Затверджено науково-методичною радою Державного університету «Житомирська політехніка»
протокол від «__»_____ 20__ р. №__

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ
для виконання розрахунково-графічної роботи
з навчальної дисципліни
«ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ АТЗ»

для студентів освітнього рівня «БАКАЛАВР»
денної і заочної форми навчання
спеціальності 274 «Автомобільний транспорт»
освітньо-професійна програма «Автомобільний транспорт»
факультет комп´ютерно-інтегрованих технологій,
мехатроніки і робототехніки

кафедра автомобілів і транспортних технологій

Розглянуто і рекомендовано
на засіданні кафедри автомобілів і
транспортних технологій
протокол від «___» _____ 202__ р.
№ ____

Розробники: ПИЛИПЕНКО Олександр, доктор технічних наук, проф., професор кафедри автомобілів і транспортних технологій.
ВІТЮК Іван, старший викладач кафедри автомобілів і транспортних технологій.

Житомир 2024 р.

Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи з дисципліни «Енергетичні установки АТЗ» для студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» / Пилипенко О., Вітюк І.В. -2024. –120с.

Вступ.

Метою розрахунково-графічної роботи є закріплення знань з дисципліни «Енергетичні установки АТЗ», набуття навичок виконання теплового і динамічного розрахунку двигуна, оцінки досконалості конструкції основних елементів і здійснення необхідних розрахунків їх параметрів .

Студент виконує роботу згідно завдання (додаток 1).

Робота складається з розрахунково-пояснювальної записки та графічної частини.

Розрахунково-пояснювальна частина повинна обов'язково вміщувати всі розділи, що є в даних методичних вказівках в обсязі 30...40 сторінок рукописного тексту (формат А4). Необхідні графіки та кінематичні схеми будуються в середовищі Microsoft Excel або іншому графічному редакторі.

Зразок титульного листа розрахунково-графічної роботи наведено в додатку 2 .

1.Тепловий розрахунок двигуна.

Досягти підвищення точності теплового розрахунку автомобільного двигуна можливо на основі орієнтації при обиранні необхідних параметрів на дані результатів випробувань аналогічних діючих двигунів з урахуванням їх конструктивних особливостей і експлуатаційних режимів.

При цьому за основу обирається режим роботи двигуна з номінальною частотою обертання колінчастого валу та максимальною потужністю (рекомендовані значення параметрів робочого процесу двигуна наведені в додатку №3).

В ході виконання розрахунково-графічної роботи необхідно орієнтуватись на кращі зразки вітчизняного та зарубіжного двигунобудування і матеріали науково-дослідницьких робіт та випробувань двигунів.

Основні вихідні параметри для розрахунку двигуна необхідно обирати у відповідності з наміченими конструктивними удосконаленнями, враховуючи тенденції їх розвитку , вибір кожного параметра повинен супроводжуватись обгрунтуванням з поясненням причин , за яких обрано те чи інше значення.

В цій навчально-методичній розробці розрахунок процесів впуску, стиску , розширення і випуску здійснюється за формулами і залежностями для карбюраторного і дизельного двигунів, а процесу згоряння - окремо для кожного із цих типів двигунів.

При розрахунку кожного із процесів робочого циклу двигуна обов'язковим є визначення значень тиску (p_i), температури (T_i) та об'єму(V_i). Всі розрахунки в курсовому проекті повинні виконуватись в системі СІ .

1.1. Розрахунок процесу впуску.

За період процесу впуску здійснюється наповнювання циліндрів двигуна свіжим зарядом (в карбюраторних двигунах - горючою сумішшю , в дизельних - повітрям).

Процес впуску здійснюється після процесу випуску при переміщенні поршня від верхньої мертвої точки (ВМТ) до нижньої мертвої точки (НМТ), коли через відкритий впускний клапан до циліндру надходить свіжий заряд. При відсутності наддуву цей процес здійснюється за рахунок розрідження в циліндрі і супроводжується витратами на подолання опору у впускному тракті та нагріванням свіжого заряду від нагрітих частин двигуна.

Зміна тиску в процесі впуску в двигуні без наддуву показана на рис.1а, а в двигуні з наддувом – на рис.1б, криві r'da'aa" схематично показують зміну тиску в циліндрі двигуна в процесі впуску. Точки r' і a" на цих кривих відмічають відповідно моменти відкриття і закриття впускних клапанів.

При проведенні розрахунків протікання впуску приймається від точки r до точки a, причому вважається миттєва зміна тиску в ВМТ. по лінії rr", а в наступному тиск приймається постійним (пряма r"a).

Після проведення розрахунків і отримання координат точок, r,r" і a проводиться орієнтовне скруглення по кривій га'.

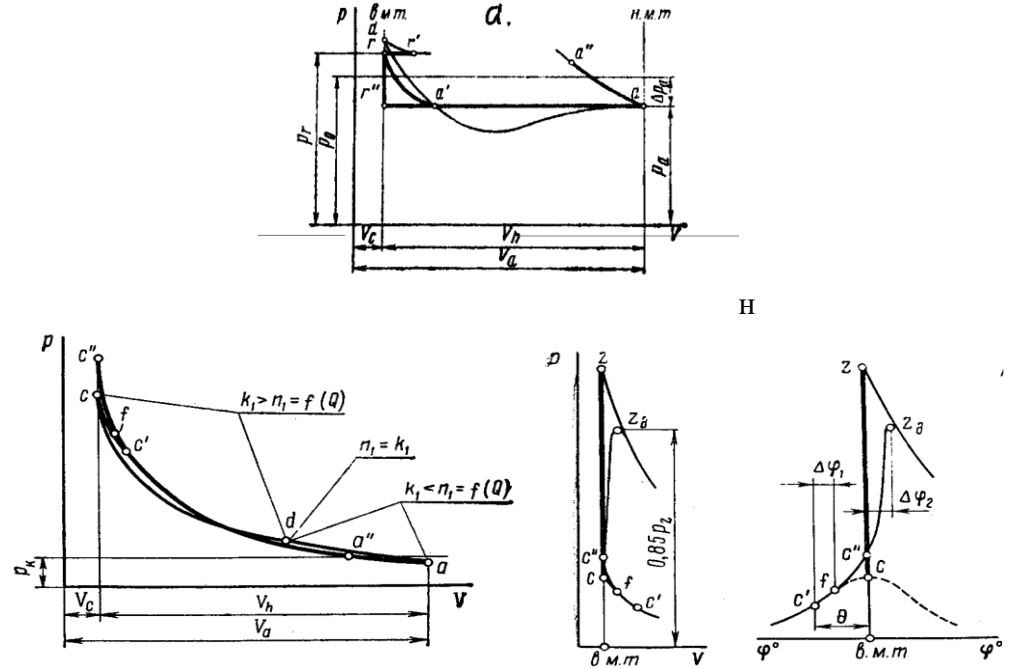


Рис.1. Змінювання тиску при протіканні робочого процесу двигуна.
а, б – процес впуску; в – процес стиску; г – процес згорання.

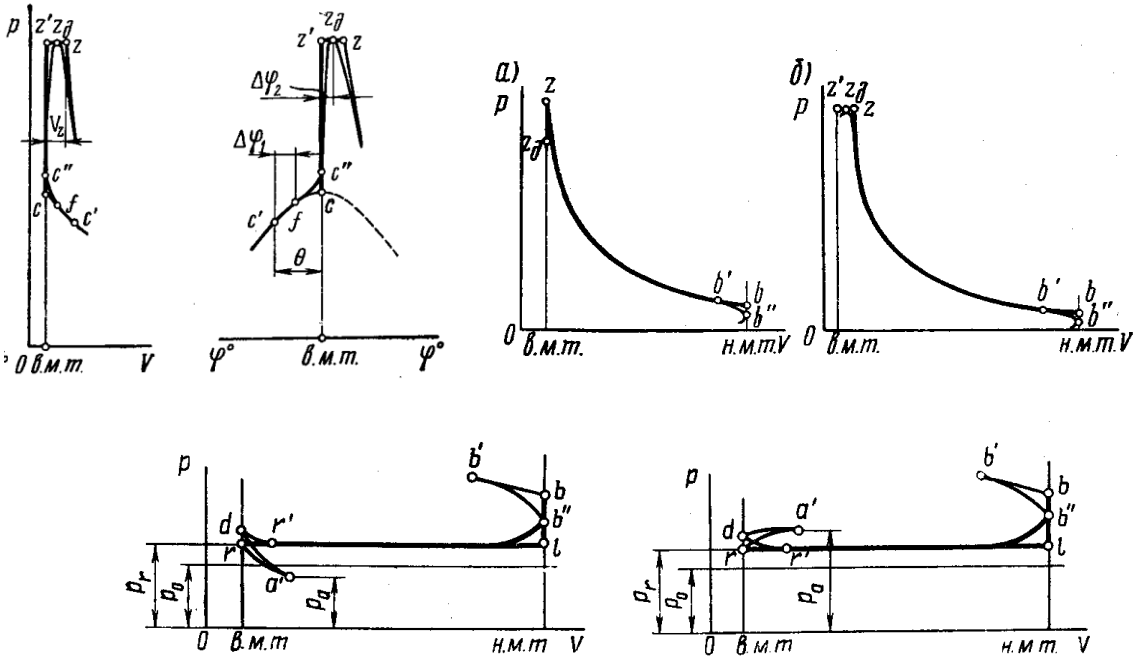


Рис.1. (продовження)
д – процес згорання; є,ж – процес розширення; з,і – процес випуску.

В сучасних швидкохідних двигунах відкриття впускного клапана починається в середньому за 10...40° повороту колінчастого валу до приходу поршня до ВМТ, а закриття - через 40...80 після НМТ.

