

УДК 621.432

О.В.Приймак

Луцький національний технічний університет

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО АНАЛІЗУ ЦИКЛІВ ПОРШНЕВИХ ДВЗ ТА ЇХ ЕЛЕМЕНТІВ

Термодинамічний аналіз циклів поршневих ДВЗ та їх елементів дозволяє отримати напрямки підвищення енергетичної ефективності із вдосконаленням існуючих та створенням нових конструкцій двигунів, їх елементів та робочих тіл.

Ключові слова: *термодинамічний аналіз, цикли поршневих ДВЗ, термодинамічний к.к.д.*

Постановка проблеми. За результатами роботи реальних поршневих ДВЗ очевидно, що робочий процес (цикл) не є замкнутим і в ньому присутні усі ознаки необоротності процесів – тертя, теплопередача, початкові і проміжні швидкості поршня і т.д. Технічною термодинамікою досліджуються ідеальні прямі та зворотні цикли, зокрема поршневих ДВЗ (термодинамічна система), із такими припущеннями: робоче тіло – ідеальний газ з постійною теплоємністю; кількість робочого тіла постійна; між робочим тілом і джерелом теплоти нескінченно мала різниця температур (відсутні втрати теплоти в навколишнє середовище); підвід теплоти до робочого тіла від верхнього джерела теплоти імітується нижчою теплоотою згоряння палива, а відвід теплоти здійснюється до нижнього джерела теплоти (навколишнє середовище). Вказані припущення дозволяють досліджувати ідеальні термодинамічні цикли поршневих ДВЗ порівняно з попередніми аналогами за тепловою ефективністю з метою визначення факторів, які впливають на підвищення енергетичної ефективності (термодинамічний ККД), і подальшого вдосконалення конструкцій елементів та ДВЗ в цілому і створення ефективніших робочих тіл - паливних сумішей [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Теоретичним термодинамічним дослідженням циклів теплових машин, у тому числі поршневих ДВЗ, промислових технологій присвячено ряд робіт [1, 2, 3], починаючи з циклу ідеальної теплової машини Карно. Проте відсутні уточнені методики термодинамічного аналізу поршневих ДВЗ з метою визначення напрямків їх вдосконалення.

Мета дослідження. На основі термодинамічного аналізу циклів поршневих ДВЗ та їх конструкційних елементів з допомогою P_v- та TS-діаграм, визначень, понять, законів технічної термодинаміки, теореми Карно визначити напрямки вдосконалення циклів, а отже, двигунів, їх елементів та покращення властивостей робочих тіл (паливних сумішей).

Результати досліджень. Термодинамічний аналіз поршневих ДВЗ зручно провести на прикладі циклу із змішаним підводом теплоти, який лежить в основі роботи більшості сучасних дизельних двигунів. Цикл із змішаним підводом теплоти узагальнює цикли з ізобарним і ізохорним підводом теплоти. Якщо параметри циклу ступінь стиску $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$, ступінь підвищення

тиску $\lambda = \frac{p_3}{p_2}$, ступінь попереднього розширення $\rho = \frac{v_4}{v_3}$, то цикл із змішаним підводом теплоти

може бути трансформованим у цикл з ізохорним підводом теплоти, цикл Отто, при $\rho = 1$, за якими працює переважна більшість сучасних бензинових двигунів, або у цикл з ізобарним підводом теплоти, цикл Дизеля, при $\lambda = 1$, компресорний двигун. Цикли поршневих ДВЗ аналізують з допомогою P_v- та TS-діаграм (рис.1). В P_v-координатах площа фігури, яка обмежена лінією процесу і віссю абсцис, рівна числовому значенню зовнішньої корисної роботи (l'_o), а площа фігури, яка обмежена лінією процесу і віссю ординат, рівна числовому значенню роботи l_o , підведеної із зовні для здійснення процесу. В TS-координатах площа фігури, яка обмежена лінією процесу і віссю абсцис, рівна числовому значенню кількості підведеної ($q'_1 = c_v(T_3 - T_2)$, $q''_1 = c_p(T_4 - T_3)$) або відведеної теплоти ($q_2 = c_v(T_5 - T_1)$). Термічний ККД циклу можна визначити з рівняння

$$n_t = 1 - \frac{q_2}{q_1' + q_1''} = 1 - \frac{T_5 - T_1}{(T_3 - T_2) + k(T_4 - T_3)}. \quad (1)$$

З врахуванням рівнянь кількостей теплот, параметрів циклу, термодинамічних процесів, які утворюють цикл, з попереднього рівняння можна отримати

$$n_t = 1 - \frac{\lambda p^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k\lambda(p - 1)]}.$$

Звідси випливає, що із збільшенням k , ε , і λ термічний ККД циклу зростає, а при збільшенні p - зменшується.

