

УДК 620.92.579.66

Петрова В.М., старший викладач
НТУУ «КПІ»,
Гуйда О.Г., старший викладач
Академія муніципального управління,
Бойко Т.Г., магістр,
Чорна Ю.С., магістр

ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ТА ТЕРМОДИНАМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА, ЯКИЙ ПРАЦЮЄ НА БІОДИЗПАЛИВІ

Розраховані ідеальні термодинамічні цикли двигуна внутрішнього згорання при застосуванні різних видів рідкого біопалива. Показано, що при зменшенні теплоти згорання біопалива пропорційно зменшується питома робота циклу та середня потужність двигуна і пропорційно збільшуються питомі витрати палива та середній ефективний тиск.

Расчитаны идеальные термодинамические циклы двигателя внутреннего сгорания при применении различных видов жидкого биотоплива. Показано, что при уменьшении теплоты сгорания биотоплива пропорционально уменьшается удельная работа цикла и средняя мощность двигателя и пропорционально увеличиваются удельные расходы топлива и средний эффективное давление.

The calculated ideal thermodynamic cycle internal combustion engine when using different types of liquid biofuels. Shown that reducing the heat of combustion of biofuels decreases proportionally share the work cycle and the average engine power and increases in proportion to the specific fuel consumption and mean effective pressure.

Постановка завдання. Метою даної роботи є оцінка економічності та термодинамічної ефективності робочого циклу, який має місце в двигунах внутрішнього згорання при застосуванні різних видів рідкого біопалива з різними фізико-хімічними властивостями. Для надання однозначності подальшому викладенню зупинимось на визначенні поняття робочий цикл двигуна внутрішнього згорання. Як відомо, у реальному двигуні внутрішнього згорання перетворення теплової енергії, яка виділяється при згоранні палива, в механічну роботу здійснюється через ряд послідовних, періодично повторюємих фізико-хімічних та термодинамічних процесів. Ці процеси в сукупності складають круговий необернений і незамкнений цикл. Цей цикл прийнято називати дійсним робочим циклом двигуна внутрішнього згорання. Слід підкреслити, що робочий цикл має місце в

циліндрах реальних двигунів, в яких згорання палива здійснюється по складним, ще не до кінця дослідженим фізико-хімічним законам. Впродовж всього робочого циклу має місце теплообмін з зовнішнім середовищем, інтенсивність та характер якого теж не до кінця зрозумілі. Окрім того, робочим тілом дійсного циклу є реальні гази змінного складу та змінної теплоємності. Тому дослідження впливу окремих факторів на ефективність та економічність робочого циклу виконуються шляхом схематизації низки послідовних, складаючих дійсний робочий цикл процесів до низки послідовних процесів, описання яких можливе за допомогою відомих термодинамічних та фізико-хімічних рівнянь. Найбільш використовуємою та розповсюдженою є схематизація дійсного робочого циклу двигуна внутрішнього згорання до слідуєчих двох уявних циклів /1; 2; 3; 4; 5; 6/:

1. Теоретичного замкненого та оберненого (ідеального циклу);
2. Теоретичного розімкненого та необерненого циклу.

Методика дослідження зазначених уявних циклів базується на розрахунках термодинамічних параметрів на кінцевий момент кожного з складаючих даних уявний цикл фізико-хімічних або термодинамічних процесів з врахуванням поправок, що витікають з реальних умов здійснення дійсного робочого циклу.

Процеси, що послідовно здійснюються в зазначених уявних циклах описуються в залежності від прийнятих припущень за допомогою тих чи інших відомих теплофізичних, термодинамічних та фізико-хімічних рівнянь. Вирішення цих рівнянь дозволяє з певною мірою наближення обчислити технічні параметри та показники ефективності і економічності для теоретично замкнених (ідеальних) або теоретично розімкнених циклів.

