

УДК 621.43

М. Д. ГАРИПОВ, А. А. ЧЕРНОУСОВ

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОБВОДНЕННОСТИ СПИРТОВОДНОЙ СМЕСИ НА ИНДИКАТОРНУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЦИКЛА ДВС

Приведены результаты моделирования на ЭВМ рабочего процесса (РП) ДВС с подачей в рабочую камеру (РК) топливной смеси (ТС), содержащей этанол C_2H_6O с водой. Модель РП выведена из законов сохранения для открытой термодинамической системы при двухзонном представлении параметров в РК с учетом диссоциации в зоне продуктов сгорания. Изучено влияние состава ТС и степени сжатия ϵ на индикаторный КПД η_i цикла, макс. Температуру T_{max} и давление в цикле p_{max} при коэффициенте наполнения $\eta_V = 0,9$ и коэффициенте избытка воздуха в РК $\alpha = 1,1$. Перспективные рабочие процессы ДВС; термодинамический анализ циклов; ДВС на биотопливе

ВВЕДЕНИЕ

Тепловые двигатели потребляют в настоящее время огромные количества топлив ископаемого происхождения. Перспектива исчерпания экономически рентабельных запасов ископаемых топлив заставляет искать им альтернативу, оправданную в техническом, экономическом и экологическом аспектах. Необходимость ограничения антропогенных выбросов углекислого газа также ставит перед человечеством задачу перехода на альтернативные виды топлив. Радикальным решением этих проблем может быть переход на использование топлив биологического происхождения, «вписывающихся» в кругооборот веществ в природе [1] — биотоплив.

Из биотоплив достаточно перспективным представляется этанол C_2H_6O [1, 2]. Его отличают доступность и простота технологии производства из органического сырья, в том числе из органических отходов. Однако применение чистого этанола в качестве моторного топлива сдерживается рядом технических проблем, связанных с его высокой теплотой парообразования, гигроскопичностью и другими особенностями. Наблюдается также применение этанола в смесях с топливами нефтяного происхождения для питания ДВС не является принципиальным решением проблемы перехода на альтернативное топливо. Возможность применения этанола в качестве моторного топлива лежит на пути создания универсального рабочего процесса ДВС [2], сочетающего высокую степень сжатия, непосредственный впрыск (вдув) топливной сме-

си в рабочую камеру (РК), принудительное воспламенение при качественном регулировании нагрузки. Данный перспективный РП в принципе является многотопливным и допускает конверсию существующих конструкций ДВС, а также позволяет сжигать в ДВС топливные смеси с большим содержанием воды; последнее способствует подавлению образования окислов азота в РК. Оценки показывают, что такой РП, доведенный до высокой степени совершенства, может сделать именно C_2H_6O наиболее вероятной альтернативой топливам из нефти.

Теоретический анализ, обеспечивающий отыскание близких к оптимальным значениям режимных и конструктивных параметров такого РП, возможен по детальным моделям, позволяющим в численном расчете пространственного двухфазного течения достоверно воспроизвести особенности смесеобразования и сгорания в объеме РК. Таким путем, в сочетании с натурными экспериментами, на кафедре ДВС УГАТУ для данного РП решаются проблемы надежности воспламенения, полноты сгорания при количественном регулировании мощности, подавления выбросов окислов азота и углеводородов.

Рамки данной работы ограничены расчетным анализом РП по модели невысокого — «термодинамического» — уровня детализации явлений; цель данного этапа исследования заключалась в доказательстве положительного влияния обводнения спиртоводной топливной смеси на показатели действительного цикла — индикаторный КПД η_i , макси-

мальную температуру T_{\max} и максимальное давление p_{\max} в цикле именно с термодинамических позиций. Применение достаточно обоснованной (пусть и «нульмерного» уровня) модели РП позволяет надеяться на получение из численного анализа адекватных оценок влияния исследуемых факторов на показатели РП.

МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

В основу используемой нами модели процессов в РК положены условия (законы) сохранения масс индивидуальных компонентов газообразного рабочего тела и сохранения энергии смеси, однородно распределенной в рассматриваемом переменном объеме $V(t)$. Объем, рассматриваемый как *открытая термодинамическая система* (ОТС), обменивается с внешней средой массой в виде J дискретных потоков масс компонентов, а также энергией — в виде энергосодержания потоков массы и в форме работы и теплоты через участки непроницаемой (для вещества) поверхности, отделяющей ОТС от внешней среды (рис. 1). В общем случае могут быть учтены объемные источники (стоки) масс компонентов в химических реакциях и объемное тепловыделение от внешних источников энергии.

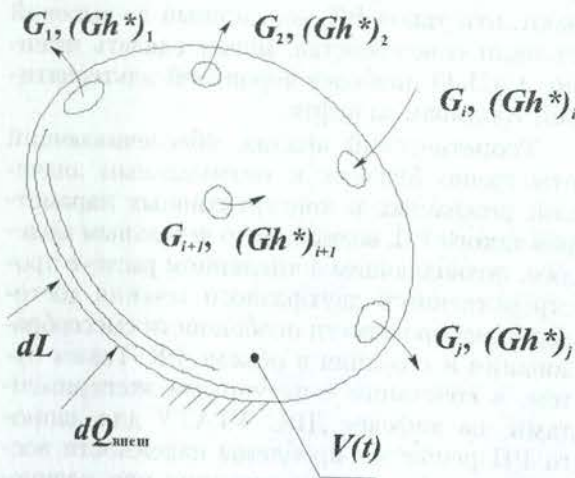


Рис. 1. Объем (зоны) рабочего тела

В такой постановке законы сохранения масс K компонентов смеси и внутренней энергии смеси в объеме $V(t)$ выражаются уравнениями

$$\frac{dm_k}{dt} = \sum_{j=1}^J (GY_k)_j + VW_k \omega_{k\Sigma}, \quad k = 1, \dots, K, \quad (1)$$

$$\frac{dU}{dt} = \sum_{j=1}^J (Gh^*)_j - p \frac{dV}{dt} + \frac{dQ_{\text{внеш}}}{dt}. \quad (2)$$

Здесь $m = \sum m_k$ — масса, $\rho = m/V$ — плотность, $U = m \cdot e(\rho, T, Y_1, \dots, Y_K)$ — внутренняя энергия смеси в рассматриваемом объеме, где $Y_k = m_k/m = \rho_k/\rho$ — массовая доля k -го компонента смеси. Величина G_j есть массовый расход для j -го потока рабочего тела, h_j^* — удельное полное энергосодержание (энтальпия) смеси в этом потоке. Производство k -го компонента в химических реакциях, протекающих в объеме, выражается величиной $W_k \omega_{k\Sigma}$, где W_k — масса одного моля компонента, $\omega_{k\Sigma}$ — скорость его образования по всем реакциям, моль/(м³·с). Член $dQ_{\text{внеш}}/dt$ в уравнении энергии (2) отвечает за обмен энергией с внешней средой по механизмам объемного и поверхностного теплообмена, а член $-p(dV/dt)$ соответствует работе изменения объема.

Данная модель замыкается соотношениями частного вида для расчета отдельных составляющих правых частей уравнений, а также термическими и калорическими уравнениями состояния (УС) газообразных компонентов. Принято, что компоненты подчиняются УС идеального газа, тогда калорическим УС компонента может служить зависимость его мольной энтальпии H_k от T

$$H_k(T) = \Delta \bar{H}_{f,298,k}^0 + \int_{298,15}^T C_{pk}(T) dT. \quad (3)$$

При аппроксимации выражений вида (3) полиномами высокой степени и последовательном использовании в них табличных значений стандартных энтальпий образования $\Delta \bar{H}_{f,298,k}^0$ (паряду с данными по энтальпии топлив) гарантируется корректность вычисления параметров процесса в РК, в том числе при учете диссоциации. Несмотря на то, что модели «термодинамического» уровня не могут служить целям прогнозирования интенсивности и полноты выгорания топлива при внутреннем смессообразовании, они позволяют изучать, по крайней мере в относительных величинах, влияние основных факторов на показатели действительного процесса в РК.

