

# Підвищення енергоефективності транспортних енергоустановок використанням комбінацій традиційного та альтернативних палив

Цюман М. П.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Національний транспортний університет

Надійшла: 14.03.2025. Прийнято: 21.05.2025. Опубліковано: 28.05.2025. Відкритий доступ: СС BY 4.0.

**Анотація.** У статті наведено результати досліджень використання різноманітних комбінацій традиційного та альтернативного палива, зокрема сумішей бензину та етанолу, а також додавання водню до суміші рідких палив та водневмісного газу до повітряного заряду. За результатами досліджень підтверджено можливість підвищення енергоефективності досліджуваної енергоустановки у окремому режимі роботи за окремими та груповим критеріями, зокрема, ефективним коефіцієнтом корисної дії, викидами забруднюючих речовин, вуглекислого газу та ступенем використання водню у створенні енергії.

**Ключові слова:** транспортна енергоустановка; енергоефективність; забруднюючі викиди; воднево-вуглецеве відношення; альтернативне паливо.

## Вступ

Показники енергоефективності транспортної енергоустановки є її найголовнішими показниками. До цих показників доцільно відносити не лише паливноекономічні та енергетичні показники, а і екологічні показники, які залежать від виду витраченого палива та ефективності процесів перетворення енергії палива у ефективну роботу енергоустановки. Для сучасних транспортних енергоустановок важливим є також забезпечення мінімальних викидів парникових газів, зокрема, вуглекислого газу. З метою поліпшення вказаних показників енергоефективності транспортних енергоустановок останнім часом досліджуються різні способи використання альтернативних палив, як у вигляді самостійних, так і у вигляді добавок до традиційних палив.

## Аналіз публікацій

Найбільша кількість досліджень останнім часом присвячена застосуванню альтернативних палив з відновлюваних джерел та використанню водню.

Для транспортних енергоустановок з двигунами з іскровим запалюванням великий

інтерес викликає етанол біологічного походження (біоетанол) [1]. Біоетанол отримують з рослинної сировини, яка споживає діоксид вуглецю з атмосфери протягом свого життєвого циклу. Отже, використання біоетанолу як моторного палива, за умови його виробництва з використанням електроенергії від нетеплових електростанцій, не порушує природного балансу діоксиду вуглецю.

На сьогодні проведено численні дослідження використання біоетанолу у суміші з бензином у різних співвідношеннях, зокрема: впливу використання суміші 25% біоетанолу та бензину на витрату палива та забруднюючі викиди автомобілем в експлуатаційних умовах [2]; стендові дослідження добавки до 5 % етанолу до бензину на потужність, крутний момент та питому ефективну витрату палива одноциліндрового двигуна [3]; впливу різних умов утворення паливоповітряної суміші в циліндрі, що виникають внаслідок різних фізико-хімічних властивостей бензину і етанолу, на викиди твердих частинок двигуном з безпосереднім впорскуванням палива [4]; впливу вмісту етанолу в суміші з бензином на ефективність згорання, визначену за допомогою індексів викидів оксиду вугле-

цю та вуглеводнів і витрати палива, у двигуні з системою впорскування та датчиком етанолу у паливі [5]; використання сумішей бензину з різним вмістом зневодненого та вологого етанолу від 5 до 85 % на легковому транспортному засобі з двигуном з іскровим запалюванням, обладнаним системою контролю вмісту етанолу в паливі та впорскуванням в циліндр і трикомпонентним каталітичним нейтралізатором, проведені з використанням їздових циклів за процедурами NEDC та WLTC [6]; впливу добавки етанолу до бензину на паливну економічність та екологічні показники транспортного засобу, оснащеного карбюраторним двигуном [7]; впливу кута випередження запалювання на показники карбюраторного двигуна під час його роботи з використанням суміші етанолу та бензину [8]; впливу використання додаткового підігріву повітряного заряду на екологічні показники карбюраторного двигуна за роботи на суміші етанолу та бензину [9]; впливу ефективності управління подачею палива в двигуні з іскровим запалюванням, обладнаним системою нейтралізації, під час використання спиртовмісних палив з різним вмістом етилового спирту на витрату палива та забруднюючі викиди автомобілем під час руху в їздовому циклі [10].

Загальними висновками на основі цих досліджень є наступні: використання етанолу у суміші з бензином призводить до практично пропорційного його вмісту зростання годинної витрати палива; має місце ефект зниження температури свіжого заряду внаслідок підвищеної теплоти випаровування етанолу, що спричиняє додаткові ефекти, зокрема, підвищення наповнення циліндрів та порушення сумішоутворення в окремих випадках; ефективність використання сумішей етанолу з бензином різного складу залежить також від типу системи живлення (карбюраторна, впорскування у впускний трубопровід, безпосереднє впорскування), алгоритму управління паливоподачею (наявність або відсутність датчика вмісту етанолу), умов експлуатації, адаптації регульованих параметрів. Залежно від зазначених факторів можливе отримання як поліпшення, так і погіршення окремих показників паливної економічності та викидів окремих забруднюючих речовин за роботи двигунів з іскровим запалюванням на паливних сумішах з різним вмістом етанолу.

Також, актуальним з точки зору зниження викидів вуглекислого газу є використання водню та водневмісних газів для живлення транспортних енергоустановок. Водночас, відсутність розвинутої інфраструктури доставки водню до кінцевих споживачів призводить до пошуків доступних способів отримання водню. До таких відноситься електроліз водних розчинів лугів на борту транспортного засобу для отримання кисневодневмісного газу, який додається до свіжого заряду двигуна [11]. Дослідженню використання таких сумішей присвячено велику кількість досліджень, зокрема: впливу додавання до повітряного заряду водневмісного газу, попередньо накопиченого в балоні під тиском, на показники карбюраторного двигуна [12]; впливу на показники карбюраторного двигуна використання генерованого водневмісного газу безпосередньо під час роботи двигуна [13]; впливу ефективності технології управління генеруванням водневмісного газу під час роботи двигуна з системою впорскування для забезпечення постійної частки водневмісного газу у повітряному заряді залежно від витрати повітря на ефективні показники двигуна за роботи на бензині [14] та на суміші бензину та 10 % біоетанолу [15]; впливу додавання генерованого під час роботи двигуна із впорскуванням бензину водневмісного газу в режимі низького навантаження на стабільність згоряння перезбідненої паливоповітряної суміші [16]; впливу використання системи додавання генерованого водневмісного газу до повітряного заряду двигуна з іскровим запалюванням з використанням термоелектричного генератора на паливну економічність та екологічні показники двигуна в різних режимах роботи та автомобіля під час руху в їздовому циклі [17].

Загальні висновки на основі цих досліджень є наступними: додавання водневмісного газу в невеликих кількостях спричиняє ефект поліпшення процесу згоряння основного палива, що підвищує показники енергоефективності, якщо не враховувати витрати на отримання цього газу; установка для електролізу на борту автомобіля споживає певну кількість електричної енергії з мережі електрообладнання транспортного засобу, що створює додаткове навантаження на колінчастому валу; для компенсації витрат на виробництво водневмісного газу необхідне використання компенсаційних джерел енергії,

найбільш доцільними з яких є рекуперативні. За умови компенсації витрат енергії на виробництво водневмісного газу під час роботи двигуна та управління кількістю доданого газу до повітряного заряду залежно від режиму роботи двигуна можливе поліпшення паливної економічності та екологічних показників автомобіля в окремих режимах (малих навантажень та холостого ходу) та в їздовому циклі.

Аналіз існуючих досліджень з питань впливу використання у двигунах з іскровим запалюванням сумішей бензину та етанолу різного складу та додавання водневмісного газу до повітряного чи свіжого заряду двигуна свідчить, що отримані результати описують вплив фіксованої кількості доданого етанолу чи водневмісного газу до бензину на окремі енергетичні, паливноекономічні та екологічні показники двигуна та не дають повної картини узагальненого впливу на загальну екологічну та енергетичну ефективність використання тих чи інших традиційних, альтернативних палив та їх сумішей у двигуні.

### Мета та постановка задачі

Метою дослідження є підвищення енергоефективності транспортних енергоустановок визначенням доцільних для використання комбінацій традиційного та альтернативних палив, зокрема, бензину, етанолу, водневмісного газу, водню, на основі порівняння впливу воднево-вуглецевого відношення цих паливних сумішей на показники енергоефективності енергоустановки. Це дасть можливість обґрунтувати використання на транспорті паливних сумішей, які забезпечують одночасне поліпшення як паливної економічності, так і екологічних показників транспортних засобів, що, в свою чергу, сприятиме раціональному використанню енергетичних ресурсів та зниженню впливу транспорту на довкілля.

Для досягнення поставленої мети виконується уточнення математичної моделі робочого процесу транспортної енергоустановки з двигуном з іскровим запалюванням та математичне моделювання показників енергоефективності в залежності від кількості доданого до бензину етанолу, водневмісного газу чи водню для зміни воднево-вуглецевого відношення паливної суміші.

### Уточнення математичної моделі робочого процесу транспортної енергоустановки з двигуном з іскровим запалюванням

Для дослідження впливу додавання етанолу, водневмісного газу чи водню на показники енергоефективності транспортної енергоустановки використана математична модель робочого процесу двигуна внутрішнього згоряння за методом об'ємного балансу [17], уточнена окремими залежностями, що визначають склад робочого тіла та продуктів згоряння, а також параметри процесу згоряння з урахуванням вмісту водневмісного газу, водню та біоетанолу.

Добавка водневмісного газу, водню або етанолу впливають в першу чергу на склад свіжого заряду, який потрапляє із впускного колектора у циліндр. Свіжий заряд в цьому випадку буде складатись з палива (суміші палив), повітря і/або водневмісного газу. Кількість свіжого заряду визначається під час моделювання процесу впуску з використанням диференціальних рівнянь, що описують елементарні кількості свіжого заряду, які потрапляють в циліндр за елементарні проміжки часу в залежності від поточних параметрів стану робочого тіла в циліндрі та свіжого заряду у впускному колекторі перед впускним клапаном. Інтегральне рівняння кількості свіжого заряду, що надходить в циліндр в процесі впуску ( $M_{C3}$ , кг) описується рівнянням:

$$M_{C3} = \int_{\varphi_{в.вп}}^{\varphi_{з.вп}} w_{C3i} \cdot \mu_{впi} \cdot \frac{P_{C3i}}{T_{C3i} \cdot R_{C3}} d\tau, \quad (1)$$

де  $\varphi_{в.вп}$  – кут повороту колінчастого валу в момент початку відкриття впускного клапану, град п.к.в.;  $\varphi_{з.вп}$  – кут повороту колінчастого валу в момент завершення закриття впускного клапану, град п.к.в.;  $w_{C3i}$  – швидкість рух свіжого заряду у прохідному перерізі впускного клапану в  $i$ -тий момент часу, м/с;  $\mu_{впi}$  – ефективний прохідний переріз впускного клапану в  $i$ -тий момент часу, м<sup>2</sup>;  $p_{C3i}$  – тиск свіжого заряду перед впускним клапаном в  $i$ -тий момент часу, Па;  $T_{C3i}$  – температура свіжого заряду перед впускним клапаном в  $i$ -тий момент часу, К;  $R_{C3}$  – газова стала свіжого заряду, Дж/(кг·К);  $d\tau$  – елементарний проміжок часу, с.

Газова стала свіжого заряду ( $R_{C3}$ ,

Дж/(кг·К)), який складається у загальному випадку з палива з різним вмістом етанолу чи у суміші з воднем, повітря та водневмісного газу, визначається з рівняння:

$$R_{C3} = \frac{8314}{1 - g_{H_2O} + \alpha \cdot l_0} \times \left( \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot g_{H_2O}}{\mu_{H_2O}} + (1 - g_{H_2O}) \cdot \left( \frac{1}{\mu_{пал}} + \frac{\alpha \cdot l_0}{\mu_{пов}} \right) \right), \quad (2)$$

де  $g_{H_2O}$  – масова частка водневмісного газу у повітряному заряді;  $\alpha$  – коефіцієнт надміру повітря;  $l_0$  – теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння палива (суміші палив), кг палива/кг повітря;  $\mu_{H_2O}$ ,  $\mu_{пал}$ ,  $\mu_{пов}$  – мольні маси водневмісного газу палива (суміші палив) та повітря, кг/кмоль (Таблиця 1).

Теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння палива (суміші палив) ( $l_0$ , кг палива/кг повітря), визначається з рівняння на основі відомої залежності [18]:

$$l_0 = \frac{\mu_{пов}}{0,21} \cdot \left( \frac{g_C^{пал}}{12} + \frac{g_H^{пал}}{4} - \frac{g_O^{пал}}{32} \right), \quad (3)$$

де  $g_C^{пал}$ ,  $g_H^{пал}$ ,  $g_O^{пал}$  – масові частки вуглецю, водню та кисню у паливі (суміші палив).

Визначення масових часток вуглецю ( $g_C^{пал}$ ), водню ( $g_H^{пал}$ ) та кисню ( $g_O^{пал}$ ) у суміші бензину, етанолу та водню здійснюється за залежностями:

$$g_C^{пал} = \left( g_C^{бенз} \cdot (1 - g_{ет}) + g_C^{ет} \cdot g_{ет} \right) \times (1 - g_{H_2}), \quad (4)$$

$$g_H^{пал} = \left( g_H^{бенз} \cdot (1 - g_{ет}) + g_H^{ет} \cdot g_{ет} \right) \times (1 - g_{H_2}) + g_{H_2}, \quad (5)$$

$$g_O^{пал} = \left( g_O^{бенз} \cdot (1 - g_{ет}) + g_O^{ет} \cdot g_{ет} \right) \times (1 - g_{H_2}), \quad (6)$$

де  $g_C^{бенз}$ ,  $g_C^{ет}$ ,  $g_H^{бенз}$ ,  $g_H^{ет}$ ,  $g_O^{бенз}$ ,  $g_O^{ет}$  – масові частки вуглецю, водню та кисню у бензині та етанолі відповідно (Таблиця 1);  $g_{ет}$  – масова частка етанолу у суміші з бензином;  $g_{H_2}$  – масова частка водню у суміші з рідким паливом.

Мольна маса суміші бензину, етанолу та водню ( $\mu_{пал}$ , кг/кмоль) визначається із залежності:

$$\mu_{пал} = \frac{1}{\frac{g_{H_2}}{\mu_{H_2}} + (1 - g_{H_2}) \cdot \left( \frac{g_{ет}}{\mu_{ет}} + \frac{1 - g_{ет}}{\mu_{бенз}} \right)}, \quad (7)$$

де  $\mu_{H_2}$ ,  $\mu_{ет}$ ,  $\mu_{бенз}$  – мольні маси водню, етанолу та бензину, кг/кмоль.

Для визначення теоретично необхідної кількості повітря для повного згоряння суміші палива з водневмісним газом, кількості продуктів такого згоряння, тощо за відомими залежностями, необхідні значення масових часток вуглецю ( $g_C$ ), водню ( $g_H$ ) та кисню ( $g_O$ ) у суміші основного палива та водневмісного газу, які визначаються за виразами (з урахуванням, що масові частки водню і кисню у водневмісному газі співвідносяться як 1:8):

$$g_C = g_{пал} \cdot g_C^{пал}, \quad (8)$$

$$g_H = \frac{g_{пал} \cdot (9 \cdot g_H^{пал} - 1) + 1}{9}; \quad (9)$$

$$g_O = \frac{g_{пал} \cdot (9 \cdot g_O^{пал} - 8) + 8}{9}, \quad (10)$$

де  $g_{пал}$  – масова частка основного палива в суміші з водневмісним газом.

Годинна витрата водневмісного газу ( $G_{H_2O}$ , кг/год), яка використовується для визначення його частки у суміші з основним паливом, визначається із залежності:

$$G_{H_2O} = \frac{60 \cdot p_0 \cdot q_{H_2O}}{R_{H_2O} \cdot T_0 \cdot 10^3}, \quad (11)$$

де  $q_{H_2O}$  – продуктивність генератора водневмісного газу, л/хв;  $R_{H_2O}$  – газова стала водневмісного газу, Дж/(кг·К);  $p_0$  – тиск навколишнього середовища, Па;  $T_0$  – температура навколишнього середовища, К.

Кількість теплоти, що виділяється під час згоряння, визначається за відомими значеннями нижчої теплоти згоряння бензину, етанолу та водню в залежності від їхніх масових часток у паливній суміші.

Добавка водню, водневмісного газу, вміст етанолу в паливі, режим роботи, інші фактори впливають на тривалість і характер згоряння, що враховується під час моделювання

в законі згоряння [19], який описує поточну частку виділеної теплоти в процесі згоряння ( $x_i$ ) як:

$$x_i = 1 - e^{-6.908 \left( \frac{\phi_i - (360 - \theta)}{k_{vz} \times \phi_z(n_d, p_s, g_{et}, R_{BF})} \right)^{k_{vz} \times m(n_d, p_s, g_{et}, R_{BF}) + 1}} \quad (12)$$

де  $\phi_i$  – повороту колінчастого валу в  $i$ -тий момент часу, град п.к.в.;  $\theta$  – кут випередження запалювання, град п.к.в.;  $k_{vz}$  – коефіцієнт, що враховує вплив на швидкість згоряння добавки водневмісного газу, водню та зміни складу паливоповітряної суміші;  $\phi_z(n_d, p_s, g_{et}, R_{BF})$ ,  $m(n_d, p_s, g_{et}, R_{BF})$  – тривалість ( $\phi_z$ , град п.к.в.) та показник характеру згоряння ( $m$ ) в функції від частоти обертання ( $n_d$ , хв<sup>-1</sup>), тиску у впускному трубопроводі ( $p_s$ , Па), вмісту етанолу в суміші з бензином ( $g_{et}$ ), ступеня рециркуляції відпрацьованих газів ( $R_{BF}$ , %), які було уточнено в дослідженнях [20, 21].

Коефіцієнт впливу на швидкість згоряння добавки водневмісного газу, водню та зміни складу паливоповітряної суміші ( $k_{vz}$ ) описується рівнянням, що враховує відомі залежності [22, 23]:

$$k_{vz} = 0,222 \cdot r_{H_2O} + (1 - r_{H_2O}) \times \left( r_{H_2} \frac{2,2}{10 - \alpha^3} + (1 - r_{H_2}) \frac{41,43}{77,14 - 35,7\alpha} \right), \quad (13)$$

де  $r_{H_2O}$  – об'ємна частка водневмісного газу у суміші з паливом і повітрям в циліндрі;  $r_{H_2}$  – об'ємна частка водню у суміші з рідким паливом.

Концентрації у відпрацьованих газах оксиду вуглецю ( $C_{CO}$ , %) та вуглеводнів ( $C_{C_mH_n}$ , млн<sup>-1</sup>) описано поліноміальними залежностями, що враховують режим роботи двигуна, коефіцієнт надміру повітря, хімічний склад палива, та інші фактори. Концентрації діоксиду вуглецю ( $C_{CO_2}$ , %) визначено відомими залежностями теорії ДВЗ від елементарного складу паливної суміші [18] з урахуванням фактичної концентрації СО. Концентрації оксидів азоту ( $C_{NO_x}$ , млн<sup>-1</sup>) визначено з використанням термохімічної теорії їх утворення під час моделювання робочого циклу двигу-

на [24]. Ці залежності уточнено на основі стендових досліджень двигуна [2, 17, 25].

Таким чином, загальні вирази для моделювання концентрацій виглядають як:

$$C_{CO} = C_{CO}^{бенз}(n_d, p_s, \alpha) \cdot k_f; \quad (14)$$

$$C_{C_mH_n} = C_{C_mH_n}^{бенз}(n_d, p_s, \alpha, R_{BF}) \cdot k_f; \quad (15)$$

$$C_{NO_x} = k_{NO} \cdot 8314 \cdot \frac{T_{NO_{max}}}{P_{NO_{max}}} \cdot 6 \cdot 10^{25} \times \int_{\phi_0}^{\phi_{NO_{max}}} e^{-\frac{69090}{T_i}} N_{2i} \sqrt{\frac{O_{2i}}{T_i}} d\tau; \quad (16)$$

$$C_{CO_2} = \begin{cases} \text{при } \alpha > 1: \\ \frac{100 \cdot \frac{g_C}{3} \cdot \frac{0,21}{\alpha}}{\frac{g_C}{3} + g_H - \frac{g_O}{8} + \frac{g_H + \frac{g_O}{8}}{\alpha}} - C_{CO} \\ \text{при } \alpha \leq 1 \\ \frac{100 \cdot \frac{g_C}{3} \cdot \frac{0,21}{0,79\alpha}}{\frac{g_C}{3} + 2g_H + \frac{g_C}{3} + g_H - \frac{g_O}{8}} - C_{CO} \end{cases}, \quad (17)$$

де  $C_{CO}^{бенз}(n_d, p_s, \alpha)$ ,  $C_{C_mH_n}^{бенз}(n_d, p_s, \alpha, R_{BF})$  – поліноміальні залежності концентрацій  $C_{CO}$  (%) та  $C_{C_mH_n}$  (млн<sup>-1</sup>) у ВГ бензинового двигуна [2, 17, 25];  $k_f$  – коефіцієнт, що враховує вплив вмісту вуглецю в паливі на концентрації  $C_{CO}$  та  $C_{C_mH_n}$ ;  $k_{NO}$  – коефіцієнт корекції

концентрації  $C_{NO_x}$  відповідно до результатів експериментальних досліджень;  
 $p_{NO_{max}}, T_{NO_{max}}$  – тиск (Па) та температура (К) робочого тіла в циліндрі у момент досягнення максимальної мольної концентрації  $NO_x$ ;  
 $\varphi_0, \varphi_{NO_{max}}$  – кут повороту колінчастого валу в моменти початку згоряння та досягнення максимальної мольної концентрації  $NO_x$ , град.п.к.в.;  $T_i$  – поточна температура робочого тіла у циліндрі в  $i$ -тий момент часу, К;  
 $N_{2i}, O_{2i}$  – поточні мольні концентрації азоту і кисню в циліндрі в  $i$ -тий момент часу, моль/см<sup>3</sup>.

На основі концентрацій шкідливих речовин визначаються масові викиди цих речовин ( $G_{CO}, G_{C_mH_n}, G_{NO_x}$  та  $G_{CO_2}$ ) за виразами, які враховують елементарний склад та витрату палива, кг/год:

$$G_{CO} = \frac{C_{CO}}{100} \cdot \mu_{CO} \cdot M_{ПЗ}^{сух}; \quad (18)$$

$$G_{C_mH_n} = \frac{C_{C_mH_n}}{10^6} \cdot \mu_{C_mH_n} \cdot M_{ПЗ}^{сух}; \quad (19)$$

$$G_{NO_x} = \frac{C_{NO_x}}{10^6} \cdot \mu_{NO_x} \cdot M_{ПЗ}^{вол}; \quad (20)$$

$$G_{CO_2} = \frac{C_{CO_2}}{100} \cdot \mu_{CO_2} \cdot M_{ПЗ}^{вол}, \quad (21)$$

де  $\mu_{CO}, \mu_{C_mH_n}, \mu_{NO_x}, \mu_{CO_2}$  – мольні маси  $CO, C_mH_n$  (за  $C_6H_{14}$ ),  $NO_x$  (за  $NO_2$ ) та  $CO_2$ , кг/кмоль;  $M_{ПЗ}^{сух}, M_{ПЗ}^{вол}$  – кількість сухих та вологих продуктів згоряння за годину, кмоль/год, які визначають за відомими виразами теорії ДВЗ [18], уточненими з урахуванням додавання водневмісного газу до свіжого заряду:

– при  $\alpha \leq 1$ :

$$M_{ПЗ}^{сух} = \frac{1}{1+k_{п}} \times \left[ \left( \frac{g_C}{12} + k_{п} \cdot \left( \frac{g_C}{4} + \frac{g_H}{2} - \frac{g_O}{16} \right) \right) \times (G_{пал} + G_{HNO}) + \frac{0,79 + 0,37 \cdot k_{п}}{\mu_{пов}} \cdot G_{пов} \right], \quad (22)$$

$$M_{ПЗ}^{вол} = \left( \frac{g_C}{12} + \frac{g_H}{2} \right) \cdot (G_{пал} + G_{HNO}) + \frac{0,79}{\mu_{пов}} \cdot G_{пов}; \quad (23)$$

– при  $\alpha > 1$ :

$$M_{ПЗ}^{сух} = \left( \frac{g_O}{32} - \frac{g_H}{4} \right) \cdot (G_{пал} + G_{HNO}) + \frac{G_{пов}}{\mu_{пов}}; \quad (24)$$

$$M_{ПЗ}^{вол} = \left( \frac{g_H}{4} + \frac{g_O}{32} \right) \cdot (G_{пал} + G_{HNO}) + \frac{G_{пов}}{\mu_{пов}}, \quad (25)$$

де  $G_{пал}, G_{пов}$  – годинні витрати палива і повітря, кг/год;  $k_{п}$  – відношення кількості  $H_2$  до кількості  $CO$  у продуктах неповного згоряння, яке може бути визначено як:

$$k_{п} = 1,6306 \cdot \frac{g_H}{g_C} + 0,1788. \quad (26)$$

Ефективний ККД ( $\eta_e$ ) визначається як:

$$\eta_e = \frac{3,6 \cdot N_e}{G_{пал} \cdot h_{пал}^{пал} + G_{HNO} \cdot h_{пал}^{HNO}}, \quad (27)$$

де  $N_e$  – ефективна потужність енергоустановки, кВт;  $h_{пал}^{пал}, h_{пал}^{HNO}$  – нижча теплота згоряння палива (суміші бензину, етанолу або водню) та водневмісного газу, МДж/кг (Таблиця 1).

