчивается определением эффективных показателей.

Далее моделируется процесс сгорания. После подачи искры около электродов свечи зажигания образуется начальный очаг горения, который можно представить в виде расширяющейся полусферы. До тех пор, пока размеры полусферы меньше масштаба крупных турбулентных пульсаций, сгорание происходит по законам мелкомасштабного турбулентного горения. При этом скорость пламени, согласно теории К.И. Щекина:

$$U_{T.M} = U_H \left(1 - W \cdot \frac{l}{\varnothing} \right). \quad (5)$$

В первой фазе сгорания температура пламени определяется из уравнения:

$$\frac{Q_n - \Delta Q_{\text{хим}} - \Delta Q_{\text{дисс}}}{\alpha l_0 (1 + \gamma)} + \mu c_{vi} T_c = \beta \mu c_{vi} T_z. \quad (6)$$

Продолжительность первой фазы сгорания определится по количеству выгоревшего топлива $\Delta \chi_{i1}$ по зависимости:

$$\Theta_I = \frac{3,72 \cdot n}{U_{T.M}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta \chi_i \cdot \left\{ \left[1 + \cos \Theta_{\text{зак}} + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos \Theta_{\text{зак}}) \right] \cdot (\varepsilon - 1) + 1 \right\} \cdot \left(\frac{T_z}{T_c} \right)^{\frac{n_1}{n_1 - 1}}}{\left[\left(\frac{T_z}{T_c} \right)^{\frac{n_1}{n_1 - 1}} - 1 \right] \cdot \Delta \chi_i + 1}}. \quad (7)$$

При этом принято, что во фронте пламени происходят лишь первичные реакции окисления, в результате которых углерод топлива сгорает только до CO , а половина водорода остается не окислившейся. Последующее догорание CO и H_2 происходит затем в глубине зоны горения. Расчеты показали, что за время этого догорания фронт пламени успевает продвинуться от источника зажигания на 15...20 мм. Такой величине соответствует начальная зона горения, в дальнейшем она прогрессивно увеличивается за счет влияния диффузионных факторов.

В основной фазе расчет процессов ведется последовательно по трем зонам камеры сгорания - зоне горючей смеси, зоне сгорания и зоне продуктов сгорания. Скорость сгорания в этой фазе определяется скоростью вращательного турбулентного движения заряда, а химические факторы влияют лишь на ширину зоны горения. Температура горючей смеси перед фронтом пламени определяется с учетом влияния ее сжатия продуктами сгорания.