В периоды сжатия, расширения и газообмена модель соответствует некоторому частному случаю (1)–(2). Так, рабочее тело в РК рассматривается как двухкомпонентная

смесь чистого воздуха («свежая смесь», СС) и продуктов сгорания (ПС), состав последних определяется элементарным расчетом для заданного топлива и воздуха. Рабочее тело считается единственной в $V(t)$ зоне не реагирующей ($\omega_{k\Sigma} \equiv 0$) смеси (модель «емкости мгновенного перемешивания»). В таком случае система законов сохранения (1)–(2) принимает конкретный вид системы дифференциальных уравнений, записываемой в компактной «векторной» форме

$$\frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} = \sum_{j=1}^J \mathbf{F}_j + \mathbf{S},$$

где $\mathbf{U} = [m_{CC}, m_{PC}, U]^T$ — «вектор» сохраняющихся величин (масс компонентов смеси и внутренней энергии), \mathbf{F}_j — «вектор» потоков масс и энергии с j -м потоком через орган газообмена, \mathbf{S} — «вектор» источников \mathbf{U} объемной и поверхностной природы.

Для расчетного анализа описываемая модель и родственные ей модели процессов в каналах газозооного тракта (ГВТ) реализованы в виде модулей расчетной программы системы имитационного моделирования (СИМ) процессов газообмена. В модуле Цилиндр применен двухшаговый метод Эйлера второго порядка по времени. Обновление параметров в РК на 1-м (предварительном) этапе пересчета на временной слой $(\overline{n+1})$ проводится по формуле

$$\mathbf{U}^{\overline{n+1}} = \mathbf{U}^n + \Delta t \cdot \left(\sum_{j=1}^J \mathbf{F}_j^n + \mathbf{S}^n \right),$$

или, в развернутом виде

$$m_{CC}^{\overline{n+1}} = m_{CC}^n + \Delta t \cdot \sum_{j=1}^J F_{CCj}^n,$$

$$m_{PC}^{\overline{n+1}} = m_{PC}^n + \Delta t \cdot \sum_{j=1}^J F_{PCj}^n,$$

$$U^{\overline{n+1}} = U^n + \Delta t \left(\sum_{j=1}^J F_{Энj} - p \frac{dV}{dt} + \frac{dQ_{внеш}}{dt} \right)^n,$$

а окончательное обновление на новый временной слой $(n+1)$ — по формуле второго этапа

$$\mathbf{U}^{n+1} = \frac{1}{2} \mathbf{U}^n + \frac{1}{2} \mathbf{U}^{\overline{n+1}} + \frac{\Delta t}{2} \left(\sum_{j=1}^J \mathbf{F}_j^{\overline{n+1}} + \mathbf{S}^{\overline{n+1}} \right)$$

или же

$$m_{CC}^{n+1} = \frac{1}{2} m_{CC}^n + \frac{1}{2} m_{CC}^{\overline{n+1}} + \frac{\Delta t}{2} \cdot \sum_{j=1}^J F_{CCj}^{\overline{n+1}},$$

$$m_{PC}^{n+1} = \frac{1}{2} m_{PC}^n + \frac{1}{2} m_{PC}^{\overline{n+1}} + \frac{\Delta t}{2} \cdot \sum_{j=1}^J F_{PCj}^{\overline{n+1}},$$

$$U^{n+1} = \frac{1}{2} U^n + \frac{1}{2} U^{\overline{n+1}} + \frac{\Delta t}{2} \left(\sum_{j=1}^J F_{Энj} - p \frac{dV}{dt} + \frac{dQ_{внеш}}{dt} \right)^{\overline{n+1}}.$$

Обновленные массы компонентов и внутренняя энергия смеси пересчитываются в параметры состояния, например, после окончательного обновления на временном слое $(n+1)$ — в такой последовательности:

$$\begin{aligned} m^{n+1} &= m_{CC}^{n+1} + m_{PC}^{n+1}, & Y_{CC}^{n+1} &= m_{CC}^{n+1} / m^{n+1}, \\ e^{n+1} &= U^{n+1} / m^{n+1}, & T^{n+1} &= T(e^{n+1}, Y_{CC}^{n+1}), \\ \rho^{n+1} &= m^{n+1} / V(t^{n+1}), & p^{n+1} &= \rho^{n+1} R^{n+1} T^{n+1}. \end{aligned}$$