При роботі двигуна без наддуву до циліндра потрапляє повітря з атмосфери. В цьому випадку тиск повітря в навколишньому середовищі приймаємо рівним $p_o = 0.1$ МПа, а температуру $T_0 = 288^0$ К.(15^0С)

При використанні в двигуні наддуву повітря до циліндру надходить з компресора (нагнітача), де воно попередньо стискається. Згідно цього тиск і температура навколишнього середовища при проведенні розрахунку робочого процесу двигуна з наддувом приймається рівним тиску P_K і температурі T_K повітря на виході з компресора. Якщо ж у системі подачі повітря після нагнітача використовується охолоджувач, то за параметрами тиску і температури приймається тиск і температура повітря після охолоджувача.

В залежності від міри наддуву тиск наддувочного повітря приймається при:

- низькому наддуві $- p_K = 1.5 p_0$
- середньому наддуві $- p_K = (1.5 \ldots 2.2) p_0$
- високому наддуві $- p_K = (2.2 \ldots 2.5) p_0$

Температура повітря після компресора:

$$T_K = T_0 \left(\frac{p_K}{p_0}\right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}}, \circ \text{К} \qquad (1.1)$$

де: n_K - показник політропи стиску повітря в компресорі.

Величину n_K приймають за дослідними даними в залежності від типу наддувочного агрегату і міри охолодження:

- для поршневих нагнітачів $-n_K = 1.4...1.6$

- для об'ємних нагнітачів $-n_K = 1.55...1.75$

- для відцентрових нагнітачів

з корпусом, що охолоджується $-n_K = 1.4...1.8$

- для відцентрових нагнітачів

з корпусом, що не охолоджується $n_K = 1.8...2.0.$

В циліндрі двигуна перед початком процесу наповнювання завжди знаходиться певна кількість залишкових газів , які займають об'єм V_C камери згоряння. Значення вихідного тиску залишкових газів p_r встановлюється в залежності від кількості і розташування клапанів, опору впускного і випускного трактів, фаз газорозподілу , швидкохідності двигуна , навантаження та інших факторів.

Для автомобільних двигунів без наддуву , а також з наддувом і випуском в атмосферу значення тиску залишкових газів знаходиться в межах:

$$p_r = (1.05...1.25)\,p_0, \text{МПа} \qquad (1.2)$$

Для двигунів з наддувом і наявністю газової турбіни у випускному тракті :

$$p_r = (0.75...1.0)\,p_K, \text{ МПа} \qquad (1.3)$$

Значення температури залишкових газів T_r залежить від типу двигуна, міри стиску, навантаження, частоти обертання колінчастого вала, коефіцієнта надлишку повітря і знаходиться в межах:

- для карбюраторних двигунів $-T_r = 900...1100^\circ$ К

- для дизельних двигунів $-T_r = 700...900^\circ$ К .

При визначенні величини T_r слід враховувати, що при збільшенні міри стиску температура залишкових газів зменшується, а при збільшенні частоти обертання колінчастого валу двигуна - зростає.

В процесі наповнювання температура свіжого заряду дещо підвищується завдяки підігріву від нагрітих деталей двигуна .

Величина підігріву ΔT залежить від розташування і конструкції впускного трубопроводу, системи охолодження, наявності спеціального пристрою для підігріву , швидкохідності двигуна і наддуву.

В залежності від типу двигуна температуру підігріву свіжого заряду приймають:

- для карбюраторних двигунів $-\Delta T = 0...20^{\circ}$
- для дизельних двигунів без наддуву $-\Delta T = 10...40^{\circ}$
- для двигунів з наддувом $-\Delta T = (-5)...(+10)^{\circ}$.

Тиск в кінці впуску визначається з рівняння

- для двигунів без наддуву :

$$p_a = p_0 - \Delta p_a, \text{ МПа} \qquad (1.4.1)$$

- для двигунів з наддувом:

$$p_a = p_K - \Delta p_a, \text{ МПа} \qquad (1.4.2)$$

Втрати тиску Δp_a внаслідок опору впускної системи і затухання швидкості руху заряду в циліндрі з деякими припущеннями можна визначити з рівняння Бернулі :

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{вп}) \frac{\omega_{вп}^2}{2} \rho_к \cdot 10^{-6}, \text{ МПа} \qquad (1.5)$$

де : $\beta -$ коефіцієнт затухання швидкості руху заряду в перерізі циліндра;

$\xi_{вп}$ — коефіцієнт опору впускної системи , віднесений до найбільш вузького її перерізу;

$\omega_{вп}$— середня швидкість руху заряду в найменшому перерізі впускної системи;

$\rho_k i \rho_0 -$ густина заряду під час впуску відповідно при наддуві і без нього (при $p_k = p_0$ і $\rho_k = \rho_0$).

За дослідними даними в сучасних двигунах

$(\beta^2 + \xi_{вп}) = 2.5...4.0; \omega_{вп} = 50...130$ м/с .

Зменшення гідравлічних втрат у впускній системі забезпечується збільшенням прохідних перерізів, наданням клапанам обтічної форми, обробкою внутрішніх поверхонь впускної системи, оптимізацією значень діаграми фаз газорозподілу та ін.

Густина впускного заряду :

$$\rho_k = \frac{p_K \cdot 10^6}{BT_K}, кг/м^3 \ або \ \rho_0 = \frac{p_0 \cdot 10^6}{BT_0}, кг/м^3 \quad (1.6)$$

де : $B = 287 \ дж/кг \cdot град -$ питома газова постійна.

В залежності від типу двигуна величина Δp_a для чотиритактних двигунів на номінальному режимі складає:

- для карбюраторних двигунів

$$\Delta p_a = (0.06...0.2) p_0, МПа$$

- для дизельних двигунів

$$\Delta p_a = (0.04...0.18) p_0, МПа$$

- для двигунів з наддувом

$$\Delta p_a = (0.04...0.18) p_0, МПа$$

Величина коефіцієнта залишкових газів γ_r визначає якість очищення циліндрів від продуктів згоряння і для чотиритактних двигунів дорівнює:

- з урахуванням продувки і дозарядки циліндра :

$$\gamma_r = \frac{T_K + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\psi_n \cdot p_r}{\varepsilon \psi_g p_a - \psi_n p_r} \quad (1.7.1)$$

- без урахування продувки і дозарядки циліндра :

$$\gamma_r = \frac{T_K + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon\, p_a - p_r} \qquad (1.7.2)$$

де: ε-міра стиску;

$\psi_g i \psi_n$ – відповідно коефіцієнти продувки і дозарядки .

Зі збільшенням міри стиску ε, температури залишкових газів T_r і використання наддуву значення коефіцієнта γ_r зменшується, а при збільшенні тиску залишкових газів p_r і частоти обертання колінчастого вала γ_r зростає:

- для карбюраторних двигунів $-\gamma_r = 0.05...0.10$

- для дизельних двигунів без наддуву $-\gamma_r = 0.02...0.06$.

Температуру в кінці впуску T_a з достатньою точністю можна визначити на основі рівняння балансу теплоти , складеного відповідно процесу впуску:

$$M_1 mc_p(T_K + \Delta T) + M_r mc''_p T_r = (M_1 + M_r) mc'_p T_a \quad (1.8)$$

де $: M_1 mc_p(T_K + \Delta T) -$ кількість теплоти , внесеної свіжим зарядом , з урахуванням підігріву заряду від стінок;

$M_r mc''_p T_r -$ кількість теплоти в залишкових газах ;

$(M_1 + M_r) mc'_p T_a -$ кількість теплоти в робочій суміші .

Враховуючи, що $mc_p \approx mc''_p \approx mc'_p$, знайдемо:

$$T_a = \frac{T_K + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}, ^\circ K. \qquad (1.9)$$

Значення величини T_a залежить від температури робочого тіла , коефіцієнта залишкових газів , міри підігріву заряду і температури залишкових газів . В сучасних чотиритактних двигунах температура в кінці впуску складає:

- для карбюраторних двигунів $T_a = (320...360)^\circ K$

- для дизельних двигунів $T_a = (310...350)^\circ K$

- для двигунів з наддувом

$T_a = (320...400)^\circ K$.

Коефіцієнт наповнювання уявляє собою відношення дійсної кількості свіжого заряду, яка поступила до циліндра, до тієї кількості, яка могла б вміститися в робочому об'ємі циліндра за умови, що температура і тиск в ньому дорівнюють температурі і тиску навколишнього середовища:

$$\eta_v = \frac{G_g}{G_0} = \frac{V_g}{V_0} = \frac{M_g}{M_0} \qquad (1.10)$$

З рівняння балансу теплоти (1.8) по лінії впуску для чотиритактних двигунів :

- з урахуванням продувки і дозарядки циліндра

$$\eta_V = \frac{T_K}{T_K + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_K} (\varphi_o \varepsilon \cdot p_a - \varphi_n p_r) \qquad (1.11.1)$$

- без урахування продувки і дозарядки $(\varphi_o = \varphi_n = 1)$

$$\eta_V = \frac{T_K}{T_K + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{p_K} (\varepsilon \cdot p_a - p_r) \qquad (1.11.2)$$

Значення коефіцієнта наповнювання зростає зі збільшенням тиску в кінці впуску і знижується з наростанням тиску випуску і температури підігріву горючої суміші .

Значення коефіцієнта наповнювання для різних типів чотиритактних двигунів при їх роботі з повним навантаженням:

- для карбюраторних двигунів $-\eta_V = 0.70....0.85$

- для дизельних двигунів без наддуву $\eta_V = 0.80...0.90.$

1.2. Розрахунок процесу стиску .

Період процесу стиску протікає при підвищенні температури і тиску робочого тіла, що забезпечує надійне запалювання і ефективне згоряння палива.