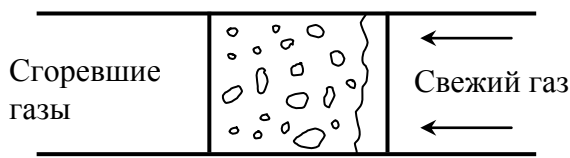


Рис. 1. Структура турбулентного пламени

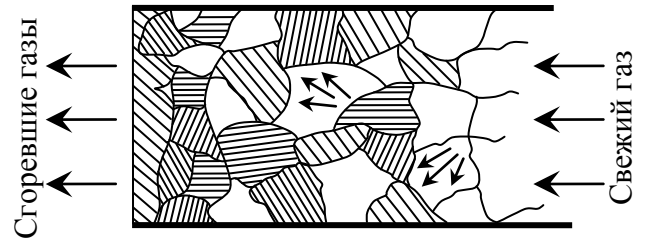


Рис. 2. Модель турбулентного горения

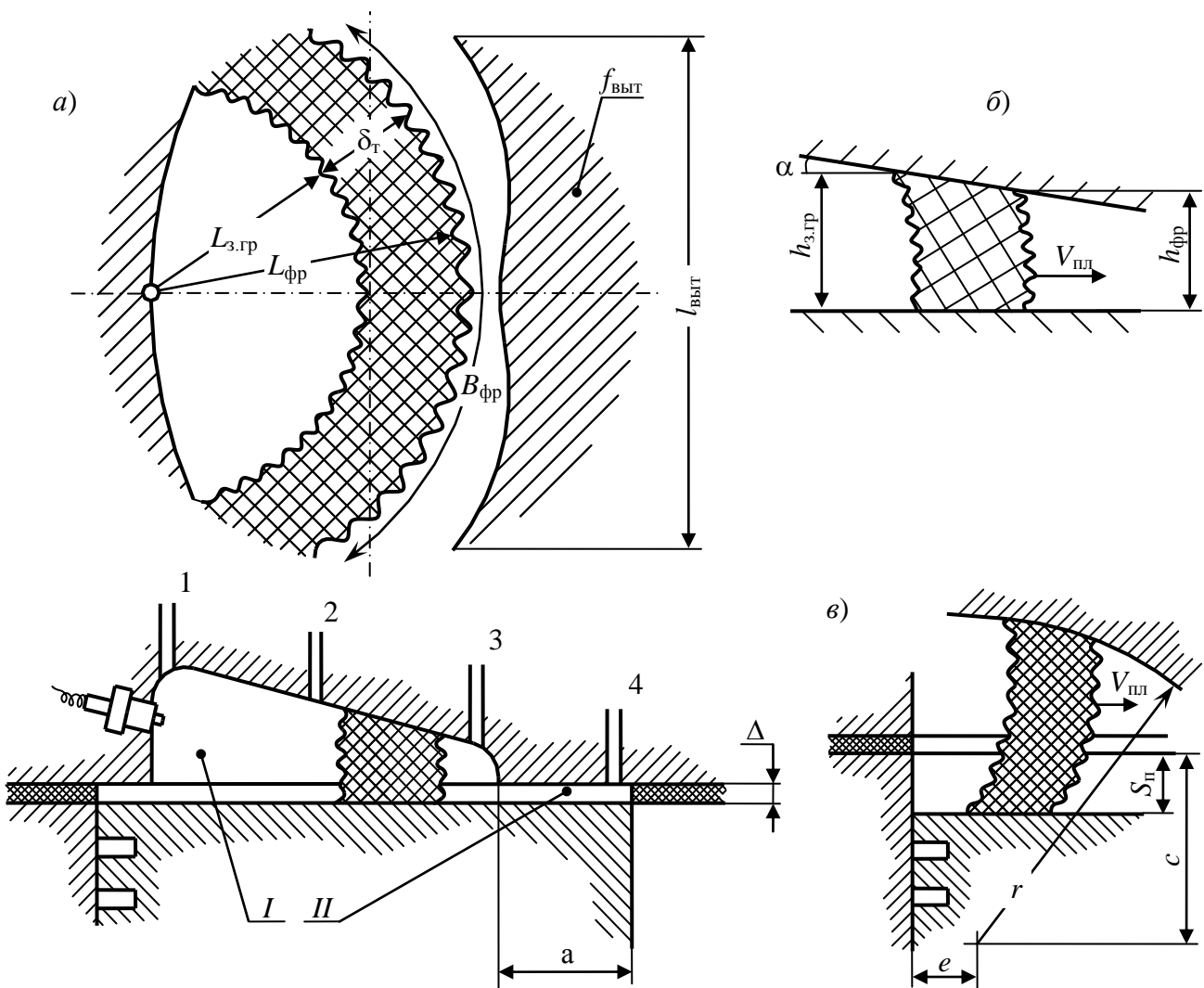


Рис. 3. Расчетные схемы распространения пламени в камере сгорания:

a – в объеме камеры сгорания; b – вдоль свода камеры сгорания; c – при опускании поршня;
 $L_{з.гр}$ – путь задней границы пламени; $L_{фр}$ – путь фронта пламени; $B_{фр}$ – ширина фронта пламени;
 δ_T – глубина пламени; $f_{выт}$ – площадь вытеснителя; $l_{выт}$ – длина вытеснителя; a – размер вытеснителя;
 Δ – зазор между поршнем в верхней мертвой точке и крышкой цилиндра; I – объем камеры сгорания;
 II – объем щели вытеснителя; α – угол свода камеры; $S_{пл}$ – ход поршня; 1, 2, 3, 4 – ионизационные датчики;
 $h_{з.гр}$ – высота камеры сгорания в зоне задней границы пламени; $h_{фр}$ – высота камеры сгорания в зоне фронта пламени; $V_{пл}$ – скорость распространения пламени; c , e – координаты центра сферы, образующей свод камеры сгорания; r – радиус сферы, образующей свод камеры сгорания

Температура пламени в основной фазе рассчитывается с учетом тепловыделения, теплоотдачи, перемещения поршня и расширения газов при сгорании:

$$T_{пл} = \left[T_c = \frac{1}{M \cdot c_p} \cdot \int_{\varphi_0}^{\varphi_i} (dQ - p \cdot dV) \right] \cdot \left(1 + \frac{\Delta p}{p} \right), \quad (8)$$