В период сгорания в модели рассматривается двухзонное распределение параметров состояния в РК. Объем РК поделен на две не смешивающиеся зоны — зону свежего заряда (СЗ) и зону ПС. Компонентный состав зоны СЗ (и, в частности, массовая доля воздуха в ней Y_{CC}) известен по результатам газообмена в текущем цикле. Элементный состав в зоне ПС также известен и неизменен (в процессе горения в данном цикле), так как в модели принято простейшее допущение о характере сгорания при внутреннем смесеобразовании: подаваемое топливо и необходимый для его окисления поток свежего заряда из зоны СЗ непрерывно образуют продукты сгорания, оказывающиеся в зоне ПС.

Порции топлива и СЗ для его окисления на расчетном шаге от t^n к t^{n+1} вычисляются однократно по интегральной зависимости:

$$\Delta m_T^n = m_T x_z \Delta x^n \approx \Delta t \left(\frac{dm_T}{dt} \right)^n,$$

$$\Delta m_{CЗ}^n = \frac{\alpha l_0}{Y_{CC}} \Delta m_T^n,$$

где m_T — цикловая доза подаваемого топлива, x_z — коэффициент полноты сгорания, $\Delta x^n = x^{n+1} - x^n = x(\varphi^{n+1}) - x(\varphi^n)$, α — коэффициент избытка окислителя (воздуха) в РК,

Y_{CC} — массовая доля воздуха (CC) в составе СЗ, l_0 — стехиометрическое отношение, кг. топл./кг. возд.

Имеющая смысл текущей выгоревшей доли эффективной цикловой дозы топлива величина x задается интегральной зависимостью И. И. Вибе (для $\varphi \in [\varphi_y, \varphi_z]$)

$$x = x(\varphi) = 1 - \exp \left(C \cdot \left[\frac{\varphi - \varphi_y}{\Delta\varphi_{yz}} \right]^{m+1} \right), \quad (1)$$

где $C = \ln(1 - x_z)$ — константа, зависящая от принятой полноты сгорания $x_z < 1$, m — форм-параметр «закона» выгорания, $\Delta\varphi_{yz} = \varphi_z - \varphi_y$.

Для каждой из зон расчет на шаге выполняется в соответствии с уравнениями типа (1)–(2), приведенных к частному виду условий превращения масс и энергий двух контактирующих (при $p_{C3} = p_{PC}$) зон. Из материальных потоков учитывается поток из зоны СЗ в зону ПС и поток подаваемой топливной смеси; соответствующие уравнения сохранения для зон принимают вид

$$\begin{aligned} \frac{dm_{C3}}{dt} &= -\frac{\alpha l_0}{Y_{CC}} \frac{dm_T}{dt}, \\ \frac{dm_{PC}}{dt} &= \frac{m_T}{dt} - \frac{dm_{C3}}{dt} = \left(1 + \frac{\alpha l_0}{Y_{CC}} \right) \frac{dm_T}{dt}, \\ \frac{dU_{C3}}{dt} &= h_{C3} \frac{dm_{C3}}{dt} - p \frac{dV_{C3}}{dt} + \left(\frac{dQ_{C3}}{dt} \right)_{\text{внеш}}, \\ \frac{dU_{PC}}{dt} &= -h_T \frac{m_T}{dt} - h_{C3} \frac{dm_{C3}}{dt} - p \frac{dV_{PC}}{dt} + \left(\frac{dQ_{PC}}{dt} \right)_{\text{внеш}}. \end{aligned}$$

