

УДК 621.432.4

ВЛИЯНИЕ СПОСОБА СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ НА ИНДИКАТОРНЫЙ И ЭФФЕКТИВНЫЙ КПД ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

**В.А. Корогодский, доц., к.т.н.,
Украинский государственный университет
железнодорожного транспорта, г. Харьков**

Аннотация. Предложены зависимости для определения индикаторного и эффективного КПД ДВС с учетом топлива, не участвующего при сгорании в цилиндре. Переход от внешнего к внутреннему смесеобразованию в двухтактном двигателе позволил в 1,4–2 раза повысить индикаторный КПД и дополнительно на 14–26 % снизить расход топлива при продувке.

Ключевые слова: индикаторный КПД, эффективный КПД, двигатель, смесеобразование.

ВПЛИВ СПОСОБУ СУМІШОУТВОРЕННЯ НА ІНДИКАТОРНИЙ ТА ЕФЕКТИВНИЙ ККД ДВОТАКТНОГО ДВИГУНА

**В.А. Корогодський, доц., к.т.н.,
Український державний університет залізничного транспорту, м. Харків**

Анотація. Запропоновано залежності для визначення індикаторного та ефективного ККД ДВС з урахуванням палива, яке не бере участі при згорянні у циліндрі. Перехід від зовнішнього до внутрішнього сумішоутворення в двотактному двигуні дозволив в 1,4–2 рази підвищити індикаторний ККД і додатково на 14–26 % знизити витрату палива при продувці.

Ключові слова: індикаторний ККД, ефективний ККД, двигун, сумішоутворення.

INFLUENCE OF THE MIXING METHOD ON THE INDICATOR AND EFFECTIVE EFFICIENCY OF THE TWO-STROKE ENGINE

**V. Korohodskyi, Assoc. Prof., Ph. D. (Eng.),
Ukrainian State University of Railway Transport, Kharkov**

Abstract. Dependences on the definition of the indicator and effective efficiency of the ICE, taking into account the fuel that is not involved in the combustion process are offered. The transition from the external to the internal mixture formation in the two-stroke engine with spark ignition has allowed at modes of load characteristic when $n = 3,000 \text{ min}^{-1}$ to increase the effective efficiency by 45–58 % due to the increase of the indicator efficiency by 28–52 %, and by eliminating the losses of fuel during cylinder purging (14–26 %).

Key words: Indicated efficiency, effective efficiency, engine, mixture formation.

Введение

Переход от внешнего к внутреннему смесеобразованию в двухтактных двигателях внутреннего сгорания (ДВС) с искровым зажиганием (ИЗ) позволяет снизить расход топлива и содержание вредных веществ (ВВ) в отработанных газах (ОГ). При использовании внешнего смесеобразования (карбюра-

торная система питания или впрыск топлива форсункой во впускной патрубке) во время протекания процессов газообмена при продувке часть топливно-воздушной смеси (ТВС) проходит транзитом через цилиндр в выпускную систему, не участвуя в процессах сгорания в цилиндре для осуществления полезной индикаторной работы.

Применение непосредственного впрыска топлива (НВТ) в цилиндр позволяет организовать внутреннее смесеобразование и сгорание расслоенного топливно-воздушного заряда (ТВЗ) на частичных нагрузках с коэффициентом избытка воздуха $\alpha > 1$, а также повысить степень сжатия. В итоге более чем в 1,5 раза повышаются индикаторные показатели и дополнительно до 30 % снижается расход топлива за счет исключения потерь при продувке.

Повышение коэффициента избытка воздуха и исключение потерь топлива при продувке способствуют снижению содержания ВВ в ОГ и выполнению современных требований по токсичности ОГ. Поэтому определение влияния способа смесеобразования, особенностей организации при внутреннем смесеобразовании на уровень индикаторных и эффективных показателей двигателя является актуальным.

Анализ публикаций

Разработки двухтактных лодочных двигателей с ИЗ и НВТ фирмы *Evinrude* нашли широкий спрос во всем мире. Двигатели этой фирмы признаются лучшими двигателями [1]. Двухтактный двигатель *CAPF* с ИЗ ($S/D = 66,94 / 81,6$) и НВТ, разработанный в *Centre for Advanced Powertrain and Fuels (CAPF), Brunel University, UK* [2], с клапанным механизмом газораспределения и геометрической степенью сжатия $\epsilon_r = 11,78$ обеспечил минимальное значение удельного эффективного расхода топлива $g_{emin} = 0,225$ кг/(кВт·ч) при $P_e = 0,36$ МПа. Применение НВТ в двухтактных двигателях при организации рабочего процесса *HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition)* с высокой степенью сжатия ($\epsilon_r > 15$) и коэффициентом избытка воздуха $\alpha > 2,5$ обеспечивает экономичность двигателя на уровне дизелей [3].

Технологии применения системы питания с НВТ в ДВС с ИЗ используются практически всеми ведущими двигателестроительными фирмами. Поэтому исследование рабочих процессов двигателей с ИЗ и внутренним смесеобразованием, с целью выявления резервов по снижению расхода топлива и сокращению выбросов ВВ с ОГ, безусловно, является целесообразным и актуальным.