где
$$dQ = (Q_n - \Delta Q_{хим} - \Delta Q_{дис}) \cdot M_{ТЦ} \cdot d_{i-1} - \alpha_k \cdot F_{ст} \cdot (T - T_{ст}) \cdot d\tau \quad (9)$$

Когда размер очага горения увеличится до такой величины, что станет соизмеримым с масштабом крупных турбулентных пульсаций, то скорость сгорания будет определяться скоростью этих пульсаций. Крупномасштабные турбулентные пульсации генерируются струйными течениями газа в камере сгорания, которые, в свою очередь, возникают вследствие больших скоростей втекания заряда через впускное отверстие цилиндра при впуске и за счет вытеснения газа из щели над поршнем при перемещении его около ВМТ в конце такта сжатия.

Расчет скоростей струйных течений газа ведется по двум объемам камеры сгорания (см. рис. 3): первый - от свечи зажигания до порожка вытеснителя, второй - в щели вытеснителя. В первом объеме струйные течения генерируются при впуске, в ходе сжатия их интенсивность снижается, но около ВМТ снова несколько возрастает благодаря частичному перераспределению энергии крупных вихрей на пульсации высоких частот при уменьшении объема камеры. Во втором объеме - движение газа создается поршнем при его перемещении около ВМТ. Решением дифференциальных уравнений скорости изменения массы газа в этом объеме получено следующее выражение для скорости течения газа в сечении щели вытеснителя и у его порожка:

$$W = 0,1047 \cdot \frac{f_{вып}}{l_{вып}} \cdot n \cdot \left(\frac{1}{\frac{2}{\varepsilon - 1} + \sigma} - \frac{1}{\frac{\Delta}{R_{кр}} + \sigma} \right) \cdot \sigma', \quad (10)$$

где $f_{вып}$, $l_{вып}$, Δ - размеры вытеснителя, рис. 3,

$$\sigma = 1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2 \cdot \varphi); \quad \sigma' = \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot (\sin 2 \cdot \varphi). \quad (11)$$

Из условия, что среднеквадратичная скорость крупномасштабных турбулентных пульсаций в каком-либо сечении камеры сгорания пропорциональна текущему значению числа Рейнольдса, получаем

$$W' = k_T \text{Re} = k_T \frac{Whl}{\nu(h+l)}, \quad (12)$$

где h и l - текущие значения высоты и ширины камеры сгорания в сечении фронта пламени.

Зависимость турбулентной скорости горения от скорости пульсаций выражается уравнением

$$U_T = aW' + b_0. \quad (13)$$

По данным А.Н. Войнова, $a \approx e^{-\frac{E}{RT}}$; $U_T \approx p^n$; $b_0 = U_H$. С учетом этого уравнение (13) запишется так:

$$U_T = kp^n e^{-\frac{E}{RT}} W' + U_H. \quad (14)$$

Если газовый поток движется со средней скоростью W , то абсолютная скорость перемещения турбулентного пламени равна

$$W_{пл} = W + U_T. \quad (15)$$

Таким образом, исследование по предлагаемому методу позволяет анализировать влияние состава смеси, конструкции камеры сгорания, угла опережения зажигания на такие параметры,

как скорость сгорания, тепловыделение, потери теплоты в стенки, индикаторный КПД и др. Применение САПР ПДВС для анализа индикаторных диаграмм по разработанному методу позволило определить в ходе вычислительных экспериментов все параметры процессов цикла. На рис. 4 представлены в качестве примера действительные и синтезированные по предлагаемому методу индикаторные диаграммы нового четырехцилиндрового двигателя рабочим объемом 2,445 л мод.210.10. Расхождение в пересчете на среднее индикаторное давление при разных режимах составляет от 4 до 8%.