В зоне ПС рассматривается в каждый момент времени химически равновесное состояние, в качестве компонентов диссоциированных ПС учитываются дополнительно СО, ОН и Н₂. Расчет температуры и состава ПС вынесен в процедуру, обращение к которой не усложняет логику расчета, в котором относительный объем зон и параметры в них на каждом этапе двухшаговой схемы должны определяться итерационно для удовлетворения условия равенства давлений в зонах. Уравнения энергии зон связаны с кинематикой движения поршня, так как $V_{PC} = V(\varphi) - V_{C3}$. Для обновления параметров в зонах с учетом взаимной работы изменения объема со вторым порядком аппроксимации по времени достаточно расчета приращений их объемов конечными разностями; например, для

зоны СЗ:

$$\left(\frac{V_{C3}}{dt} \right)^n = \frac{dV_{C3}^{n+1} - V_{C3}^n}{\Delta t} + O(\Delta t^2)$$

— на предварительном этапе обновления параметров в ней двухшаговым методом Эйлера, и

$$\left(\frac{V_{C3}}{dt} \right)^{\overline{n+1}} = \frac{dV_{C3}^{\overline{n+1}} - V_{C3}^{\overline{n}}}{\Delta t} + O(\Delta t^2)$$

— на уточняющем этапе обновления.

Мгновенный суммарный тепловой поток от стенок РК к рабочему телу вычисляется как на «старом» (n), так и на «предварительном» ($\overline{n+1}$) слое по времени по текущим осредненным параметрам рабочей смеси (и правдоподобным образом распределяется затем между зонами — $dQ_{\text{внеш}} = dQ_{C3 \text{ внеш}} + dQ_{PC \text{ внеш}}$):

$$\frac{dQ_{\text{внеш}}}{dt} = \alpha_{\Sigma} (T_w - T) F_{PK},$$

где суммарный текущий коэффициент теплоотдачи α_{Σ} в стенку РК рассчитывается модифицированной формулой Вошни (см. [3]):

$$\alpha_{\Sigma} = 0,118 \cdot 10^{-3} k_g D^{-0,2} T^{-0,53} \times [p \cdot (k c_m + 0,308 c_u)]^{0,8},$$

где $k = 6,18$ — на стадии газообмена ($\varphi \in [\varphi_b, \varphi_a]$), и $k = 2,28$ — в периоды сжатия, сгорания и расширения, c_m — средняя скорость поршня, c_u — окружная скорость вихря. Суммарная тепловоспринимающая поверхность дается соотношением

$$F_{PK} = F_{KC} + F_{\Pi} + \pi D S(\varphi),$$

где $F_{\Pi} = \pi D^2/4$, а $S(\varphi)$ — расстояние поршня от ВМТ, определяемое его законом движения, для обычного кривошипно-шатунного механизма —

$$S(\varphi) = r(1 - \cos \varphi) + l \{ 1 - \cos [\arcsin(\lambda \sin \varphi)] \},$$

где r — радиус кривошипа, l — длина шатуна, $\lambda = r/l$.

Мгновенная механическая мощность, отдаваемая поршню, вычисляется также на «старом» (n) и «предварительном» ($\overline{n+1}$) временных слоях — по текущим давлению и скорости изменения объема РК по времени $p(dV/dt)$, где dV/dt находится численным дифференцированием по t или φ зависимости

$$V(\varphi) = V_{KC} + F_{\Pi} \cdot S(\varphi),$$

где $dV/dt = (d\varphi/dt = \omega) \cdot dV(\varphi)/d\varphi$, $\omega = \pi n/30$.

Работа газовых сил на шаге, учитываемая при подсчете индикаторной работы цикла, вычисляется по величинам мощности изменения объема, подставляемым в разностный аналог уравнения энергии в двухшаговой схеме:

$$\Delta L^n = \frac{\Delta t}{2} \left[\left(p \frac{dV}{dt} \right)^n + \left(p \frac{dV}{dt} \right)^{n+1} \right].$$

ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ РАСЧЕТОВ И ИХ РЕЗУЛЬТАТЫ

С применением программой СИМ газообмена ДВС, использующей описанную выше модель процессов в РК проведены расчеты газообмена и процесса в цилиндре некоторого модельного ДВС. Для определенности был взят четырехтактный двигатель с диаметром цилиндра $D = 85$ мм и ходом поршня $S = 75$ мм с постоянным числом оборотов вала $n = 3000$ мин⁻¹. Условия в атмосфере заданы значениями давления $p_0 = 100000$ Па и температуры $T_0 = 300$ К. В модели двигателя заданы фазы и характеристики проходных сечений органов газообмена двигателя УЗАМ-3317, заданы правдоподобные температуры стенок ГВТ. Графическое представление модели ГВТ двигателя на экране сборки системы имитационного моделирования показано на рис. 2.