Нижча теплота згоряння ( $h_{пал}^{пал}$ , МДж/кг) суміші бензину, етанолу та водню визначається з урахуванням нижчої теплоти згоряння та масових часток компонентів суміші:

$$h_{пал}^{пал} = \left( h_{пал}^{бенз} (1 - g_{ет}) + h_{пал}^{ет} g_{ет} \right) \times \left( 1 - g_{H_2} \right) + h_{пал}^{H_2} g_{H_2}, \quad (28)$$

де  $h_{пал}^{бенз}, h_{пал}^{ет}, h_{пал}^{H_2}$  – нижча теплота згоряння відповідно бензину, етанолу та водню, МДж/кг (Таблиця 1).

Нижча об'ємна теплота згоряння паливо-

повітряної суміші ( $q_n^s$ , МДж/м<sup>3</sup>) визначається з урахуванням її складу та параметрів навколишнього середовища:

$$q_n^s = \frac{G_{\text{пал}} \cdot h_n^{\text{пал}} + G_{\text{ННО}} \cdot h_n^{\text{ННО}}}{(G_{\text{пал}} + G_{\text{ННО}}) \cdot (1 + \alpha \cdot l_0)} \times \frac{p_0}{R_{\text{CЗ}} \cdot T_0} \quad (29)$$

Значення параметрів базових палив, що використовуються під час розрахунку, (бензину, етанолу, водню, водневмісного газу) для отримання паливних сумішей, які досліджуються, наведено у Таблиці 1. Параметри водневмісного газу отримано розрахунковим шляхом на основі відомих параметрів водню і кисню відповідно до хімічної реакції електролізу води.

Таблиця 1. Параметри базових палив [18, 26]

| Назва  | Значення |        |        |                  |
|--|----------|--------|--------|------------------|
| Вид палива   | бензин   | етанол | водень | водневмісний газ |
| Мольна маса, кг/кмоль  | 115      | 46     | 2      | 12               |
| Елементарний склад:  |          |        |        |                  |
| $g_C$  | 0,855    | 0,522  | 0      | 0                |
| $g_H$  | 0,145    | 0,130  | 1      | 0,111            |
| $g_O$  | 0        | 0,348  | 0      | 0,889            |
| Теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння, кг/кг | 14,82    | 8,98   | 34,46  | 0                |
| Відношення Н <sub>2</sub> /СО у продуктах згоряння                 | 0,455    | 0,585  | –      | –                |
| Нижня теплота згоряння, МДж/кг                                     | 43,7     | 26,8   | 119,7  | 13,32            |

На основі отриманих показників витрати палива та викидів забруднюючих речовин здійснюється визначення критеріїв енергоефективності транспортної енергоустановки.

Груповий критерій енергоефективності енергоустановки ( $\eta$ ) визнається як добуток окремих критеріїв:

$$\eta = \eta_e \eta_{\text{H}_2\text{O}} \eta_{n_d} \eta_\alpha \eta_{\text{CO}} \eta_{\text{CO}_2} \eta_{\text{NO}_x} \eta_{\text{C}_m\text{H}_n}, \quad (30)$$

де  $\eta_{\text{H}_2\text{O}}$ ,  $\eta_{\text{CO}}$ ,  $\eta_{\text{CO}_2}$ ,  $\eta_{\text{NO}_x}$ ,  $\eta_{\text{C}_m\text{H}_n}$ ,  $\eta_{n_d}$ ,  $\eta_\alpha$  – окремі критерії енергоефективності за еквівалентними викидами Н<sub>2</sub>О, СО, СО<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>,

С<sub>m</sub>Н<sub>n</sub>, ефективності управління коефіцієнтом надміру повітря та частотою обертання вихідного валу енергоустановки.

Окремі критерії ефективності управління коефіцієнтом надміру повітря ( $\eta_{n_d}$ ) та частотою обертання вихідного валу ( $\eta_\alpha$ ) енергоустановки у даному дослідженні дорівнюють одиниці та не враховуються, оскільки зміни режимів роботи не відбувається. Окремий критерій енергоефективності за еквівалентним викидом Н<sub>2</sub>О ( $\eta_{\text{H}_2\text{O}}$ ) визначається як:

$$\eta_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{G_{\text{H}_2\text{O}} h_{\text{H}_2\text{O}}}{\left( R_{\text{CO}} G_{\text{CO}} h_{\text{CO}} + G_{\text{CO}_2} h_{\text{CO}_2} + G_{\text{H}_2\text{O}} h_{\text{H}_2\text{O}} - R_{\text{NO}_x} G_{\text{NO}_x} h_{\text{NO}_2} + R_{\text{C}_m\text{H}_n} G_{\text{C}_m\text{H}_n} \right) \times \frac{G_{\text{пал}} \cdot h_n^{\text{пал}} + G_{\text{ННО}} \cdot h_n^{\text{ННО}}}{G_{\text{пал}} + G_{\text{ННО}}} + G_{\text{пал}} \Delta h_a \quad (31)$$

де  $G_{\text{H}_2\text{O}}$  – масовий викид Н<sub>2</sub>О, кг/год;  $h_{\text{H}_2\text{O}}$ ,  $h_{\text{CO}}$ ,  $h_{\text{CO}_2}$ ,  $h_{\text{NO}_2}$  – теплові ефекти утворення Н<sub>2</sub>О, СО, СО<sub>2</sub>, NO<sub>2</sub>, МДж/кг ( $h_{\text{H}_2\text{O}} = 12,7$ ,  $h_{\text{CO}} = 4,9$ ,  $h_{\text{CO}_2} = 8,96$ ,  $h_{\text{NO}_2} = -1,12$  [27]);  $R_{\text{CO}}$ ,  $R_{\text{C}_m\text{H}_n}$ ,  $R_{\text{NO}_x}$  – коефіцієнти відносної агресивності СО, С<sub>m</sub>Н<sub>n</sub>, NO<sub>x</sub> ( $R_{\text{CO}} = 1,0$ ,  $R_{\text{C}_m\text{H}_n} = 3,16$ ,  $R_{\text{NO}_x} = 41,1$  [28]);  $\Delta h_a$  – нереалізована внаслідок неповноти згоряння

зв'язана енергія палива при  $\alpha < 1$ , МДж/кг [18].

Окремий критерій енергоефективності за еквівалентним викидом СО ( $\eta_{\text{CO}}$ ) представлений у виразі (32); за еквівалентним викидом СО<sub>2</sub> ( $\eta_{\text{CO}_2}$ ) – у виразі (33); за еквівалентними викидами NO<sub>x</sub> ( $\eta_{\text{NO}_x}$ ) – у виразі (34) і за еквівалентними викидами С<sub>m</sub>Н<sub>n</sub> ( $\eta_{\text{C}_m\text{H}_n}$ ) – у виразі (35):

$$\eta_{CO} = 1 - \frac{R_{CO} G_{CO} h_{CO}}{\left( R_{CO} G_{CO} h_{CO} + G_{CO_2} h_{CO_2} + G_{H_2O} h_{H_2O} - R_{NO_x} G_{NO_x} h_{NO_2} + R_{C_m H_n} G_{C_m H_n} \times \right. \\ \left. \times \frac{G_{пал} \cdot h_{н}^{пал} + G_{HNO} \cdot h_{н}^{HNO}}{G_{пал} + G_{HNO}} + G_{пал} \Delta h_a \right)}; \quad (32)$$

$$\eta_{CO_2} = 1 - \frac{G_{CO_2} h_{CO_2}}{\left( R_{CO} G_{CO} h_{CO} + G_{CO_2} h_{CO_2} + G_{H_2O} h_{H_2O} - R_{NO_x} G_{NO_x} h_{NO_2} + R_{C_m H_n} G_{C_m H_n} \times \right. \\ \left. \times \frac{G_{пал} \cdot h_{н}^{пал} + G_{HNO} \cdot h_{н}^{HNO}}{G_{пал} + G_{HNO}} + G_{пал} \Delta h_a \right)}; \quad (33)$$

$$\eta_{NO_x} = 1 + \frac{R_{NO_x} G_{NO_x} h_{NO_2}}{\left( R_{CO} G_{CO} h_{CO} + G_{CO_2} h_{CO_2} + G_{H_2O} h_{H_2O} - R_{NO_x} G_{NO_x} h_{NO_2} + R_{C_m H_n} G_{C_m H_n} \times \right. \\ \left. \times \frac{G_{пал} \cdot h_{н}^{пал} + G_{HNO} \cdot h_{н}^{HNO}}{G_{пал} + G_{HNO}} + G_{пал} \Delta h_a \right)}; \quad (34)$$

$$\eta_{C_m H_n} = 1 - \frac{\left( R_{C_m H_n} G_{C_m H_n} \times \frac{G_{пал} \cdot h_{н}^{пал} + G_{HNO} \cdot h_{н}^{HNO}}{G_{пал} + G_{HNO}} \right)}{\left( R_{CO} G_{CO} h_{CO} + G_{CO_2} h_{CO_2} + G_{H_2O} h_{H_2O} - R_{NO_x} G_{NO_x} h_{NO_2} + R_{C_m H_n} G_{C_m H_n} \times \right. \\ \left. \times \frac{G_{пал} \cdot h_{н}^{пал} + G_{HNO} \cdot h_{н}^{HNO}}{G_{пал} + G_{HNO}} + G_{пал} \Delta h_a \right)}; \quad (35)$$

Уточнена математична модель робочого процесу транспортної енергоустановки дозволяє здійснювати дослідження показників енергоефективності в залежності від складу паливної суміші, який доцільно представити у вигляді воднево-вуглецевого відношення Н/С. Збільшення цього відношення характеризує посилення ролі водню у продукуванні енергії транспортною енергоустановкою та зменшення ролі вуглецю, що в цілому збільшує енергоефективність.

#### Дослідження впливу воднево-вуглецевого відношення паливної суміші на показники енергоефективності транспортної енергоустановки

Представлена математична модель була уточнена з використанням результатів експериментальних досліджень двигуна VW BBU, встановленого у лабораторії випробувань двигунів Національного транспортного університету (Таблиця 2), зокрема, використання сумішей бензину та 25 % етанолу [10], системи додавання водневмісного газу до повітряного заряду з використанням термоелектричної рекуператії теплової енергії відпра-

цьованих газів для компенсації витрат електричної енергії на генерування водневмісного газу [17], впливу ступеня рециркуляції відпрацьованих газів на показники робочого процесу двигуна [20], впливу використання сумішей бензину та 50 % і 75 % етанолу на індикаторні показники [21], паливну економічність та екологічні показники двигуна [25].