Цель и постановка задачи

Целью работы является определение влияния организации внешнего и внутреннего смесеобразований на индикаторный и эффективный КПД двухтактного двигателя с ИЗ.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить зависимость индикаторного и эффективного КПД двухтактного двигателя с ИЗ с учетом потерь топлива при продувке;
- проанализировать и сравнить уровень повышения индикаторного КПД при переходе от внешнего к внутреннему смесеобразованию за счет организации смесеобразования и сгорания расслоенного ТВЗ, а также исключения потерь топлива при продувке.

Определение индикаторного КПД

Для сравнения ДВС с ИЗ и различными способами организации рабочих процессов при внутреннем и внешнем смесеобразовании необходимо использовать индикаторные показатели работы двигателя.

Преобразование подведенной теплоты в полезную индикаторную работу газов в цилиндре двигателя оценивается индикаторным КПД (η_i), который характеризует совершенство организации процессов смесеобразования и сгорания, экономичность действительного цикла и учитывает все составляющие потери теплоты. Таким образом, индикаторный КПД определяется отношением индикаторной работы L_i к количеству выделившейся теплоты Q_T в результате сгорания цикловой подачи топлива $G_{T,цикл}$ с низшей теплотой сгорания Q_H непосредственно в цилиндре двигателя [4]

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_T} = \frac{L_i}{G_{T,цикл} \cdot Q_H} \quad (1)$$

При внешнем смесеобразовании в двухтактном двигателе с ИЗ во время протекания процессов газообмена часть поступившей в цилиндр ТВС и, соответственно, часть топлива теряется при продувке. Поэтому цикловая подача топлива G_T , кг/цикл, поступившая в двигатель, может быть определена как сумма цикловой подачи топлива $G_{T,цикл}$, кг/цикл, которая осталась в цилиндре и участвовала в сгорании, и цикловой подачи топлива $G_{T,пот}$,

кг/цикл, которая потеряна при продувке цилиндра

$$G_T = G_{T, \text{цил}} + G_{T, \text{пот}} \quad (2)$$

При этом цикловая подача топлива $G_{T, \text{цил}}$, которая осталась в цилиндре двигателя, соответственно может быть определена как разница между суммарной цикловой подачей топлива G_T , поступившей в двигатель, и частью цикловой подачи топлива $G_{T, \text{пот}}$, потерянной при продувке цилиндра

$$G_{T, \text{цил}} = G_T - G_{T, \text{пот}} \quad (3)$$

Количественные значения потерь топлива $G_{T, \text{пот}}$ при продувке цилиндра двухтактного двигателя с ИЗ и карбюраторной системой питания можно определить путем газового анализа ОГ. С этой целью карбюратор двигателя регулируется для создания обогащенной ТВС ($\alpha < 1$). При этом допускается, что концентрация кислорода O_2 в продуктах сгорания отсутствует и количество кислорода в ОГ в выпускной системе будет определяться только утечкой свежего заряда (ТВС) и, соответственно, топлива при продувке цилиндра. Таким образом, определив газовым анализатором концентрацию кислорода O_2 в ОГ, можно установить значения потерь продувочного воздуха или топливно-воздушного заряда, что оценивается коэффициентом утечки (v), и, соответственно, количественные значения потерь топлива при продувке.

Тогда исходя из выражений (1) и (3), индикаторный КПД определяется с учетом потерь топлива по зависимости

$$\begin{aligned} \eta_i &= \frac{L_i}{(G_T - G_{T, \text{пот}}) \cdot Q_H} = \\ &= \frac{L_i}{G_T \cdot (1 - \Psi_{\text{пот}}) \cdot Q_H}, \end{aligned} \quad (4)$$

где L_i – индикаторная работа, МДж;

$$\Psi_{\text{пот}} = \frac{G_{T, \text{пот}}}{G_T} \text{ – коэффициент потерь} \quad (5)$$

топлива, где $G_{T, \text{пот}}$ – потери топлива, кг/цикл, например, при продувке цилиндра в двухтактном двигателе ТВС; G_T – суммарная цикловая подача топлива, кг/цикл, поступившая в двигатель; Q_H – низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг.

Экономичность действительных циклов также можно оценить удельным индикаторным расходом топлива, под которым понимают расход топлива на единицу индикаторной мощности за единицу времени, кг/(кВт·ч)

$$g_i = \frac{G_{T, \text{ч}} \cdot (1 - \Psi_{\text{пот}})}{N_i}, \quad (6)$$

$$\text{где } G_{T, \text{ч}} = \frac{120 \cdot G_T \cdot (1 - \Psi_{\text{пот}}) \cdot n \cdot z}{i} \quad (7)$$

часовой расход топлива, кг/ч; G_T – суммарная цикловая подача топлива, поступившая в двигатель, кг/цикл; n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ; z – количество цилиндров; i – тактность ДВС.

$$N_i = \frac{L_i}{\tau_{\text{цикл}}} = \frac{p_i \cdot V_h \cdot n \cdot z}{30 \cdot i} \quad (8)$$

индикаторная мощность двигателя, кВт, – это индикаторная работа L_i , МДж, за единицу времени, где p_i – среднее индикаторное давление в цилиндре двигателя за цикл, МПа; V_h – рабочий объем цилиндра, л [4].

