

УДК 62-97-98

Склянюк А.В., наук.кер.: д.т.н., проф. Єрошенко В.А.

ТЕРМОДИНАМІЧНА КОМПАКТНІСТЬ – КРИТЕРІЙ ТЕРМОДИНАМІЧНОЇ ДОСКОНАЛОСТІ ДВЗ. ОПТИМІЗАЦІЯ ЦИКЛІВ ЗА ЦИМ КРИТЕРІЄМ

В даній роботі, для аналізу шеститактного двигуна використовується критерій термодинамічної компактності. З допомогою даного критерію, визначається оптимальне співвідношення параметрів роботи двигуна і кількості циклової води для вприску в циліндр, для реалізації найбільш ефективного процесу роботи двигуна.

Ключові слова: термодинамічна компактність, шеститактний двигун, циклова подача води

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ КОМПАКТНОСТЬ – КРИТЕРИЙ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО СОВЕРШЕНСТВА ДВС. ОПТИМИЗАЦИЯ ЦИКЛОВ ЗА ЭТИМ КРИТЕРИЕМ

В данной работе, для анализа шеститактного двигателя используется критерий термодинамической компактности. С помощью данного критерия определяется оптимальное соотношение параметров работы двигателя и количества цикловой воды для впрыска в цилиндр, для реализации наиболее эффективного процесса работы двигателя.

Ключевые слова: термодинамическая компактность, шеститактный двигатель, цикловая подача воды

THERMODYNAMIC COMPACT – CRITERION THERMODYNAMIC PERFECTION OF THE ENGINE. OPTIMIZATION OF CYCLES THESE CRITERIA

In this paper, to analyze six stroke engine using a thermodynamic criterion of compactness. Using this criterion, determined the optimal ratio of engine parameters and the number of cyclic water injection into the cylinder to implement the most effective process of the engine.

Keywords: thermodynamic criterion of compactness, six stroke engine, cycle water supply

ВСТУП

На сьогоднішній день зі всією гостротою постають проблеми виснаження запасів нафти, і загроза екологічної катастрофи забруднення оточуючого середовища відходами багатогранної діяльності людини. Тому підвищення ефективності роботи двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) передбачає покращення їх основних показників. Також не менш важливим в сучасних умовах є екологічна безпека ДВЗ. Зв'язано це з тим, що ДВЗ і, перш за все, поршневі і комбіновані двигуни, являються найбільш розповсюдженими серед теплових двигунів. Їх широке розповсюдження обумовлено тим, що в результаті багатолітнього розвитку, ставшого можливим завдяки загальному науково-технічному прогресу, успіхам металургії і машинобудівництва, вони досягли досить високих енергетичних і економічних показників, володіючи достатньою надійністю і добре освоєні в технологічному плані. Термодинамічні показники сучасних поршневих ДВС (ПДВС) близькі до граничного теоретично можливого рівня. Але цей граничний рівень забезпечує перетворення в корисну

роботу не більш ніж 45-46% термохімічної енергії палива. В поршневих двигунах внутрішнього згорання (ПДВС) процес перетворення теплоти згорання палива в роботу супроводжується значимими втратами енергії. Левова доля цих втрат належить втратам теплоти з відпрацьованими газами (ВГ). Цю енергію можна утилізувати. Важливим напрямком при утилізації втрат теплоти, являється використання її для виробництва додаткової роботи. Існує цілий ряд технічних систем, які можуть бути використані для утилізації теплоти ВГ ДВЗ. Порівняльний аналіз цих систем показав перспективність застосування комбінованого шеститактного робочого циклу. Перші 4 такти представляють собою звичайний цикл Тринклера, слідує 2 працюють по циклу Ренкіна.

ЗАВДАННЯ: Розробити термодинамічну модель шеститактного робочого циклу, поєднуючого згорання палива з послідуною подачуою води в циліндр, для більш повного використання енергії продуктів згорання палива. Теоретично оцінити ефективність введення в робочий цикл додаткових тактів. Установити закономірності зміни основних параметрів, визначаючих подачу води в циліндр двигуна.

МЕТА: Підвищити економічні і покращити екологічні показники дизеля за рахунок більш повного використання термохімічної енергії палива застосуванням шеститактного комбінованого робочого циклу.

