

Кухаренок Г.М., Вершина Г.А., Пилатов А.Ю.

Белорусский национальный технический университет, г. Минск

## МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА СМЕСЯХ БЕНЗИНА С ЭТАНОЛОМ

### *Введение*

Несмотря на происходящие топливно-энергетические кризисы и потенциальную глобальную экологическую катастрофу на протяжении последних 25–30 лет в качестве основной силовой установки будет применяться двигатель внутреннего сгорания с последующим снижением использования от значительного до умеренного. Также двигатель внутреннего сгорания останется основным типом силовой установки для транспорта. Это вынуждает искать новые решения проблемы дефицита энергоресурсов и глобального экологического кризиса, одним из которых является переход на новые, более эффективные топлива в рамках потенциальных ресурсов, технологической готовности и производственных возможностей.

Согласно оптимальной стратегии решения отмеченной выше проблемы энергетической базы автомобильного транспорта существует два последовательных этапа. На первом этапе в современные бензины и дизельные топлива добавляют компоненты не нефтяного происхождения, а на втором – переход на синтетические топлива и энергоносители.

Как на первом, так и на втором этапе развития энергетики транспортной отрасли возможно использование спиртов (а именно этанола) в качестве добавки топлива, которое обладает основными свойствами, определяющими перспективность альтернативных топлив:

- наличием достаточных энергосырьевых ресурсов;
- приемлемыми токсическими, экономическими и экологическими показателями;
- безопасностью и безвредностью эксплуатации;
- хорошими антидетонационными свойствами.

В ряде европейских стран (Швеция), а также в Бразилии перевод транспортных средств на этанол в виде топлива E10 и E85, уже реализован на 2 млн автомобилей марки Ford за 2000–2010 гг.



Рисунок 1 – Использование этанола в качестве автомобильного топлива в странах западной Европы и Америки

В тоже время в виду существенно меньшей теплотворной способности (на 40–45 %) по сравнению с нефтяными топливами затраты энергии на производство этанола как мини-

мум на 27 % превышают количество энергии, которое этанол может отдать при сгорании. В то же время из нефти, получается энергия, доход от сжигания продуктов которой в виде топлив в 200 раз превышает затраты на ее добычу и производство ее топлив. Это ставит вопрос определения энергетически выгодной концентрации при переводе двигателя на работу на смесевом топливе на основе этанола, а также в виду существенного различия физико-химических свойств этанола и бензина требуется проведение исследований, направленных на поиск сочетания регулировочных параметров, которые обеспечивают эффективную работу двигателя на используемой смеси.

Экспериментальный способ требует значительных затрат времени и материальных ресурсов. Аналитическое прогнозирование индикаторных показателей рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания, работающего на смесях бензина с этанолом, может обеспечить решение поставленного вопроса сочетания этанола с бензином при минимальных затратах, при использовании адекватной математической модели, позволяющей учитывать физико-химические особенности этанола.

Решение этой задачи связано с разработкой многозонных математических моделей рабочих процессов двигателей с искровым зажиганием, что позволяет рассчитать температурные поля в надпоршневом объеме с последующим расчетом токсичных компонентов, с учетом физико-химических свойств этанола. Смоделированные показатели рабочего процесса двигателя, работающего на смесях бензина с этанолом, позволят выбрать концентрацию этанола в смеси с бензином, конструктивные и регулировочные параметры двигателя внутреннего сгорания для обеспечения требуемых технико-экономических показателей при одновременном существенном снижении эмиссии вредных веществ, в частности – оксидов азота  $\text{NO}_x$  и монооксида углерода  $\text{CO}$ .

### **Цель**

Данная работа выполнена с целью определения наиболее выгодного концентрационного сочетания в смеси бензина с этанолом, с точки зрения технико-экономических и экологических (мощность, удельный индикаторный расход, эмиссия  $\text{NO}_x$ ) показателей рабочего процесса двигателя.

### **Объект исследования**

Для проведения вычислительного эксперимента выбран объект исследования – двигатель ВАЗ-2110, основные технические характеристики которого представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Технические характеристики объекта исследования

№ п/п	Наименование параметра	Значение
1	2	3
1	Тип двигателя	Четырехтактный, жидкостного охлаждения
2	Диаметр цилиндра, мм	82
3	Ход поршня, мм	71
4	Рабочий объем, л	1,5
5	Количество цилиндров, шт.	4
6	Расположение цилиндров	Рядное, вертикальное
7	Количество клапанов на цилиндр, шт.	2

Продолжение таблицы 1

1	2	3
8	Номинальная мощность по ГОСТ 14846-89 (нетто), не менее, кВт (л/с)	54 (73,4)
9	Частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности, мин <sup>-1</sup>	5600
10	Максимальный крутящий момент по ГОСТ 14846-81 (нетто), не менее, Н·м	103,9
11	Частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальном крутящем моменте, мин <sup>-1</sup>	3400-3600