В реальних умовах стиск горючої суміші (повітря) проходить за складним законом, який практично не підкорюється термодинамічним співвідношенням, оскільки на зміну температури і тиску в цьому процесі впливають, крім зміни теплоємності робочого тіла в залежності від температури: витоки газів через нещільності поршневих кілець, дозарядка циліндра до моменту закриття впускних клапанів, зміна напрямку інтенсивності теплообміну між робочою сумішшю та стінками циліндра, випаровування палива (в двигунах з іскровим запалюванням), початок згоряння палива в кінці процесу стиску.

Розрахунок процесу стиску полягає у визначенні політропи стиску n_1, значень тиску p_c і температури T_c в кінці стиску, а також теплоємкості робочого тіла в кінці стиску $\left(\mu C_V^{'}\right)_{t_0}^{t_c}$.

В зв'язку зі складністю визначення змінної величини n_1 і ускладненням розрахунків звичайно приймають , що процес тиску протікає по політропі з постійним показником n_1 (крива аа′′с′с рис.1в), величина якого забезпечує отримання такої ж роботи на лінії стиску , як і при використанні змінного показника n_1. Величина n_1 встановлюється за дослідними даними в залежності від частоти обертання колінчастого вала, міри стиску, розмірів циліндра, матеріалів поршня і циліндра, теплообміну та інших факторів. В той же час, враховуючи, що процес стиску протікає досить швидко (0.05...0.015 с на номінальному режимі), сумарний теплообмін між робочим

тілом і стінками циліндра на протязі процесу стиску має невисокі значення і величина n_1 може бути визначена за середнім показником адіабати стиску κ_1 (визначається за номограмою рис.2) для відповідних значень міри стиску Е та температури T_a в кінці такту впуску:

- для карбюраторних двигунів $n_1 = (\kappa_1 - 0.01)...(\kappa_1 - 0.04)$
- для дизельних двигунів $n_1 = (\kappa_1 + 0.02)...(\kappa_1 - 0.02)$.

При визначенні значення n_1 за відповідним показником адіабати κ_1 необхідно врахувати, що зі збільшенням частоти обертання колінчастого вала і зменшення відношення поверхні охолодження до об'єму циліндра значення n_1 збільшується. Підвищення середньої температури процесу стиску і збільшення інтенсивності охолодження двигуна зменшують значення n_1.

В двигунах з повітряним охолодженням значення n_1 при інших рівних умовах вищі, ніж в двигунах з рідинним охолодженням .

Тиск і температура в кінці процесу стиску визначаються з рівняння політропи з постійним показником n_1:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}, МПа \qquad (1.12)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}, ^\circ K \qquad (1.13).$$

Для сучасних автотранспортних двигунів тиск p_c і температура T_c в кінці стиску змінюється в межах :

- для карбюраторних двигунів
  - $p_c = (0.9...2.2) МПа$
  - $T_c = (600...800)^\circ K$
- для дизельних двигунів (без наддуву)
  - $p_c = (3.5...5.5) МПа$
  - $T_c = (700...900)^\circ K$

для дизельних двигунів з наддувом значення p_c і T_c підвищенні в залежності від типу наддуву.

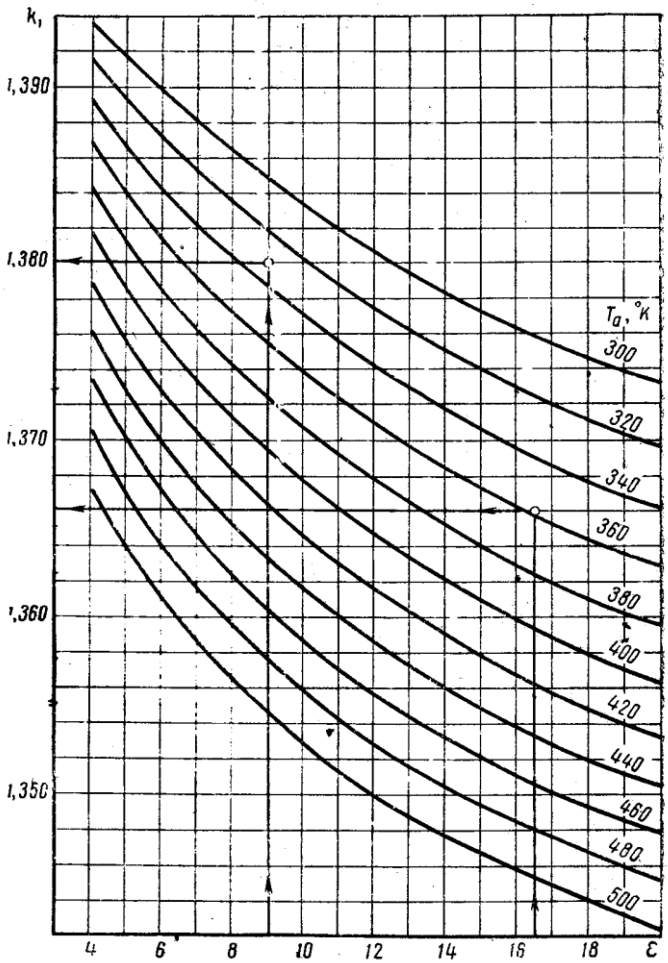


Рис.2 Номограма для визначення показника адіабати стиску K_1.

Середня мольна теплоємкості робочої суміші в кінці процесу стиску може бути без значної похибки прийнятою рівною теплоємкості повітря. Її можна визначити за формулою (в інтервалі від 0 до 1500^0 С):

$$\left|\mu c_V^{'}\right|_0^{t_c} = 20{,}6 + 2{,}638 \cdot 10^{-3} t_c \qquad (1.14)$$

1.3 Розрахунок процесу згоряння

Процес згоряння є основним процесом робочого циклу двигуна, протягом якого тепло, що виділяється внаслідок згоряння палива, використовується на підвищення внутрішньої енергії робочого тіла і на виконання механічної роботи.

Зміна тиску в процесі згоряння палива в двигуні із запалюванням від іскри показана на рис. 1г, а в дизелі – на рис. 1д. Криві c'fc''$z_д$ схематично показують дійсну зміну тиску в циліндрах двигунів в процесі згорання. В реальних двигунах процес догоряння палива продовжується і за точкою $z_д$ на лінії розширення.

В термодинамічних розрахунках автотракторних двигунів з метою спрощення вважають, що процес згоряння із запалюванням від іскри проходить при v=const, тобто по ізохорі (пряма cc''z рис. 1г), а в двигунах із запалюванням від стиску – при v=const і p=const, тобто за циклом зі змішаним підведенням тепла (прямі cc''z' і z'z рис. 1д).

Метою розрахунку процесу згоряння є визначення температури і тиску наприкінці видимого згоряння (точка z і $z_д$), а для дизеля – і об'єму v_z.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кг палива:

$$L_0 = \frac{1}{0{,}21}\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}\right), \text{ КМоль/кг} \qquad (1.15)$$

де: 0,21 – питомий вміст кисню в повітрі;

С, Н, О – вагова доля вуглецю, водню і кисню в елементарному складі палива.

Елементарний склад палива для розрахунків приймається:

для бензину С = 0,855, Н = 0,145;

для дизельного палива С = 0,870, Н = 0,125, О = 0,005.

Вагова кількість повітря, необхідна для згоряння 1кг палива:

$$l_0 = \frac{1}{0{,}23}\left(\frac{8}{3}C + 8H - O\right), \text{ кг/кг} \qquad (1.16)$$

Кількість горючої суміші, яку можна отримати з 1кг палива:

для карбюраторних двигунів

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T}, \text{ КМоль/кг} \qquad (1.17.1)$$

для дизельних двигунів

$$M_1 = \alpha L_0, \text{ КМоль/кг} \qquad (1.17.2)$$

де α – коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива (при проведенні розрахунків приймається α = 0,85…0,90– для карбюраторних двигунів, α = 1,35…1,6 – для дизелів);

μ_T =0,115 кг/моль – молекулярна вага пари палива.

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння при згорянні палива при $\alpha < 1$:

$$M_{CO} = 0{,}42\,\frac{1-\alpha}{1+k}\,L_0, \text{ КМоль/кг} \qquad (1.18.1)$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - M_{CO}, \text{ КМоль/кг} \qquad (1.18.2)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - k \cdot M_{CO}, \text{ КМоль/кг} \qquad (1.18.3)$$

$M_{H_2} = k \cdot M_{CO}$, КМоль/кг (1.18.4)

$M_{N_2} = 0{,}79 \cdot \alpha \cdot L_0$, КМоль/кг (1.18.5)

де: k – постійна величина, яка залежить від співвідношення кількості водню і окису вуглецю, які вміщуються в продуктах згоряння (для карбюраторних двигунів при $\alpha < 1$ – k = 0,45…0,50).

Загальна кількість продуктів згоряння при $\alpha < 1$:

$M_г = M_{CO} + M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2}$, КМоль/кг (1.19.1)

або $M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0{,}79\alpha L_0$, КМоль/кг (1.19.2)

Кількість компонентів продуктів згоряння в дизельних двигунах при $\alpha > 1$:

$M_{CO_2} = \frac{C}{12}$, КМоль/кг (1.20.1)

$M_{H_2O} = \frac{H}{2}$, КМоль/кг (1.20.2)

$M_{O_2} = 0{,}21(\alpha - 1)L_0$, КМоль/кг (1.20.3)

$M_{N_2} = 0{,}79 \cdot \alpha \cdot L_0$, кмоль/кг (1.20.4)

Загальна кількість продуктів згоряння при $\alpha > 1$:

$M_г = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}$, КМоль/кг (1.21.1)

$M_г = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0{,}21)L_0$, КМоль/кг (1.22.2)

Зміна кількості молей робочого тіла при згорянні:

$\Delta M = M_г - M_1$ (1.22)

Коефіцієнт молекулярної зміни горючої суміші:

$$\mu_0 = \frac{M_г}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1}, \qquad (1.23)$$

Коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші:

$$\mu = \frac{M_г + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}, \text{ КМоль/кг} \qquad (1.24)$$

Величина коефіцієнта молекулярної зміни в залежності від значення α змінюється в межах:

для карбюраторних двигунів μ = 1,06…1,12;

для дизельних двигунів μ = 1,03…1,05.