Слід підкреслити, що теоретичний розімкнений та необернений цикл відрізняється від теоретичного замкненого та оберненого (ідеального) циклу тим, що на початку кожного розімкненого циклу має місце надходження нового робочого тіла (для двигунів у вигляді пального). Замкнуті цикли здійснюються з багаторазовим використанням одного й того ж робочого тіла. До того ж у розімкненому циклі робочим тілом є реальні гази, хімічний склад та теплоємність яких змінюються по мірі згорання палива, як це має місце у циліндрі реального двигуна. Умовно приймається, що згорання палива повне – без втрат (тепловіддача відсутня) і це згорання проходить по тим же законам, що й підвід теплоти у теоретично замкнених (ідеальних) циклах.

При схематизації дійсного робочого циклу до уявного розглядається слідуєча сукупність здійснюємих головних процесів:

1. Процес стиску робочого тіла;
2. Процес підводу теплоти зовні (як альтернатива згоранню палива).
3. Процес розширення робочого тіла;
4. Процес відводу теплоти в навколишнє середовище.

Слід також відмітити, що термодинамічні розрахунки як теоретичних замкнених так і теоретичних розімкнених циклів виконуються для режимів роботи двигуна, відповідаючих номінальній (повній) потужності при найвигідніших умовах підводу та згорання палива. При інших режимах роботи двигуна (часткове навантаження або перенавантаження) змінюється цілий ряд параметрів, які необхідно враховувати у розрахунках циклів саме цих режимів.

Дослідні випробування показують, що при роботі двигуна перебіг робочих циклів завдяки різним газогідродинамічним умовам, коливанню тиску при вприскуванні палива, швидкості розповсюдження полум'я та ряду інших факторів не є однаковим. Має місце деяка відмінність слідуєчих один за одним циклів. Так, наприклад, межі коливань тиску згорання та середнього індикаторного тиску суміжних робочих циклів двигуна можуть сягати 10%. В зв'язку з цим при виконанні термодинамічних розрахунків використовуються середні для декількох циклів значення параметрів, що отримані при стійкій роботі двигуна.

Замкнені теоретичні (ідеальні) цикли дозволяють отримати лише якісну картину характеру впливу використання різних видів рідкого біопалива на економічність та ефективність реальних двигунів. По абсолютним значенням основні показники замкненого теоретичного (ідеального) циклу будуть завищеними в порівнянні з аналогічними показниками дійсного робочого циклу, тому що в ідеальному циклі не враховуються слідуєчі три основні процеси, які мають місце в реальному двигуні:

1. Процес газообміну (впуску та випуску робочого тіла), який в ідеальному циклі виключений повністю завдяки прийнятому припущенню про постійність складу робочого тіла та його теплоємності. У реальному двигуні кожний цикл проходить з участю новопоступившої свіжої паливної суміші і після кожного циклу проводиться очистка циліндра від відпрацьованих газів. Окрім того, у реальному двигуні теплоємність робочого тіла залежить від температури та від складу робочого тіла, який постійно змінюється;
2. Процес згорання палива, який у замкненому (ідеальному) циклі замінюється процесом підводу теплоти від стороннього джерела. В реальному двигуні процес згорання проходить у часі по складному закону з інтенсивним теплообміном;
3. Процес, що обумовлює додаткові теплові втрати, пов'язаний з безперервним теплообміном між робочим тілом і навколишнім середовищем крізь стінки циліндру, головку блоку, днище поршня, а також втратами робочого тіла крізь нещільності між циліндром та поршнем з подоланням механічного та гідравлічного опору. Окрім того, втрати теплоти у реальному двигуні залежать також і від

температури залишкових газів і надлишкового повітря або від хімічної неповноти згорання палива.

Розімкнені необернені теоретичні цикли в порівнянні з замкненими оберненими (ідеальними) циклами завдяки використанню при їх розрахунках додаткових термодинамічних співвідношень додатково враховують:

1. Процеси впуску та випуску палива, але при повній відсутності опору та без зміни температури і тиску робочого тіла, а також без врахування витрат енергії на газообмін;
2. Зміну якості робочого тіла протягом одного циклу, тобто враховують зміну хімічного складу робочого тіла та залежність його теплоємності від температури;
3. Залежність показників адіабат стиску та розширення від середньої теплоємності палива, але без врахування теплопередачі і відповідно без врахування тепловтрат у процесах стиску та розширення;
4. Процес згорання палива, точніше підвід теплоти, який залежить від теплоти згорання робочої суміші і враховує зміну кількості робочого тіла при згоранні (врахування коефіцієнта молекулярної зміни);
5. Втрати теплоти пов'язані зі зміною температури (підігрівом) залишкових газів та надлишкового повітря або з хімічною неповнотою згорання палива в умовах нестатку кисню повітря.