Кроме модуля-элемента (МЭ) Цилиндр (модель которого описана выше) в модели ГВТ использованы МЭ Атмосфера и МЭ Трубка и модуль-связь (МС) Клапан. Достаточно полные описания моделей и численных аспектов их реализации МЭ Трубка и МС Клапан даны в [5, 6].

В модели параметры закона выгорания (4) в РК (модуле Цилиндр) заданы равными $m = 3,0$ и $x_z = 0,98$, угол начала сгорания — $\varphi_y = 676^\circ$ поворота коленчатого вала (ПКВ), продолжительность периода сгорания — $\Delta\varphi_{yz} = 80^\circ$ ПКВ. Коэффициент избытка воздуха в РК при сгорании задавался равным $\alpha = 1,15$. Посредством небольшой коррекции давления в «выпускной» атмосфере (рис. 2) обеспечивался одинаковый коэффициент наполнения $\eta_V = 0,9$ в каждом расчете. Таким образом, моделировался рабочий процесс, характерный для ДВС с внутренним смесеобразованием при работе на ожидаемом пределе обогащения смеси по составу, полной нагрузке и умеренных оборотах. Длины впускного и выпускного каналов ($L_{вп} =$

$= 0,54$ м и $L_{вып} = 0,40$ м) были заданы существенно меньшими, чем требуется для заметной газодинамической «настройки» ГВТ на данных оборотах.

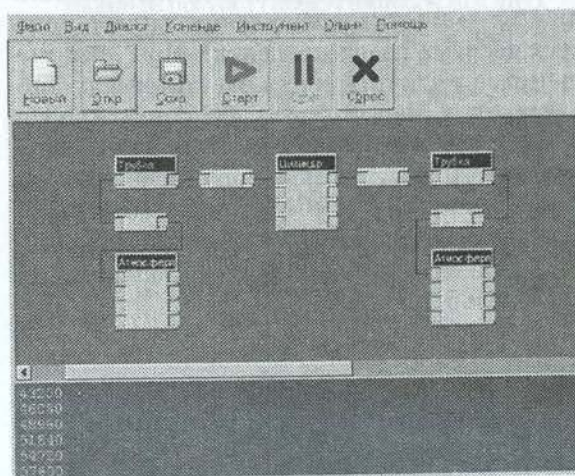


Рис. 2. Модель ГВТ двигателя на поле сборки

Проведены две серии расчетов процессов в ГВТ, в каждом из них степень сжатия ϵ изменялась от 8 до 13. В одной серии в качестве топлива задавался чистый этанол, в другой — смесь этанола с водой в отношении 1:1 по массе (массовая доля воды в топливной смеси $Y = 0,5$).

Теплотворность топливной смеси задавалась в приближении о том, что границы РК («расширенной» ОТС) пересекают материальные потоки этанола и воды, находящиеся в стандартном состоянии. Таким образом, затраты энергии на сжатие топливной смеси вместе с дополнительным воздухом в компрессор-форсунке, равно как и масса этого воздуха в расчете индикаторного процесса не учитывались. В соответствии с тем, что для энтальпий газообразных компонентов рабочего тела брались общепринятые зависимости [4], энтальпия моля компонента топливной смеси бралась равной непосредственно его стандартной энтальпии. Так, для воды и этанола использованы значения $\Delta \bar{H}_{f,298}^0(H_2O, l) = -285,83$ кДж/моль и $\Delta \bar{H}_{f,298}^0(C_2H_6O, l) = -277,69$ кДж/моль соответственно. Вычисленные по этим данным значения теплотворности $H_{исм}$ топливовоздушных смесей (ТВС) оказались равными 2,61 МДж/кг. ТВС для чистого этанола и 2,24 МДж/кг. ТВС — для смеси 1:1 этанола и воды ($Y = 0,5$), в этом случае проявляется действие воды как «балластного» компонента.