Кількість теплоти, втраченої внаслідок неповноти згоряння палива при $\alpha < 1$:

$$\Delta H_u = 120(1-\alpha)L_0, \text{ МДж/кг} \qquad (1.25)$$

Теплота згоряння робочої суміші:

для карбюраторних двигунів при $\alpha < 1$:

$$H_{pc} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1(1+\gamma_r)}, \text{ МДж/кг} \qquad (1.26)$$

для дизельних двигунів при $\alpha > 1$:

$$H_{pc} = \frac{H_u}{M_1 + M_r} = \frac{H_u}{M_1(1+\gamma_r)}, \text{ МДж/кг} \qquad (1.27)$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння визначається як теплоємність суміші газів:

$$\mu c_V{}''\Big|_0^{t_x} = \sum_{i=1}^{n} ч_i (\mu c_{V_i}{}'')\Big|_0^{t_x}, \text{ КДж/кмоль·град} \qquad (1.28)$$

де: $ч_i$ – об’ємна доля кожного газу, який входить до складу суміші;

$\mu c_{V_i}{}''\Big|_0^{t_x}$ – середні мольні теплоємності кожного компоненту, який входить до даної суміші, при температурі t_x.

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння двигунів визначається за формулами:

для карбюраторних двигунів (при $\alpha < 1$):

$$\mu c_V''\Big|_0^{t_z} = \frac{1}{M_2}[M_{CO}(\mu c_{V_{CO}}'')_0^{t_z} + M_{CO_2}(\mu c_{V_{CO_2}}'')_0^{t_z} + M_{H_2O}(\mu c_{V_{H_2O}}'')_0^{t_z} + M_{H_2}(\mu c_{V_{H_2}}'')_0^{t_z} + M_{N_2}(\mu c_{V_{N_2}}'')_0^{t_z}], \; кДж/КМоль\cdot град \quad (1.29.1)$$

для дизельних двигунів (при $\alpha > 1$):

$$\mu c_V''\Big|_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2}[M_{CO_2}(\mu c_{V_{CO_2}}'')_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O}(\mu c_{V_{H_2O}}'')_{t_0}^{t_z} + M_{N_2}(\mu c_{V_{N_2}}'')_{t_0}^{t_z} + M_{O_2}(\mu c_{V_{O_2}}'')_{t_0}^{t_z}], \; \text{,КДж/кмоль·град} \quad (1.29.2)$$

Середні мольні теплоємності окремих компонентів продуктів згоряння в інтервалі температур 1500…2800°С можуть бути підраховані за формулами (КДж/кмоль·град):

– для кисню (O_2) $23{,}723+1{,}550\cdot10^{-3}(T_Z-273)$

– для азоту (N_2) $21{,}951+1{,}457\cdot10^{-3}(T_Z-273)$

– для водню (H_2) $19{,}678+1{,}758\cdot10^{-3}(T_Z-273)$

– для окису вуглецю (CO) $22{,}490+1{,}430\cdot10^{-3}(T_Z-273)$

– для вуглекислого газу (CO_2) $39{,}533+3{,}349\cdot10^{-3}(T_Z-273)$

– для водяної пари (H_2O) $26{,}670+4{,}438\cdot10^{-3}(T_Z-273)$

Коефіцієнт використання тепла ξ_z на ділянці видимого згоряння залежить від режиму роботи двигуна, способу сумішеутворення, коефіцієнта надлишку повітря, умов охолодження і догоряння на лінії розширення.

Згідно дослідних даних, ξ_z змінюється при повних навантаженнях в межах:

– для карбюраторних двигунів $\xi_z=0{,}85\ldots0{,}95$;

– для дизельних двигунів $\xi_z=0{,}7\ldots0{,}8$.

Температура кінця згоряння T_z визначається за рівнянням згоряння:

для карбюраторних двигунів з підведенням теплоти при v=const:

$$\frac{\xi_z(H_u-\Delta H_u)}{M_1(1+\gamma_ч)}+(m\,c_V{}'')_{t_0}^{t_c}(T_C-273^\circ)=\mu(m\,c_V{}'')_{t_0}^{t_z}(T_Z-273^\circ)$$,кДж/кмоль·град (1.31)

для дизельних двигунів зі змішаним підведенням теплоти при v=const і p=const:

$$\frac{\xi_z H_u}{M_1(1+\gamma_ч)}+[(m\,c_V{}'')_{t_0}^{t_c}+8{,}315\lambda]\cdot(T_C-273^\circ)=\mu(m\,c_p{}'')_{t_0}^{t_z}(T_Z-273^\circ),$$ кДж/кмоль·град (1.32)

де: λ – міра підвищення тиску

$$\lambda=\frac{p_z}{p_c} \qquad (1.33)$$

для карбюраторних двигунів $\lambda=3{,}2\ldots4{,}2$

для дизельних двигунів

з нерозділеними камерами згоряння $\lambda=2{,}0\ldots2{,}4$

з розділеними камерами згоряння $\lambda=1{,}6\ldots1{,}8$

$(m c_p^{''})_{t_0}^{t_z}$ – середня масова теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску, КДж/кг·град.

До рівнянь (1.31) і (1.32) входить дві невідомі величини: температура кінця згоряння T_z і теплоємність продуктів згоряння $mc_v^{''}$ (або $mc_p^{''}$) при тій же температурі T_z. Ці рівняння вирішуються відносно T_z - методом послідовних наближень (підбором значень T_z).

При використанні для визначення теплоємкостей за формулами (1.30) для визначення середніх масових теплоємкостей рівнянь (1.31) і (1.32) після підстановки до них чисельних значень всіх відомих параметрів приймають вигляд квадратного рівняння виду:

$$AT_z^2 + BT_z + C = 0 \qquad (1.34)$$

де: *A, B, C* - чисельні значення відомих величин.

Вирішуючи рівняння (1.34), отримаємо:

$$T_z = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A},\ {}^0K \qquad (1.35)$$

Тиск газів в кінці згоряння:

для карбюраторних двигунів

$$P_z = \mu\, P_c \cdot \frac{T_z}{T_c},\ \text{МПа} \qquad (1.36)$$

для дизельних двигунів

$$p_z = \frac{\mu}{\rho}\, p_c\, \frac{T_z}{T_c},\ \text{МПа} \qquad (1.37)$$

де: $\rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{\mu\, T_z}{\lambda\, T_c}$ - міра попереднього розширення.

Для швидкохідних дизелів $\rho = 1{,}2...1{,}7$.

Об'єм, вивільнений поршнем в кінці попереднього розширення :

$$V_z^{'} = V_c(\rho - 1) \qquad (1.38)$$

Значення тиску і температури кінця згоряння для сучасних автомобільних двигунів при роботі з повним навантаженням змінюється в таких межах:

для карбюраторних двигунів $p_z = 3{,}5...6{,}5\ МПа$, $T_z = 2400..2800\ ^0K$

для дизельних двигунів $p_z = 5...12\ МПа$, $T_z = 2200..2500\ ^0K$

Більш низькі значення температури T_z дизельних двигунів в порівнянні з карбюраторними є наслідком більшої величини коефіцієнта надлишку повітря α і більших втрат тепла на нагрівання повітря, меншої величини використання тепла ξ_z на ділянці видимого згоряння, відмін в характері протікання процесів згоряння і догоряння при розширенні, часткового використання теплоти на здійснення роботи в процесі попереднього розширення.

1.4 Розрахунок процесу розширення.

Результатом здійснення процесу розширення є перетворення теплової енергії палива в механічну роботу.

Зміна тиску в процесі розширення показана на рис.1є (карбюраторного двигуна) і рис.1ж (дизеля). Криві $z_o b' b''$ схематично показують дійсну зміну тиску в циліндрах двигунів в процесі розширення. В реальних двигунах розширення протікає за складним законом, який залежить від теплообміну між газами та оточуючими стінками, величини підведення теплоти в результаті догоряння палива і відновлення продуктів дисоціації, витоків газів через нещільності, зменшення теплоємкості продуктів згоряння внаслідок зниження температури при розширенні, зменшення кількості газів в зв’язку з

початком випуску (попереднє відкриття випускного клапана).

Для спрощення розрахунків без суттєвого впливу на кінцевий результат, умовно вважаємо, що процес розширення в дійсному циклі протікає за політропою з постійним показником n_2 (криві $z_o b' b''$ рис.1є,ж)

Величина середнього показника політропи розширення n_2 встановлюється за дослідними даними в залежності від ряду факторів. Значення n_2 зростає зі збільшенням коефіцієнта використання тепла ξ_z, відношення хода поршня S до діаметра циліндра D та інтенсивності охолоджування. З ростом навантаження і збільшенням лінійних розмірів циліндра (при $S/D = const$) середній показник політропи зменшується.

Враховуючи, що за дослідними даними величина n_2 незначно відрізняється від показника адіабати k_2, при попередніх розрахунках нових двигунів величина середнього показника політропи n_2 може бути визначеною за величиною k_2 для відповідних значень ε (або δ), α і T_z (рис. 3 і 4).

Визначення k_2 за номограмами рис.3 і рис.4 проводиться наступним чином: за вихідним значенням ε (або δ для дизеля) і T_z визначають точку, якій відповідає k_2 при α=1. Далі для знаходження k_2 при заданому α необхідно отриману точку перенести по горизонталі на вертикаль, відповідну α=1, і далі паралельно допоміжним кривим – до вертикалі, яка відповідає заданому значенню α.

Слід враховувати, що за дослідними даними величина n_2 незначно відрізняється від k_2 і, як правило, в меншу сторону.