Шеститактний цикл пропонується реалізувати на базі реального дизеля, в зв'язку з цим необхідно побудувати і розглянути ідеальний цикл поршньового ДВЗ з ізохорно-ізобарним підводом енергії в формі теплоти (рис. 1).

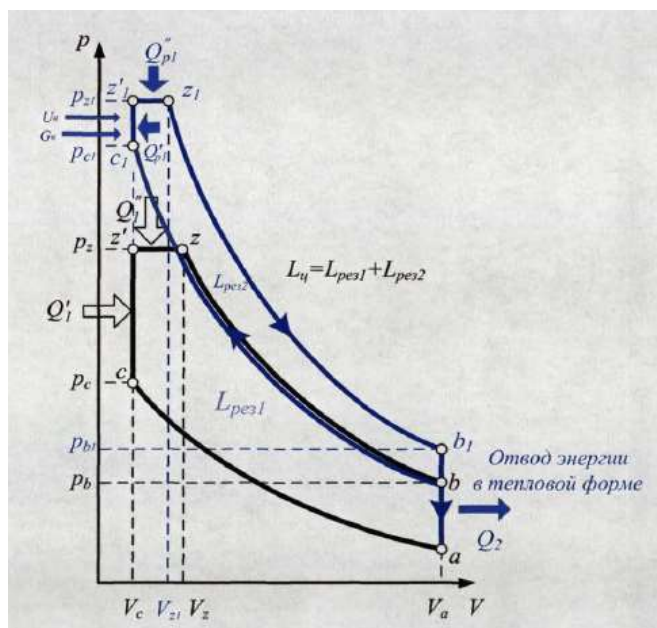


Рис.1 P-V діаграма шеститактного циклу

В адіабатному процесі а-с робоче тіло зжимається. На основі першого закону термодинаміки для процесу а-с можна записати:

$$\Delta U_{a-c} = -L_{a-c}$$

В точці с до тіла починають підводити деяка кількість Q_1 енергії в формі теплоти. В процесі c-z' робочому тілу передається кількість теплоти Q_1' . Процес c-z' - ізохорний. На основі першого закону термодинаміки:

$$\Delta U_{c-z'} = Q_1'$$

У процесі $z'-z$ передача енергії у формі теплоти від нагрівача до робочого тіла відбувається дещо повільніше при одночасному збільшенні об'ємі. При цьому тиск залишається незмінним. У ізобарному процесі $z'-z$ робочому тілу від нагрівача передається енергія у формі теплоти в кількості Q_1'' . У цьому процесі енергія не тільки підводиться до робочого тіла у формі теплоти, але і відводиться від нього в механічній формі шляхом здійснення роботи. Для процесу $z'-z$ вираз першого закону термодинаміки буде мати:

$$\Delta U_{z'-z} = Q_1'' + L_{z'-z}$$

В точці z передача енергії у вигляді теплоти робочому тілу припиняється. Воно продовжуватиме розширюватися без підведення і відведення енергії у формі теплоти. У адіабатному процесі $z-b$ від робочого тіла відводиться енергія в механічній формі шляхом здійснення роботи L_{z-b} . Запишемо для адіабатного процесу $z-b$ вираз першого закону термодинаміки:

$$-\Delta U_{z-b} = L_{z-b}$$

З попереднього виразу видно, що в адіабатні процесі $z-b$ внутрішня енергія робочого тіла зменшується ($U_b = U_z$), так як від нього відводиться енергія у механічній формі. Отже, температура і тиск робочого тіла знижуються.

Для процесу $b-c_1$ можна записати, що

$$\Delta U_{b-c_1} = Q_{b-c_1} - L_{b-c_1} = -L_{b-c_1}$$

Звище вказаного виразу видно, що при адіабатному стисненні внутрішня енергія робочого тіла збільшується, відповідно зростає його температура і тиск.