Таким чином, розімкнені теоретичні цикли значно точніше відображають процеси, що мають місце у реальних двигунах, а кількісні показники термодинамічних параметрів цих циклів можуть бути оціночними для відповідних параметрів дійсних процесів. Але кількісний аналіз теоретичних розімкнених циклів значно складніший ніж замкнених (ідеальних), бо рівняння, що використовуються значно ускладнені.

Проаналізуємо замкнений (ідеальний) цикл двигуна внутрішнього згорання, який працює на різних видах рідкого біопалива. Метою аналізу є встановлення характеру зміни основних показників ефективності та економічності ідеального циклу таких як термічний коефіцієнт корисної дії, середній ефективний тиск в циліндрі двигуна, питома робота циклу, питомі витрати палива, середня потужність двигуна, в залежності від виду використовуваного рідкого біопалива, що має різні фізико-хімічні властивості.

При цьому під замкненим оберненим (ідеальним) циклом двигуна внутрішнього згорання розуміється дійсний робочий цикл схематизований до ряду послідовних безперервних процесів, при яких термодинамічна система, що складається з джерела підводу теплоти, незмінної кількості ідеального робочого тіла, джерела відводу теплоти, виходячи з деякого початкового стану, і притерпів ряд змін обумовлених тільки підводом теплоти, здійсненням роботи і відводом теплоти, повертається до свого початкового стану.

Основними особливостями замкненого ідеального циклу є:

1. Робочим тілом у циклі є ідеальний газ з постійною теплоємністю, склад якого не змінюється;
2. Кількість робочого тіла за цикл не змінюється. У циклі відсутні процеси очистки циліндра від відпрацьованих газів і наповнення його свіжим зарядом;
3. Втрати теплоти в навколишнє середовище відсутні і процеси стиску та розширення робочого тіла протікають адіабатично, тобто забезпечують максимальне тепловикористання;
4. Процеси згорання палива, тепловіддачі і очистки циліндра замінені відповідно підводом теплоти Q_1 від гарячого джерела і відводом теплоти Q_2 холодному джерелу або при постійному об'ємі ($V=\text{const}$) для карбюраторного двигуна, або при постійному тиску ($P=\text{const}$) для дизельного двигуна;
5. Перетворення теплоти в механічну роботу (теповикористання) у замкненому ідеальному циклі максимально можливе, тобто величина термодинамічного коефіцієнту корисної дії ідеального циклу в порівнянні з коефіцієнтом корисної дії реального робочого циклу – максимальна.

З урахуванням вищевикладеного, розглянемо замкнений термодинамічний цикл двигунів внутрішнього згорання з підводом теплоти при постійному тиску ($P=\text{const}$). Цей цикл є ідеальним замкненим циклом для дизельних двигунів. Зазначений замкнений ідеальний цикл розглянемо для дизельного двигуна марки КАМАЗ-740.

При аналізі зазначеного циклу приймемо:

1. Конструкція та експлуатаційні параметри двигуна, що досліджується лишаються незмінними незалежно від виду використовуваного палива;

2. Незалежно від виду палива (традиційне чи біопаливо) маса повітря необхідна для спалювання одного кілограму довільного палива є постійною величиною і становить: $l_o=14,33$ (повітря)/кг (палива) (згідно розрахунків по формулі (4));

3. Теплота згорання різних паливних сумішей, що використовувались в якості палива обчислюється як середньо вагова від теплоти згорання компонентів суміші по формулі:

$$Q_{H, \text{сум}}^P = Q_{H,1}^P \cdot G_1 + \dots + Q_{H,n}^P \cdot G_n \quad (1)$$

де $Q_{H, \text{сум}}^P$ - теплота згорання суміші;

$Q_{H,n}^P$ - теплота згорання n -ного компоненту суміші;

G_n - частка n -ного компоненту суміші.