Время одного рабочего цикла ДВС в секундах можно определить обратной от времени частотой вращения коленчатого вала двигателя n , мин^{-1}

$$\tau_{\text{цикл}} = \frac{30 \cdot i}{n}, \quad (9)$$

где i – тактность ДВС.

Для четырехтактных ДВС $i = 4$, а для двухтактных ДВС – $i = 2$.

Исходя из того, что произведение $g_i \cdot Q_H$ η_i выражает энергию, равную 1 кВт·ч, или 3,6 МДж, следовательно [4],

$$g_i = \frac{3,6}{\eta_i \cdot Q_H} \quad (10)$$

$$\text{и } \eta_i = \frac{3,6}{g_i \cdot Q_H} \quad (11)$$

что не противоречит теории ДВС [4], а зависимости определения индикаторного КПД (4), удельного индикаторного расхода топли-

ва (6) и часового расхода топлива (7) могут быть использованы при расчетах показателей двигателей.

В двухтактных двигателях с ИЗ и внешним смесеобразованием часть топлива проходит транзитом через цилиндр при продувке и не участвует в сгорании, однако учитывается в общем расходе топлива. В четырехтактных ДВС с ИЗ и дизельных двигателях также существует подобная ситуация. Например, в некоторых силовых установках, тепловозных дизелях, в современных автомобилях и тракторах в систему охлаждения включают жидкостный автономный предпусковой подогреватель, работающий на том же топливе, что и двигатель. Также часть топлива может быть использована на подогрев воздушного заряда, самого топлива при запуске и работе дизеля. Поэтому уточнение выражений по определению эффективных показателей, с целью их корректного определения путем учета части израсходованного топлива, не участвующего при сгорании в цилиндре двигателя, является актуальным.

Определение эффективного КПД

Преобразование подведенной теплоты в эффективную работу на коленчатом валу двигателя оценивается эффективным КПД, который характеризует совершенство тепловой машины в целом как источника механической энергии. Эффективный КПД определяется отношением теплоты, эквивалентной эффективной работе L_e , полученной при сгорании топлива, к затраченной теплоте Q_T в виде цикловой подачи топлива G_T с низшей теплотой сгорания Q_H [4]

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_T} = \frac{L_e}{G_T \cdot Q_H}. \quad (12)$$

На основании известных зависимостей [6]: удельного эффективного расхода топлива, характеризующего количество затраченного топлива $G_{T,ч}$, на получение эффективной мощности N_e , кг/(кВт·ч)

$$g_e = \frac{G_{T,ч}}{N_e}, \quad (13)$$

где эффективная мощность N_e на валу двигателя определяется исходя из индикаторной мощности N_i , кВт, и механического КПД η_M , кВт

$$N_e = N_i \cdot \eta_M \quad (14)$$

или с учетом полученной зависимости (6) и преобразованной в формулу для определения индикаторной мощности N_i при потерях топлива, кВт

$$N_i = \frac{G_{T,ч} \cdot (1 - \Psi_{пот})}{g_i}, \quad (15)$$

$$N_e = \frac{G_{T,ч} \cdot (1 - \Psi_{пот})}{g_i} \cdot \eta_M, \quad (16)$$

где $G_{T,ч} = \frac{120 \cdot G_T \cdot n \cdot z}{i}$ – (17)

часовой расход топлива, кг/ч.

Также эффективную мощность двигателя можно определить, используя известное соотношение, кВт [4]

$$N_e = \frac{L_e}{\tau_{цикл}} = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n \cdot z}{30 \cdot i}, \quad (18)$$

где L_e – эффективная работа, МДж; p_e – среднее эффективное давление за цикл, МПа.

По аналогии с индикаторными показателями, $g_e \cdot Q_H$ η_e выражает энергию, равную 1 кВт·ч, или 3,6 МДж, следовательно [4],

$$g_e = \frac{3,6}{\eta_e \cdot Q_H} \quad (19)$$

и $\eta_e = \frac{3,6}{g_e \cdot Q_H}. \quad (20)$

Зависимость определения эффективного КПД с учетом части топлива, не участвующего при сгорании в цилиндре двигателя, выводится следующим образом

$$\begin{aligned} \eta_e &= \frac{3,6}{g_e \cdot Q_H} = \frac{3,6 \cdot N_e}{G_{T,ч} \cdot Q_H} \\ &= \frac{3,6 \cdot G_{T,ч} \cdot (1 - \Psi_{пот})}{g_i \cdot G_{T,ч} \cdot Q_H} \cdot \eta_M = \\ &= \frac{3,6 \cdot (1 - \Psi_{пот})}{g_i \cdot Q_H} \cdot \eta_M = \eta_i \cdot \eta_M \cdot (1 - \Psi_{пот}). \end{aligned} \quad (21)$$