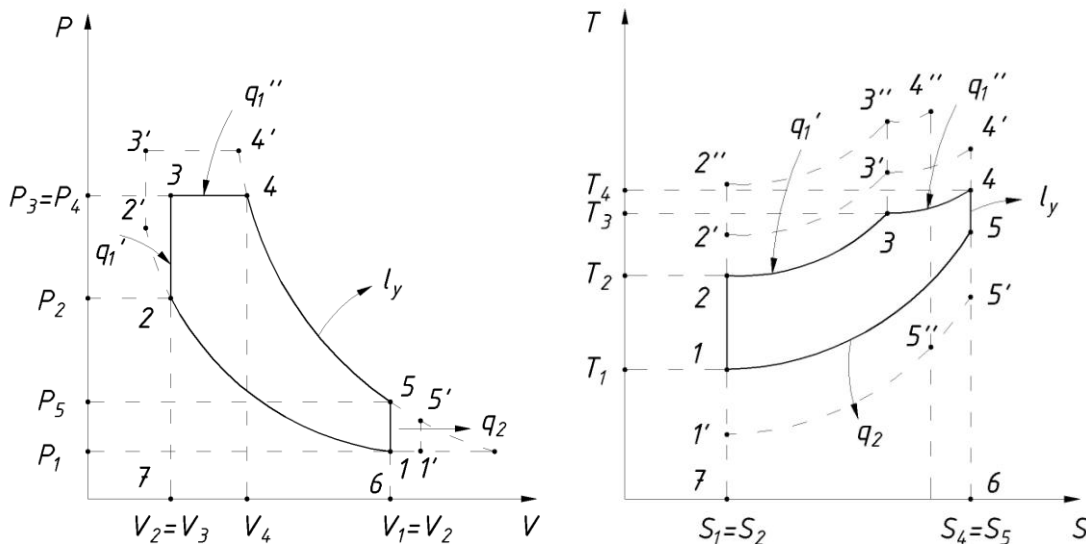


Рис. 1. Зображення циклу поршневого ДВЗ із змішаним підводом теплоти (цикл Трінклера) в P ν - та TS-координатах

Легко отримати формули для визначень термічних ККД циклу Отто, підставивши $p = 1$, та циклу Дизеля, підставивши $\lambda = 1$ у попереднє рівняння.

Отже, в загальному випадку термічний (ефективний) ККД поршневих ДВЗ можна підвищити, одночасно збільшивши кількість підведеної теплоти (площу фігури 7,2,3,4,5,6,7 в TS-координатах), зменшивши кількість відведеної теплоти (площу фігури 7,1,5,6,7 в TS-координатах), збільшивши зовнішню корисну роботу, виконану двигуном за цикл (площу фігури 1,2,3,4,5 в P ν -координатах) з відповідними змінами теплофізичних властивостей робочих тіл (паливних сумішей). Наприклад, збільшення ступені стиску ε (точка 2') підвищує кількість підведеної теплоти і можливе при збільшенні температури та тиску робочого тіла та зменшенні його об'єму (питомого об'єму), а глибше розширення робочого тіла (точка 5') зменшує кількість відведеної теплоти із зниженням температури та тиску робочого тіла та збільшенням його питомого об'єму. Отже, вдосконалення конструкції ДВЗ та його елементів нерозривно пов'язане із створенням робочих тіл з покращеними теплофізичними властивостями.