**Основной раздел**

Математическая модель основана на уравнениях первого закона термодинамики и Менделеева–Клайперона в дифференциальном виде. Модель основана на следующих допущениях:

- камера сгорания разделена на  $N$  зон;
- каждая зона, в общем случае, имеет свой коэффициент избытка воздуха;
- $\alpha$ , в зависимости от среднего  $\alpha_{ср}$  по цилиндру и его среднеквадратического отклонения;
- давление во всех зонах камеры сгорания одинаково в данный момент цикла;
- перемешивание и теплообмен между зонами отсутствуют;
- температура и концентрация  $NO_x$  определяются для каждой зоны отдельно с расчетом средней концентрации  $NO_x$  в цилиндре в каждый момент времени.

Из уравнения состояния, записанного для  $j$ -ой зоны цилиндра, изменение давления в цилиндре по углу поворота коленчатого вала двигателя:

$$\frac{dp(\varphi)}{d\varphi} = \left[ \sum_{j=1}^n R_{см}(j) \left( \frac{dG_{см}(j, \varphi)}{d\varphi} T(\varphi, j) + G_{см}(j, \varphi) \frac{dT(\varphi, j)}{d\varphi} \right) - \sum_{j=1}^n p(\varphi) \frac{dV(\varphi, j)}{d\varphi} \right] / \sum_{j=1}^n V(\varphi, j), \quad (1)$$

где  $V(\varphi, j)$  – текущий объем цилиндра;

$G_{см}(j, \varphi)$  – масса смеси газов в цилиндре;

$R_{см}(j)$  – газовая постоянная смеси газов в цилиндре;

$T(\varphi, j)$  – температура смеси газов в цилиндре;

$\frac{dG_{см}(\varphi, j)}{d\varphi}$  – динамика изменения газов в цилиндре;

$\frac{dV(\varphi, j)}{d\varphi}$  – скорость изменения объема цилиндра;

$\frac{dT(\varphi, j)}{d\varphi}$  – изменение температуры по углу поворота коленчатого вала.

Массовое количество  $G$  газов в цилиндре

$$G(\varphi, j) = G_1(\varphi, j) + G_2(\varphi, j) + G_3(\varphi, j), \quad (2)$$

где  $G_1(\varphi, j)$  – количество воздуха в цилиндре;

$G_2(\varphi, j)$  – количество чистых газов в цилиндре;

$G_3(\varphi, j)$  – количество не воспламенившихся паров топлива в цилиндре.

Количество воздуха в цилиндре  $G_1(\varphi, j)$  определяется как

$$G_1(\varphi, j) = \frac{G_{\text{ц}} \cdot m(\alpha) \cdot L_0}{n} \cdot (\alpha_j(j) - x_j(\varphi, j)), \quad (3)$$

где  $n$  – число зон;

$m(\alpha)$  – количество зон в цилиндре с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$ ;

$L_0$  – стехиометрическое число рабочей смеси;

$\alpha_j(j)$  – коэффициент избытка воздуха в  $j$ -ой зоне;

$x_j(j)$  – интегральная характеристика выгорания топлива;

$G_{\text{ц}}$  – цикловая подача.

Количество зон в цилиндре  $m(\alpha)$  с заданным коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$  представляется зависимостью (рисунок 2) нормального распределения со средним коэффициентом избытка воздуха  $\alpha_{\text{ср}} = 1,075$  и средним квадратичным отклонением  $\sigma_{\alpha} = 0,116$ .

Стехиометрическое число для смеси бензина с этанолом определится по формуле

$$L_0 = (1 - r_9) \cdot L_0^{\text{б}} + r_9 L_0^{\text{э}}, \quad (4)$$

где  $L_0^{\text{б}}$  – стехиометрическое число бензина;

$L_0^{\text{э}}$  – стехиометрическое число этанола, принимается равным 9,0.

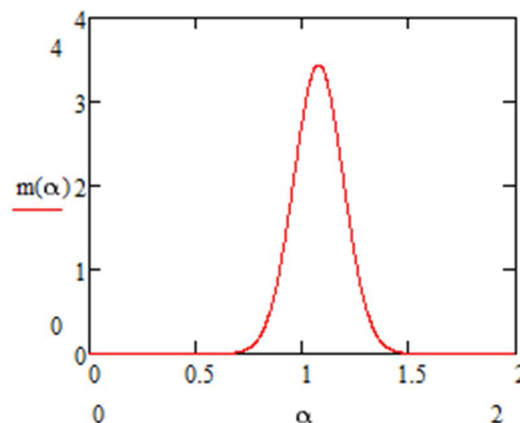


Рисунок 2 – Нормальный закон распределения коэффициента избытка воздуха по зонам в цилиндре

Количество отработавших газов

$$G_2(\varphi, j) = G_{\text{ц}} \cdot (\gamma \alpha_j(j) L_0 + x_j(\varphi, j)(1 + L_0)), \quad (5)$$

где  $\gamma$  – коэффициент остаточных газов.