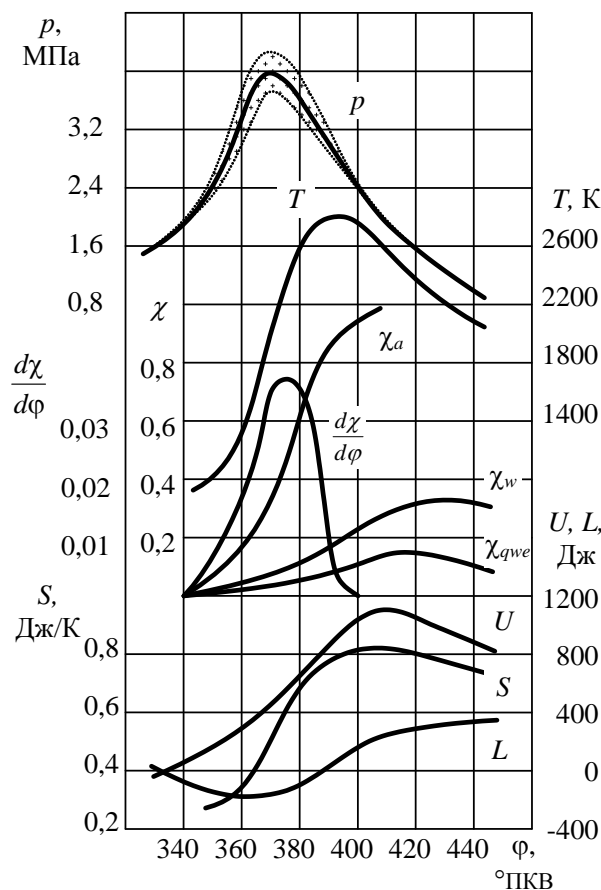
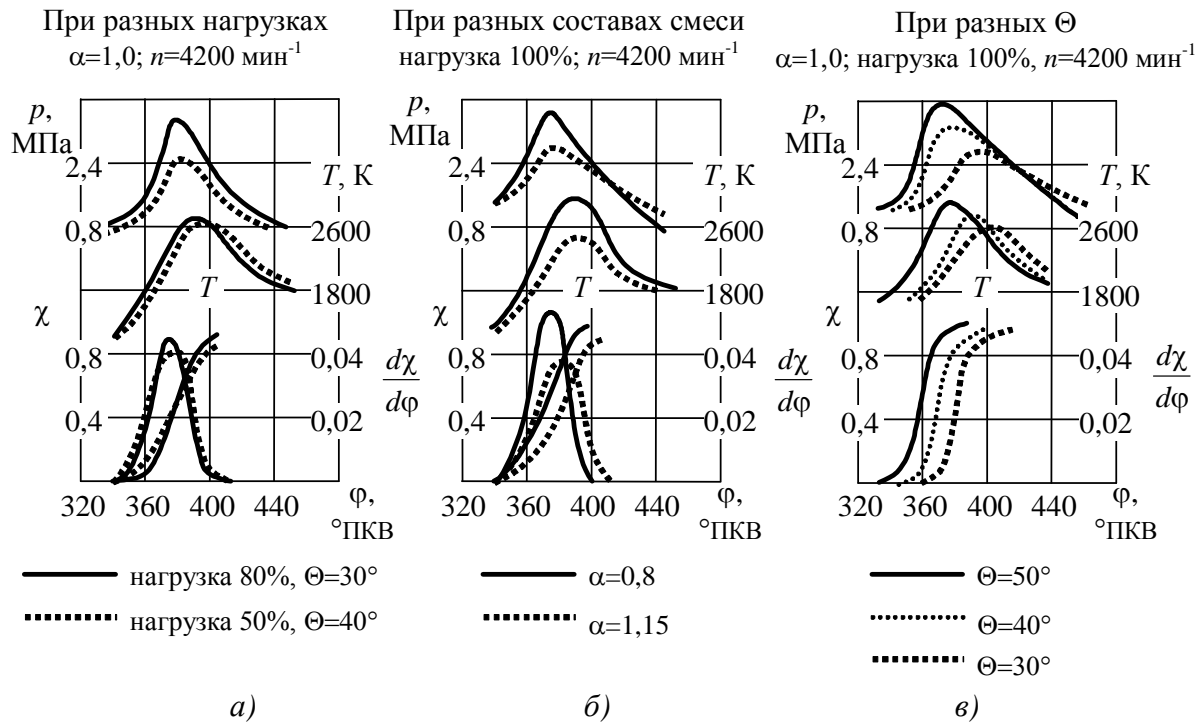


Рис. 4. Графики индикаторного процесса двигателя P4 V_h=2,445 л, нагрузка 100%, n=3600 мин.-1, α=1,1:

— моделирование;
 эксперимент

На рис. 5 представлены характеристики тепловыделения, полученные вычислительным экспериментом в САПР ПДВС для разных составов смеси, нагрузок и углов опережения зажигания, а также циклы, синтезированные на основе этих характеристик. На рис. 6 приведены расчетные графики скорости перемещения турбулентного пламени. Там же показаны действительные графики скоростей распространения фронта пламени, полученные на двигателе с помощью ионизационных датчиков.

