

УДК 661.068

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ВПЛИВУ БІОПАЛИВА НА ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ДИЗЕЛЯ

І. В. Логун¹, О. М. Кирик¹, Р. В. Шатров²

¹Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут», Україна.

²Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: log23163@ukr.net, oleoleg1979@gmail.com, rvshatrov@outlook.com.

Історія статті: отримано – квітень 2019, акцептовано – серпень 2019.

Бібл. 4, рис. 2, табл. 1.

Анотація. Розглянуто питання впливу складу альтернативного палива для дизельних двигунів на показники роботи тракторного дизеля Д-21. Досліджено вплив на показники теплового розрахунку двигуна та на процесу згоряння альтернативного палива. Проведено тепловий розрахунок двигуна при роботі на суміші різного складу для визначення можливого впливу на потужність двигуна.

Знаючи характер зміни циклової подачі та елементарного складу паливної суміші, можна проаналізувати їх вплив на зміну теплотворної здатності суміші (H_u), коефіцієнт надлишку повітря (α) та інші показники роботи двигуна. Отримані розрахунково-експериментальні дані по паливу можуть бути перевірені експериментально при стендових випробуваннях двигуна.

Ключові слова. Дизельний двигун, дизельне паливо, рослинна олія, гас, цетанове число, теплотворна здатність, зміна потужності двигуна.

Постановка проблеми

На сьогоднішній день одним з альтернативних видів моторного палива нафтового (мінерального) походження є біопаливо, вироблене з рослинної біомаси (біомаса - невикопного органічний матеріал, прямо або побічно вироблений шляхом фотосинтезу).

Перехід на використання моторного біопалива дозволяє одночасно вирішити ключову проблему сучасності - задовольнити зростаючі потреби в енергії без шкоди для навколишнього середовища.

Основними факторами розвитку індустрії біопалива є:

- значне зростання цін на викопні енергоносії;
- світових розвіданих запасів нафти і природного газу вистачить, за прогнозами, при сучасному рівні видобутку на 40 і 60 роки відповідно;
- виробництво викопних видів палива незабаром перестане задовольняти зростаючий попит;
- глобальні проблеми екологічної безпеки;

• можливість зниження залежності від імпорту енергоресурсів для країн з низьким рівнем власних запасів викопної сировини;

• стимулювання і підтримка розвитку аграрного сектора.

Для стимулювання цих процесів в деяких країнах розроблено комплекс заходів, що включає в себе законодавче регулювання, індикативне планування обсягів виробництва, пільгове оподаткування, бюджетну підтримку і ін.

Аналіз останніх досліджень

За прогнозами Міжнародної енергетичної асоціації (IEA), світове виробництво біопалива збільшиться з 20 млн. тон енергетичного еквівалента нафти в 2017 р до 92-147 млн. тонн до 2030 року. Щорічні темпи приросту виробництва біопалива складуть 7-9%.

Активна робота по вивченню і застосуванню біодизельного палива проводиться у Франції, Німеччині, Італії, Фінляндії, Чехії, Швеції, Австрії і Великобританії. У ній беруть участь багато провідних компаній світу: «Форд Мотор», «Фіат Авто», «Даймлер Крайслер» та ін. Однак незначний обсяг експериментальних досліджень і суперечливість отриманих результатів працездатності дизелів на рослинних оліях або сумішевих паливах не дозволяють поки однозначно судити про оптимальність застосування конкретного виду олії або продуктів її переробки в якості біопалива. Використання результатів цих досліджень навіть для порівняльної оцінки ефективності та розрахунку техніко-економічних показників роботи автотракторної техніки утруднено. Це обумовлено неоднаковими умовами проведених експериментів і практичної експлуатації дизелів, важкими для співставлення.

Тому для перетворення досліджуваних біопалив в товарні палива для дизелів необхідно проведення подальших, більш повних і систематичних, наукових досліджень в цій області. Разом з тим, всі дослідники

приходять до єдиної думки про доцільність застосування відновлюваних джерел енергії з рослинної біомаси в якості перспективних екологічно чистих видів палива для ДВЗ.