Расчеты выполнены с шагом $\Delta\varphi = 0,25^\circ$ по углу ПКВ до 20-го цикла ДВС, чем обеспечено полное установление регулярного циклического процесса в модели ГВТ ДВС при хорошей сходимости параметров решения к параметрам решения, получаемого при $\Delta\varphi \rightarrow 0$ (отклонение не превышает двух-трех десятых долей процента). При этом количество расчетных ячеек, на которые разбиваются для шага в $\Delta\varphi = 0,25^\circ$ впускной и выпускной каналы ГВТ — 46 и 24 соответственно. Длительность одного расчета составила 18 секунд на ПЭВМ с процессором AMD Sempron 3200+ с тактовой частотой 1,94 ГГц.

Результаты расчетов представлены на рис. 3, 4 и 5.

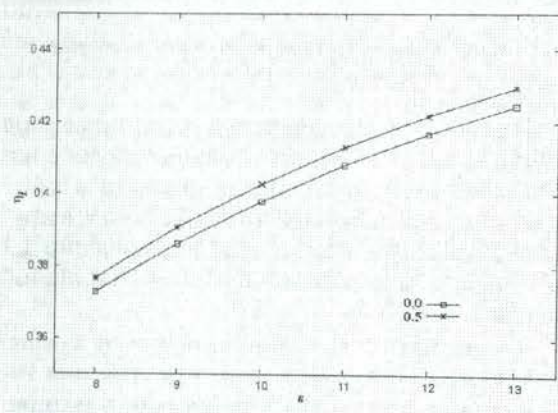


Рис. 3. Индикаторный КПД при $Y = 0,0$ и $Y = 0,5$

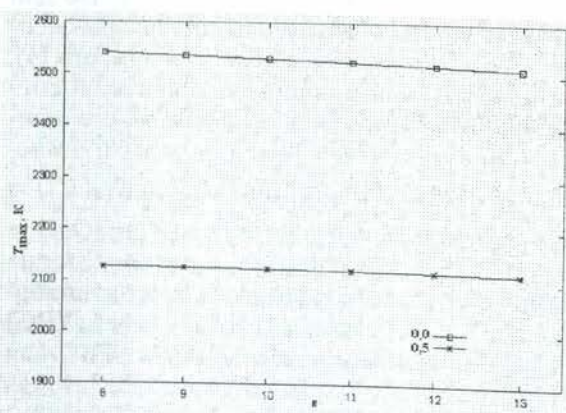


Рис. 4. Максимальная температура при $Y = 0,0$ и $Y = 0,5$

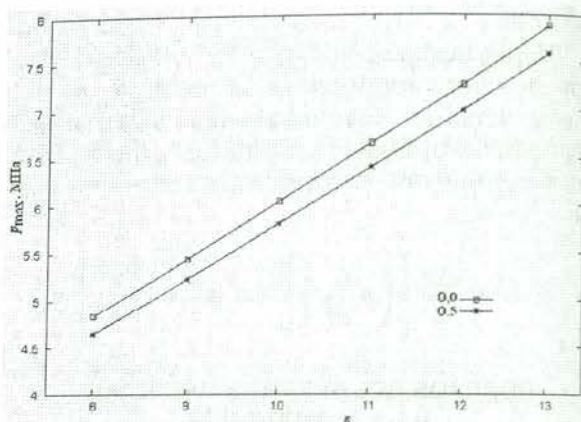


Рис. 5. Максимальное давление при $Y = 0,0$ и $Y = 0,5$

ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Расчетный индикаторный КПД (рис. 3) монотонным и ожидаемым образом возрастает с увеличением ϵ во всем ее диапазоне. Примечательно, что при $Y = 0,5$ (спиртоводяная смесь 1:1) η_i на 1,0...1,2% величины превосходит значение для случая чистого этанола ($Y = 0$) в качестве топлива.