Виконанні розрахунки термодинамічних параметрів циклу на основі яких побудовані діаграми замкнених ідеальних циклів дизельного безкомпресорного чотирьохтактного двигуна марки КАМАЗ – 740. Розрахунки та побудова діаграм зроблені згідно відомої методики, детально викладеної у роботах / 2; 4; 7/. Суттєвість цієї методики зводиться до наступного:

- на першому етапі визначаються параметри робочого тіла на момент початку процесу стискування;

- на другому етапі послідовно розглядаються та обчислюються термодинамічні процеси ідеального циклу: процес стискування робочого тіла, процес підводу теплоти до цього тіла, процес розширення робочого тіла. В результаті обчислення отримуються параметри робочого тіла у характерних точках замкненого ідеального циклу. На основі цих параметрів будується діаграма замкненого ідеального циклу;

- на третьому етапі розраховуються ефективні та економічні показники ідеального циклу двигуна внутрішнього згорання. Це: термічний коефіцієнт корисної дії; середній тиск у циліндрі двигуна, середня потужність двигуна, питомі витрати палива.

В зв'язку з прийнятим припущенням про відсутність теплообміну та гідравлічного опору в момент впуску палива в циліндри двигуна вважається, що тиск в робочому тілі на момент початку стискування дорівнює атмосферному, тобто $P_A = 1 \text{ кг/см}^2$, а температура робочого тіла становить: $T_A = 330^\circ\text{K}$ або $T_A = 57^\circ\text{C}$.

Що ж стосується об'єму циліндру на момент початку стискування, то цей об'єм, згідно викладеного в /2; 3; 6; 9/, розраховується за допомогою наступних формул:

$$\frac{V_A}{V_C} = \varepsilon; \quad V_A - V_C = V_h; \quad V_h = \frac{V_{3AG}}{i} \quad (2)$$

де V_A - об'єм циліндру на момент початку стискування; V_C - об'єм камери згорання (циліндру) на кінцевий момент стискування робочого тіла; ε - ступінь стискування двигуна, згідно таблиці 1 приймаємо $\varepsilon = 1,7$; V_h - робочий об'єм одного циліндру двигуна; V_{3AG} - загальний об'єм циліндрів двигуна, згідно таблиці 1 приймаємо $V_{3AG} = 10,85 \text{ дц}^3$; i - кількість циліндрів, згідно таблиці 1 приймаємо $i = 8$.

Підставляючи в формули (2) числові значення величин маємо:

$$V_h = \frac{10,85 \text{ дц}^3}{8} = 1,356 \text{ дц}^3$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{V_A}{V_C} = 17 \\ V_A - V_C = 1,356 \text{ дц}^3 \end{array} \right. \quad \text{звідки:} \quad \begin{array}{l} V_C = 0,085 \text{ дц}^3 \\ V_A = 1,441 \text{ дц}^3 \end{array}$$

Таким чином, точка діаграми ідеального циклу на момент початку процесу стискання характеризується слідуючими параметрами: $V_A = 1,441 \text{ дц}^3$; $P_A = 1 \text{ кг/см}^2$; $T_A = 330^\circ \text{К}$.

- визначення параметрів робочого тіла в характерних точках замкнутого ідеального циклу.

1. Параметри в точці С (рис. 1), тобто на момент закінчення процесу стискання. Процес стискання є ізоентропним або адіабатним, тобто процесом, що здійснюється у відсутності підводу чи відводу теплоти. Параметри в точці С, тобто на момент закінчення процесу стискання робочого тіла у циліндрі розраховуються по наступним відомим формулам (3), дивись роботи /3; 4; 6/. При цьому приймається, що суміш дизпалива та повітря у циліндрі дизельного двигуна являє собою двоатомний газ (див. роботу /2/), для двоатомних ідеальних газів маємо $\kappa = 1,4$

$$P_C = P_A \cdot \varepsilon^\kappa; \quad T_C = T_A \cdot \varepsilon^{\kappa-1}; \quad \kappa = \frac{\mu \tilde{N}_P}{\mu \tilde{N}_V} = 1,4 \quad (3)$$

де P_C - величина тиску в робочому тілі на момент закінчення процесу стискання; κ - показник адіабат стискання та розширення; $\mu \tilde{N}_P$ - мольна ізобарна теплоємність робочого тіла; $\mu \tilde{N}_V$ - мольна ізохорна теплоємність робочого тіла. Приймаючи суміш повітря та бензину у циліндрі за двоатомний газ (див. роботу /2/) і слідуючи викладеному у роботі /9/, для двоатомних ідеальних газів маємо $\kappa = 1,4$; T_C - температура робочого тіла на момент закінчення процесу стискання.