Количество паров в цилиндре определяется как

$$G_3(\varphi, j) = G_{\text{ц}} \cdot (1 - x_j(\varphi, j)). \quad (6)$$

Массовая доля  $m_1(\varphi, j)$  воздуха в рабочей смеси определится как

$$m_1(\varphi, j) = \frac{G_{\text{ц}} \cdot (m(\alpha)/n) \cdot (\alpha_j(j) - x_j(\varphi, j)) \cdot L_0}{G}. \quad (7)$$

Массовая доля отработавших газов определится по формуле

$$m_2(\varphi, j) = \frac{G_{\text{п}} \cdot (\gamma \alpha_j(j) L_0 + x_j \varphi(\varphi, j)(1 + L_0))}{G} \quad (8)$$

Массовая доля паров в цилиндре определится по формуле

$$m_3(\varphi, j) = \frac{G_{\text{п}} \cdot (1 - x_j(\varphi, j))}{G} \quad (9)$$

Удельная изохорная теплоемкость (кДж/кг·К) воздуха определяется в зависимости от давления (МПа) и температуры (К) и может быть аппроксимирована в первом приближении полиномиальной зависимостью

$$c_{1v}(\varphi, j) = 2,75 \cdot 10^{-3} \cdot (p(\varphi))^2 + 4,6 \cdot 10^{-7} \cdot (T(\varphi, j))^2 - 7,6 \cdot 10^{-5} \cdot p(\varphi) \cdot T(\varphi, j) + 4,3 \cdot 10^{-2} \cdot p(\varphi) - 2,8 \cdot 10^{-4} \cdot T(\varphi, j) + 0,77. \quad (10)$$

Удельная изохорная теплоемкость чистых отработавших газов в кДж/(кмоль·К) может быть представлена в виде полинома

$$c_{2v}^{\alpha=1}(\varphi, j) = -7,08 \cdot 10^{-7} \cdot (T(\varphi, j))^2 + 5,3 \cdot 10^{-3} \cdot T(\varphi, j) + 20,56. \quad (11)$$

Поскольку отработавшие газы состоят частично из воздуха при обеднении рабочей смеси, удельная теплоемкость отработавших газов в кДж/(кг·К) определится по формуле:

$$c_{2v}(\varphi, j) = \begin{cases} \left( c_{1v}(\varphi, j) + \frac{1}{28,89} \cdot \frac{c_{2v}^{\alpha=1}(\varphi, j) - c_{1v}(\varphi, j)}{0,93 \cdot (\alpha(j) - 1) + 1} \right), & \alpha \geq 1. \\ c_{2v}^{\alpha=1}(\varphi, j) \end{cases} \quad (12)$$

Удельная теплоемкость в кДж/(кг·К) паров бензина задается полиномиальной зависимостью

$$c_{3v}^{\text{бензин}}(\varphi, j) = -4,178 \cdot 10^{-7} \cdot (T(\varphi, j))^2 + 2,553 \cdot 10^{-3} \cdot T(\varphi, j) + 1,229. \quad (13)$$

Удельная теплоемкость в Дж/(кг·К) паров этанола задается полиномиальной зависимостью

$$c_{3v}^{\text{этанол}}(\varphi, j) = 2,48 \cdot 10^{-6} \cdot (T(\varphi, j))^2 + 5,46 \cdot 10^{-3} \cdot T(\varphi, j) + 0,074. \quad (14)$$

Удельная теплоемкость паров смесового топлива определится по формуле

$$c_{3v}(\varphi, j) = c_{3v}^{\text{этанол}}(\varphi, j) \cdot r_e + c_{3v}^{\text{бензин}}(\varphi, j) \cdot (1 - r_e). \quad (15)$$

Дифференциальный закон изменения температуры смеси газов в цилиндре запишется как

$$\frac{dT}{d\varphi}(\varphi, j) = \frac{\frac{dQ}{d\varphi}(\varphi, j) - \sum_{l=1}^3 c_{lv}(\varphi, j) T(\varphi, j) \frac{dG_l}{d\varphi}(\varphi, j) - \frac{G(\varphi, j) \cdot R(\varphi, j) \cdot T(\varphi, j)}{V_z} \frac{dV}{d\varphi}}{G(\varphi, j) \cdot \left( \sum_{l=1}^3 m_l(\varphi, j) c_{lv}(\varphi, j) + \sum_{l=1}^3 m_l(\varphi, j) T(\varphi, j) \frac{dc_{lv}(\varphi, j)}{dT} \right)}. \quad (16)$$

Уравнение (1) и (16) описывают в общем случае динамику изменения давления и температуры в цилиндре для любого термо- и газодинамического внутрицилиндрового процесса. При этом для каждого процесса (впуска, сжатия, расширения, выпуска) удельная величина подвода теплоты  $\left(\frac{dQ}{d\varphi}\right)/G$  и динамика изменения массы каждого компонента различны.