З використанням уточненої моделі робочого процесу транспортної енергоустановки з двигуном з іскровим запалюванням досліджено вплив складу свіжого заряду на показники енергоефективності транспортної енергоустановки в окремому режимі роботи з частотою обертання 2400 хв<sup>-1</sup> та навантаженням 30 Нм (рис. 1–8). Результати досліджень отримано за наступних значень регулювальних параметрів: коефіцієнт надміру повітря  $\alpha = 1,0$ ; кут випередження запалювання  $\theta = 18,5$  град п.к.в. Адекватність математичної моделі, використаної для досліджень, підтверджується порівнянням експериментальних даних та змодельованих параметрів енергоустановки, зокрема, годинних витрат палива (рис. 1) та повітря (рис. 2), концентрацій у відпрацьованих газах CO, C<sub>m</sub>H<sub>n</sub>, NO<sub>x</sub>,

CO<sub>2</sub> (рис. 6). Відхилення розрахункових та експериментальних значень не перевищують 10-12 %.

Залежності годинної витрати палива від його складу та вмісту водневмісного газу у повітряному заряді (рис. 1) показують, що додавання різних сполук по різному впливає на витрату палива. При збільшенні масової частки етанолу (C<sub>2</sub>H<sub>5</sub>OH) у паливі від 0 до 1 його витрата зростає з 3,54 до 5,51 кг/год. При збільшенні масової частки водневмісного газу (ННО) у повітряному заряді від 0 до 1 витрата бензину знижується з 3,54 до 0 кг/год, однак, з'являється витрата ННО до 13,82 кг/год; сумарна витрата бензину та ННО таким чином зростає з 3,54 до 13,82 кг/год. При цьому, у зоні з  $g_{\text{нно}} = 0,7 \dots 0,8$

досягається максимальна сумарна витрата бензину та ННО 14,5...14,7 кг/год, яка потім знижується до 13,82. При використанні суміші водню (H<sub>2</sub>) та бензину збільшення масової частки H<sub>2</sub> з 0 до 0,1 практично не змінює витрати суміші палив, а подальше збільшення масової частки H<sub>2</sub> до 1 знижує як сумарну витрату суміші палив (з 3,54 до 1,58 кг/год), так і витрату бензину (з 3,54 до 0 кг/год); витрата H<sub>2</sub> зростає з 0 до 1,58 кг/год. При цьому, розрахункова еквівалентна витрата ННО, необхідна для отримання 1,58 кг/год H<sub>2</sub> складе також близько 14 кг/год, що співрозмірно із витратою ННО при його безпосередньому використанні у якості добавки до свіжого заряду.

Таблиця 2. Технічні параметри двигуна VW BBY

| Назва   | Значення  |
|---|---|
| Вид палива  | бензин А-95, етанол                             |
| Число / розташування циліндрів  | 4 / рядне                                       |
| Робочий об'єм двигуна, л  | 1,39  |
| Діаметр циліндра / хід поршня, мм   | 76,5 / 75,6                                     |
| Ступінь стискування   | 10,5  |
| Номінальна потужність, кВт / частота обертання колінчастого валу, хв <sup>-1</sup>      | 55 / 5000                                       |
| Максимальний крутний момент, Нм / частота обертання колінчастого валу, хв <sup>-1</sup> | 126 / 3800                                      |
| Число впускних / випускних клапанів на циліндр  | 2 / 2   |
| Система нейтралізації відпрацьованих газів  | два трикомпонентних каталітичних нейтралізатори |

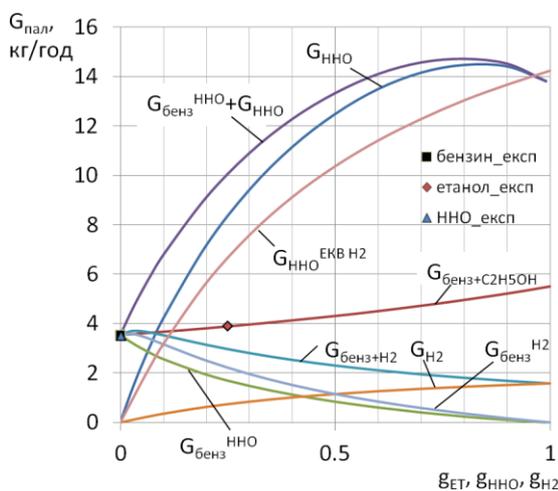


Рис. 1. Залежності годинної витрати палива від його складу та вмісту водневмісного газу у повітряному заряді

Витрата повітря (рис. 2) при збільшенні частки C<sub>2</sub>H<sub>5</sub>OH незначно знижується з 52,5 до 49,5 кг/год; при збільшенні частки ННО – знижується з 52,5 до 0 кг/год (оскільки, ННО являє собою по суті стехіометричну водне-

кисневу суміш); при збільшенні частки H<sub>2</sub> з 0 до 0,1 – зростає з 52,5 до 59,2 кг/год, при подальшому збільшенні частки H<sub>2</sub> до 1 – знижується з 59,2 до 54,6 кг/год.

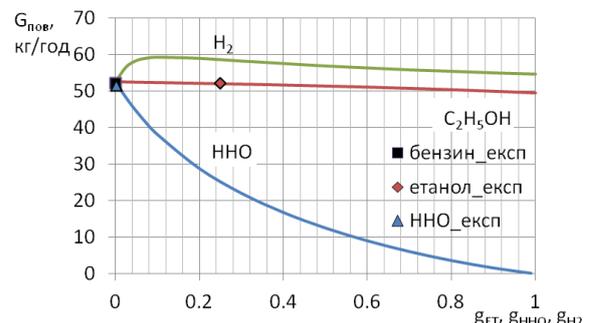


Рис. 2. Залежності годинної витрати повітря від складу палива та вмісту водневмісного газу у повітряному заряді

Такі закономірності зміни витрати повітря пов'язані із регулюванням положення дросельної заслінки та тиску у впускному трубопроводі для підтримання встановленого швидкісного та навантажувального режиму роботи

двигуна ( $n = 2400 \text{ хв}^{-1}$ ,  $M_e = 30 \text{ Нм}$ ). При додаванні  $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$  ступінь відкриття дросельної заслінки та тиск у впускному трубопроводі поступово знижуються, що призводить до зниження витрати повітря, внаслідок підвищення ефективного ККД двигуна з 0,175 до 0,184 (рис. 3) при деякому зниженні нижчої об'ємної теплоти згоряння паливоповітряної суміші з 3,45 до 3,32 МДж/м<sup>3</sup> (рис. 4).

При цьому, вплив підвищення ефективного ККД є більш вагомим фактором, тому, відбувається зниження споживання повітря. При додаванні ННО зниження витрати повітря відбувається як з причини відсутності потреби у повітрі для спалювання ННО, так і під дією поступового прикриття дросельної заслінки та зниження тиску у впускному трубопроводі внаслідок суттєвого зростання нижчої об'ємної теплоти згоряння паливоповітряної суміші з 3,45 до 6,54 МДж/м<sup>3</sup> (рис. 4). Зниження ефективного ККД з 0,175 до 0,132 (рис. 3), при цьому, не є таким суттєвим, як збільшення теплоти згоряння паливоповітряної суміші.

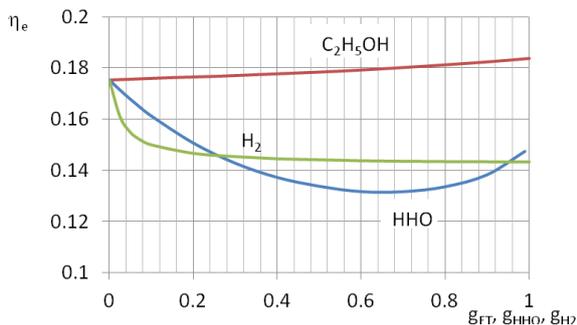


Рис. 3. Залежності ефективного ККД від складу палива та вмісту водневмісного газу у повітряному заряді

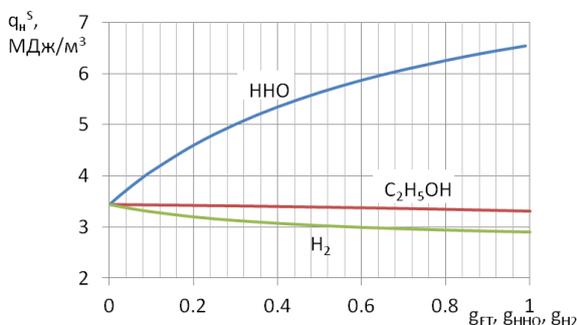


Рис. 4. Залежності нижчої об'ємної теплоти згоряння паливоповітряної суміші від складу палива та вмісту водневмісного газу у повітряному заряді

При додаванні  $\text{H}_2$  ступінь відкриття дросельної заслінки та тиск у впускному трубопроводі зростають, що призводить спочатку до збільшення витрати повітря (за частки  $\text{H}_2$  з 0 до 0,1), внаслідок зниження ККД з 0,175 до 0,15 (рис. 3) при одночасному зниженні нижчої об'ємної теплоти згоряння паливоповітряної суміші з 3,45 до 3,3 МДж/м<sup>3</sup> (рис. 4) на цій ділянці. У подальшому, при збільшенні частки  $\text{H}_2$  ефективний ККД знижується несуттєво (до 0,143), нижча об'ємна теплота згоряння продовжує знижуватись до 2,91 МДж/м<sup>3</sup>, що викликає подальше збільшення ступеня відкриття дросельної заслінки та тиску у впускному трубопроводі. Однак, на відміну від додавання  $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$  та ННО, додавання  $\text{H}_2$  разом зі зниженням нижчої об'ємної теплоти згоряння підвищує масову теплоту згоряння паливоповітряної суміші, а оскільки масова частка повітря у такій суміші зростає, то це спричиняє поступове зниження годинної витрати повітря.

Характер отриманих залежностей ефективного ККД (рис. 3) пояснюється відповідним впливом складу свіжого заряду на параметри робочого процесу двигуна (рис. 5). Як видно із представлених залежностей (рис. 5), додавання  $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$  незначно впливає на тривалість згоряння (рис. 5а), змінюючи його в межах з 42,4 до 44,7 град. п.к.в. (за частки  $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$  від 0 до 0,5) та з 44,7 до 41,5 град. п.к.в. (за частки  $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$  від 0,5 до 1); показник характеру згоряння (рис. 5б) майже лінійно знижується від 3,93 до 3,59. Така зміна параметрів процесу згоряння призводить до зміни максимального тиску в циліндрі (рис. 5в) з 3,7 до 3,5 МПа (за частки  $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$  від 0 до 0,5) та з 3,5 до 3,76 МПа (за частки  $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$  від 0,5 до 1). Максимальна температура в циліндрі (рис. 5г) при цьому змінюється з 2920 до 2855 К (за частки  $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$  від 0 до 0,6) та з 2855 до 2875 К (за частки  $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$  від 0,6 до 1) також через зміну теплоємності робочого тіла.

Додавання ННО призводить зниження тривалості (з 42,4 до 10 град. п.к.в.) та характеру згоряння (з 3,93 до 1) (рис. 5а,б) внаслідок більшої швидкості згоряння водню. При цьому, максимальний тиск у циліндрі (рис. 5в) спочатку збільшується з 3,7 до 5 МПа (за частки ННО від 0 до 0,6), потім дещо знижується до 4,8 МПа. Це відбувається внаслідок збільшення швидкості згоряння з одного боку та суттєвого зменшення маси робочого тіла в циліндрі (рис. 1, 2) з іншого. Крім того,

останнє є основною причиною суттєвого зростання максимальної температури робочого тіла в циліндрі (рис. 5г) з 2920 до 7700 К (збільшення середньої максимальної температури у 2,6 рази відбувається внаслідок зростання максимального тиску у 1,4 рази, зменшення маси робочого тіла у 4 рази при збільшенні газової сталої у 2,4 рази відповідно до рівняння стану газу).

Додавання  $H_2$  з масовою часткою з 0 до 0,1 різко збільшує об'ємну частку водню з 0 до 0,86. Внаслідок цього різко збільшується швидкість згоряння, що призводить до різко-

го зменшення тривалості (з 42,4 до 14 град. п.к.в.) та характеру згоряння (з 3,93 до 1,2) (рис. 5а,б); збільшення максимального тиску (з 3,7 до 6,15 МПа) та температури (з 2920 до 3320 К) в циліндрі (рис. 5в,г). Подальше збільшення масової частки  $H_2$  з 0,1 до 1 збільшує його об'ємну частку з 0,86 до 1, що призводить до поступового зменшення тривалості (з 14 до 10 град. п.к.в.) та характеру згоряння (з 1,2 до 0,84) (рис. 5а,б); збільшення максимального тиску (з 6,15 до 6,8 МПа) та температури (з 3320 до 3600 К) в циліндрі (рис. 5в,г).