Для визначення впливу біопалива на показники роботи дизеля Д – 21 були проведені теплові розрахунки даного двигуна при роботі на дизельному паливі та біопаливі.

За даними теплового розрахунку були розраховані параметри зовнішніх швидкісних характеристик двигуна і проведено аналіз впливу складу паливної суміші на його показники роботи. Нижче наведені методика та результати цих обчислень.

Мета досліджень

Дослідження впливу основних фізичних параметрів паливної суміші на основі рослинної олії на індикаторні та ефективні показники роботи двигуна.

Результати досліджень

Основною проблемою використання рослинних олій і їх продуктів переробки в якості палива на вітчизняній і зарубіжній автотракторній техніці (трактори, автомобілі, комбайни та ін.) є недостатня адаптованість дизельних двигунів, які серійно випускаються, до роботи на натуральних технічних біопаливах через відмінності їх теплотворних, фізико-хімічних та експлуатаційних властивостей від товарного мінерального дизельного палива, які призводять до зміни параметрів процесів впорскування палива, сумішоутворення і згоряння.

Для переведення роботи автотракторної техніки на дизельне сумішне паливо необхідно використовувати не тільки різні методи фізико-хімічної обробки (етерифікація рослинних олій, ультразвукова обробка, СВЧ-обробка, обробка в апаратах з вихровим шаром феромагнітних частинок і ін.), а й модернізувати штатні системи живлення дизелів.

Тепловий розрахунок двигуна Д – 21 при роботі на дизельному пальному, стандартний і нижче наведено результати розрахунку. Для розрахунків використовували наступні вихідні дані.

Тепловий розрахунок двигуна Д – 21 при роботі на дизельному пальному, стандартний і нижче наведено результати розрахунку.

Параметри двигуна прийняті для розрахунку:

Ефективна потужність $N_e = 20$ к.с. (14,6 кВт).

Ефективний крутний момент $M_e = 10$ кгм (98 Нм).

Частота обертання при $N_{e \max} - n_e = 1600$ об/хв;

Частота обертання колінвалу при максимальному крутному моменту $M_e - n_M = 1200 - 1400$ об/хв.

Ступінь стиску $E = 16$; робочий об'єм двигуна – $V_n = 2,08$ л.

Кількість циліндрів – $i = 2$; діаметр циліндра $D_{ц} = 105$ мм.

Хід поршня – $S_n = 120$ мм; коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1,6$.

При розрахунку параметрів кінця процесу впуску прийняті наступні значення параметрів навколишнього середовища:

Тиск повітря – $P_0 = 0,1$ МПа;

Температура повітря – $T_0 = 293^0$ К;

Тиск і температура залишкових газів – $P_r = 0,105$ МПа; $T_r = 700^0$ К;

Температура підігріву свіжого заряду для мало обертового дизеля прийнято 20^0 , коефіцієнт залишкових газів γ_z прийнято $\gamma_z = 0,32$;

Індикаторні показники роботи двигуна

Середній індикаторний тиск P_i в кПа для дизеля знайдемо за формулою:

$$P_i = \frac{P_c}{E-1} \cdot \left[\frac{\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right)}{-\frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{E^{n_1 - 1}} \right)} \right], \quad (1)$$

-для дизельного палива:

$$P_i = 919,6 \text{ кПа}$$

-для біопалива:

$$P_i = 855,5 \text{ кПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск $P_{iан}$ в кПа з врахуванням скруглення діаграми і затрат на виконання насосних ходів поршня визначаємо із рівняння:

$$P_{iан} = \varphi \cdot P_i' - \Delta P, \quad (2)$$

де $\Delta P = P_r - P_a$, кПа;

φ - коефіцієнт скруглення.

Коефіцієнт скруглення $\varphi = 0,92 \dots 0,95$. Приймаємо $\varphi = 0,95$.