Низшая теплотворная способность топлива для смеси бензина с этанолом определится как

$$H_u = (1 - r_9) \cdot H_u^{\bar{}} + r_9 H_u^{\circ}, \quad (17)$$

где  $H_u^{\bar{}}$  – низшая теплотворная способность бензина;  $H_u^{\circ}$  – низшая теплотворная способность этанола.

Для описания процесса сгорания предполагается применить эмпирическое уравнение И.И. Вибе [2], [3]

$$x = 1 - e^{-C \left( \frac{\varphi - \varphi_{\bar{e}}}{\varphi_z} \right)^{m+1}}, \quad (18)$$

где  $m$  – показатель характера сгорания;

$\varphi$  – угол поворота коленчатого вала от начала сгорания до рассматриваемого момента времени;

$\varphi_z$  – продолжительность сгорания;

$C$  – постоянный коэффициент.

Для большинства расчетов постоянный коэффициент принимается равным 6,908. Для серийных двигателей с искровым зажиганием показатель « $m$ » обычно лежит в пределах от 3 до 4. В данном случае величина показателя  $m$  характера сгорания выбрана из промежутка  $m = (3 \div 4) = 3,5$ . Для расчета продолжительности сгорания при условии изменения состава смеси можно использовать общую форму, предложенную проф. В.А. Звоновым:

$$\varphi_z = \varphi_{z(\alpha=1)} (c - b \cdot \alpha(j) + a(j)^2), \quad (19)$$

где  $\varphi_{z(\alpha=1)}$  – принимается равным 65 град. ПКВ;

$a$ ,  $b$ ,  $c$  – полиномиальные коэффициенты второй степени зависимости продолжительности сгорания от коэффициента избытка воздуха.

Скорость изменения концентрации CO по углу поворота коленчатого вала будет определяться выражением [5]:

$$\frac{dr_{CO}}{d\varphi} = \frac{p(\varphi)(K_{fO} + K_{OX})}{\left( \frac{\sum_{j=1}^{n_3} T(\varphi, j)}{n_3} \right) R \cdot 10^6} \left( 1 - \frac{r_{CO}}{r_{CO_{eq}}} \right) \frac{1}{6 \cdot n}, \quad (20)$$

где  $K_{fO}$  и  $K_{OX}$  – скорости реакций;

$R$  – универсальная газовая постоянная;

$n_3$  – число зон в цилиндре.

Объемная доля оксидов азота в продуктах сгорания определяется по формуле [5]:

$$\frac{dr_{\text{NO}}}{d\varphi} = \frac{p(\varphi) \cdot 2,333 \cdot 10^7 e^{\frac{38020}{\left(\sum_{j=1}^{n_3} T(\varphi, j)\right)}} \cdot r_{\text{N}_2\text{eq}} r_{\text{O}_2\text{eq}} \left[ 1 - \left( \frac{r_{\text{NO}}}{r_{\text{NOeq}}} \right)^2 \right]}{R \frac{\left(\sum_{j=1}^{n_3} T(\varphi, j)\right)}{n_3} \left( 1 + \frac{2346}{\left(\sum_{j=1}^{n_3} T(\varphi, j)\right)} e^{\frac{3365}{n_3}} \cdot \frac{r_{\text{NO}}}{r_{\text{O}_2\text{eq}}} \right)} \cdot \frac{1}{6 \cdot n}, \quad (21)$$

где  $r_{\text{NOeq}}$ ,  $r_{\text{N}_2\text{eq}}$ ,  $r_{\text{O}_2\text{eq}}$ ,  $r_{\text{O}_2\text{eq}}$  – равновесные концентрации, соответственно, оксида азота, молекулярного азота, атомарного и молекулярного кислорода.

Учет изменения стехиометрического коэффициента при различных концентрациях этанола в топливе выражается формулой для определения коэффициента избытка воздуха для смеси бензина с этанолом

$$\alpha(j) = \alpha(j)_{\text{бенз}} \frac{L_o^{\text{б}}}{L_o} \cdot \frac{Gt_{\text{НОМ}}^{\text{бенз}}}{Gt_{\text{НОМ}}^{\text{бенз+этанол}}}, \quad (22)$$

где  $\alpha(j)_{\text{бенз}}$  – коэффициент избытка воздуха при работе на чистом бензине;

$Gt_{\text{НОМ}}^{\text{бенз}}$  – часовой расход топлива при работе на чистом бензине;

$Gt_{\text{НОМ}}^{\text{бенз+этанол}}$  – часовой расход топлива при работе на смеси бензина с этанолом.