У точці c_1 в циліндр вприскуємо воду. Проведемо термодинамічний аналіз порового циклу. В ізохорному процесі c_1-z_1' сумарна внутрішня енергія загального робочого тіла в циліндрі зростає на частку енергії води, що подається, збільшується кількість робочого тіла, тиск підвищується. Питомі показники робочого тіла будуть залежати від кількості внутрішньої енергії продуктів згоряння до моменту c_1 і кількості вприскуємої води. Теплоємність води значно вище теплоємності продуктів згоряння і масова частка води повинна бути відрегульована з умовою отримання результуючої температури сумарного робочого тіла в кінці вприску і пароутворення не нижче $600-700^\circ\text{C}$. При більш низькій температурі подальше до окислення продуктів згоряння буде відбуватися менш ефективно. Для процесу c_1-z_1' вираз першого закону термодинаміки матиме вигляд:

$$\Delta U_{c_1-z_1'} = U_B$$

У процесі $z_1'-z_1$ до суміші водяної пари з продуктами згоряння додається теплота, що виділилася в результаті доокислення вуглеводнів. У процесі $z_1'-z_1$ енергія, що передається у формі теплоти сумарному робочому тілу, витрачається на перегрів пари при одночасному збільшенні об'єму. У цьому процесі об'єм робочого тіла збільшується, а тиск не зменшується. Наведене вище вираз показує, що вся що підводиться до робочого тіла ззовні енергія у формі теплоти призводить до збільшення його внутрішньої енергії ($\Delta U_{c_1-z_1'} > 0$).

У ізобарному процесі $z_1'-z_1$ робочому тілу передається енергія у формі теплоти в кількості Q_{p1}'' . У цьому процесі енергія не тільки підводиться до робочого тіла у формі теплоти, але і відводиться від нього в механічній формі шляхом здійснення роботи $L_{z_1'-z_1}$. Для процесу $z_1'-z_1$ вираз першого закону термодинаміки буде мати вигляд:

$$\Delta U_{z_1'-z_1} = Q_{p1}'' + L_{z_1'-z_1}$$

У точці z_1 закінчується процес підведення енергії у формі теплоти. Робоче тіло буде продовжувати розширюватися по адіабаті. В цьому процесі z_1-b_1 від робочого тіла відводиться енергія в механічній формі шляхом виконання роботи. Запишемо для адіабатного процесу z_1-b_1 вираз першого закону термодинаміки:

$$-\Delta U_{z_1-b_1} = Q_{z_1-b_1} + L_{z_1-b_1} = L_{z_1-b_1}$$

Попередній вираз показує, що в адіабатному процесі z_1-b_1 внутрішня енергія робочого тіла зменшується на величину виконаної роботи. Відповідно, температура і тиск робочого тіла знижуються.

У процесі b_1-a від робочого тіла відводиться енергія у формі теплоти в кількості Q_2 навколишнє середовище. Відведення енергії відбувається при не змінному обсязі робочого тіла. Так як процес b_1-a ізохорний перший закон термодинаміки для процесу b_1-a буде мати вигляд:

$$-\Delta U_{b_1-a} = -Q_2$$

Внутрішня енергія робочого тіла зменшується за рахунок її відведення у формі теплоти.

Вираз для шеститактного циклу складатиметься з двох частин і матиме вигляд:

$$l_k = l_{k1} + l_{k2}$$

де l_{k1} і l_{k2} термодинамічна компактність циклу Тринклера і парового циклу двигуна. Для того щоб визначити оптимальну кількість циклової подачі води в циліндр запишемо вираз для термодинамічної компактності парового циклу і про диференціюємо функцію:

$$l_{k2} = \frac{L_u}{\Delta T \cdot \Delta V};$$

де L_u - корисна робота парового циклу;

ΔT і ΔV - перепад температур і робочий об'єм камери згорання відповідно;

З T-S діаграми циклу визначимо корисну роботу парового циклу.

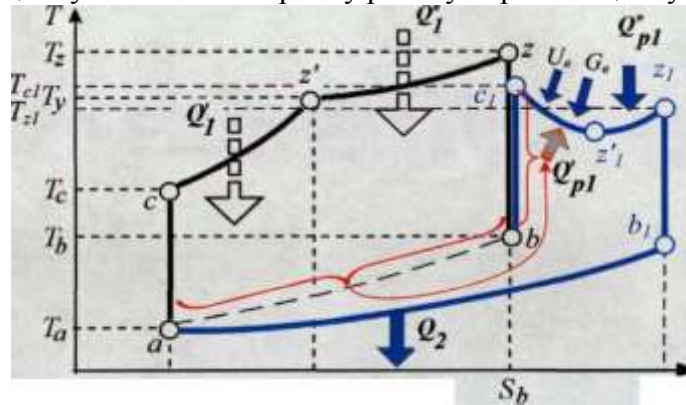


Рис 2. T-S діаграма шеститактного циклу ДВЗ.