Інші умовні позначення відповідають раніш прийнятим.

Підставляючи у формулу (3) числові значення величин, маємо:

$$P_C = 1 \text{ кг / см}^2 \cdot 17^{1,4} = 52,8 \text{ кг / см}^2;$$

$$T_C = 330^\circ \cdot 17^{0,4} = 1025^\circ \text{К}$$

Таким чином, точка діаграми замкнутого ідеального циклу на момент закінчення процесу підводу теплоти характеризується слідуючими параметрами: $V_C = 0,085 \text{ дц}^3$; $P_C = 52,8 \text{ кг/см}^2$; $T_C = 1025^\circ \text{К}$.

2. Параметри в точці Z, тобто на момент закінчення процесу підводу теплоти при постійному тиску до робочого тіла розраховуються по наступним відомим формулам /2; 3; 4/:

$$\begin{aligned}
 P_Z &= P_C; & V_Z &= V_C \cdot \rho; & T_Z &= T_C \cdot \rho; \\
 \rho &= \frac{Q_1^{(k-1)}}{R \cdot T_C \cdot k} + 1; & Q_1 &= \frac{Q_H^P}{L_o}; & L_o &= \frac{l_o}{\mu_{\text{повіт.}}}; & l_o &= \frac{\frac{8}{3}g_C + 8g_H - g_O}{0,232};
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

де ρ – ступінь підвищення об'єму та температури. Інші умовні позначення відповідають раніш прийнятим.

Підставляючи в формули (4) числові значення величин і враховуючи що для дизпалива $Q_H^P = 9890$ ккал/кг; а також те що в складі дизпалива є 0,4% кисню маємо:

$$l_o = \frac{\frac{8}{3} \cdot 0,87 + 0,26 - 0,004}{0,232} = 14,33 \text{ кг(повітря) / кг (палива)}$$

$$L_o = \frac{14,33 \text{ кг / кг}}{28,95 \text{ кг / кмоль}} = 0,495 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

$$Q_1 = \frac{9890 \text{ ккал / кг}}{0,495 \text{ кмоль/кг}} = 19980 \frac{\text{ккал}}{\text{кмоль}}$$

$$\rho = \frac{19980 \frac{\text{ккал}}{\text{кмоль}} (1,4 - 1)}{1,986 \frac{\text{ккал}}{\text{кмоль} \cdot \text{°K}} 1025^\circ \text{K} \cdot 1,4} + 1 = 3,8$$

$$P_Z = P_C = 52,8 \text{ кг / см}^2; \quad T_Z = 1025^\circ \text{K} \cdot 3,8 = 3895^\circ \text{K};$$

$$V_Z = 0,085 \text{ дц}^3 \cdot 3,8 = 0,323 \text{ дц}^3$$

Таким чином, точка Z діаграми замкненого ідеального циклу характеризується слідуючими параметрами: $V_Z = 0,323$ дц³; $P_Z = 52,8$ кг/см²; $T_Z = 3895$ °K.

3. Параметри в точці В (див. рис 1), тобто на момент закінчення процесу розширення робочого тіла в циліндрі розраховується по наступним залежностям /3; 4; 6; 7/:

$$T_B = \frac{T_Z}{\left(\frac{\varepsilon}{\rho}\right)^{\kappa-1}}; \quad P_B = \frac{P_Z}{\left(\frac{\varepsilon}{\rho}\right)^{\kappa}} \quad (5)$$

Умовні позначення в формулах (5) відповідають раніш прийнятим. Підставляючи у формули (5) числові значення величин маємо:

$$P_B = \frac{52,8 \text{ кг / см}^2}{\left(\frac{17}{3,8}\right)^{1,4}} = 6,48 \text{ кг / см}^2; \quad T_B = \frac{3895^\circ \text{ К}}{\left(\frac{17}{3,8}\right)^{0,4}} = 2139^\circ \text{ К};$$