-для дизельного палива:

$$P_{iан} = 0,95 \cdot 916,6 - (125 - 90) = 835,7 \text{ кПа}$$

-для біопалива:

$$P_{iан} = 0,95 \cdot 855,5 - (105 - 90) = 797,7 \text{ кПа}$$

Середній індикаторний тиск (P_i) - таке умовний постійний тиск, який діючи протягом 1 ходу поршня робить таку ж роботу що і змінний тиск всередині циліндра двигуна. Значить, величина середнього індикаторного тиску характеризує теплову напруженість роботи двигуна. Процент неспівпадіння величин середнього індикаторного тиску ΔP_i в %, розрахованого, аналітично і графічно визначається за формулою:

$$\Delta P_i = \frac{P_{iан} - P_{iг}}{P_{iан}} \cdot 100\% \quad (3)$$

Допустиме відхилення $\Delta P_i = 3 \dots 5\%$;

-для дизельного палива:

$$P_{iг} = 900 \text{ кПа};$$

$$P_{iг} = 0,95 \cdot 900 - (125 - 90) = 820 \text{ кПа};$$

$$\Delta P_i = \frac{835,7 - 820}{835} \cdot 100\% = 1,8\%;$$

-для біопалива:

$$P_{iг} = 845 \text{ кПа};$$

$$P_{iг} = 0,95 \cdot 845 - (105 - 90) = 787,7 \text{ кПа};$$

$$\Delta P_i = \frac{797,7 - 787,7}{797,7} \cdot 100\% = 1,2\%$$

Індикаторний коефіцієнт корисної дії η_i визначається за формулою:

$$\eta_i = 8,314 \frac{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (E - 1) \cdot P_i \cdot T_c}{P_c \cdot Q_n} \quad (4)$$

-для дизельного палива:

$$\eta_i = 8,314 \frac{0,8111(1 + 0,03)(16,5 - 1) \cdot 858,62 \cdot 889,6}{3961,4 \cdot 42500} = 0,48$$

-для біопалива:

$$\eta_i = 8,314 \frac{0,456(1 + 0,06)(16 - 1) \cdot 797,7 \cdot 1082,8}{3589 \cdot 37300} = 0,42$$

Після чого знаходимо індикаторну витрату палива g_i в кг/кВт·ч за формулою:

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_n} \quad (5)$$

-для дизельного палива:

$$g_i = \frac{3600}{0,48 \cdot 42500} = 0,176 \text{ кг} / \text{кВт} \cdot \text{год};$$

-для біопалива:

$$g_i = \frac{3600}{0,42 \cdot 37300} = 0,229 \text{ кг} / \text{кВт} \cdot \text{год}.$$

Ефективні показники роботи двигуна:

Ефективні показники роботи двигуна, відрізняються від індикаторних наявністю необхідних затрат на подолання різних механічних опорів.

Середній ефективний тиск P_e в кПа знайдемо за формулою:

$$P_e = P_i - P_m \quad (6)$$

де P_m - механічні втрати в кПа, що розраховуються за емпіричною залежністю:

$$P_m = [0,9 + (0,11 \dots 0,15) \cdot C_n] \cdot 10^2 \quad (7)$$

де C_n - середня швидкість поршня.

C_n для тракторних дизелів знаходиться в межах 6...11 м/с. Приймаємо $C_n=7,5$ тому що із збільшенням середньої поршня зростають механічні втрати, збільшується теплове навантаження двигуна, зменшується термін роботи двигуна.

$$P_m = [0,9 + (0,11 \cdot 7,5)] \cdot 10^2 = 172,5 \text{ кПа}$$

Підставимо P_m в формулу (6) и найдем P_e :

-для дизельного палива:

$$P_e = 835,7 - 172,5 = 663,2 \text{ кПа}$$

-для біопалива:

$$P_e = 797,7 - 172,5 = 625,2 \text{ кПа}.$$

Знайдемо ефективний коефіцієнт корисної дії η_e із виразу:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (8)$$

де η_m - механічний коефіцієнт корисної дії;

Його можна знайти з формули:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (9)$$

-для дизельного палива:

$$\eta_m = \frac{663,2}{835,7} = 0,79;$$

-для біопалива:

$$\eta_m = \frac{625,2}{797,7} = 0,78.$$

Визначаємо коефіцієнт корисної дії η_e :