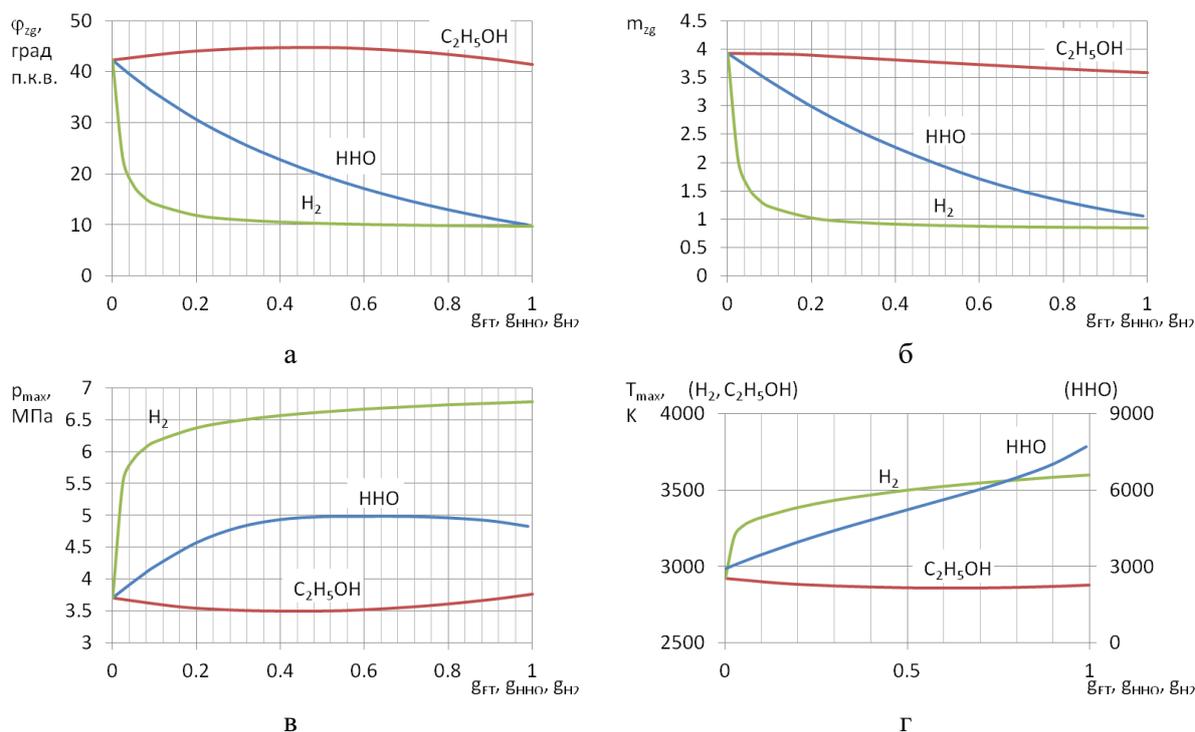


Рис. 5. Залежності параметрів робочого процесу двигуна від складу палива та вмісту водневмісного газу у повітряному заряді: а – тривалість згоряння; б – показник характеру згоряння; в – максимальний тиск в циліндрі; г – максимальна температура в циліндрі

Внаслідок зміни складу свіжого заряду двигуна змінюється вміст у ньому основних хімічних елементів, що приймають участь у згорянні, а саме, масових часток вуглецю, водню та кисню. Це, в свою чергу, призводить до зміни концентрацій у відпрацьованих газах (ВГ) основних забруднюючих речовин (без врахування системи нейтралізації ВГ), зокрема, монооксиду вуглецю  $CO$ , вуглеводнів  $C_mH_n$ , оксидів азоту  $NO_x$  та діоксиду вуглецю  $CO_2$ . При додаванні  $C_2H_5OH$  вуглець у паливі поступово заміщується киснем (частка вуглецю знижується з 0,855 до 0,522, частка кисню зростає з 0 до 0,348), що призводить до відповідного скорочення концентрацій  $CO$  (з 0,54 до 0,46 %),

$C_mH_n$  (з 125 до 108 млн<sup>-1</sup>),  $CO_2$  (з 12,5 до 11,9 %) (рис. 6а,б,г). Додавання  $HNO$  та  $H_2$  знижує частку вуглецю в паливі до нуля, тому, концентрації  $CO$ ,  $C_mH_n$ ,  $CO_2$  у цьому випадку також знижуються до нуля (рис. 6а,б,г). Відмінності у характері залежностей пов'язані з тим, що при додаванні  $HNO$  частка вуглецю поступово заміщується киснем, а частка водню практично не змінюється; при додаванні  $H_2$  частка вуглецю поступово повністю заміщується воднем. Залежності концентрацій  $NO_x$  (рис. 6в) обумовлені впливом максимальної температури в циліндрі (рис. 5г) та концентрацією вільного кисню в робочому тілі під час згоряння, а у випадку додавання  $HNO$  ще і концентрацією

азоту (оскільки, додавання ННО поступово витісняє повітря). Відповідно, додавання  $C_2H_5OH$  знижує концентрацію  $NO_x$  з 1065 до 756  $млн^{-1}$  внаслідок зниження максимальної температури. Додавання  $H_2$  збільшує концентрацію  $NO_x$  з 1065 до 5000  $млн^{-1}$  внаслідок суттєвого збільшення максимальної температури. Отриманий результат цілком корелює з результатами інших досліджень впливу використання водню в ДВЗ [29, 30, 31] та додатково свідчить про адекватність математичного мо-

делювання робочого процесу двигуна та утворення оксидів азоту. При цьому, збільшення частки ННО з 0 до 0,5 збільшує концентрацію  $NO_x$  з 1065 до 43000  $млн^{-1}$  внаслідок суттєвого збільшення максимальної температури (з 2920 до 5240 К) та збільшеної концентрації вільного кисню в зоні згоряння (збільшується на 16 %). Подальше збільшення частки ННО до 1 знижує концентрацію азоту до нуля, що призводить до зниження концентрацій  $NO_x$  з 43000  $млн^{-1}$  до нуля.

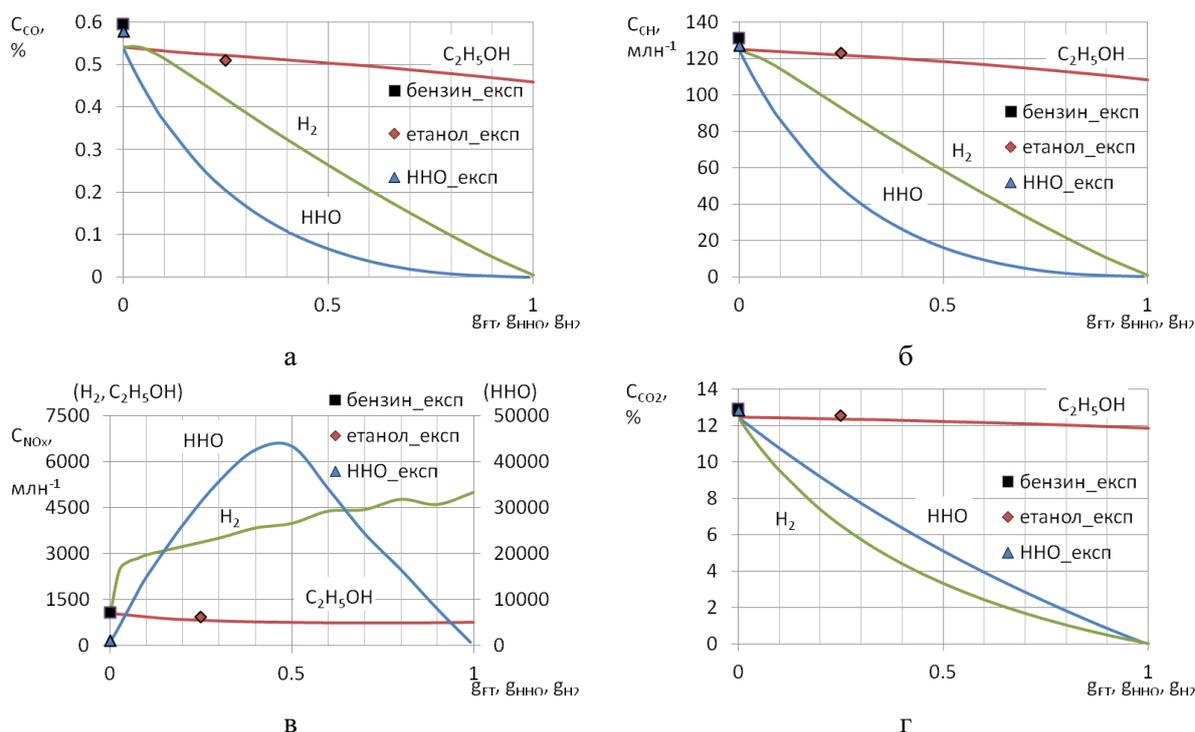


Рис. 6. Залежності концентрацій забруднюючих речовин у відпрацьованих газах від складу палива та вмісту водневмісного газу у повітряному заряді: а –  $CO$ ; б –  $C_mH_n$ ; в –  $NO_x$ ; г –  $CO_2$

Визначені концентрації основних забруднюючих речовин у відпрацьованих газах дозволяють пояснити залежності масових викидів цих речовин від складу палива та вмісту водневмісного газу у повітряному заряді (рис. 7). В цілому, залежності масових викидів повторюють залежності концентрацій забруднюючих речовин у відпрацьованих газах (рис. 6). При збільшенні частки  $C_2H_5OH$  викиди  $CO$  знижуються з 0,25 до 0,2  $кг/год$ ; викиди  $C_mH_n$  – з 0,0181 до 0,0148  $кг/год$ ; викиди  $NO_x$  – з 0,095 до 0,068  $кг/год$ ; викиди  $CO_2$  – з 9,23 до 8,29  $кг/год$ . Разом з тим, при додаванні частки  $H_2$  від 0 до 0,1 зростає витрата повітря (рис. 2), що збільшує масові викиди шкідливих речовин на цій ділянці, зокрема, викиди  $CO$  (з 0,25 до 0,27  $кг/год$ ) та  $C_mH_n$  (з 0,0181 до 0,0182  $кг/год$ )

при додаванні  $H_2$  перевищують викиди цих речовин при додаванні  $C_2H_5OH$ ; викиди  $NO_x$  збільшуються з 0,095 до 0,308  $кг/год$ , а викиди  $CO_2$  знижуються з 9,23 до 7,74  $кг/год$ . При подальшому збільшенні частки  $H_2$  викиди  $CO$ ,  $C_mH_n$  та  $CO_2$  знижуються до нуля, а викиди  $NO_x$  зростають до 0,526  $кг/год$ . Також, вплив витрати повітря проявляється і у інтенсивності зниження викидів  $CO$ ,  $C_mH_n$  та  $CO_2$  при додаванні ННО – зниження викидів цих речовин (рис. 7) є більш інтенсивним, ніж зниження їх концентрацій (рис. 6) при збільшенні частки ННО. Крім того, максимум викидів  $NO_x$  (2,43  $кг/год$ ) при цьому, зміщується у бік меншої частки ННО порівняно із максимумом концентрації  $NO_x$ .

Водночас, отримані залежності показників транспортної енергоустановки від масо-

вих часток компонентів свіжого заряду не дозволяють об'єктивно порівнювати вплив складу свіжого заряду на зазначені показники через абсолютно різний хімічний склад та кількість компонентів, що додаються. З метою об'єктивнішої оцінки впливу складу свіжого заряду на показники транспортної енергоустановки доцільно використати у якості фактору впливу воднево-вуглецеве відношення паливних компонентів, що ком-

плексно описує склад різних палив з точки зору енергетичної здатності та впливу на викиди вуглецевих сполук з відпрацьованими газами.

На рис. 8 представлено залежності воднево-вуглецевого відношення (Н/С) паливної суміші від зміни її складу додаванням ННО до повітряного заряду або зміною вмісту  $C_2H_5OH$  або  $H_2$  в паливі.