Кількість енергії, яка підводиться до робочого тіла в ізохорно-ізобарному процесі $c-z'-z-c_1-z_1'-z_1$ (див. рис. 2), в деякому масштабі чисельно дорівнює площі фігури під графіком процесу:

$$Q_1 = Q'_1 + Q''_1 + U_b + Q''_{p1} = \text{площа фігури } c-z'-z-c_1-z_1'-z_1-S_{z1}-S_a$$

Кількість енергії, який відводиться від робочого тіла у формі теплоти в процесі $b-a$ (див. рис. 2), в деякому масштабі чисельно дорівнює площі фігури під аналізованим процесом:

$$Q_2 = \text{площа фігури } b-a-S_a-S_{z1}$$

Відповідно до першого закону термодинаміки можна записати:

$$\Delta U = Q'_1 + Q_1 + U_b + Q''_{p1} - Q_2 - (-L_{a-c} + L_{z'-z} + L_{z-b} + L_{b-c_1} + L_{z'_1-z_1} + L_{z_1-b_1})$$

де Q'_1 - кількість енергії, підведеної до робочого тіла у формі теплоти в процесі $c-z'$ (див. рис. 2). Відповідно до правил термодинамічних знаків вона додатня.

Q''_1 - кількість енергії, підведеної до робочого тіла у формі теплоти в процесі $z'-z$.

U_b - внутрішня енергія води, підведеної в процесі змішання c_1-z_1' .

Q_{p1}'' - кількість енергії, підведеної до робочого тіла у формі теплоти в процесі $z_1'-z_1$.

Q_2 - кількість енергії, відведеної від робочого тіла у формі теплоти в процесі $b-a$.

L_{a-c} - кількість енергії, переданої робочому тілу в механічній формі в процесі стиснення $a-c$.

$L_{z'-z}$ - кількість енергії, відведеної від робочого тіла в механічній формі в процесі розширення $z'-z$.

L_{z-b} - кількість енергії, відведеної від робочого тіла в механічній формі в процесі розширення $z-b$.

L_{b-c1} - кількість енергії, переданої робочому тілу в механічній формі в процесі стиснення $b-c1$.

$L_{z'_1-z_1}$ - кількість енергії, відведеної від робочого тіла в механічній формі в процесі розширення z'_1-z_1 .

$L_{z_1-b_1}$ - кількість енергії, відведеної від робочого тіла в механічній формі в процесі розширення $z_1 - b_1$.

Так як по закінченню циклу робоче тіло повертається у вихідне положення, зміна внутрішньої енергії за цикл дорівнює нулю ($\Delta U = 0$). Останній вираз запишемо у вигляді:

$$Q_1 - Q_2 - (L_{z'-z} + L_{z-b} + L_{b-c1} + L_{z'_1-z_1} + L_{z_1-b_1}) = 0$$

Або

$$Q_1 - Q_2 = (L_{z'-z} + L_{z-b} + L_{b-c1} + L_{z'_1-z_1} + L_{z_1-b_1}).$$

Величина $L_{z'-z} + L_{z-b} + L_{b-c1} + L_{z'_1-z_1} + L_{z_1-b_1} = L_{ц}$ являє собою результуючу роботу циклу. Величина $(Q_1 - Q_2)$ представляє ту частину енергії, яка перетворена в циклі з теплової форми в механічну форму шляхом здійснення роботи $L_{ц}$.

Підводячи підсумки, відзначаємо, що кількість використаної в шеститактном циклі теплоти відрізняється від чотиритактного на складові U_b , Q_{p1}'' , а результуюча робота на складові $L_{b-c1}, L_{z'_1-z_1}, L_{z_1-b_1}$.

Результуюче кількість енергії, що відводиться від робочого тіла в механічній формі, дорівнює:

$$L_{ц} = L_{z'-z} + L_{z-b} + L_{b-c1} + L_{z'_1-z_1} + L_{z_1-b_1}$$

У адіабатні процесі $a-c$ робоче тіло і навколишнє середовище не обмінюються енергією у формі теплоти, тому $Q_{a-c} = 0$.

$$L_{a-c} = -\Delta U_{a-c} = -m \cdot c_v(T_c - T_a)$$

Так як $T_a < T_c$, то $L_{a-c} < 0$.