Проверка полученной зависимости определения эффективного КПД

$$\begin{aligned} \eta_e &= \eta_i \cdot \eta_m \cdot (1 - \Psi_{\text{пот}}) = \\ &= \frac{N_e}{N_i} \cdot \frac{3,6 \cdot N_i}{G_{\text{т.ч}} \cdot (1 - \Psi_{\text{пот}}) \cdot Q_H} \times \\ &\times (1 - \Psi_{\text{пот}}) = \frac{3,6 \cdot N_e}{G_{\text{т.ч}} \cdot Q_H} = \frac{3,6}{g_e \cdot Q_H} \end{aligned} \quad (22)$$

или, с учетом индикаторной, эффективной работы и механического КПД [4],

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{L_e}{L_i}. \quad (23)$$

$$\begin{aligned} \eta_e &= \eta_i \cdot \eta_m \cdot (1 - \Psi_{\text{пот}}) = \\ &= \frac{L_i}{G_{\text{т}} \cdot (1 - \Psi_{\text{пот}}) \cdot Q_H} \cdot \frac{L_e}{L_i} \times \\ &\times (1 - \Psi_{\text{пот}}) = \frac{L_e}{G_{\text{т}} \cdot Q_H}. \end{aligned} \quad (24)$$

Результаты проверки показали, что зависимости определения индикаторной мощности N_i (15), эффективной мощности N_e (16) и эффективного КПД η_e (21), с учетом части топлива, не участвующего при сгорании в цилиндре двигателя, не противоречат теории ДВС [4], поэтому могут быть использованы при расчетах показателей двигателей.

Результаты исследований

Экспериментальные исследования двухтактного двигателя ДН-4 ($S/D = 87/82$) с ИЗ, кривошипно-камерной продувкой и воздушным охлаждением при внешнем смесеобразовании (карбюраторная система питания) и внутреннем смесеобразовании (система питания с НВТ) проводились на кафедре ДВС НГУ «ХПИ». Для корректного сравнения результатов двигателя при внешнем и внутреннем смесеобразовании использовался низкооктановый бензин А-80, который не имеет, по сравнению с другими марками бензинов, добавок спиртов, которые снижают энергетическую ценность топлива. При этом спирт гигроскопичен и при испытаниях в разное время в топливе может быть различное количество воды, которая также влияет на уровень теплоты сгорания топлива. Исследования проводились в зоне основных эксплуатационных режимов работы по нагрузочной характеристике при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 1, 2).

Для снижения расхода топлива и выбросов ВВ с ОГ двухтактный двигатель ДН-4 с ИЗ и

карбюраторной системой питания при действительной степени сжатия $\varepsilon_d = 6$ был переведен на систему питания с НВТ. При использовании механической системы НВТ было организовано два способа внутреннего смесеобразования. Первый способ заключался в организации расслоения топливно-воздушного заряда (РТВЗ), где обеспечивалось обогащение состава ТВС в зоне электродов свечи зажигания, а на периферии, возле стенок камеры сгорания – чистый воздух, что позволило повысить степень сжатия до $\varepsilon_d = 8,4$ [5]. Второй способ организации рабочих процессов обеспечивал расслоение обедненного топливно-воздушного заряда (РОТВЗ), что позволило повысить действительную степень сжатия до $\varepsilon_d = 11,3$ [6]. Организация сгорания расслоенного ТВЗ обеспечила работу двигателя без детонации.

Переход от внешнего смесеобразования (карбюраторная система питания) к внутреннему смесеобразованию (НВТ) позволил снизить расход потребляемого двигателем топлива в среднем в 2 раза [7]. В данной работе установлено влияние организации расслоения ТВЗ и исключение потерь топлива при продувке на снижение расхода топлива.

Первоначально, путем газового анализа на экспериментальном стенде были определены значения коэффициента утечки v продувочной ТВС при протекании процессов газообмена в двухтактном двигателе ДН-4 с карбюраторной системой питания [8]. Количественные значения потерь топлива оцениваются коэффициентом потерь $\Psi_{\text{пот}}$ топлива по зависимости (5), которые согласуются с определенными значениями коэффициента утечки v ТВС при продувке цилиндра двигателя. Изменение значений потерь топлива при продувке в зависимости от нагрузки (P_e) представлены на рис. 1 коэффициентом потерь $\Psi_{\text{пот}}$ топлива. С повышением нагрузки по нагрузочной характеристике при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ потери топлива возрастают с 14 % ($P_e = 0,149 \text{ МПа}$) до 27 % ($P_e = 0,47 \text{ МПа}$) при использовании карбюраторной системы питания. Исключение этих потерь топлива обеспечивается при переходе от внешнего смесеобразования к внутреннему смесеобразованию с НВТ, когда продувка цилиндра осуществляется чистым воздухом, а топливо, впрыснутое непосредственно в цилиндр на такте сжатия, не попадает в выпускную систему двигателя.