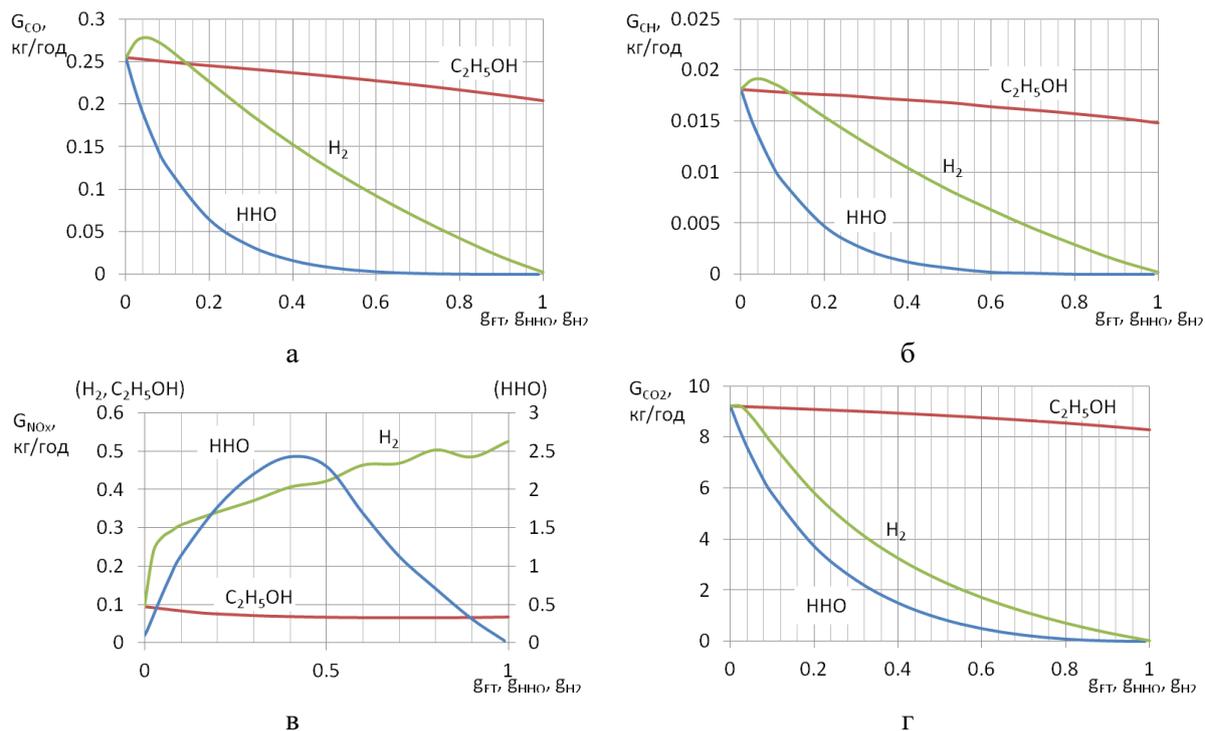


Рис. 7. Залежності масових викидів забруднюючих речовин у відпрацьованих газах від складу палива та вмісту водневмісного газу у повітряному заряді: а – CO; б –  $C_mH_n$ ; в –  $NO_x$ ; г –  $CO_2$

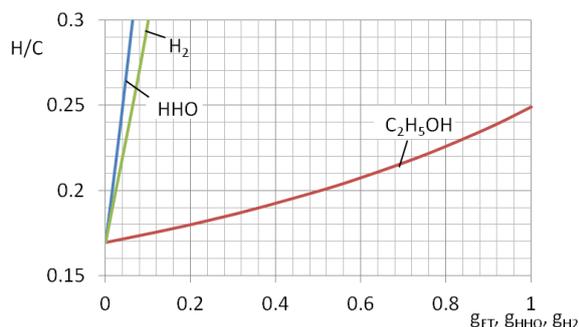


Рис. 8. Залежності воднево-вуглецевого відношення паливної суміші від складу палива та вмісту водневмісного газу у повітряному заряді

Як видно, додавання  $C_2H_5OH$  до бензину максимально до 100 % збільшує Н/С до з 0,17 до 0,25. При цьому, додавання 0,06 масової частки ННО та 0,1 масової частки  $H_2$

збільшує Н/С з 0,17 до 0,3. З іншого боку, проведені наукові дослідження в Національному транспортному університеті та інших наукових установах щодо використання водневмісного газу свідчать, що існує обладнання для генерування такого газу під час роботи транспортної енергоустановки дозволяє отримувати ННО з витратою до 50 л/хв. При цьому, масова частка ННО 0,06 у розглянутому режимі роботи двигуна потребує продуктивності близько 80 л/хв. З цієї причини, розглядати вплив складу свіжого заряду на показники енергоефективності транспортної енергоустановки доцільно до значення Н/С до 0,3.

Залежності показників енергоефективності транспортної енергоустановки від воднево-вуглецевого відношення паливної суміші представлено на рис. 9-12.

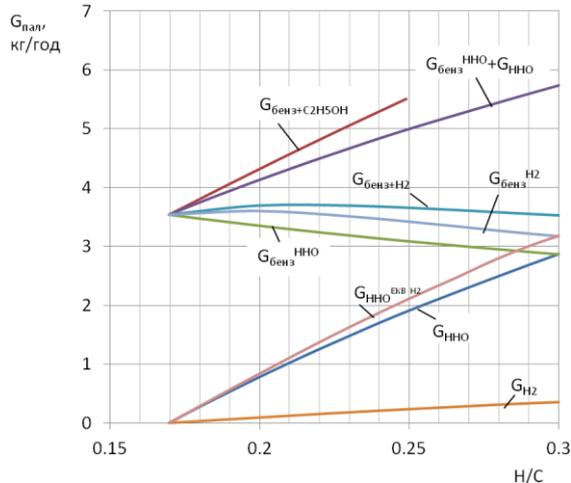


Рис. 9. Залежності годинної витрати палива від воднево-вуглецевого відношення паливної суміші

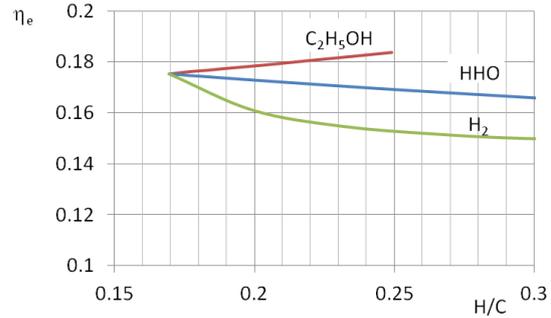
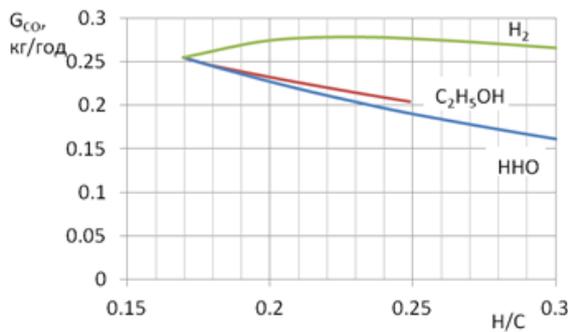
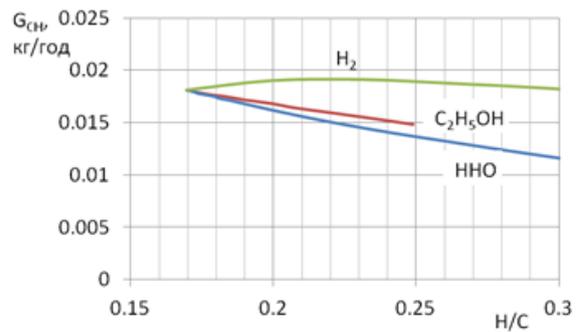


Рис. 10. Залежності ефективного ККД від воднево-вуглецевого відношення паливної суміші

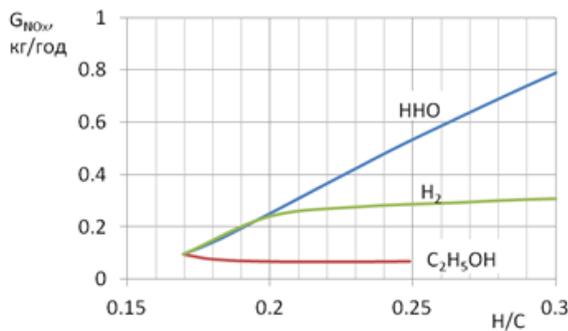
Залежності годинної витрати палива від воднево-вуглецевого відношення паливної суміші (рис. 9) свідчать, що зі зростанням  $H/C$  до 0,25 при додаванні  $C_2H_5OH$  годинна витрата палива зростає від 3,54 до 5,51 кг/год.



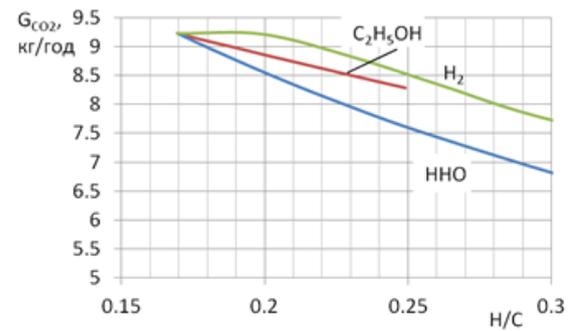
а



б



в



г

Рис. 11. Залежності масових викидів забруднюючих речовин у відпрацьованих газах від воднево-вуглецевого відношення паливної суміші: а –  $CO_2$ ; б –  $C_nH_n$ ; в –  $NO_x$ ; г –  $CO_2$

Збільшення  $H/C$  (до 0,3) додаванням  $H_2O$  та  $H_2$  знижує витрату бензину з 3,54 до 2,9 та 3,18 кг/год відповідно. При цьому, витрата  $H_2O$  становить 2,9 кг/год, а сумарна витрата суміші палив – 5,8 кг/год при  $H/C = 0,3$ . Витрата  $H_2$  становить 0,35 кг/год при  $H/C = 0,3$ , що відповідає еквівалентній витраті  $H_2O$  3,18 кг/год для продукування такої кількості водню. Тоді при збільшенні  $H/C$  до 0,3 дода-

ванням  $H_2$  сумарна витрата суміші палив складатиме 3,53 кг/год бензину з  $H_2$  та 6,36 кг/год бензину з еквівалентною кількістю  $H_2O$ .

Ефективний ККД двигуна зростає з 0,175 до 0,184 при збільшенні  $H/C$  до 0,25 додаванням  $C_2H_5OH$  та зменшується з 0,175 до 0,167 та до 0,15 при збільшенні  $H/C$  до 0,3 додаванням  $H_2O$  та  $H_2$  відповідно (рис. 10).

Масові викиди  $\text{CO}$ ,  $\text{C}_m\text{H}_n$ ,  $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}_2$  при збільшенні  $\text{H/C}$  до 0,25 додаванням  $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$  знижуються з 0,254 до 0,204, з 0,018 до 0,015, з 0,095 до 0,068, з 9,23 до 8,29 кг/год відповідно (рис. 11).

Масові викиди  $\text{CO}$ ,  $\text{C}_m\text{H}_n$ ,  $\text{CO}_2$  при збільшенні  $\text{H/C}$  до 0,3 додаванням  $\text{HNO}$  знижуються до 0,16, 0,012, 6,8 кг/год відповідно.

Масові викиди  $\text{CO}_2$  при збільшенні  $\text{H/C}$  до 0,3 додаванням  $\text{H}_2$  знижуються до 7,74 кг/год. Масові викиди  $\text{CO}$  незначно зростають до 0,266 кг/год, а масові викиди  $\text{C}_m\text{H}_n$  практично не змінюються при збільшенні

$\text{H/C}$  додаванням  $\text{H}_2$ . Масові викиди  $\text{NO}_x$  при збільшенні  $\text{H/C}$  додаванням  $\text{HNO}$  та  $\text{H}_2$  зростають до 0,79 та до 0,308 кг/год відповідно.

При цьому, при збільшенні  $\text{H/C}$  до 0,2 додаванням  $\text{HNO}$  та  $\text{H}_2$  масові викиди  $\text{NO}_x$  зростають до 0,24 кг/год в обох випадках.