Так як в процесі $z'-z$ (див. рис. 1) тиск робочого тіла незмінно, то кількість енергії в механічній формі $L_{z'-z}$, яким обмінюються робоче тіло і навколишнє середовище, визначимо за формулою

$$L_{z'-z} = p_{z'} \cdot \Delta V_{z'-z}$$

Так як в будь-якому адіабатні процесі термодинамічна система і навколишнє середовище не обмінюються енергією у формі теплоти, вираз то для процесу $z-b$

$$L_{z-b} = -\Delta U_{z-b} = -m \cdot c_v(T_b - T_z) = m \cdot c_v(T_z - T_b)$$

У адіабатні процесі $b-c1$ робоче тіло і навколишнє середовище не обмінюються енергією у формі теплоти, тому $Q_{b-c1} = 0$.

$$-L_{b-c1} = \Delta U_{b-c1} = -m \cdot c_v(T_{c1} - T_b)$$

Знак мінус у виразі лише вказує на напрямок передачі енергії в механічній формі від навколишнього середовища до робочого тіла.

Починаючи з точки z_1' парового циклу необхідно враховувати що маса робочого тіла в циліндрі збільшиться на величину циклової подачі води. Так як в процесі $z_1'-z_1$ (див. рис. 1)

тиск робочого тіла незмінний, то кількість енергії в механічній формі $L_{z'_{1-z1}}$, яким обмінюються робоче тіло і довшілля, визначимо за формулою:

$$L_{z'_{1-z1}} = p_{z'_{1}} \cdot \Delta V_{z'_{1-z1}} = p_{z'_{1}} \cdot (V_{z1} - V_{z'_{1}}) = p_{z1} \cdot (V_{z1} - V_c)$$

Додатне значення величини енергії в механічній формі, яким обмінюються робоче тіло і довшілля, вказує на те, що в ізобарному процесі $z1'-z1$ (див. рис. 1) енергія в механічній формі передається робочим тілом довшіллю.

У адіабатному процесі $z1-b1$:

$$L_{z1-b1} = -\Delta U_{z1-b1} = -(G_{пз} \cdot c_{v_{пз}} + G_B \cdot c_{v_B})(T_{b1} - T_{z1}).$$

Запишемо рівняння корисної роботи парового циклу:

$$L_{ц} = -m \cdot c_v(T_c - T_a) + p_{z'} \cdot \Delta V_{z'-z} + m \cdot c_v(T_z - T_b) - m \cdot c_v(T_{c1} - T_b) + p_{z1} \cdot (V_{z1} - V_c) + (G_{пз} \cdot c_{v_{пз}} + G_B \cdot c_{v_B})(T_{b1} - T_{z1}).$$

Підставимо отриманий вираз корисної роботи циклу $L_{ц}$ в рівняння термодинамічної компактності:

$$l_{k2} = \frac{-m \cdot c_v(T_c - T_a) + p_{z'} \cdot \Delta V_{z'-z} + m \cdot c_v(T_z - T_b) - m \cdot c_v(T_{c1} - T_b) + (V_a - V_c)(T_z - T_a)}{(V_a - V_c)(T_z - T_a)} + \frac{p_{z1} \cdot (V_{z1} - V_c) + (G_{пз} \cdot c_{v_{пз}} + G_B \cdot c_{v_B})(T_{b1} - T_{z1})}{(V_a - V_c)(T_z - T_a)}$$

Знайдемо оптимальну кількість води для вприску в циліндр шляхом диференціювання функції $\frac{\partial l_{k2}}{\partial G_B}$. В результаті отримаємо вираз для визначення оптимальної, циклової кількості води для вприску в циліндр для здійснення 5 і 6 такту:

$$G_B = \frac{G_{nc}^2 \cdot c_{nc}^2 \cdot T_{c1}}{c_{v_B} \cdot (T_{c1} + T_{b1}) \cdot r^t \cdot c}$$

Висновок: Розроблена термодинамічна модель шеститактного робочого циклу, теоретично оцінена ефективність введення в робочий цикл додаткових тактів і підтверджена можливість більш повного використання палива. А також з допомогою критерію термодинамічної компактності, виведено аналітичний вираз величини циклової подачі води для здійснення 5 і 6 циклів.