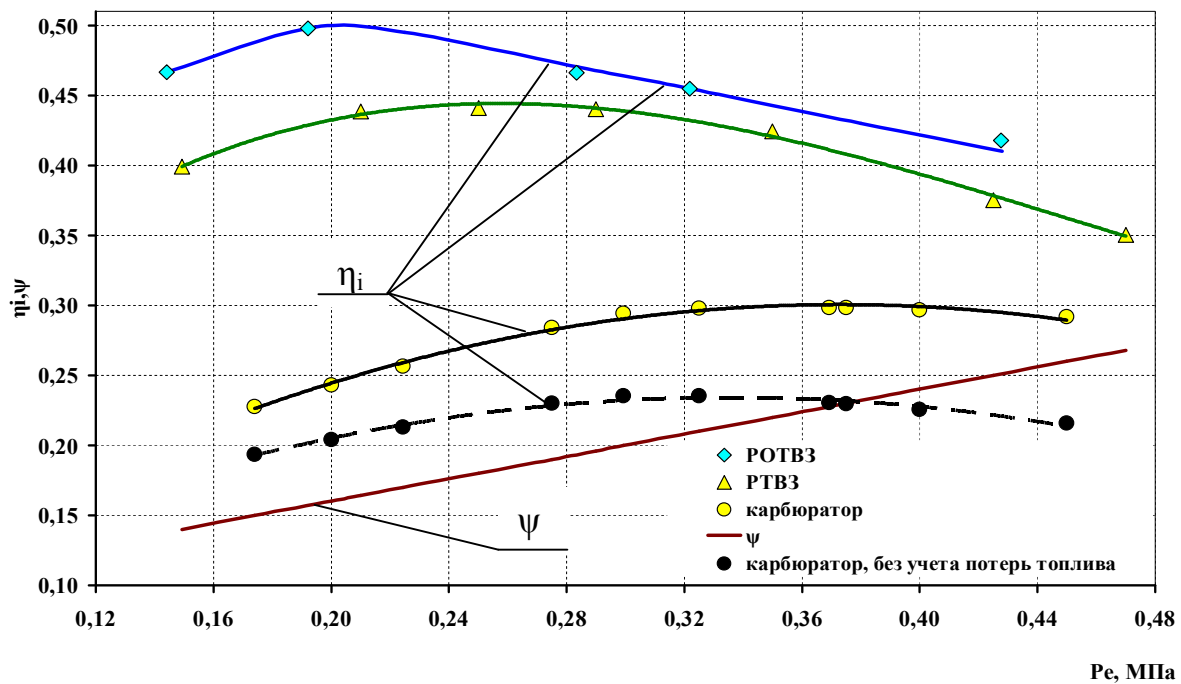


Рис. 1. Зависимости η_i и ψ от нагрузки различных способов смесеобразования на режимах нагрузочной характеристики при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

Остальное снижение расхода топлива при НВТ относительно использования карбюраторной системы питания получено за счет повышения степени сжатия и организации процессов смесеобразования и сгорания расслоенного ТВЗ.

Сравним совершенство организации процессов смесеобразования и сгорания при внешнем и внутреннем смесеобразовании уровнем значений индикаторного КПД по предложенной зависимости (4), которая позволяет корректно сравнивать η_i , учитывающий только то топливо, которое сгорает в цилиндре двигателя. Значения индикаторного КПД определялись на основании обработки индикаторных диаграмм. Так, уровень значений индикаторного КПД при карбюраторной системе питания, с учетом зависимости (4), выше, чем если бы не учитывались потери топлива при продувке цилиндра (штрихпунктирная кривая η_i) (рис. 1), а разница между ними характеризуется значениями коэффициента потерь топлива $\psi_{\text{пот}}$.

Максимальное значение $\eta_i = 0,3$ соответствует карбюраторной системе питания в диапазоне нагрузок от $P_e = 0,34 \text{ МПа}$ до $P_e = 0,4 \text{ МПа}$. Организация РТВЗ при НВТ с обогащением ТВС оценивается повышением η_i до 0,43 ($P_e = 0,34 \text{ МПа}$) и снижением η_i до 0,39 при повышении нагрузки ($P_e = 0,4 \text{ МПа}$). При организации РОТВЗ с обеднением ТВС значе-

ния индикаторного КПД изменяются от $\eta_i = 0,45$ до $\eta_i = 0,42$ в этом диапазоне нагрузок. Если сравнивать, например, при $P_e = 0,36 \text{ МПа}$, то значения η_i с РТВЗ в 1,4 раза, а с РОТВЗ в 1,47 раза выше, чем у двигателя с карбюратором.