З використанням залежностей масових викидів забруднюючих речовин визначено окремі критерії енергоефективності енергоустановки за еквівалентними викидами  $\text{CO}$ ,  $\text{C}_m\text{H}_n$ ,  $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$  та груповий критерій в залежності від воднево-вуглецевого відношення паливної суміші (рис. 12).

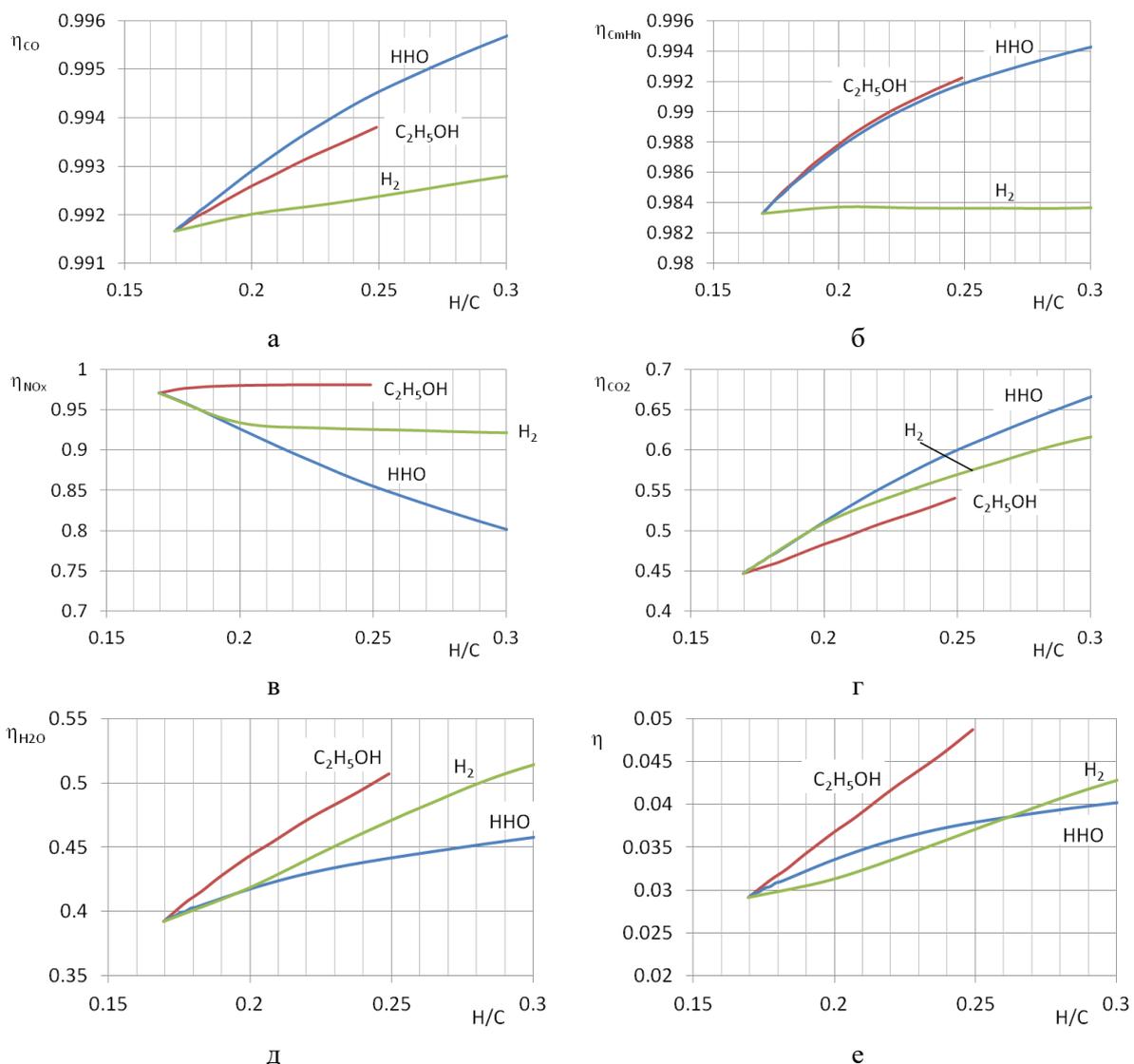


Рис. 12. Залежності окремих критеріїв енергоефективності енергоустановки за еквівалентними викидами (а –  $\text{CO}$ ; б –  $\text{C}_m\text{H}_n$ ; в –  $\text{NO}_x$ ; г –  $\text{CO}_2$ ; д –  $\text{H}_2\text{O}$ ) та групового критерію (е) від воднево-вуглецевого відношення паливної суміші

Окремі критерії енергоефективності за еквівалентними викидами  $\text{CO}$ ,  $\text{C}_m\text{H}_n$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$  при збільшенні  $\text{H/C}$  додаванням  $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$ ,  $\text{HNO}$  та  $\text{H}_2$  збільшуються. Збільшення окре-

мого критерію енергоефективності за викидами  $\text{CO}$  (рис. 12а) відбувається від значення 0,9917 до 0,9957 при додаванні  $\text{HNO}$ , до 0,9937 при додаванні  $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$  та до 0,9928

при додаванні  $H_2$ . Збільшення окремого критерію енергоефективності за викидами  $C_mH_n$  (рис. 12б) відбувається від значення 0,9832 до 0,9941 при додаванні ННО, до 0,9921 при додаванні  $C_2H_5OH$  та до 0,9838 при додаванні  $H_2$ . Збільшення окремого критерію енергоефективності за викидами  $CO_2$  (рис. 12г) відбувається від значення 0,45 до 0,67 при додаванні ННО, до 0,62 при додаванні  $H_2$  та до 0,54 при додаванні  $C_2H_5OH$ . Збільшення окремого критерію енергоефективності за викидами  $H_2O$  (рис. 12д) відбувається від значення 0,39 до 0,51 при додаванні  $C_2H_5OH$ , до 0,52 при додаванні  $H_2$  та до 0,46 при додаванні ННО. Окремий критерій енергоефективності за еквівалентними викидами  $NO_x$  (рис. 12в) при додаванні  $C_2H_5OH$  збільшується від значення 0,97 до 0,98, при додаванні  $H_2$  знижується до 0,92 та при додаванні ННО знижується до 0,8.

Таким чином, найбільший вплив на груповий критерій енергоефективності окрім ефективного ККД здійснюють окремі критерії за еквівалентними викидами  $H_2O$ ,  $CO_2$ ,  $NO_x$ . Груповий критерій енергоефективності енергоустановки (рис. 12е) зростає від значення 0,029 при збільшенні Н/С додаванням  $C_2H_5OH$  до 0,048, додаванням  $H_2$  до 0,0425 та додаванням ННО до 0,04.

Отже, в межах встановленого доцільного діапазону зміни воднево-вуглецевого відношення паливної суміші додаванням різних альтернативних добавок до бензину найбільшу ефективність має додавання  $C_2H_5OH$ , яке збільшує груповий критерій енергоефективності для дослідженого режиму роботи двигуна на 65,5%. Збільшення групового критерію енергоефективності шляхом додавання ННО відбувається більш інтенсивно ніж шляхом додавання  $H_2$  до величини воднево-вуглецевого відношення паливної суміші  $H/C = 0,26$ , при якому груповий критерій енергоефективності збільшується на 31%. В подальшому, збільшення  $H/C$  додаванням ННО є менш енергоефективним ніж додаванням  $H_2$ . Враховуючи це, можна рекомендувати використовувати добавку ННО до повітряного заряду до встановлення відношення  $H/C$  на рівні 0,26 для дослідженого режиму роботи двигуна. Витрата газу ННО при цьому складатиме 68 л/хв, що можливо забезпечити існуючими мобільними установками. Щодо доцільності додавання  $H_2$  після значення відношення  $H/C = 0,26$ , можна припустити, що це потребує додаткового дослі-

дження, оскільки у цьому випадку можуть спричинити окремий вплив додаткові витрати на забезпечення подачі чистого водню. Крім того, окремого дослідження потребує і визначення оптимальних регульованих параметрів двигуна, зокрема кута випередження запалювання при додаванні вказаних сполук, оскільки це може вплинути на утворення оксидів азоту, ефективний ККД, викиди інших компонентів ВГ та груповий критерій енергоефективності в цілому. Також, доцільно дослідити вплив сумісного використання добавок  $C_2H_5OH$  та ННО на рівень енергоефективності транспортної енергоустановки.

### Висновки

В результаті проведеного дослідження оцінено вплив на показники енергоефективності транспортної енергоустановки в окремому режимі роботи додавання до основного палива (бензину) різних альтернативних добавок, зокрема, етанолу, водневмісного газу, водню.

Для проведення дослідження використано уточнену з використанням експериментальних досліджень математичну модель, яка враховує вплив додавання до альтернативних добавок до бензину на склад свіжого заряду, продуктів згоряння, параметри процесу згоряння та дозволяє визначати вплив воднево-вуглецевого відношення паливної суміші на показники енергоефективності транспортної енергоустановки з двигуном з іскровим запалюванням.

За отриманими результатами встановлено, що у дослідженому режимі роботи найбільш ефективним для поліпшення окремих критеріїв енергоефективності за ефективним ККД, викидами вуглеводнів, оксидів азоту, ступенем використання водню у створенні енергії та групового критерію є додавання етанолу до бензину, яке дозволяє збільшити воднево-вуглецеве відношення на 47% порівняно із базовим бензином. Найвищі критерії енергоефективності за викидами  $CO$  і  $CO_2$  досягаються додаванням водневмісного газу до свіжого заряду. Однак, додавання водневмісного газу суттєво знижує критерій енергоефективності за викидами  $NO_x$ . Тому, додавання водневмісного газу доцільне до значення воднево-вуглецевого відношення 0,26, що вимагає витрати 68 л/хв. Груповий критерій енергоефективності при цьому збільшується на 31%, а при додаванні етанолу – на 65,5%.

Подальше дослідження може бути спрямоване на визначення оптимальних регулювальних параметрів двигуна, зокрема кута випередження запалювання при додаванні вказаних сполук, оскільки це може вплинути на утворення оксидів азоту, ефективний ККД, викиди інших компонентів ВГ та груповий критерій енергоефективності в цілому. Також, доцільно дослідити вплив сумісного використання добавок  $C_2H_5OH$  та ННО на рівень енергоефективності транспортної енергоустановки.

### Конфлікт інтересів

Автор заявляє, що немає конфлікту інтересів щодо публікації цієї статті.