-для дизельного палива:

$$\eta_e = 0,48 \cdot 0,79 = 0,38;$$

-для біопалива:

$$\eta_e = 0,42 \cdot 0,78 = 0,33.$$

Ефективну питому витрату палива g_e в кг/кВт·год знаходимо за формулою:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \quad (10)$$

- для дизельного палива:

$$g_e = \frac{0,176}{0,79} = 0,222 \text{ кг} / \text{кВт} \cdot \text{год};$$

- для біопалива:

$$g_e = \frac{0,229}{0,78} = 0,293 \text{ кг} / \text{кВт} \cdot \text{год}.$$

Тепловий баланс двигуна характеризує розподіл теплоти, яка виділяється при згорянні палива, яке вводиться в циліндри двигуна на корисно використовувану і окремі види втрат характеризується зовнішнім тепловим балансом. Характер розподілу теплоти згорання за складовими зовнішнього теплового балансу визначається особливостями робочого процесу, а також геометричними розмірами циліндро-поршневої групи, конструкцією деталей и системи охолодження [2].

Зовнішній тепловий баланс в цілому і окремі його складові зокрема дозволяють оцінити показники теплонапруги деталей двигуна, розрахувати систему охолодження, визначити резерви у використанні теплоти відпрацьованих газів і шляхи підвищення економічності двигуна

Загальна кількість теплоти Q в кДж/год, введений в двигун з паливом знаходимо за формулою [3]:

$$Q = Q_n \cdot G_m \quad (11)$$

де G_m - годинна витрата палива.

Q_n -нижня питома теплота згорання.

Годинна витрата палива G_m в кг/год знаходиться за формулою:

$$G_m = N_e \cdot g_e \quad (12)$$

-для дизельного палива:

$$G_m = 15 \cdot 0,222 = 3,33 \text{ кг} / \text{год};$$

Нижня питома теплота згорання

$$Q_n = 42500 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

$$Q = 42500 \cdot 3,33 = 138656,25 \text{ кДж} / \text{год};$$

-для біопалива:

$$G_m = 15 \cdot 0,293 = 4,39 \text{ кг} / \text{год}.$$

Нижня питома теплота згорання

$$Q_n = 37300 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

$$Q = 37300 \cdot 4,39 = 163747 \text{ кДж} / \text{год}.$$

Теплота, яка еквівалентна ефективній роботі Q_e в кДж/год знайдемо з виразу:

$$Q_e = 3600 \cdot N_e \quad (13)$$

де N_e - ефективна потужність, кВт; для двигуна Д-21 $N_e=15$ кВт.

-для дизельного палива:

$$Q_e = 3600 \cdot 15 = 54000 \text{ кДж} / \text{год};$$

Відсоткова кількість тепла q_e в %, яка потрібна на здійснення роботи:

$$q_e = \frac{Q_e}{Q} \cdot 100\%, \quad (14)$$

Знайдемо відсоткову кількість тепла q_e :

$$q_e = \frac{54000}{138656,25} \cdot 100\% = 38,9\%;$$

-для біопалива:

$$q_e = \frac{54000}{163747} \cdot 100\% = 32,9\%.$$

Теплота, яка передається навколишньому середовищу Q_b в кДж/ч для дизелів без піддуву:

$$Q_b = C \cdot i \cdot D^{2,3} \cdot n^{0,65} \cdot \frac{1}{\alpha} \cdot 3,6, \quad (15)$$

де C - коефіцієнт, рівний 0,45...0,53;

i - число циліндрів;

D - діаметр циліндра, см;

n - частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹;

α - коефіцієнт надлишку повітря.

Прийmemo:

$$C=0,45; i=2; D=10,5 \text{ см}; n=1600 \text{ хв}^{-1}; \alpha=1,65.$$

Знаючи всі величини знайдемо теплоту, яка передається навколишньому середовищу Q_b :

$$Q_b = 0,45 \cdot 2 \cdot 10,5^{2,3} \cdot 1600^{0,65} \cdot \frac{1}{1,65} \cdot 3,6 =$$

$$= 43078,4 \text{ кДж / год}$$

Відсоткова кількість тепла q_e в %, яка передається навколишньому середовищу знайдемо за формулою:

$$q_e = \frac{Q_b}{Q} \cdot 100\%, \quad (16)$$

Знайдемо кількість теплоти q_e :

$$q_e = \frac{43078,4}{138656,25} \cdot 100\% = 31\%;$$

-для біопалива.