С учетом изменения стехиометрического коэффициента смеси при добавке этанола в бензин пределы воспламенения определяются по формуле

$$\alpha_{\text{min,max}}(j) = \frac{r_e \cdot R_e + (1 - r_e) \cdot R_{\text{бенз}}}{R_{\text{возд}} \cdot (\beta_e \cdot r_e \cdot L_o^{\text{б}} + \beta_{\text{бенз}} \cdot (1 - r_e) \cdot L_o^{\text{бенз}})}, \quad (23)$$

где  $R_e$ ,  $R_{\text{бенз}}$  – газовые постоянные этанола и бензина;

$\beta_e$ ,  $\beta_{\text{бенз}}$  – концентрационные пределы смеси.

Результаты расчета технико-экономических и экологических показателей представлены на рисунках 3–11.

Низшая теплота сгорания (рисунок 3) при увеличении массовой концентрации этанола в бензине до 30 % уменьшается на 5,13 МДж/кг (на 11 %). При сохранении часового расхода топлива, регулировок и режима работы двигателя это приводит к уменьшению давления в цилиндре (рисунок 4) на 0,34 МПа (на 2,6 %). Кроме этого, добавка этанола к бензину приводит к обеднению смеси, о чем свидетельствует увеличение среднего коэффициента избытка воздуха (рисунок 5). В соответствии с принятой моделью [5] изменения продолжительности сгорания при изменении коэффициента избытка воздуха продолжительность сгорания (рисунок 5) уменьшается и достигает минимума при 15 % концентрации, соответствующей обеднению смеси до коэффициента избытка воздуха  $\alpha = 1,15$ . Таким образом, такие факторы как уменьшение теплотворной способности топлива, уменьшение продолжительности сгорания наряду с обеднением смеси, приводят к падению индикаторной мощности (рисунок 6), а также к увеличению удельного индикаторного расхода (рисунок 6), при условии сохранения часового расхода топлива с увеличением массовой доли этанола в бензине.

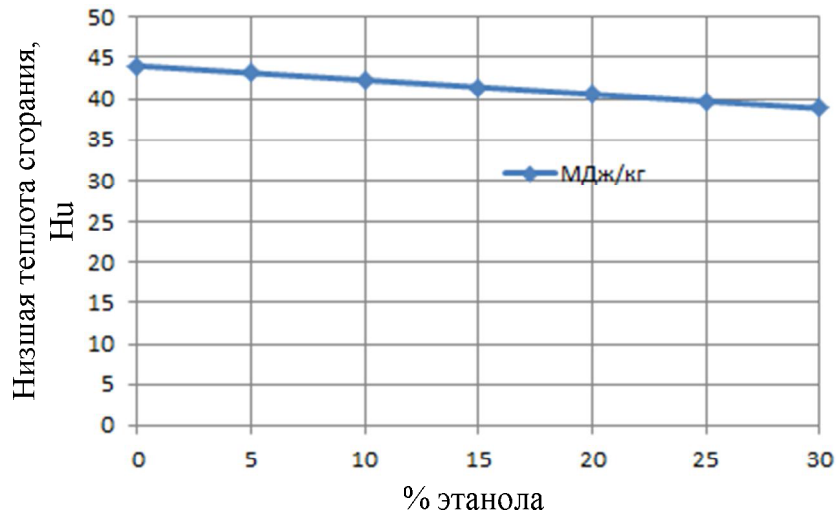


Рисунок 3 – Изменение теплотворной способности смеси при добавке этанола в бензин