Таким чином, точка діаграми ідеального циклу на момент закінчення процесу розширення робочого тіла характеризується слідуючими параметрами:

$$V_B = V_A = 1,441 \text{ дц}^3; \quad P_B = 6,48 \text{ кг / см}^2; \quad T_B = 2139^\circ \text{ К};$$

Використовуючи розраховані в точках А; В; С; Z параметри, будується діаграма ідеального циклу, що зображена на рисунку 1.

- *розрахунки ефективних та економічних показників.*

Ці показники розраховуються наступним чином.

1. Термічний коефіцієнт корисної дії η_t . Зазначений коефіцієнт розраховується на слідуючій відомій формулі /3; 4; 5/:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\rho^{\kappa} - 1}{\kappa(\rho - 1)} \quad (6)$$

Умовні позначення в формулі (6) відповідають раніш прийнятим.

Підставляючи у формулу (6) числові значення величин маємо:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{17^{0,4}} \cdot \frac{3,8^{1,4} - 1}{1,4 \cdot 2,8} = 0,55$$

2. Середній умовно постійний на протязі циклу розраховується по слідуючій формулі /9/:

$$P_t = \frac{P_C}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{\kappa(\rho - 1)}{\kappa - 1} \cdot \eta_t \quad (7)$$

Умовні позначення в формулі (7) відповідають раніш прийнятим. Тоді, підставляючи в залежність (7) числові значення величин маємо:

$$P_t = \frac{52,8 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}}{17 - 1} \cdot \frac{1,4(3,8 - 1)}{1,4 - 1} \cdot 0,55 = 17,79 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}.$$

Слід підкреслити, що середній умовно постійний на протязі циклу тиск чисельно дорівнює питомій роботі замкненого ідеального циклу. Питомою роботою замкненого ідеального циклу називається відношення

кількості теплоти, яка перетворилась у механічну роботу до робочого об'єму циліндра. Звичайно питома робота виражається у ДЖ/м³. Тоді:

$$L = P_t = 17,79 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} = 1,746 \frac{\text{МДж}}{\text{м}^3}$$

3. Середня потужність двигуна, що працює за ідеальним циклом обчислюється за слідкуючою формулою

$$N = P_t \cdot V_h \cdot i \cdot \frac{n}{2} \quad (8)$$

де i - кількість циліндрів двигуна. Згідно таблиці 1 дорівнює $i = 8$;
 n - частота обертання колінчастого валу. Згідно таблиці 1 дорівнює $n = 2600$ об/хв.

Інші умовні позначення відповідають раніш прийнятим.

Слід відмітити, що для чотирьохтактного двигуна кожний ідеальний цикл має місце при двох обертах колінчастого валу, тому в залежності (8) частота обертання колінчастого валу ділиться на 2.

Підставляючи у залежність (8) числові значення величин, маємо:

$$\begin{aligned} N &= 17,79 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \cdot 1,356 \text{ дц}^3 \cdot 8 \text{ циліндр} \cdot \frac{2600 \text{ об / хв}}{2} = \\ &= 17,79 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \cdot 9,81 \frac{\text{Н}}{\text{кг}} \cdot 10^4 \frac{\text{см}^2}{\text{м}^2} \cdot 0,001356 \text{ м}^2 \cdot 8 \text{ циліндр} \cdot \frac{2600 \text{ об / хв}}{2 \cdot 60} = \\ &= 410 \text{ кВт} \end{aligned}$$

4. Питомі витрати палива, що необхідні для забезпечення підводу теплоти в циклі. Обчислюються по наступній залежності /2/:

$$v = \frac{1}{\eta_t \cdot Q_H^p} \quad (9)$$

де η_t - термічний коефіцієнт корисної дії; Q_H^p - теплота згорання палива, прийнята $Q_H^p = 10860$ ккал/кг.