Середні значення величини n_2, отримані в результаті аналізу індикаторних діаграм при номінальному навантаженні, для сучасних автотракторних двигунів змінюються в межах:

для карбюраторних двигунів $n_2 = 1{,}23\ldots1{,}30$

для дизельних двигунів $n_2 = 1{,}18\ldots1{,}28$

для газових двигунів $n_2 = 1{,}25\ldots1{,}35$.

Значення температури і тиску в кінці процесу розширення визначають за формулами політропного процесу. Для двигунів, які працюють за циклом з підведенням теплоти при постійному об'ємі:

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_z}}, \text{ МПа} \qquad (1.39)$$

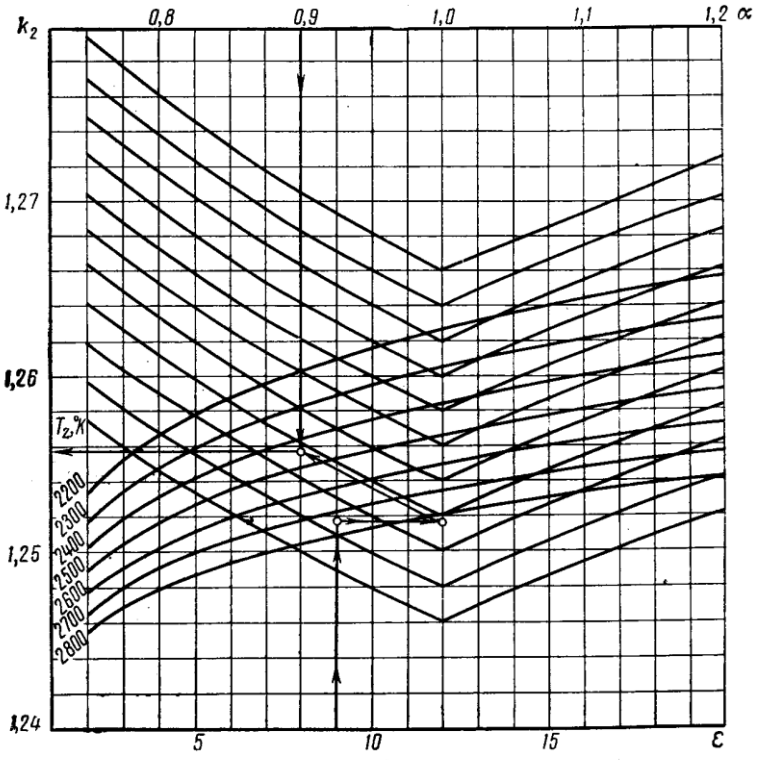


Рис.3 Номограма для визначення показника адіабати розширення K_2 для карбюраторного двигуна.

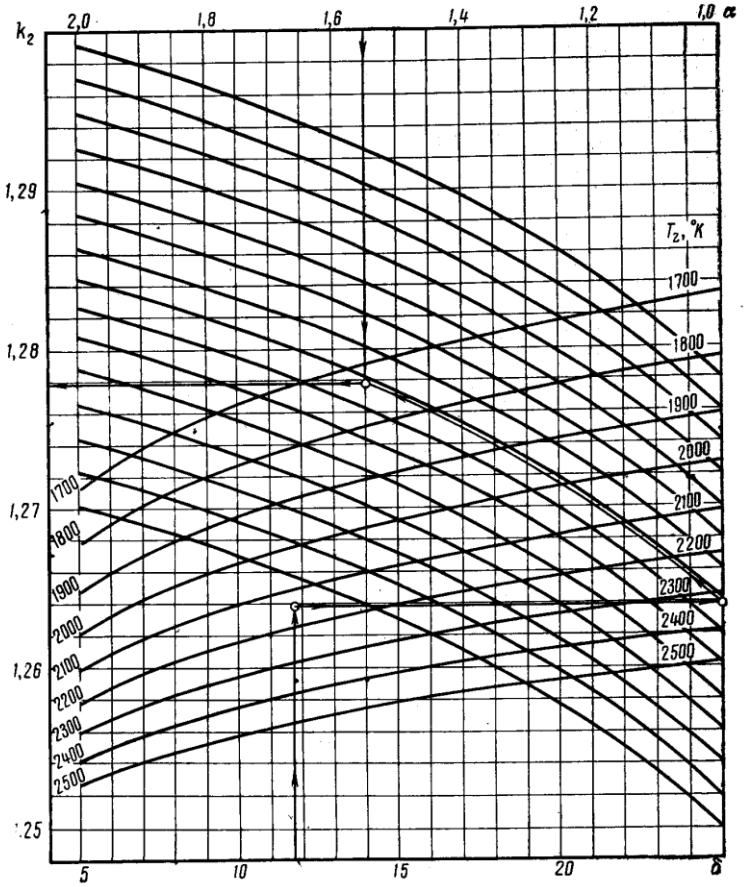


Рис.4 Номограма для визначення показника адіабати розширення $К_2$ для дизельного двигуна.

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_z-1}},\ {}^0K \qquad (1.40)$$

Для двигунів, які працюють за циклом зі змішаним підведенням теплоти:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_z}},\ \text{МПа} \qquad (1.41)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_z-1}},\ {}^0K \qquad (1.42)$$

де : $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$ - міра наступного розширення.

Орієнтовані значення P_b і T_b для сучасних автотранспортних двигунів без наддуву (на номінальному режимі) лежать в межах

для бензинових і газових двигунів $\begin{matrix} P_b = 0{,}35....0{,}60\ МПа \\ T_b = 1200...1700\ {}^0K \end{matrix}$

для дизельних двигунів $\begin{matrix} P_b = 0{,}20....0{,}50\ МПа \\ T_b = 1000...1200\ {}^0K \end{matrix}$.

1.5 Розрахунок процесу випуску.

За період випуску здійснюється видалення відпрацьованих газів з циліндрів двигуна.

Зміна тиску в процесі випуску в циліндрі чотиритактного двигуна наведена на рис.1.з,і. Криві b′ b″ z′ d a′ схематично показують дійсну зміну тиску в циліндрі двигуна в процесі випуску. Точки b′і a′ відповідають моментам відкриття і закриття випускних клапанів. Прямі *bl* і *lz* є розрахунковими прямими процесу випуску, які після визначення координат точок b і r орієнтовано змінюються кривими b″ r′r. Відкриття випускного клапану

до приходу поршня до н.м.т., знижуючи корисну роботу розширення (площа b′bb″b′), сприяє більш якісному очищенню циліндра від продуктів згоряння і зменшує роботу, необхідну для видалення відпрацьованих газів. В сучасних двигунах відкриття випускного клапану відбувається за $40...80^0$ повороту колінчастого вала до н.м.т. (точка b′). Закриття випускного клапана відбувається через $15…60^0$ після в.м.т., що покращує якість очищення циліндра за рахунок продувки в період перекриття фаз клапанів.

При проведенні розрахунків параметри процесу випуску (p_r і T_r) задають на початку розрахунку процесу випуску (див. Розділ 1.1), а точність вибору тиску і температури залишкових газів перевіряється за формулою:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}},\ ^0K \qquad (1.43).$$

З метою зниження насосних втрат і коефіцієнта залишкових газів при проектуванні двигунів необхідно зменшувати величину p_z. Крім цього, збільшення тиску випуску зменшує коефіцієнт наповнення, погіршує процес згоряння і підвищує температуру залишкових газів. Збільшення тиску в кінці випуску при газотурбінному наддуві, як правило, компенсується підвищенням тиску під час впуску.

1.6 Індикаторні параметри робочого циклу.

Робочий цикл двигуна внутрішнього згоряння характеризується середнім індикаторним тиском, індикаторною потужністю і індикаторним к.к.д.

Середній індикаторний тиск може бути визначений графічним і аналітичним методами. Зміна тиску протягом

всього робочого циклу двигуна з примусовим запалюванням і дизеля показана на згорнутих індикаторних діаграмах (рис. 5а і рис. 5б). Площа нескруглених діаграм (a c z b a) в певному масштабі виражає теоретичну роботу газів за один цикл двигуна. Ця робота, віднесена до величини ходу поршня, є теоретичним середнім

індикаторним тиском $p_i^{'}$.

Теоретичний середній індикаторний тиск $p_i^{'}$ може бути визначений за формулою:

для двигуна з іскровим запалюванням

$$p_i^{'} = \frac{p_c}{E-1}\left[\frac{\lambda}{n_2-1}\left(1-\frac{1}{E^{n_2-1}}\right)-\frac{1}{n_1-1}\left(1-\frac{1}{E^{n_1-1}}\right)\right], \text{ МПа (1.44.1)}$$

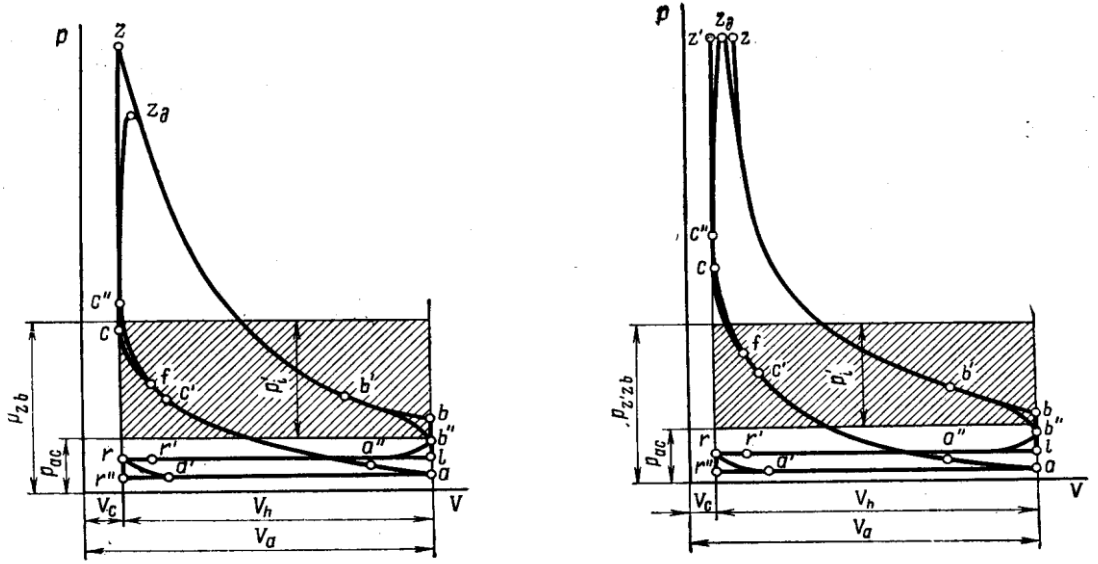


Рис.5. Індикаторна діаграма
а – карбюраторний двигун;
б – дизельний двигун.