Властивості робочих тіл (суміші) характеризуються основними параметрами – тиском, об'ємом, температурою, калоричними параметрами ентропією, ентальпією, внутрішньою енергією та теплофізичним параметром - теплоємністю. В теоретичних дослідженнях параметри можуть визначатись з диференційних рівнянь термодинаміки, які встановлюють кількісні характеристики між різними фізичними властивостями (параметрами) робочих тіл на основі законів термодинаміки. У випадку якщо частина параметрів є відома, то інші можуть бути визначені шляхом інтегрування відповідних диференційних рівнянь без проведення додаткових експериментальних досліджень.

Диференційні рівняння першого закону термодинаміки при незалежних змінних – об'ємі V і температурі T матиме вигляд

$$dQ = \left(\frac{\partial U}{\partial T} \right)_V dT + \left[\left(\frac{\partial U}{\partial T} \right)_T + p \right] dV,$$

при незалежних змінних V і тиску P

$$dQ = \left(\frac{\partial U}{\partial p} \right)_V dp + \left[\left(\frac{\partial U}{\partial V} \right)_p + p \right] dV,$$

та незалежних змінних P і T

$$dQ = \left[\left(\frac{\partial U}{\partial T} \right)_p + p \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p \right] dT + \left[\left(\frac{\partial U}{\partial p} \right)_T + p \left(\frac{\partial V}{\partial p} \right)_T \right] dp.$$

Теплоємності при сталих тисках і об'ємі можна визначити, відповідно, із рівнянь

$$C_p = T \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_p, \quad C_v = T \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_V$$

Похідні від внутрішньої енергії U по об'єму V та по температурі T , відповідно, підраховуються з виразів $\left(\frac{\partial U}{\partial V} \right)_T = T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_V - p$, $\left(\frac{\partial U}{\partial T} \right)_p = C_p - p \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p$.

Похідна від внутрішньої енергії по тиску P з рівняння

$$\left(\frac{\partial U}{\partial p} \right)_T = - \left[T \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p + p \left(\frac{\partial V}{\partial p} \right)_T \right].$$

Диференційне рівняння теплоти при незалежних P і T

$$dQ = C_p dT - T \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p dp.$$

Диференційні рівняння ентальпії h та ентропії s при незалежних P і T , відповідно,

$$dh = C_p dT - \left[T \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p - V \right] dp, \quad ds = \left(\frac{C_p}{T} \right) dT - \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p dp.$$

Об'єднання першого і другого законів термодинаміки дозволяє знайти важливі похідні

$$\left(\frac{\partial U}{\partial S} \right)_V = T; \quad \left(\frac{\partial S}{\partial V} \right)_U = \frac{p}{T}; \quad \left(\frac{\partial h}{\partial S} \right)_p = T; \quad \left(\frac{\partial S}{\partial p} \right)_h = -\frac{V}{T}; \quad \left(\frac{\partial U}{\partial V} \right)_s = -p; \quad \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_s = V.$$

Залежність теплоємності C_p від тиску і C_v від об'єму описується відповідними рівняннями

$$\text{у кінцевому вигляді } C_p = T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_s \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p, \quad C_p = -T \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_s \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_V.$$

Приведені термодинамічний аналіз та рівняння лежать в основі еволюції конструкції поршневих ДВЗ, їх елементів та робочих тіл. Наприклад, підігрів робочого тіла перед циліндром за рахунок відведеної теплоти з продуктами згорання, використання кінетичної енергії відпрацьованих газів в турбокомпресорах, зменшення об'єму камери згорання, збільшення повного (робочого) об'єму циліндра, збільшення антидетонаційних властивостей (підвищення октанового числа) і т.д.

Цікавим з позиції термодинамічного аналізу є застосування в сучасних дизельних двигунах важливого конструкційного елемента – нагнітача, турбокомпресора з проміжним охолодженням повітря. Системи наддуву стискають повітря, яке подається в камеру згорання двигуна, збільшуючи масу цього повітря (густина), що дозволяє підвищити потужність двигуна при даних робочому об'ємі і частоті обертання колінчастого вала. Процес стиску повітря в нагнітачі в P_v - і TS -координатах зображається лінією 1-2 (рис. 2). Охолодження наддувочного повітря дозволяє, крім підвищення потужності, знизити як теплові навантаження, що діють на двигун, так і температуру відпрацьованих газів, зменшуючи таким чином викиди оксидів азоту і витрату палива, що дало можливість перейти до стандарту Євро-3. Також це попереджує детонацію двигуна з іскровим запалюванням. Для охолодження наддувочного повітря можуть використовуватись охолоджуюча рідина чи атмосферне повітря через відповідні теплообмінники (радіатори).