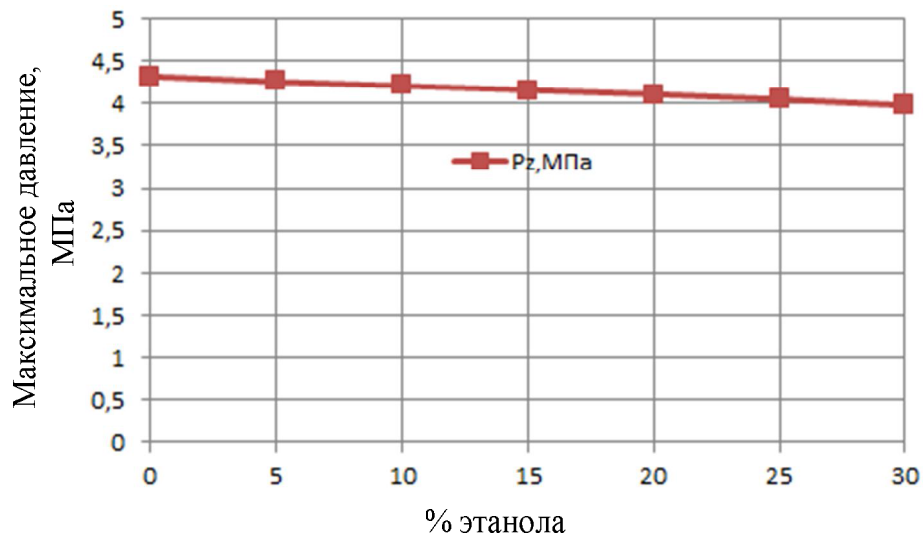


Рисунок 4 – Изменение давления в цилиндре при добавке этанола в бензин

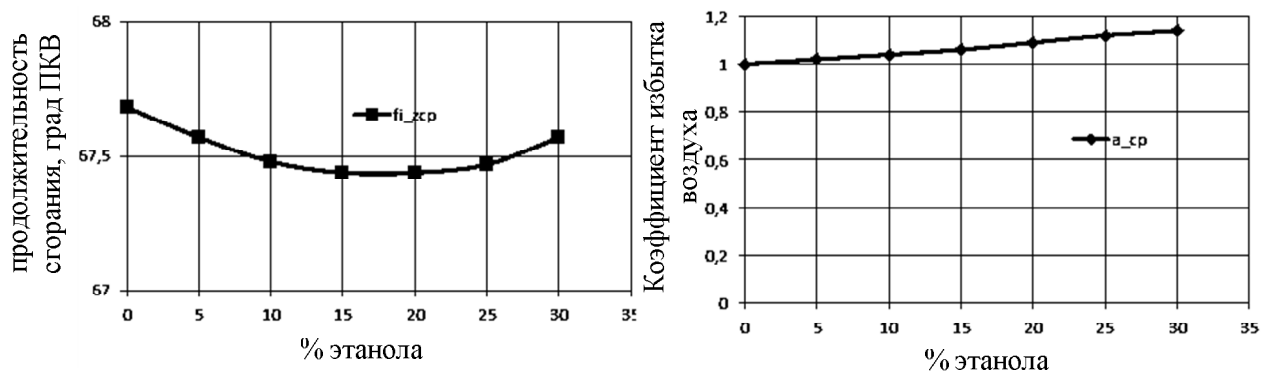


Рисунок 5 – Влияние добавки этанола на продолжительность сгорания и коэффициент избытка воздуха



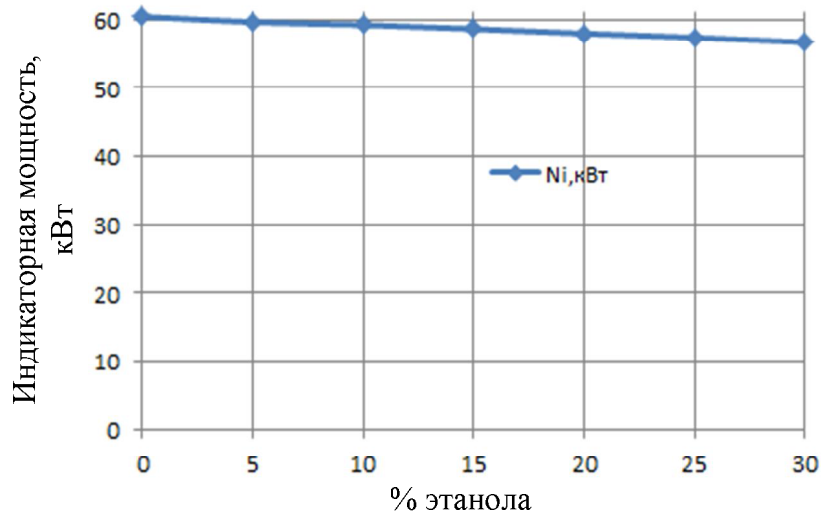


Рисунок 6 – Влияние добавки этанола на индикаторную мощность двигателя

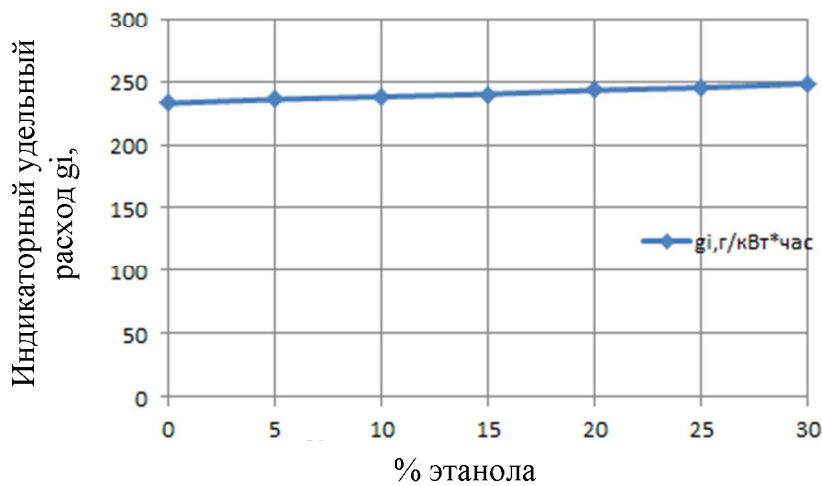


Рисунок 7 – Влияние добавки этанола на индикаторный расход топлива

В то же время увеличение концентрации этанола приводит к уменьшению скорости сгорания топлива (рисунок 8). С учетом отмеченного обеднения смеси, сокращения продолжительности сгорания и уменьшения давления в цилиндре температура в цилиндре снижается (рисунок 9) с увеличением массовой доли этанола в бензине.