для двигуна із запалюванням від стиску

$$p_i' = \frac{p_c}{E-1}\left[\frac{\lambda\rho}{n_2-1}\left(1-\frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right)-\frac{1}{n_1-1}\left(1-\frac{1}{E^{n_1-1}}\right)+\lambda(\rho-1)\right], \text{МПа}$$

(1.44.2)

Середній індикаторний тиск p_i дійсного циклу відрізняється від p_i' на величину, пропорційну зменшенню розрахункової діаграми за рахунок скруглення в точках c, z, b. Зменшення теоретичного середнього індикаторного тиску p_i' внаслідок відхилення дійсного процесу від розрахункового циклу оцінюється коефіцієнтом повноти діаграми φ_i і величиною середнього тиску насосних втрат Δp_i, тобто

$$p_i = \varphi_i \cdot p_i', \text{ МПа} \qquad (1.45)$$

при значеннях коефіцієнту повноти діаграми

для карбюраторних двигунів φ_i = 0,94…0,97.

для дизельних двигунів φ_i = 0,94…0,95.

середній тиск насосних втрат в процесах газообміну (впуску і випуску) визначається з виразу:

$$\Delta p_i = p_r - p_\alpha, \text{ МПа} \qquad (1.46)$$

Величина p_i для поршневих двигунів змінюється в межах:

для чотиритактних двигунів з іскровим запалюванням p_i=0,6…1,4 МПа

для чотиритактних форсованих двигунів p_i до 1,6 МПа

для чотиритактних дизелів без наддуву p_i=0,7…1,1 МПа

для чотиритактних дизелів з наддувом p_i до 2,2 МПа

Індикаторна потужність двигуна N_i - це робота, яка здійснюється газами всередині циліндрів за одиницю часу.

Для багатоциліндрового двигуна

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad \text{, КВт}$$

де: p_i - середній індикаторний тиск, МПа;

V_h - робочий об‘єм одного циліндра, л (дм^3);

i - число циліндрів;

n - число обертів колінчастого вала двигуна за 1 хв, об/хв;

τ - тактність двигуна.

Індикаторний к.к.д. $\eta_i = \frac{L_i}{H_u}$ (1.47)

де: L_i - теплота, еквівалентна індикаторній роботі, МДж/кг;

H_u - нижча теплота згорання палива, МДж/кг.

Індикаторний к.к.д. враховує всі теплові втрати дійсного циклу.

Для автотракторних двигунів, які працюють на рідкому паливі:

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_u \cdot \rho_k \cdot \eta_v} \quad (1.48)$$

де: p_i [МПа], H_u [МДж/кг], ρ_k [кг/м^3], l_0 [кг/кг]

Величина індикаторного к.к.д. в сучасних автотракторних двигунах на номінальному режимі лежить в межах:

для карбюраторних двигунів $\eta_i = 0{,}26\ldots0{,}35$

для дизельних двигунів $\eta_i = 0{,}38\ldots0{,}50$

Індикаторна питома витрата рідкого палива:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} = 3600 \cdot \frac{\rho_k \cdot \eta_v}{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha} \quad \text{, г/квт.год.} \quad (1.49)$$

де p_i [МПа], ρ_k [кг/м^3], l_0 [кг/кг].

Питома витрата палива на номінальному режимі для сучасних автотракторних двигунів лежить в межах:

для карбюраторних двигунів g_i = 235…320 г/КВт.год

для дизельних двигунів g_i = 170…230 г/КВт.год

1.7 Ефективні показники двигуна.

Ефективні показники двигуна відрізняються від індикаторних наявністю необхідних витрат корисної роботи на подолання різних корисних опорів (тертя в кривошипно-шатунному механізмі, приведення в дію допоміжних механізмів та ін.) і на здійснення процесів впуску і випуску.

Витрати на подолання різних опорів оцінюються величиною потужності механічних витрат або величиною роботи, яка відповідає потужності механічних втрат, віднесеної до одиниці робочого об‘єму циліндра.

При проведенні попередніх розрахунків двигунів механічні втрати, які характеризуються середнім тиском механічних втрат $p_м$, наближено можна оцінити за лінійними залежностями від середньої швидкості поршня $v_{П.СР}$, яка знаходиться в межах:

для карбюраторних двигунів легкових автомобілів - $v_{П.СР}$ = 12…16 м/с,

для карбюраторних двигунів вантажних автомобілів - $v_{П.СР}$ = 9…13 м/с,

для автомобільних газових двигунів - $v_{П.СР}$ = 7…12 м/с,

для дизельних двигунів автомобілів - $v_{П.СР}$ = 7…14 м/с,

Величина $p_м$ може бути визначена за емпіричними формулами (в двигунах різного типу):

Для карбюраторних двигунів: - з числом циліндрів до 6 і відношенням S/D > 1:

$p_м = 0{,}049 + 0{,}0152\ v_{П.СР}$, МПа (1.50.1)

8- циліндрових двигунів з відношенням S/D < 1:

$p_м = 0{,}039 + 0{,}0132\ v_{П.СР}$, МПа (1.50.2)

з числом циліндрів до 6 і відношенням S/D < 1:

$p_м = 0{,}034 + 0{,}0113\ v_{П.СР}$, МПа (1.50.3)

Для чотиритактних дизелів
з нерозділеними камерами

$p_м = 0{,}089 + 0{,}0118\ v_{П.СР}$, МПа (1.50.4)

з передкамерою

$p_м = 0{,}103 + 0{,}0153\ v_{П.СР}$, МПа (1.50.5)

з вихровими камерами згоряння:

$p_м = 0{,}089 + 0{,}0135\ v_{П.СР}$, МПа (1.50.6)

Середній ефективний тиск p_e уявляє собою відношення ефективної роботи на валу двигуна до одиниці робочого об‘єму циліндра. В розрахунках двигунів p_e визначають за середнім індикаторним тиском:

$p_e = p_i - p_м$, МПа
(1.51)

Для двигунів з механічним наддувом

$p_e = p_i - p_м - p_H$, МПа (1.52)

де : p_H - втрати тиску на привод нагнітача

Значення середнього ефективного тиску p_e при номінальному навантаженні змінюються в межах:

для бензинових двигунів p_e = 0,5…1,2 МПа

для форсованих двигунів p_e до 1,4 МПа

для дизелів без наддуву p_e = 0,55…0,9 МПа

для дизелів з наддувом p_e до 1,8 МПа

Для сучасних автотракторних двигунів характерна тенденція до збільшення p_e за рахунок кращої організації робочого процесу, використання наддуву і більш якісного палива.

Механічний к.к.д. двигуна - відношення середнього ефективного до середнього індикаторного тиску:

$$\eta_i = \frac{p_e}{p_i} = 1 - \frac{p_м}{p_i} \qquad (1.53)$$

Величина механічного к.к.д. зростає зі зменшенням втрат на тертя, привід допоміжних механізмів, втрат на газообмін, а також зі збільшенням навантаження до певної межі.

При холостому ході $p_i = p_м$, $\eta_м = 0$.

За дослідними даними механічний к.к.д. $\eta_м$ для різних двигунів, працюючих на номінальному режимі, змінюється в наступних межах:

для карбюраторних двигунів $\eta_м = 0{,}7\ldots0{,}9$

для дизелів без наддуву $\eta_м = 0{,}70\ldots0{,}82$

для двигунів з наддувом $\eta_м = 0{,}7\ldots0{,}9$

(без урахування потужності приводу нагнітача)

Ефективна потужність N_e - корисна робота, отримувана на валу двигуна за одиницю часу:

$$N_l = N_i \cdot \eta_м = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau}, \quad \text{кВт} \qquad (1.54)$$

p_e - [МПа], V_h - [л], n - [об/хв]

Зв‘язок між ефективною потужністю і основними параметрами двигуна може бути виражений залежністю:

$$N_e = \frac{V_h \cdot n}{30 \cdot \tau} \cdot \frac{H_u}{\alpha \cdot l_0} \cdot \rho_k \cdot \eta_V \cdot \eta_i \cdot \eta_м, \text{ кВт} \qquad (1.55)$$

$$\left(V_n - [л];\ n - \left[об/хв\right];\ H_u - \left[МДж/кг\right];\ \rho_k - кг/м^3\right).$$

Ефективний к.к.д. η_e і ефективна питома витрата палива g_e характеризує економічність роботи двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = \frac{p_e}{\rho_k \cdot \eta_v} \cdot \frac{\alpha l_0}{H_u} \qquad (1.56)$$

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} = 3600 \frac{\rho_k \eta_V}{\rho_e l_0 \alpha}, г/квт.год \qquad (1.57).$$

Значення ефективного к.к.д. змінюються в залежності від типу двигуна (на номінальному режимі):

для карбюраторних двигунів $\eta_e = 0{,}24....0{,}32$

для дизельних двигунів $\eta_e = 0{,}30....0{,}42$.