### Література

1. Yakovlieva, A., & Boichenko, S. (2020). Energy Efficient Renewable Feedstock for Alternative Motor Fuels Production: Solutions for Ukraine. *Systems, Decision and Control in Energy I*, 247–259. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-48583-2\\_16](https://doi.org/10.1007/978-3-030-48583-2_16).
2. Tsiunan, M. (2019). Evaluation of fuel consumption and harmful substances emissions by vehicle with spark ignition engine under operation conditions with using of fuel containing ethanol. *Selected Aspects of Providing the Chemmotological Reliability of the Engineering*, 299–314. <https://doi.org/10.18372/38237>.
3. Efemwenkiele, U. K., Oyedepo, S. O., Idiku, U. D., Uguru-Okorie, D. C., & Kuhe, A. (2019). Comparative Analysis of a Four Stroke Spark Ignition Engine Performance Using Local Ethanol and Gasoline Blends. *Procedia Manufacturing*, 35, 1079–1086. <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2019.06.060>.
4. Sakai, S., & Rothamer, D. (2019). Impact of ethanol blending on particulate emissions from a spark-ignition direct-injection engine. *Fuel*, 236, 1548–1558. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.09.037>.
5. Marques, D. O., Trevizan, L. S. F., Oliveira, I. M. F., Seye, O., & Silva, R. E. P. (2016). Combustion assessment of an ethanol/gasoline flex-fuel engine. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 39(4), 1079–1086. <https://doi.org/10.1007/s40430-016-0609-4>.
6. Suarez-Bertoa, R., Zardini, A. A., Keuken, H., & Astorga, C. (2015). Impact of ethanol containing gasoline blends on emissions from a flex-fuel vehicle tested over the Worldwide Harmonized Light duty Test Cycle (WLTC). *Fuel*, 143, 173–182. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2014.10.076>.
7. Редзюк, А.М., Устименко, В.С., Клименко, О.А., & Гутаревич, Ю.Ф. (2003). Вплив високооктанової кисневмісної добавки до бензину на паливну економічність та екологічні показники автомобілів. *Автошляховик України. Окр. вип. Вісник Північного наукового центру ТАУ*, 6, 34–35.
8. Гутаревич, Ю.Ф., Корпач, А.О., Говорун, А.Г., & Захарченко, О.М. (2006). Вплив кута випередження запалювання на показники двигуна за роботи на сумішевих паливах з різним вмістом спиртових сполук. *Автошляховик України*, 1, 19–21.
9. Щербатюк, В.Б. (2013). Покращення екологічних показників двигунів підігрівом свіжого заряду при використанні бензину з добавкою біоетанолу. Дис. ... канд. техн. наук. Київ: НТУ.
10. Shcherbatiuk, V.B. (2013). Pокrashchennia ekolohichnykh pokaznykiv dvyhuniv pidihrivom svizhoho zariadu pry vykorystanni benzynu z dobavkoiu bioetanolu. [Improving the environmental performance of engines by heating the air charge when using gasoline with ethanol additive]. *Dys. ... kand. tekhn. nauk. Kyiv: NTU*. [in Ukrainian].
11. Dobrovolskyi, O., Sosida, S., & Savostin-Kosiak, D. (2021). Evaluation of Ethanol-Containing Fuel Supply Control Efficiency in Spark Ignition Engine. *SAE Technical Paper Series*. <https://doi.org/10.4271/2021-01-1232>.
12. Gerwash, M. K. M., Al-ghonemy, A. M. K., Omara, M. A., Ahmed, I. L. M., Saeed, A., & Abdelaziz, G. B. (2024). Sustainable Production of Green Oxy-Hydrogen from Vehicles' Air Conditioning Drains to Enhance Engine Efficiency and Reduce Greenhouse Gas Emissions. *Hydrogen*, 5(4), 958–975. <https://doi.org/10.3390/hydrogen5040051>.
13. Le Anh, T., Nguyen Duc, K., Tran Thi Thu, H., & Cao Van, T. (2013). Improving Performance

- and Reducing Pollution Emissions of a Carburetor Gasoline Engine by Adding HHO Gas into the Intake Manifold. SAE Technical Paper Series. <https://doi.org/10.4271/2013-01-0104>.
13. Gutarevych, Y., Shuba, Y., Matijošius, J., Karev, S., Sokolovskij, E., & Rimkus, A. (2018). Intensification of the combustion process in a gasoline engine by adding a hydrogen-containing gas. *International Journal of Hydrogen Energy*, 43(33), 16334–16343. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.06.124>.
  14. Cervantes-Bobadilla, M., Escobar-Jiménez, R. F., Gómez-Aguilar, J. F., García-Morales, J., & Olivares-Peregrino, V. H. (2018). Experimental Study on the Performance of Controllers for the Hydrogen Gas Production Demanded by an Internal Combustion Engine. *Energies*, 11(8), 2157. <https://doi.org/10.3390/en11082157>.
  15. Morales, J., Bobadilla, M., Escobar-Jiménez, R., Gómez-Aguilar, J., García-Beltrán, C., & Olivares-Peregrino, V. (2016). Control Scheme Formulation for the Production of Hydrogen on Demand to Feed an Internal Combustion Engine. *Sustainability*, 9(1), 7. <https://doi.org/10.3390/su9010007>.
  16. Leyko, J., Słobiński, K., Jaworski, J., Mitukiewicz, G., Bou Nader, W., & Batory, D. (2023). Study on SI Engine Operation Stability at Lean Condition—The Effect of a Small Amount of Hydrogen Addition. *Energies*, 16(18), 6659. <https://doi.org/10.3390/en16186659>.
  17. Tsiuman, M. P., Mateichyk, V., Smieszek, M., Sadovnyk, I., Artemenko, R., Tsiuman, Y., Gritsuk, I., & Koval, A. (2020). The System for Adding Hydrogen-containing Gas to the Air Charge of the Spark Ignition Engine Using a Thermoelectric Generator. SAE Technical Paper Series. <https://doi.org/10.4271/2020-01-2142>.
  18. Абрамчук, Ф.І., Гутаревич, Ю.Ф., Долганов, К.С., & Тимченко, І.І. (2006). Автомобільні двигуни. Підручник. Київ: Арістей. Abramchuk, F.I., Hutarevych, Y.F., Dolganov, K.Y., & Tymchenko, I.I. (2006). *Avtomobilni dvyhuny*. [Automobile engines]. Pidruchnyk. Kyiv: Aristei. [in Ukrainian].
  19. Vibe, I. (1970). *Burning process and cycle of internal combustion engines*. Berlin: VEB Verlag Technik.
  20. Матейчик, В.П., Цюман, М.П., & Сінкевич, А.Б. (2009). Вплив рециркуляції відпрацьованих газів на показники бензинового двигуна з системою нейтралізації. *Автошляховик України*. Окремий випуск, 12, 137–141. Mateichyk, V.P., Tsiuman, M.P., & Sinkevych, A.B. (2009). Vplyv retsyrkuliatsii vidpratsovanykh haziv na pokaznyky benzynovoho dvyhuna z systemoiu neutralizatsii. [The effect of exhaust gas recirculation on the performance of a gasoline engine with a neutralization system]. *Avtoshliakhovyk Ukrainy*. Okremyi vypusk, 12, 137–141. [in Ukrainian].
  21. Сосіда, С.В., & Цюман, М.П. (2023). Дослідження впливу використання палива на основі етанолу на індикаторні показники, енергоефективність та екологічність автомобільного двигуна. *Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки»*. Науковий журнал, 57, 122–140. <https://doi.org/10.33744/2308-6645-2023-3-57-122-140>.
  22. Sosida, S.V., & Tsiuman, M.P. (2023). Doslidzhennia vplyvu vykorystannia palyva na osnovi etanolu na indykatorni pokaznyky, enerhoefektyvnist ta ekolohichnist avtomobilnoho dvyhuna. [Study of the impact of using ethanol-based fuel on indicated performance, energy efficiency and environmental friendliness of the automobile engine]. *Visnyk Natsionalnoho transportnoho universytetu. Serii «Tekhnichni nauky»*. Naukovyi zhurnal, 57, 122–140. <https://doi.org/10.33744/2308-6645-2023-3-57-122-140>. [in Ukrainian].
  22. Burwasser, H., & Pease, R.N. (1955). Burning Velocities of Hydrogen-Air Flames I. *Journal of the American Chemical Society*, 77(22), 5806–5808. <https://doi.org/10.1021/ja01627a008>.
  23. Simon, D.M. (1951). Flame Propagation. III. Theoretical Consideration of the Burning Velocities of Hydrocarbons I. *Journal of the American Chemical Society*, 73(1), 422–425. <https://doi.org/10.1021/ja01145a137>.
  24. Heywood, J.B. (2018). *Internal Combustion Engines Fundamentals*. McGraw-Hill Inc. <https://www.accessengineeringlibrary.com/content/book/9781260116106>.
  25. Цюман, М.П., & Сосіда, С.В. (2022). Експериментальне дослідження паливної економічності та екологічних показників двигуна з іскровим запалюванням, що живиться спиртовмісним паливом з високим вмістом етанолу. *Перспективи розвитку автомобільного транспорту та інфраструктури: виклики воєнного часу: збірка тез доповідей Міжнародної науково-практичної конференції*, 232–237. Tsiuman, M.P., & Sosida, S.V. (2022). Eksperymentalne doslidzhennia palyvnoi ekonomichnosti ta ekolohichnykh pokaznykiv dvyhuna z iskrovym zapaliuvanniam, shcho zhivyetsya spyrtovmisnym palyvom z vysokym vmistom etanolu. [Experimental study of fuel efficiency and environmental performance of a spark-ignition engine fueled with alcohol-containing fuel with a high ethanol content]. *Perspektyvy rozvytku avtomobilnoho transportu ta infrastruktury: vyklyky voiennoho chasu: zbirka tez dopovidei Mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii*, 232–237. [in Ukrainian].

26. Bosch Automotive Handbook, 5th Edition. (2000). Stuttgart: Robert Bosch GmbH.
27. Barin, Ihsan. (1995). Thermochemical data of pure substances. Weinheim; New York; Basel; Cambridge; Tokyo: VCH.
28. Гутаревич, Ю.Ф., Зеркалов, Д.В., Говорун, А.Г., Корпач А.О., & Мерзхивська, Л.П. (2008). Екологія та автомобільний транспорт. Навчальний посібник. Київ: Арістей.  
Hutarevych, Y.F., Zerkalov, D.V., Hovorun, A.H., Korpach, A.O., & Merzhyevska, L.P. (2008). Ekolohiia ta avtomobilnyi transport. [Ecology and road transport]. Navchalnyi posibnyk. Kyiv: Aristei. [in Ukrainian].
29. Kalaskar, V., Conway, G., Handa, G., Joo, S., & Williams, D. (2023). Challenges and Opportunities with Direct-Injection Hydrogen Engines. SAE Technical Paper Series. <https://doi.org/10.4271/2023-01-0287>.
30. Beccari, S., Pipitone, E., & Caltabellotta, S. (2023). Analysis of the Combustion Process in a Hydrogen-Fueled CFR Engine. *Energies*, 16(5), 2351. <https://doi.org/10.3390/en16052351>.
31. Joshi, A. (2023). Year in Review: Progress towards Decarbonizing Transport and Near-Zero Emissions. SAE Technical Paper Series. <https://doi.org/10.4271/2023-01-0396>.

**Цюман Микола Павлович<sup>1</sup>**, к.т.н., доц. каф. двигунів і теплотехніки, e-mail: tsuman@ukr.net, тел. +38 097-717-74-79, ORCID: 0000-0003-2537-8010

<sup>1</sup>Національний транспортний університет, 01010, Україна, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1.

#### **Enhancing the energy efficiency of transport power units using combinations of traditional and alternative fuels**

**Abstract. Problem.** In order to improve the energy efficiency of transport power units – specifically fuel economy, energy performance, and emissions – various methods of using alternative fuels have recently been investigated. These include their use both as standalone fuels and as additives to conventional fuels. **Goal.** To enhance the energy efficiency of transport power units by identifying suitable combinations of conventional and alternative fuels for practical use. **Methodology.** Mathematical modeling of the energy efficiency

indicators of a transport power unit with a spark-ignition engine is performed, depending on the amount of ethanol, hydrogen-containing gas, or hydrogen added to gasoline, in order to modify the hydrogen-to-carbon ratio of the fuel mixture. **Results.** It was found that, under the investigated operating conditions, the most effective approach in terms of thermal efficiency, hydrocarbon and nitrogen oxide emissions, hydrogen utilization for energy generation, and the overall energy efficiency criterion is the addition of ethanol to gasoline. The highest energy efficiency criteria regarding CO and CO<sub>2</sub> emissions are achieved by adding hydrogen-containing gas to the fresh intake charge. However, this significantly reduces the energy efficiency criterion for NO<sub>x</sub> emissions. Therefore, the addition of hydrogen-containing gas is advisable only up to a hydrogen-to-carbon ratio of 0.26, which corresponds to a flow rate of 68 L/min. Under these conditions, the overall energy efficiency criterion increases by 31%, while ethanol addition yields a 65.5% increase. **Originality.** The study identifies, for the first time, the patterns of influence of various alternative additives (ethanol, hydrogen) to gasoline and of hydrogen-containing gas to the intake air over a wide range of conditions on individual and overall energy efficiency criteria of a transport power unit based on a spark-ignition engine. **Practical value.** A mathematical modeling methodology has been developed and implemented using modern software tools. New data have been obtained regarding the consumption parameters of traditional and alternative fuels and fuel mixtures (gasoline with ethanol, hydrogen, or hydrogen-containing gas), as well as pollutant emissions from modern transport power units when these fuels are applied.

**Key words:** transport power unit, energy efficiency, pollutant emissions, hydrogen-to-carbon ratio, alternative fuel.

**Tsiuman Mykola<sup>1</sup>**, Ph.D., Assoc. Prof. Engines and Heating Engineering Department, e-mail: tsuman@ukr.net, tel. +38 097-717-74-79, ORCID: 0000-0003-2537-8010

<sup>1</sup>National Transport University, 1, Mykhaila Omelianovycha-Pavlenka Str., Kyiv, 01010, Ukraine.