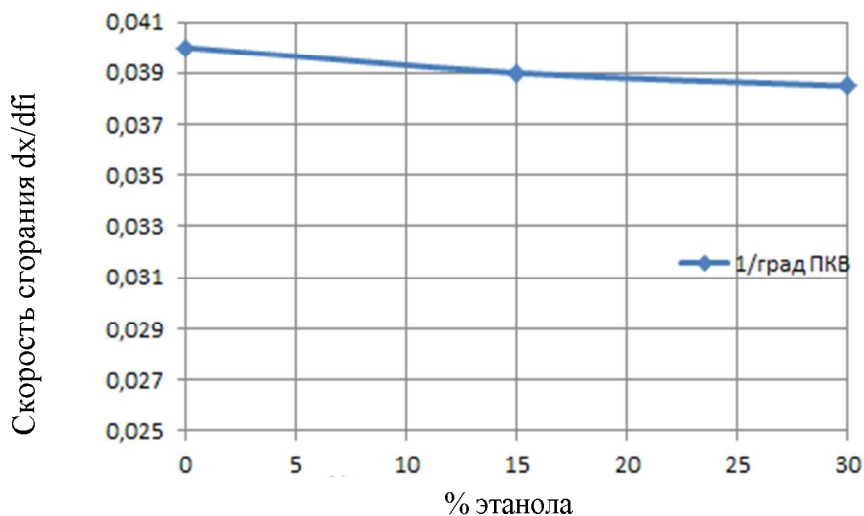


Рисунок 8 – Влияние добавки этанола на скорость сгорания

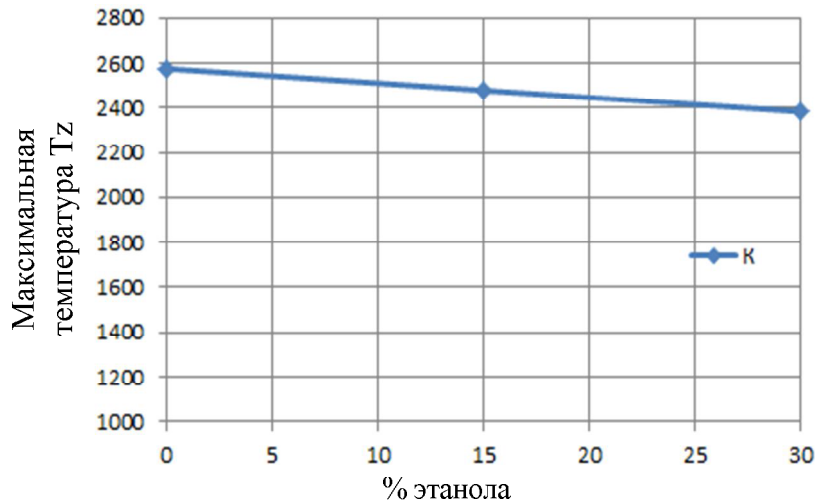


Рисунок 9 – Влияние добавки этанола на температуру в цилиндре

Уменьшение температуры в цилиндре (рисунок 9), сокращение скорости сгорания (рисунок 8) и его продолжительности (рисунок 5), а также давления в цилиндре (рисунок 4) приводит к уменьшению эмиссии окислов азота (рисунок 10), а общее обеднение смеси приводит также и к уменьшению эмиссии монооксида углерода (рисунок 10).