С повышением нагрузки до максимальных значений ($P_e = 0,45 \text{ МПа}$) значение η_i двигателя с карбюратором снижается незначительно – до 0,29, однако уровень η_i в 1,25 раза ниже, чем с РТВЗ. Более резкое снижение η_i при РТВЗ до 0,35 ($P_e = 0,47 \text{ МПа}$) и РОТВЗ до 0,42 ($P_e = 0,43 \text{ МПа}$) обусловлено снижением уровня коэффициента избытка воздуха для повышения мощности. При этом более высокие значения η_i соответствуют РОТВЗ по отношению к РТВЗ, вследствие больших значений α и степени сжатия.

С понижением нагрузки от $P_e = 0,34 \text{ МПа}$ до $P_e = 0,174 \text{ МПа}$ уровень значений индикаторного КПД двигателя с карбюратором резко снижается до $\eta_i = 0,23$.

Это объясняется прикрытием дроссельной заслонки и, как следствие, – увеличением количества остаточных газов, а для стабилизации процессов сгорания – обогащением ТВС. При организации РТВЗ с понижением нагрузки до $P_e = 0,25 \text{ МПа}$ значения η_i наоборот – повышаются до 0,44, что в 1,66 раза выше, чем с карбюраторной системой питания.

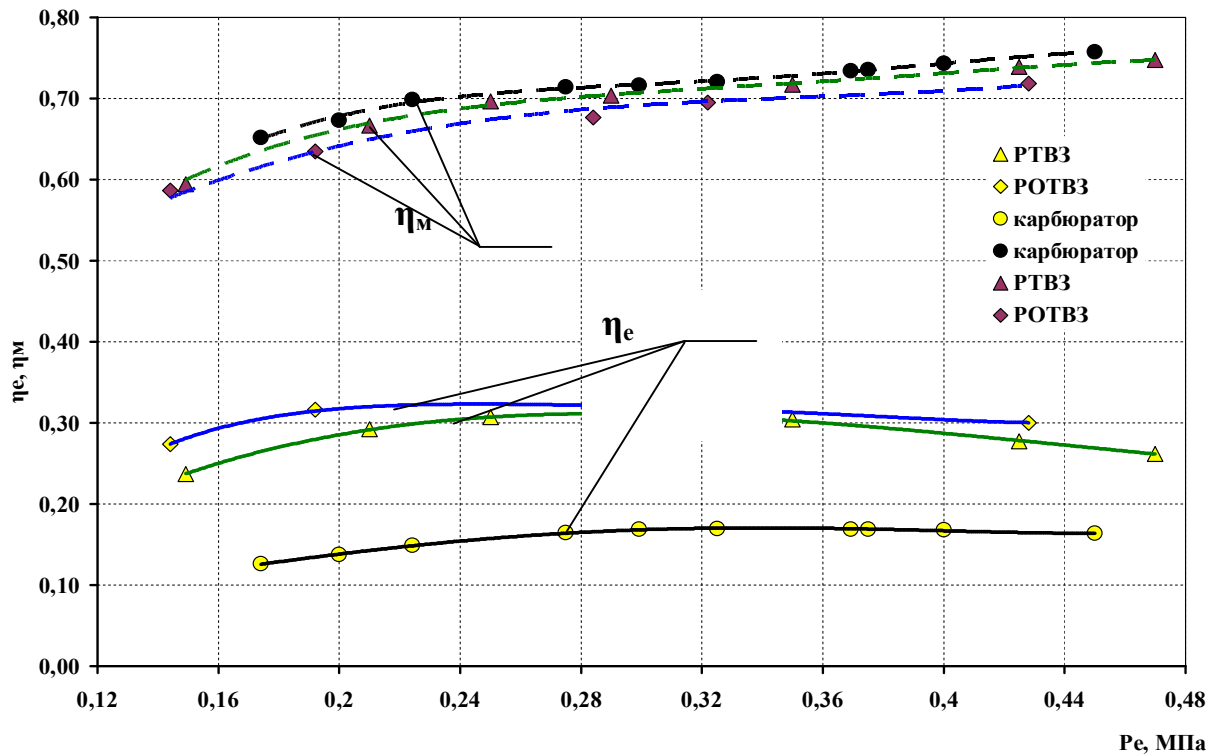


Рис. 2. Зависимости η_m и η_e от нагрузки различных способов смесеобразования на режимах нагрузочной характеристики при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

Дальнейшее снижение нагрузки до $P_e = 0,15 \text{ МПа}$ приводит также к понижению значений η_i до уровня 0,4. Организация РОТВЗ с понижением нагрузки до $P_e = 0,2 \text{ МПа}$ характеризуется более значительным повышением значений η_i до 0,5, что более чем в 2 раза выше относительно уровня при карбюраторной системе питания. С понижением нагрузки до минимальных значений ($P_e = 0,144 \text{ МПа}$), вследствие прикрытия воздушной заслонки и снижения α , уровень индикаторного КПД снижается до $\eta_i = 0,47$.

Таким образом, более высокие значения индикаторного КПД при внутреннем смесеобразовании с РТВЗ и РОТВЗ относительно внешнего смесеобразования по всей нагрузочной характеристике при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ в основном получены за счет более высоких значений коэффициента избытка воздуха (до $\alpha_{\text{цил}} = 1,94$ при РОТВЗ – против $\alpha_{\text{max}} = 0,9$ при карбюраторной системе питания) и более высокой степени сжатия [9].