Протекание синтезированных характеристик тепловыделения определяется формой камеры сгорания, углом опережения момента зажигания, составом горючей смеси, степенью турбулизации заряда, нагрузкой и частотой вращения, т.е. теми же факторами, которые определяют протекание действительных характеристик тепловыделения. Таким образом, применение математического моделирования процесса сгорания в цилиндре ПДВС с искровым зажиганием дает возможность прогнозирования протекания сгорания при изменении конструктивных, регулировочных и режимных факторов путем проведения вычислительного эксперимента в САПР ПДВС.

Рис. 5. Расчетные циклы двигателя P4 $V_h=2,445 \text{ л}$.

Разработанные математические модели опробованы соответствующими экспериментальными исследованиями процессов на моторных стендах и безмоторных установках. В частности:

- исследования процессов газообмена проводились путем снятия диаграмм давлений современным индикатором фирмы Бош на моторном и безмоторном стендах;
- волновые явления в трубопроводах анализировались по осциллограммам пульсаций давлений, снятым с помощью мембранного датчика пьезокварцевым преобразователем;
- проведение анализа влияния различных факторов на теплообмен ПДВС и теплонапряженность его деталей выполнялось на специализированном стенде теплобалансовых испытаний двигателя и термометрирования деталей;
- исследование процесса сгорания в цилиндре ПДВС проводилось на стенде, оборудованном аппаратурой с ионизационными датчиками, а также газоанализаторами на CO , CH , NO_x , CO_2 , O_2 . Все стенды и измерительная аппаратура аттестованы в соответствии с ГОСТ 14846-90.

Предложен комплекс методов математического моделирования основных процессов в цилиндре ПДВС, учитывающий закономерности тепловыделения, теплоотдачи и других явлений и обладающий максимальной детализацией в учете факторов, влияющих на оптимизацию теплообмена и повышение КПД двигателя. Названные методы обладают универсальностью и отличаются следующими особенностями:

- характеристики тепловыделения получаются в результате моделирования процесса сгорания по методу, учитывающему основные явления, имеющие место при сгорании в цилиндре двигателя, а не с помощью эмпирических уравнений, как это обычно принято;
- потери теплоты в стенки определяются с учетом влияния переменных скоростей течений газов в цилиндре на конвективную составляющую и степени черноты различных стенок на лучистую составляющую теплоотдачи;
- процессы газообмена рассчитываются с учетом заданных фаз газораспределения, законов движения клапанов, тепловых и инерционных явлений в трубопроводах, гидравлических сопротивлений.

Влияние состава смеси на общие показатели расчетных циклов двигателя $P4 V_{ii}=2,445$ л показано на рис. 7. Моделирование циклов вычислительными экспериментами с учетом таких факторов, как закономерность сгорания, теплообмен газов со стенками и диссоциация, закономерности изменения среднего индикаторного давления и индикаторного КПД по составу смеси показало сходимость с действительными результатами, получаемыми в результате индицирования при регулировочных испытаниях двигателя. Впервые численным моделированием получены четкие максимумы в протекании зависимостей индикаторного КПД от состава смеси за счет оптимизации теплообмена.