Підставляючи в формулу (9) числові значення величин і враховуючи що $1 \text{ ккал} = 0,001163 \text{ кВт} \cdot \text{год.}$, маємо:

$$v = \frac{1}{0,55 \cdot 9890 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}} = 158 \text{ г/кВт} \cdot \text{год.}$$

Резюмуючи в таблиці 3 наведені основні розрахункові параметри замкнених ідеальних циклів дизельного чотирьохтактного двигуна марки КАМАЗ-740, який працює на традиційному дизпаливі, або суміші: 70% традиційного дизпалива та 30% ріпакової олії тонкої очистки, або суміші: 50% традиційного дизпалива та 50% ріпакової олії тонкої очистки, або на ріпаковій олії тонкої очистки, або на біодизельному пальному.

Висновки:

1. На основі відомої методики розраховані термодинамічні параметри та побудовані діаграми замкнених ідеальних циклів, які мають місце в

безкомпресорному чотирьохтактному дизельному двигуні марки КАМАЗ-740 при застосуванні рідкого біопалива з різними фізико-хімічними властивостями.

2. Обчислені ефективні та економічні показники розглянутих замкнених ідеальних циклів дизельного двигуна, а саме термічний коефіцієнт корисної дії, питома робота циклу, середня потужність двигуна та питомі витрати палива, які мають прямопропорційну залежність від теплоти згорання використовуваного біопалива. При зменшенні теплоти згорання палива пропорційно зменшуються питома робота циклу та середня потужність двигуна і пропорційно збільшуються питомі витрати палива та середній ефективний тиск.

3. Зміна типу палива не впливає на величину термодинамічних параметрів робочого тіла в деяких характерних точках циклу, а саме на момент початку та на момент закінчення процесу стискування. Разом з тим в інших характерних точках циклу термодинамічні параметри робочого тіла змінюються прямопропорційно теплоті згорання палива.

4. Розглянуті замкнені ідеальні цикли по суті є різновидністю відомого, самого досконалого ідеального циклу Карно, що складається з двох адіабатичних та двох ізотермічних процесів. Розглянуті цикли відрізняються від циклу Карно тим, що при їх дослідженні має місце заміна ізотермічного процесу, процесом більш характерним для реальних двигунів, а саме ізобарним ($P = \text{const}$) процесам.

5. В зв'язку з тим, що при даному дослідженні ідеальних циклів не враховувалось ряд факторів притаманних реальному двигуну (гідравлічні втрати при впуску та випуску палива, параметри реального згорання, тепловтрати, інше), отримані результати мають скоріш якісне ніж кількісне значення для оцінки впливу різних видів біопалива на показники циклу. Абсолютні значення отриманих термодинамічних величин будуть завищеними в порівнянні з відповідними величинами реального робочого циклу двигуна і являються гранично можливими для даного циклу до яких необхідно прямувати.

Використані джерела інформації:

1. Забарний Г.М., Кудря С.О., Кондратюк Г.Г., Четверик Г.О. «Термодинамічна ефективність та ресурси рідкого біопалива України» // Інститут відновлюваної енергетики НАН України, Київ, 2006, 226 с.
2. Бальян С.В. «Техническая термодинамика и тепловое двигатели» // Ленинград, Машиностроение, 1973, 299 с.
3. Дьяченко Н.Х., Костин А.К., Мельников Г.В., Петров В.М., Харитонов Б.А. «Теория двигателей внутреннего сгорания» // Москва, Машиностроение, 1965, 447 с.
4. «Теория поршневых двигателей внутреннего сгорания». Методическое пособие. Составлено Ф.П.Волошенко // Куйбышев, Машгаз, 1962, 231 с.

5. Вибє И.И. «Новое о рабочем цикле двигателей» // Москва, Машгаз, 1962, 253 с.
6. «Расчет рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания» // Москва, Машиностроение, 1958, 158 с.
7. Тареев В.М. «Справочник по тепловому расчету рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания» // Ленинград, Речной транспорт, 1961, 467 с.
8. Волошенко Ф.П. «Теоретические диаграммы поршневых двигателей внутреннего сгорания» // Куйбышев, Машгаз, 1962, 212 с.
9. Колчин А.И., Демидов В.П. «Расчет автомобильных и тракторных двигателей» // Москва, Высшая школа, 1980, 261 с.