Определение значений эффективного КПД η_e проводилось по зависимости (21) на основании экспериментальных данных. Сравнение показателей двигателя по η_e позволяет учитывать энергетическую ценность топлива, в

отличие от удельного эффективного расхода топлива g_e .

С повышением нагрузки от $P_e = 0,174 \text{ МПа}$ до $P_e = 0,325 \text{ МПа}$ значения η_e двигателя с карбюратором возрастают от 0,126 до 0,17 и незначительно снижаются до 0,164 при достижении максимальной нагрузки ($P_e = 0,45 \text{ МПа}$) (рис. 2). При организации РТВЗ с повышением нагрузки до $P_e = 0,29 \text{ МПа}$ значения эффективного КПД возрастают до $\eta_e = 0,31$, что в 1,7 раза выше, чем при карбюраторной системе питания на этом режиме. Максимальное значение $\eta_e = 0,315$ при $P_e = 0,192 \text{ МПа}$ получено с РОТВЗ, что более чем в 2 раза выше, чем при использовании карбюраторной системы питания, в первую очередь вследствие повышения η_i и дополнительного снижения расхода топлива за счет исключения потерь при продувке.

Снижение уровня эффективного КПД на режимах максимальных нагрузок с РТВЗ, РОТВЗ и карбюратором связано в основном с понижением индикаторного КПД.

Уровень механического КПД η_m двигателя при внешнем и внутреннем смесеобразовании определялся по известной зависимости

(23). Значения среднего индикаторного давления p_i , индикаторной работы L_i были получены при обработке зафиксированных индикаторных диаграмм, а значения эффективных показателей (p_e , L_e) и расход топлива – определены при одновременной регистрации рабочих показателей на установившемся режиме работы двигателя на испытательном стенде.

Более высокие значения η_m относятся к двигателю с карбюраторной системой питания вследствие меньших механических потерь до 5 % и до 10 %, по сравнению с РТВЗ и РОТВЗ соответственно, где используются более высокие степени сжатия, а также присутствует дополнительный отбор мощности на привод топливного насоса для НВТ (рис. 2). При минимальной нагрузке ($P_e = 0,174$ МПа) двигатель с карбюратором имеет значения $\eta_m = 0,65$, в зоне средних нагрузок ($P_e = 0,3$ МПа) $\eta_m = 0,72$ и при максимальной нагрузке ($P_e = 0,45$ МПа) $\eta_m = 0,76$.

Выводы

Предлагаемые зависимости для определения индикаторных и эффективных показателей ДВС позволяют объективно и корректно сравнивать их уровень при внешнем и внутреннем смесеобразовании, а также с учетом израсходованного топлива, не участвующего при сгорании в цилиндре двигателя, и могут быть рекомендованы для практического применения в теории ДВС.

Применение внутреннего смесеобразования с расслоением обедненного топливно-воздушного заряда по отношению к расслоению топливно-воздушного заряда с обогащенным составом топливно-воздушной смеси позволяет на режимах нагрузочной характеристики при $n = 3000$ мин⁻¹ снизить до 15 % расход топлива за счет повышения уровня индикаторного КПД.

Переход двухтактного двигателя с искровым зажиганием с внешнего смесеобразования (карбюраторная система питания) на внутреннее смесеобразование (НВТ) с расслоением обедненного топливно-воздушного заряда позволяет в 1,4–2 раза снизить расход топлива за счет повышения уровня индикаторного КПД и дополнительно на 14–26 % повысить экономичность за счет исключения потерь топлива при продувке.

Литература

1. Specifications engines Evinrude® E-TEC® G2™ 200 HP, 225 HP, 225 HO, 250 HP, 250 HO, 300 HP. Fuel inductions / *Bombardier Recreational Products Inc.* 2003-2015. – Режим доступа: http://www.evinrude.com/en-us/engines/etec_20/etec_300_hp_g2.htm. (accessed 09.10.2015).
2. Zhang Y. Lean boost CAI combustion in a 2-stroke poppet valve GDI engine / Y. Zhang, H. Zhao // *Internal Combustion Engines: Performance, Fuel Economy and Emissions (Imech, London, 27–28 November 2013)*. – Woodhead Publishing Limited, 2013. – P. 169–177.
3. Zhao H. HCCI and CAI Engines for the Automotive Industry / Edited by H. Zhao. – Cambridge: CRC Press, 2007. – 524 p.
4. Машиностроение. Энциклопедия. Том IV-14. Двигатели внутреннего сгорания / Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др.; под ред. К.В. Фролова, А.А. Александрова и Н.А. Иващенко. – М.: Машиностроение, 2013. – 784 с.
5. Пат. 60614А України, МКІ F02В 17/00. Двигун внутрішнього згорання / Корогодський В.А (UA), Обозний С.В. (UA); заявник та патенто власник НТУ «ХП». – №2003010308; заявл. 14.01.2003; опубл. 15.10.2003, Бюл. №10. – 4 с.
6. Пат. PCT/IB 2007/004105, МКІ F02В 23/10. A Method of Mixing in a Combustion Chamber of an Internal Combustion Engine and a Spark-Ignition Direct-Injection Stratified Fuel-Air Charge Internal Combustion Engine: Пат. PCT/IB 2007/004105, МКІ F02В 23/10 Korohodskyi V.A. (UA), Kyrylyuk I.O. (UA), Lomov S.G. (UA); Kulygin V.I. (UA); заявитель и патентообладатель. – № WO 2009/044225 A1; заявл. 03.10.2007; опубл. 09.04.2009. – 45 с.
7. Корогодский В.А. Повышение топливно-экологических показателей двухтактного ДВС с искровым зажиганием за счет совершенствования процессов внутреннего смесеобразования / В.А. Корогодский // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2013. – №2. – С. 21–26.
8. Экспериментальное определение коэффициента утечки / В.А. Корогодский, О.В. Василенко, С.А. Цикра, С.В. Обозный // *Збірник наукових праць держав-*