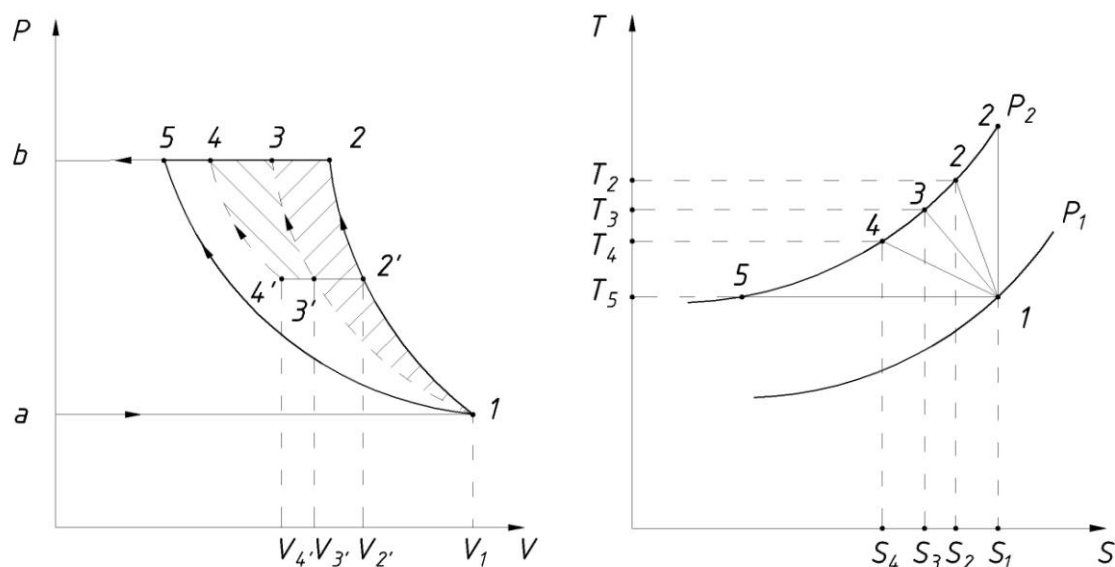


Рис. 2 Зображення стиску повітря в компресорі (турбокомпресорі дизельного поршневого ДВЗ) в Pv- та TS-координатах

Якщо стиснуте повітря до параметрів у точці 2 (рис.2) охолодити у проміжному теплообміннику (лінія 2-3), то зменшиться питомий об'єм, збільшиться густина повітря (маса в заряді) і в результаті зменшиться робота, затрачена на стиск, чисельно рівна площі фігури 1,2,3 в Pv-координатах (зросте потужність двигуна). Якщо стиск здійснювати до точки 2' і далі охолодити повітря в першому проміжному теплообміннику (лінія 2'-3'), потім знову стиснути повітря до параметрів у точці 3 і далі охолодити в другому проміжному холодильнику (лінія 3-4), то можна додатково збільшити потужність двигуна (площа фігури 3,4,4',3'), наблизивши загальний процес стиску до ідеального ізотермічного 1-5. Останнє лежить в основі принципу роботи так званих бітурбін, які почали встановлюватись на сучасних двигунах.

Висновки. На основі представлених принципів термодинамічного аналізу та диференціальних рівнянь можна досліджувати напрямки підвищення теплової ефективності із вдосконаленням конструкцій поршневих ДВЗ та їх елементів та створенням відповідних ефективніших робочих тіл (паливних сумішей).

1. Кудинов В.А. Техническая термодинамика: Учеб. пособие для вузов / В.А. Кудинов, Э.М. Карташов. – 3-е изд., испр. – М.: Высш.шк., 2003. – 261 с.
2. Приймак О.В. Теоретичні основи термодинамічного аналізу технологій текстильних матеріалів / О.В. Приймак // Восточно-Европейский журнал передових технологий.– 2009.– Випуск 4.– С.19-21.
3. Автомобильный справочник. Перевод с англ. Первое русское издание. – М.: ЗАО КЖИ «За рулем», 2002. – 896 с.