Прийmemo коефіцієнт надлишку повітря $\alpha=1,2$:

$$Q_b = 72908,3 \text{ кДж / год};$$

$$q_e = \frac{72908,3}{163747} \cdot 100\% = 44,5\%.$$

Теплота Q_b в кДж/год, яка виділяється з відпрацьованими газами знаходиться за формулою [17]:

$$Q_b = C_p \cdot (T_r - T_o) \cdot (G_b - G_T), \quad (17)$$

де C_p - середня теплоємність відпрацьованих газів при постійному тиску;

Середня теплоємність дорівнює

$C_p = 1,04$ кДж/кг·град;

T_r і T_o - температура відпрацьованих газів і навколишнього середовища, К;

- для дизельного палива;

Беремо із попередніх розрахунків $T_r = 850$ К; $T_o = 293$ К;

G_b і G_T - кількість повітря і палива, яке надійде в циліндр, кг/год;

Кількість повітря, яке надійде в циліндр G_b в кг/год знайдемо із виразу:

$$G_b = 14,5 \cdot \alpha \cdot G_T, \quad (18)$$

де G_T - годинна витрата палива, кг/год; $G_m = 3,3635$

Підставивши годинну витрату палива G_T , знайдемо G_b :

$$G_b = 14,5 \cdot 1,65 \cdot 3,3635 = 78,05 \text{ кг/год}.$$

Підставивши значення в рівняння (17) отримаємо Q_b :

$$Q_b = 1,04 \cdot (850 - 293) \cdot (78,05 - 3,2625) = 40210 \text{ кДж/год}$$

Відсоткова кількість теплоти q_r в %, яка виділяється з відпрацьованими газами:

$$q_r = \frac{Q_b}{Q} \cdot 100\%, \quad (19)$$

Знайдемо кількість теплоти q_r :

$$q_r = \frac{40210}{138656,25} \cdot 100\% = 29\%;$$

-для біопалива:

Температура вихлопних газів $T_r = 700$ К;

$$G_b = 14,5 \cdot 1,2 \cdot 4,39 = 76,3 \text{ кг/год};$$

$$Q_b = 1,04 \cdot (700 - 293) \cdot (76,3 - 4,39) = 30438 \text{ кДж/год};$$

$$q_r = \frac{30438}{163747} \cdot 100\% = 18,5\%.$$

Невраховані втрати $Q_{н.у.}$ в кДж/год знаходяться за формулою:

$$Q_{н.у.} = Q - (Q_e + Q_r + Q_b), \quad (20)$$

Знайдемо невраховані втрати $Q_{н.у.}$:

$$Q_{н.у.} = 1367,85 \text{ кДж / год}.$$

Відсоткова кількість тепла $q_{н.у.}$ в % на невраховані втрати знаходимо за формулою:

$$q_{н.у.} = \frac{Q_{н.у.}}{Q} \cdot 100\%, \quad (21)$$

Знайдемо відсоткову кількість тепла $q_{н.у.}$:

$$q_{н.у.} = \frac{1367,85}{138656,25} \cdot 100\% = 1,1\%.$$

-для біопалива:

Знайдемо невраховані втрати $Q_{н.у.}$:

$$Q_{н.у.} = 6400,7 \text{ кДж / год}.$$

Знайдемо відсоткову кількість тепла $q_{н.у.}$:

$$q_{н.у.} = \frac{6400,7}{163747} \cdot 100\% = 4,1\%.$$

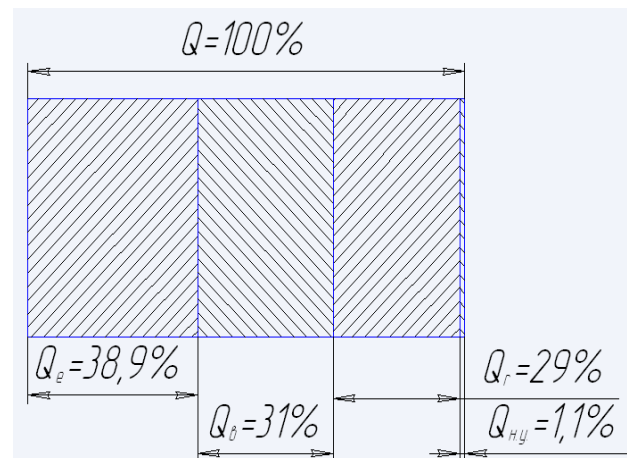


Рис. 1. Схема теплового балансу двигуна на дизельному паливі.

Fig. 1. The scheme of thermal balance of the engine on diesel fuel.

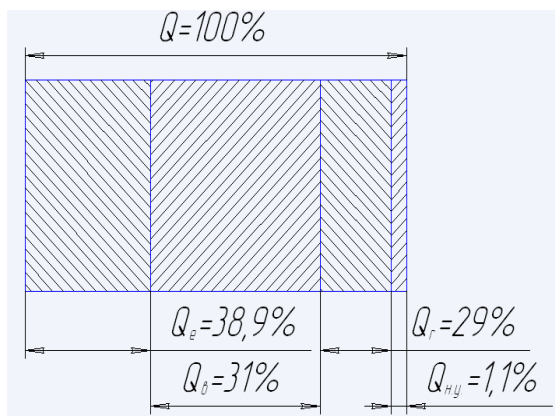


Рис. 2. Схема теплового балансу двигуна, який працює на біопаливі.

Fig. 2. Diagram of the thermal balance of a biofuel engine.

Висновки

Запропонована методика теплового розрахунку даного двигуна відповідає дійсним показникам його роботи і може бути застосована для визначення впливу складу палива на показники його роботи.

Список літератури

1. *Калініченко Д. Ю., Rogovskii I. L.* Аналітичні положення визначення коефіцієнта динамічності параметрів технічного стану зернозбиральних комбайнів. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки, технологій для сільського господарства України. Дослідницьке. 2017. Вип. 21 (35). С. 55–61.

2. *Калініченко Д. Ю., Rogovskii I. L.* Аналіз систем і стратегій технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів та їх складових частин. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 258. С. 380–390.

3. *Калініченко Д. Ю., Rogovskii I. L.* Штучні когнітивні системи в процесах технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 262. С. 353–361.

4. *Калініченко Д. Ю., Rogovskii I. L.* Математичний апарат опису маршруту технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів з урахуванням виявлення комбінацій відмов. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 275. С. 337–346.

5. *Kalinichenko Dmytro, Rogovskii Ivan.* Decision for technical maintenance of combine harvesters in system of RCM. MOTROL. Lublin. 2017. Vol. 19. No 3. P. 179–184.

6. *Kalinichenko Dmytro, Rogovskii Ivan.* Modeling technology in centralized technical maintenance of combine harvesters. ТЕКА. 2017. Lublin–Rzeszów. Vol. 17. No 3. P. 103–114.

7. *Войтюк В. Д., Рубльов В. І., Rogovskii I. L.* Системні принципи забезпечення якості технічного сервісу сільськогосподарської техніки: монографія. Київ. НУБіП України. 2016. 360 с.

8. *Rogovskii I. L.* Відновлення працездатності складальних одиниць сільськогосподарської машини. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2015. Вип. 159. С. 224–232.

9. *Rogovskii Ivan.* Стохастические модели обеспечения работоспособности сельскохозяйственных машин. Motrol: Motorization and power industry in agriculture. 2014. Tom 16. №3. P. 296–302.

10. *Rogovskii I. L.* Conceptual framework of management system of failures of agricultural machinery. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 262. С. 403–411.