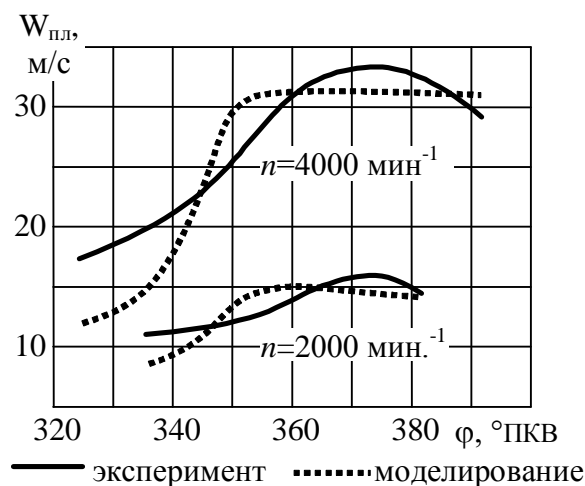
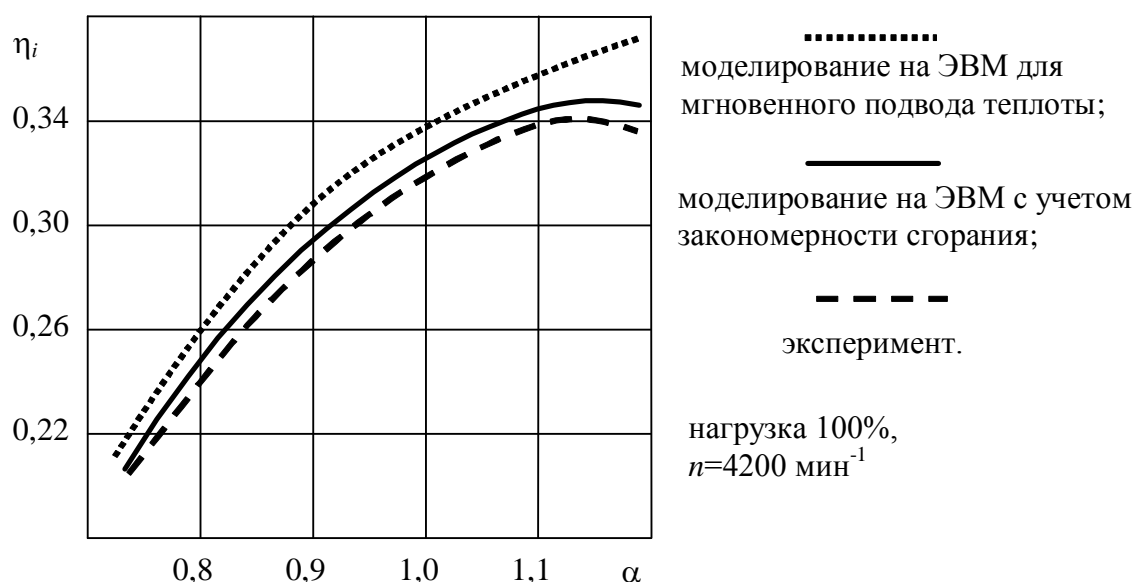


Рис. 6. Скорости пламени

Рис. 7. Влияние состава горючей смеси на индикаторный КПД двигателя $P4$

Результаты аналитических и экспериментальных исследований основных процессов в цилиндре ПДВС, полученные в виде зависимостей различных показателей от угла ПКВ, позволяют сделать следующие выводы: разработанный метод математического моделирования процесса сгорания в двигателях с принудительным зажиганием учитывает особенности физико-химических процессов в различных фазах сгорания, форму камеры сгорания, теплообмен и другие факторы. Поэтому создается возможность аналитически исследовать влияние на закон тепловыделения таких факторов, как угол опережения зажигания, состав горючей

смеси, частота вращения, нагрузка, настройка органов впуска и выпуска подсистемы газообмена. По этой методике разработана модернизация двигателя ЗМЗ 4021.10. Практика подтвердила, что за счет оптимизации теплообмена на модернизированном четырехцилиндровом двигателе рабочим объемом 2,445 л были улучшены технико-экономические характеристики на 10...12% по сравнению с серийным.

Библиографический список

1. **Кавторадзе, Р.З.** Локальный теплообмен в поршневых двигателях / Р.З. Кавторадзе. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 592 с.
2. **Лыков, А.В.** Тепломассобмен / А.В. Лыков. – М.: Энергия, 1978. – 480 с.
3. **Лернер, М.О.** Регулирование процесса горения в двигателях с искровым зажиганием / М.О. Лернер. – М.: Наука, 1972. – 295 с.
4. **Орлин, А.С.** Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / А.С. Орлин. - М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
5. **Луканин, В.Н.** Двигатели внутреннего сгорания. Т. 1 Теория рабочих процессов / В.Н. Луканин. – М.: Высшая школа, 1995. – 368 с.

*Дата поступления
в редакцию 02.04.2010*

L.A. Zakharov, I.L. Zakharov, S.N. Khrunkov

SIMULATION OF MIXING AND COMBUSTION IN THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE.

The problems simulation of mixing and combustion in the modern high-speed internal combustion engines are considered. We proposed three band model of combustion process and refined methods of determining the characteristics of heat. Calculated and experimental results confirm the applicability of the model.

Key words: Internal combustion engine, ignition, heat and gas transfer, combustion chamber, the combustion process, simulation, characteristics of heat, indexing.