При том, что вода в топливной смеси представляет собой инертный разбавитель, подаваемый в РК в жидком агрегатном состоянии, полученное улучшение эффективности цикла может быть объяснено совокушным результатом уменьшения потерь как на теплоотдачу в стенки РК, так и от несвоевременности выделения химической энергии топлива — при пониженной температуре и, как следствие, при резком снижении эффектов диссоциации. Также, очевидно, положительный эффект дает уменьшение средней молекулярной массы рабочего тела при увеличенном содержании в нем молекул воды.

Действительно, расчетные значения максимальной температуры T_{max} в цикле (рис. 4) в случае использования обводненного ($Y = 0,5$) этанола снижаются на 396...413 К, или на 15,7...16,3% величины, по сравнению с базовым вариантом ($Y = 0$). Несмотря на грубость такой интегральной оценки, она даст достаточно оснований предполагать, что образование окислов азота NO_x по термическому механизму при работе на обводненной топливной смеси должно в значительной степени подавляться. При этом, отметим, T_{max} для данной топливной смеси даже несколько снижается с увеличением ϵ , что свидетельствует об отсутствии «температурного» ограничения по ϵ .

Наконец, максимальное давление цикла p_{\max} в случае применения спиртоводной смеси 1:1, согласно данным на рис. 5, также незначительно снижается (на 4,0...3,7% от базовой величины), монотонно и ожидаемым образом возрастая с увеличением ε .

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты численного моделирования свидетельствуют о благотворном влиянии присутствия воды в топливе на основе этанола на эффективность цикла и его максимальные параметры в условиях ДВС с внутренним смесеобразованием. Прогнозируемое снижение температуры продуктов сгорания вблизи ВМТ (на ≈ 400 градусов — для смеси воды и этанола в отношении 1:1) позволяет надеяться на эффективное подавление образования в РК окислов азота. Однако к подобным оценкам, сделанным в «термодинамическом» приближении, следует относиться с осторожностью.

На практике указанные потенциальные преимущества в экологичности и эффективности, ожидаемые от использования обводненных топливных смесей в ДВС, могут быть реализованы только при условии успешного решения проблемы организации их интенсивного и полного сгорания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рудой, Б. П. Концепция развития поршневых двигателей внутреннего сгорания / Б. П. Рудой // Вестник УГАТУ. 2004. Т. 5, № 1(9). С. 3–9.
2. Еникеев, Р. Д. Рабочий процесс перспективного поршневого ДВС / Р. Д. Еникеев, М. Д. Гарипов // Вестник УГАТУ. 2006. Т. 7, № 3(16). С. 12–22.

3. Рудой, Б. П. Расчет характеристик двигателя внутреннего сгорания : учеб. пособие / Б. П. Рудой, Р. А. Галиев, С. Б. Даянов [и др.]. Уфа : УАИ, 1986. 107 с.
4. Справочная система по термодинамическим свойствам индивидуальных веществ [Электронный ресурс] (<http://webbook.nist.gov>).
5. Черноусов, А. А. К выбору метода численного интегрирования уравнений одномерного движения газов в каналах ДВС / А. А. Черноусов // Известия вузов. Машиностроение. 2007. № 6. С. 43–46.
6. Черноусов, А. А. Оптимальные параметры газоздушного тракта и предельный коэффициент наполнения двухтактного ДВС с ПДП / А. А. Черноусов // Известия вузов. Машиностроение. 2007. № 9. С. 28–40.

ОБ АВТОРАХ



Гарипов Марат Данилович, ст. преп. каф. ДВС. Дипл. магистр техники и технологий (УГАТУ, 1999). Канд. техн. наук по тепловым двигателям (УГАТУ, 2004). Иссл. в обл. перспективных рабочих процессов ДВС, биотоплив.



Черноусов Андрей Александрович, доц. той же каф. Дипл. инж. по двиг. внутр. сгорания (УГАТУ, 1994). Канд. техн. наук по тепл. двиг. (УГАТУ, 1998). Иссл. в обл. числ. моделир. газообмена и раб. процессов ДВС, вычисл. гидрогазодинамики.