А значення ефективної питомої витрати палива:

для карбюраторних двигунів $g_e = 280...350\ г/квт.год$

для дизельних двигунів

з нероздільними камерами $g_e = 210...260\ г/квт.год$

вихрокамерних і передкамерних $g_e = 250...300\ г/квт.год$.

1.8 Тепловий баланс двигуна.

Тепловий баланс двигуна характеризує розподіл теплоти, отриманої від палива при його згорянні, на корисну роботу і теплові втрати. Рівняння зовнішнього теплового балансу в абсолютних величинах має вигляд:

$Q_0 = Q_e + Q_n + Q_Г + Q_{нз} + Q_м + Q_{зал}$, кДж/год. (1.58).

де: Q_0 - загальна кількість теплоти, введеної до двигуна з паливом;

Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна;

Q_n - втрати теплоти в навколишнє середовище;

$Q_Г$ - втрати теплоти з відпрацьованими газами;

$Q_{нз}$ - втрати теплоти, викликані неповнотою згоряння палива;

$Q_м$ - втрати теплоти в масло;

$Q_{зал}$ - залишкові втрати теплоти, які не враховані іншими складовими теплового балансу.

Кількість теплоти, введеної до двигуна з паливом Q_0, визначається за нижчою теплотворною здатністю палива:

$$Q_0 = \frac{H_u \cdot G_T}{3{,}6}, \; кДж/год \qquad (1.59)$$

Кількість корисно використаної теплоти, еквівалентної корисної роботи за 1 год., дорівнює:

$$Q_e = 3600\, N_e, \; \frac{кДж}{год.}$$

(1.60).

Відношення корисно використаної теплоти до теплоти, яка виділилась при згорянні палива, уявляє собою ефективний к.к.д. η_e.

Втрати теплоти в навколишнє середовище:

$$Q_n = G_{ox} * C_{ox}(t_2 - t_1), \; кДж/год \qquad (1.61)$$

де: G_{ox} - витрата охолоджувача через систему, кг/ год.;

C_{ox} - теплоємність охолоджувача, ККал/ кг.град;

t_1 і t_2 - температури охолоджувача відповідно на вході в систему охолодження і на виході з неї, ^0C.

Втрати теплоти з відпрацьованими газами визначають за спрощеною формулою, згідно гіпотези, що кількість газів G_T дорівнює сумі кількостей повітря $G_{пов}$ і палива G_n :

$$Q_Г = C_p(t_2 - t_0)(G_{пов} + G_n), \; кДж/год \qquad (1.62)$$

де: $C_p \approx 1{,}04\ {}^{кДж}/_{кг.град}$ - середня теплоємність відпрацьованих газів при постійному значенні тиску;

t_2 *і* t_0 - відповідно температури відпрацьованих газів і навколишнього середовища, ${}^0C$.

Втрата теплоти в масло $Q_м$ звичайно в теплових балансах не визначається, оскільки температура масла підвищується одночасно з кількох причин – від тертя деталей двигуна, від дії високих температур в циліндрі двигуна і відпрацьованих газів. Точне врахування кожної з причин викликає певні труднощі і приводить до помилкових результатів. Принципово втрати теплоти в масло визначаються за допомогою формули:

$$Q_м = G_м\left(t_{м_2} - t_{м_1}\right)\cdot C_м,\ {}^{кДж}/_{год} \qquad (1.64)$$

де $G_м$ - кількість масла, яке проводить через масляний радіатор, кг/год;

$t_{м_2}$ *і* $t_{м_1}$ - температура масла відповідно на вході і на виході з масляного радіатора;

$C_м$ - середня теплоємність масла, кДж/кг град.

Залишкові втрати теплоти визначають за різницею:

$Q_{зал} = Q_0 -(Q_e + Q_n + Q_Г + Q_{нз} + Q_м)$кДж/кг·град (1.65)

При виконанні розрахунків теплового балансу двигуна аналітично визначаються Q_0, Q_e, $Q_{нз}$. Значення Q_n , $Q_Г$, $Q_м$ та $Q_{зал}$ (у % % значеннях - з табл.1

Таблиця 1

Середні значення складових теплового балансу.

Тип двигуна	Q_e %	Q_n %	$Q_Г$ %	$Q_{нз}$ %	$Q_м$ %	$Q_{зал}$ %
Карбюраторний	22…28	14…28	30…50	0…45	2…4	4…9
Дизельний	29…	16…	25…	0…5	6…7	2…5

	42	35	45			

1.9 Визначення основних параметрів двигуна

До основних розмірів двигунів відносяться діаметр циліндра D (мм), хід поршня S (мм), радіус кривошипа R (мм) і довжина шатуна $L_ш$ (мм). Всі ці розміри визначаються на основі результатів теплового розрахунку. Вихідним рівнянням для визначення D і S є вираз:

$$N_e = \frac{p_e V_h n}{30\tau}, \text{ кВт} \qquad (1.66)$$

звідки:

$$V_h = \frac{N_e \cdot 30\,\tau}{p_e \cdot n}, \text{ л} \qquad (1.67)$$

Робочий об'єм одного циліндра при числі і циліндрів двигуна:

$$V_h^{'} = \frac{\pi D^2}{4} \quad S = \frac{V_h}{i}, \text{ л} \qquad (1.68)$$

звідки діаметр D циліндра дорівнює:

$$D = 10\sqrt[2]{\frac{4V_n^{'}}{\pi S_i}}, \text{ мм} \qquad (1.69)$$

Для сучасних моделей автомобільних двигунів відношення $S/D=C_м$ складає:

для карбюраторних двигунів – 0,70…1,05
для дизельних двигунів – 0,75…1,15.

В цьому випадку:

$$D = 10\sqrt[2]{\frac{4V_n \cdot n}{10\pi \cdot C_m i}}, \text{ мм} \qquad (1.70)$$

$$S = C_m \cdot D, \text{ мм} \qquad (1.71)$$

Отримані значення S і D у відповідності з діючими стандартами округляються до 0, парного числа або 5.

Радіус кривошипа дорівнює:

$$R = \frac{S}{2}, \text{ мм} \qquad (1.72).$$

Згідно знайденим значенням S і D визначають основні параметри і показники двигуна:

літраж $V_h = \frac{\pi D^2 S i}{4 \cdot 10^6}$, л (1.73)

індикаторну потужність $N_i = \frac{p_i V_h n}{30 \tau}$, кВт (1.74)

ефективну потужність $N_e = \frac{p_e V_h n}{30 \tau}$, кВт (1.75)

ефективний крутний момент $M_e = \frac{3 \cdot 10^4 N_e}{\pi n}$, Н м (1.76)

годинну витрату палива $G_T = N_e \cdot g_e$ кг/год (1.77)

середню швидкість поршня $V_n = \frac{Sn}{30}$, м/с (1.78)

Середня швидкість поршня V_n в сучасних автомобільних двигунах складає:

для карбюраторних двигунів 9…15 м/с

для дизельних двигунів 8…11 м/с.

Обчислені значення V_h і p_e (формули 1.54, 1.73. 1.75) не повинні відрізнятися більше як на 3..4%, в зворотному випадку розрахунки необхідно скоригувати.

2. Побудова індикаторних діаграм та зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.

2.1 Побудова індикаторної діаграми

Побудова індикаторної діаграми двигуна внутрішнього згоряння виконується з використанням результатів розрахунку параметрів робочого процесу:

тиск в характерних точках циклу: p_o, p_a, p_c, p_z, p_b, p_r;

міра стиску і об'єм циліндра: ε, V_h, V_c, V_a.

Масштаб тиску обирають за діючими нормативами з таких значень: M_p = (0.020;0.025;0.04;0.05;0.07…0.1) МПа/мм.

При побудові індикаторної діаграми її масштаби рекомендується обирати з таким розрахунком, щоб отримати висоту, яка дорівнює 1,2…1,7 її основи.

На початку побудови (рис. 6,7,8) на осі абсцис відкладають відрізок АВ, який відповідає робочому об'єму циліндра, а за величиною дорівнює ходу поршня у масштабі M_s, який в залежності від величини ходу поршня може бути прийнятий 1:1; 1,5:1; 2:1.

Відрізок ОА, який відповідає об'єму камери згоряння V_c, визначається з співвідношення:

$$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1}, \text{ мм} \qquad (2.1)$$

Відрізок z′z для дизелів, які працюють за циклом зі змішаним підведенням теплоти (рис.8), визначається за рівнянням

$$z'z = OA(\rho - 1), \text{ мм} \qquad (2.2)$$

Після цього, за даними теплового розрахунку на діаграмі відкладають в обраному масштабі значення тиску в характерних точках: a, c, z′, z, b, r.

Побудову політроп стиску і розширення можна виконати аналітичним і графічним методами.

При аналітичному методі побудови політроп стиску і розширення (рис.6) виконується обчислення ряду точок для проміжних об'ємів, розташованих між V_c і V_a, а також між V_z і V_b за рівнянням політропи $pV^n = const$.

Для політроп стиску :

$$p_x V_x^{n_1} = p_a V_a^{n_1} \qquad (2.3)$$

звідки: $$p_x = p_a \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1}, \text{МПа} \qquad (2.4)$$

де: p_x і V_x – тиск і об'єм в проміжній точці процесу стиску.

Відношення V_a/V_x змінюється в межах 1…ε.

Аналогічно для політропи розширення:

$$p_x = p_b \left(\frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2}, \text{МПа} \qquad (2.5)$$

Для двигунів з іскровим запалюванням відношення V_b/V_x змінюється в інтервалі 1…ε. а для дизелів – 1… δ .