References

1. *Kalinichenko D. Yu., Rogovskii, I. L.* (2017). Analytical position determination of the coefficient of dynamic parameters of the technical condition of combine harvesters. Technical and technological aspects of the development and testing of new equipment and technologies for agriculture of Ukraine. Doslidnitske. Vol. 21 (35). 55-61.

2. *Kalinichenko D. Yu., Rogovskii, I. L.* (2017). Systems analysis and strategies for technical maintenance of combine harvesters and their parts. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. Vol. 258. 380-390.

3. *Kalinichenko D. Yu., Rogovskii, I. L.* (2017). Artificial cognitive systems in the processes of technical maintenance of combine harvesters. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. Vol. 262. 353-361.

4. *Kalinichenko D. Yu., Rogovskii, I. L.* (2017). Mathematical apparatus of the description of the route maintenance of combine harvesters in accordance with the detection of combinations of failures. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. Vol. 275. 337-346.

5. *Kalinichenko Dmytro, Rogovskii Ivan.* (2017). Decision for technical maintenance of combine harvesters in system of RCM. MOTROL. Lublin. Vol. 19. No 3. 179-184.

6. *Kalinichenko Dmytro, Rogovskii Ivan.* (2017). Modeling technology in centralized technical maintenance of combine harvesters. ТЕКА. Lublin–Rzeszów. Vol. 17. No 3. 103-114.

7. *Voytyuk, V. D., Rublyov, V. I., Rogovskii, I. L.* (2016). System guidelines for quality assurance of technical service of agricultural machinery. Kyiv. NULESU. 360.

8. *Rogovskii, I. L.* (2015). Recovery Assembly units of agricultural machines. Bulletin of Kharkov National Technical University of Agriculture named Peter Vasilenko. Kharkov. Vol. 159. 224-232.

9. *Rogovskii Ivan.* (2014). Stochastic models ensure efficiency of agricultural machinery. Motrol: Motorization and power industry in agriculture. Tom 16. № 3. 296-302.

10. *Rogovskii, I. L.* (2017). Conceptual framework of management system of failures of agricultural machinery. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. Vol. 262. 403-411.

experimental data on fuel can be verified experimentally during bench tests of the engine.

Key words: diesel engine, diesel fuel, vegetable oil, kerosene, cetane number, calorific value, engine power change.

I. В. Логуш ORCID 0000-0001-5075-1054

О. М. Кирик ORCID 0000-0003-4551-3187.

Р. В. Шатров ORCID: 0000-0002-3596-0146.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ БИОТОПЛИВА НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ

И. В. Логуш, О. М. Кирик, Р. В. Шатров

Аннотация. Рассмотрены вопросы влияния состава альтернативного топлива для дизельных двигателей на показатели работы тракторного дизеля Д-21. Исследовано влияние на показатели теплового расчета двигателя и на процесса сгорания альтернативного топлива. Проведен тепловой расчет двигателя при работе на смеси различного состава для определения возможного влияния на мощность двигателя.

Зная характер изменения цикловой подачи и элементарного состава топливной смеси, можно проанализировать их влияние на изменение теплотворной способности смеси (H_u), коэффициент избытка воздуха (α) и другие показатели работы двигателя. Полученные расчетно-экспериментальные данные по топливу могут быть проверены экспериментально при стендовых испытаниях двигателя.

Ключевые слова: дизельный двигатель, дизельное топливо, растительное масло, керосин, цетановое число, теплотворная способность, изменение мощности двигателя.

COMPARISON ANALYSIS OF INFLUENCE OF BIOGAS ON THE DIESEL PERFORMANCE

I. V. Lohush, O. M. Kyryk, R. V. Shatrov

Abstract. The influence of alternative fuel composition for diesel engines on the performance of D-21 tractor diesel is considered. The influence on the thermal calculation of the engine and on the combustion process of alternative fuel is investigated. The thermal calculation of the engine is carried out when working on a mixture of different composition to determine the possible influence on the engine power.

Knowing the nature of the change in cycle feed and the elemental composition of the fuel mixture, we can analyze their effect on the change in the calorific value of the mixture (H_u), the coefficient of excess air (α) and other engine performance. The obtained design and