ної академії залізничного транспорту. – 2009. – Вип. 104. – С. 49–56.

9. Корогодский В.А. Организация рационального способа регулирования мощности в двигателе с искровым зажиганием / В.А. Корогодский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013. – №1. – С. 11–16.

References

1. Specifications engines Evinrude® E-TEC® G2™ 200 HO, 225 HP, 225 HO, 250 HP, 250 HO, 300 HP. Fuel inductions / *Bombardier Recreational Products Inc.* 2003-2015: Available at: http://www.evinrude.com/en-us/engines/etec_20/etec_300_hp_g2.htm. (accessed 09.10.2015).
2. Zhang Y., H. Zhao Lean boost CAI combustion in a 2-stroke poppet valve GDI engine Internal Combustion Engines: Performance, Fuel Economy and Emissions (*Imech, London, 27–28 November 2013*). Woodhead Publishing Limited, 2013. pp. 169–177.
3. Zhao H. HCCI and CAI Engines for the Automotive Industry *Cambridge: CRC Press*, 2007. 557 p.
4. Hrehov L.V., Yvashchenko N.A., Markov V.A. y dr.; pod red. K.V. Frolova, A.A. Aleksandrova y N.A. Yvashchenko. Mashynostroenye. Entsyklopediya. Tom IV-14. Dvyhately vnutrenneho shoranyya / [Mechanical Engineering. Encyclopedia. Volume IV-14. Internal combustion engines]. Moscow, Mashynostroenye Publ., 2013. 784 p.
5. Pat. 60614A Ukrainy, MKI F02B 17/00. Dvyhun vnutrishn'oho zhoryannya / Korohods'kiy V.A (UA), Oboznyy S.V. (UA) [The internal combustion engine]; zayavnyk ta patentovlasnyk NTU «KhPI». – №2003010308; zayavl. 14.01.2003; opubl. 15.10.2003, Byul. №10. – 4 p.
6. Pat. PCT/IB 2007/004105, MKI F02B 23/10. A Method of Mixing in a Combustion Chamber of an Internal Combustion Engine and a Spark-Ignition Direct-Injection Stratified Fuel-Air Charge Internal Combustion Engine: Пат. PCT/IB 2007/004105, MKI F02B 23/10 Korohodskiy V.A. (UA), Kyrylyuk I.O. (UA), Lomov S.G. (UA); Kulygin V.I. (UA); zayavytel' y patentoobladatel'. – №WO 2009/044225 A1; zayavl. 03.10.2007; opubl. 09.04.2009. 45 p.
7. Korohodskiy V.A. Povyshenye toplyvnoekolohycheskykh pokazateley dvukhtaktnoho DVS s yskrovym zazhyhanyem za schet sovershenstvovanyya protsessov vnutrenneho smeseobrazovanyya [Improving the environmental performance of the fuel and two-stroke internal combustion engine with spark ignition at the expense of improving the processes of internal mixture formation]. *Dvyhately vnutrenneho shoranyya*. 2013, Vol. 2, pp. 21-26.
8. Korohodskiy V.A., Vasylenko O.V., Tsykura S.A., Oboznyy S.V., Korohodskiy V.A. Eksperymental'noe opredelenye koeffytsyenta utechky [Experimental determination of the leakage rate]. *Zbirnyk naukovykh prats' derzhavnoyi akademiyi zaliznychnoho transportu*. 2009. Vol. 104. pp. 49–56.
9. Korohodskiy V.A. Orhanyzatsyya ratsyonal'noho sposoba rehulyrovanyya moshchnosty v dvyhatele s iskrovym zazhyhanyem [Organization of rational method of power control in a spark ignition engine]. *Dvyhately vnutrenneho shoranyya*, 2013, Vol. 1, pp. 11-16.

Рецензент: Ф.И. Абрамчук, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 9 сентября 2015 г.