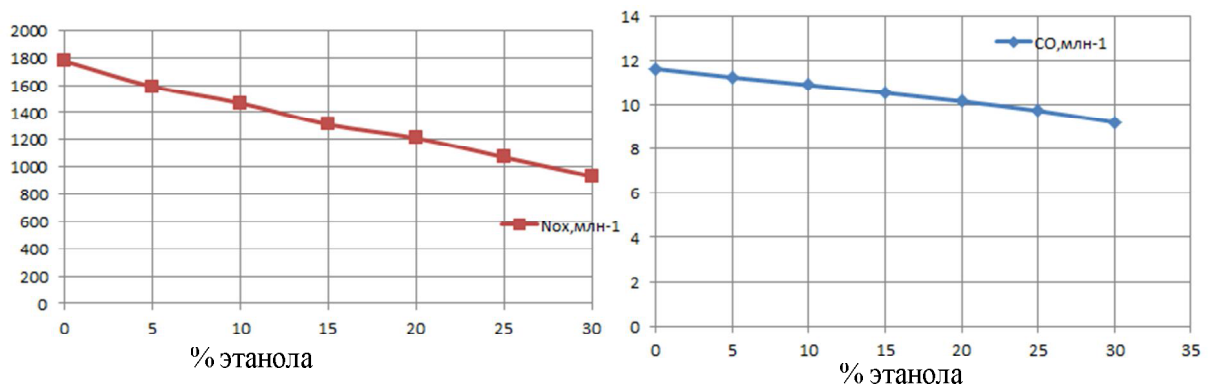


Рисунок 10 – Влияние добавки этанола на экологические показатели двигателя

Сопоставление мощностных, экономических и экологических показателей с увеличением массовой доли этанола в топливе приведено на рисунке 11.

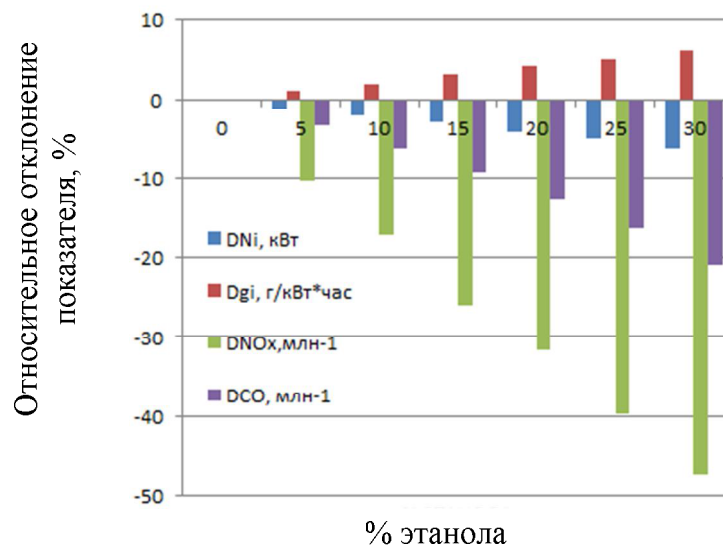


Рисунок 11 – Относительное изменение мощностных, экономических и экологических показателей объекта исследования

Сопоставления показателей (рисунок 11) показывает, что массовая концентрация этанола в топливе до 10 % не приводит к заметным изменениям отмеченных технико-экономических параметров ( в пределах  $\sim 2\%$  ). Таким образом, при использовании добавки этанола до 10 % специальных мероприятий для поддержания мощности и сохранения экономичности на уровне показателей бензинового двигателя не требуется. Вместе с этим наряду с незначительным падением мощности и экономичности (таблица 2) характерно гораздо более существенное сокращение эмиссии оксидов азота и монооксида углерода (таблица 2) при увеличении добавки этанола в бензин свыше 10 % при условии обеспечения постоянного расхода топлива.

Таблица 2 – Сводная таблица показателей рабочего процесса при добавке этанола

Показатель	Ni, %	% gi	NO	CO
Отклонение от первоначального уровня при добавке				
10 %	-1,9	+1,9	-18	9
20 %	-4,0	+4,1	-32	12,5
30 %	-6,5	+6,5	-44	25

Применение больших концентраций этанола в топливе (свыше 10 %) потребует для сохранения мощности двигателя (условие постоянства мощности при увеличении концентрации этанола) проведения дополнительных мероприятий:

1. Увеличения цикловой подачи топлива.
2. Регулирования угла опережения зажигания.
3. Изменения степени сжатия двигателя.

### *Список литературы*

1. Смаль Ф.В. Перспективные топлива для двигателей / В.Ф. Смаль, Е.Е. Арсенов. – М.: Транспорт, 1979. – 151 с.
2. Шароглазов Б.А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов / Б.А. Шароглазов, М.Ф. Фарафонов, В.В. Клементьев. – Челябинск: ЮУрГУ, 2004. – 344 с.
3. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей / И.И. Вибе. – М.: Машиностроение, 1962. – 271 с.
4. Georgios Z. Mathematical and Numerical Modeling of Flow and Combustion Processes in a Spark Ignition Engine / Z. Georgios. – Department of Applied Mathematics. – 2005. – 10 September. – P. 32.
5. Козлов А.В. Теоретические основы оценки показателей силовых установок автомобилей в полном жизненном цикле [Электронный ресурс]: дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.02. – М.: РГБ, 2005. – 426 с.

Рецензент: к.т.н., доц. А.В. Хімченко, АДІ ДВНЗ «ДонНТУ».

Стаття надійшла до редакції 20.06.12

© Кухаренок Г.М., Вершина Г.А., Пилатов А.Ю., 2012