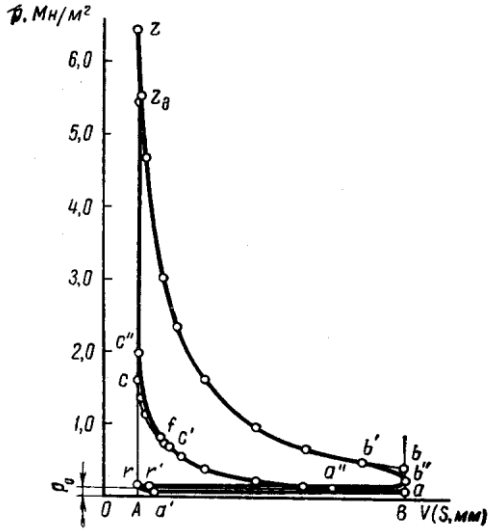


Рис.6. Побудова індикаторної діаграми аналітичним методом.

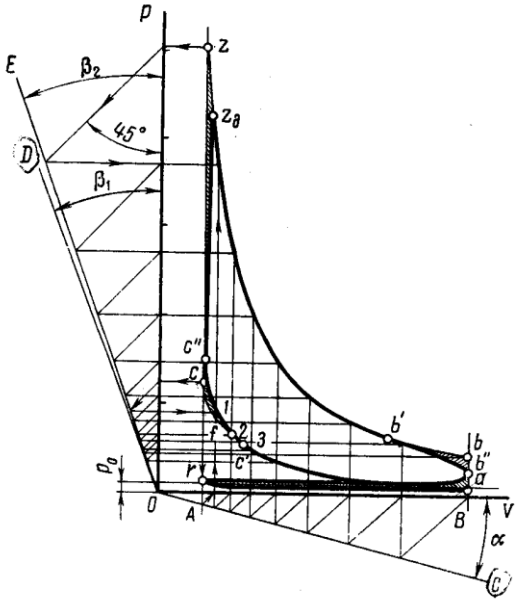


Рис.7 Побудова індикаторної діаграми методом Брауера.

При аналітичному методі побудови діаграми (рис.6) визначення ординати розрахункових точок політропи стиску і розширення зручно виконувати в табличній формі (табл. 2)

Таблиця 2

№ точок	OX мм	$\frac{OB}{OX}$	Політропа стиску			Політропа розширення		
			$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{n_1}$	$\frac{p_x}{M_p}$, мм	p_x, МПа	$\left(\frac{OB}{OX}\right)$	$\frac{p_x}{M_p}$, мм	p_x, МПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1								
2								
3								
n								

З′єднуючи точки a і c плавною кривою, яка проходить через обчислені і нанесені на поле діаграми точки політропи стиску, а точки z і b – кривою, яка проходить через точки політропи розширення, і з‘єднуючи точки c і z, abca, прямими лініями (при побудові діаграми дизеля точка c з‘єднується прямою лінією з точкою z’, а z’ – з z (рис. 8) отримаємо розрахункову індикаторну діаграму (без урахування насосних ходів). Процеси випуску і впуску приймаються такими, що протікають при p = const і v = const.

Політропи стиску і розширення можуть бути побудовані графічними методами: методом Брауера і методом півкіл.

За найбільш поширеним графічним методом Брауера політропи стиску і розширення будують таким чином

(рис.7). З початку координат проводять промінь ОС під довільним кутом α до осі абсцис (для отримання достатньої кількості точок на політропах рекомендовано $\alpha = 15^0$). Далі з початку координат проводять промені *OD і OE* під певними кутами β_1 і β_2 до осі ординат. Ці кути визначаються із співвідношень:

$$\left.\begin{aligned} tg\beta_1 &= (1+tg\alpha)^{n_1} - 1 \\ tg\beta_2 &= (1+tg\alpha)^{n_2} - 1 \end{aligned}\right\} \qquad (2.6)$$

Політропу списку будують за допомогою променів *OC* і *OD*. З точки *c* проводять горизонталь до перетину з віссю ординат; з точки перетину – лінію під кутом 45^0 до вертикалі до перетину з променем *OD*, а з цієї точки – другу горизонтальну лінію, паралельну осі абсцис. Затим з точки С проводять вертикальну лінію до перетину з променем *OC*; з точки перетину – під кутом 45^0 до вертикалі лінію до перетину з віссю абсцис, а з цієї точки – другу вертикальну лінію, паралельну осі ординат, до перетину з другою горизонтальною лінією. Точка перетину цих ліній буде проміжною точкою 1 політропи стиску. Точку 2 знаходять аналогічним шляхом при виборі точки 1 за початок побудови.

Політропу розширення будують за допомогою променів *OC* і *OE*, починаючи з точки *z*, аналогічно побудові політропи стиску.

Графічна побудова політроп стиску і розширення методом півкіл дає більш точну побудову і дозволяє отримати велику кількість точок на лініях цих політроп. На рис.8 показана послідовність побудови політропи розширення методом півкіл. Маючи на лінії розширення дві точки *z* і *b*, знаходять координати точки 1, розташованої між ними.

Для знаходження координат цієї точки будують два півкола на осях координат з діаметрами Oz_1 і Ob; з точки В проводять лінію паралельно осі абсцис ОВ до перетину з півколом Oz_1 (точка B_1); радіусом Ob_1 проводять дугу до перетину з віссю ординат (точка 1‘, яка є ординатою точки 1). Опустивши перпендикуляр з точки *z* на вісь абсцис до перетину з півколом *Ob* (точка z_2) і провівши дугу радіусом Oz_2 до перетину з віссю абсцис, визначають абсцису (точку 1“) точки 1. Для знаходження проміжної точки 2, розташованої між точками z і 1, будують два півкола Oz_1 і $O1$“ і аналогічно визначають ординати 2‘ і абсциси 2“. Точку 3, розташовану між точками 1 і b, знаходять аналогічно за допомогою півкіл $O1$‘ і *Ob*. Для більш точної побудови можна знайти більшу кількість точок між двома сусідніми (наприклад, між 2 і 1, 3 і *b*).

Знаходження точок на політропі стиску проводиться аналогічно, починаючи з визначення координат точки, розташованої між точками *c* і *a*, за допомогою півкіл Oc_1 і *Ob*.

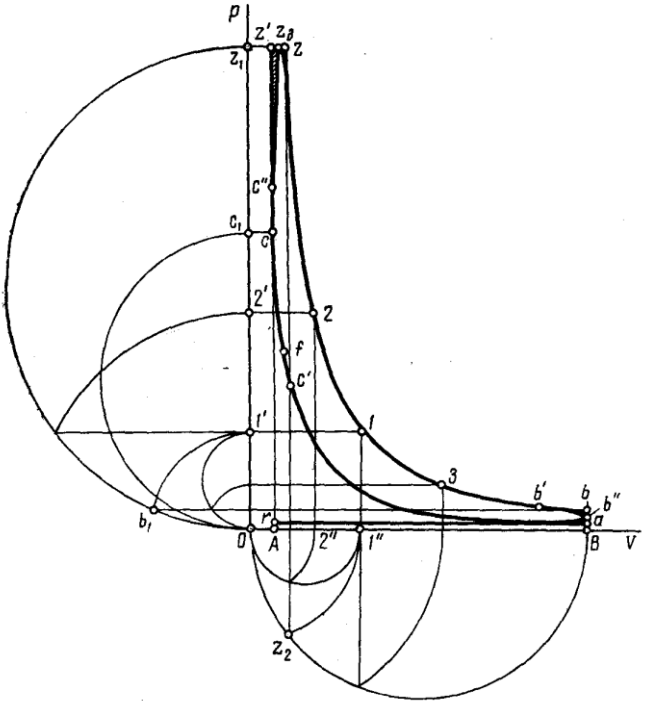


Рис.8 Побудова індикаторної діаграми методом півкіл.

Побудовані розрахункові індикаторні діаграми (рис. 6, 7, 8) є теоретичними індикаторними діаграмами (за контуром *aczba*), з яких можна визначити теоретичний (розрахунковий) середній індикаторний тиск p_i':

$$p_i' = \frac{F(a \cdot c \cdot z \cdot b \cdot a)}{A \cdot B} \cdot M_p, \text{ МПа} \qquad (2.7)$$

де: $F(aczba)$ - площа діаграми, мм^2;

AB – довжина відрізку, мм;

M_p – масштаб тиску, МПа/мм.

Значення p_i' одержане за формулою (2.7), не повинно відрізнятись від отриманого раніше p_i' розрахунковим шляхом більше ніж на 2…3%.

Для наближення теоретичної індикаторної діаграми до діаграми дійсного (реального) циклу проводиться скруглення діаграми.

Положення точки *c*‘ на скругленій діаграмі визначається кутом випередження запалювання в карбюраторних двигунах, або кутом випередження впорскування палива в дизелях. Значення цих кутів обираються відповідно кутам випередження запалювання, або випередження впорскування двигунів – прототипів.

Положення точки *c*“ у В.М.Т. орієнтовно визначається з виразу:

$$p_{c''} = (1{,}15\ldots1{,}25)\cdot p_i, \text{, МПа} \qquad (2.8)$$

Дійсний максимальний тиск в кінці процесу видимого згоряння в карбюраторних двигунах визначається з виразу:

$$p_z' = 0{,}85\, p_z \text{, МПа} \qquad (2.9)$$

Положення точки z' на індикаторній діаграмі дизеля визначається мірою попереднього розширення ρ. Відрізок $z\,z'$ дорівнює:

$$z\,z' = OA(\rho-1), \text{ мм} \qquad (2.10)$$

Положення точки b' відповідає початку відкриття випускного клапана. Точку b'' розташовують на середині відстані між точками a і b.

Після цього проводяться лінія атмосферного тиску, лінія впуску za і лінія випуску br.

Площа дійсної скругленої індикаторної діаграми менша площі розрахункової діаграми (за контуром a c z b a) внаслідок наявності насосних втрат.

Середній індикаторний тиск дійсного циклу визначається з виразу:

$$p_i^{''} = \frac{F(a\ c^{'}\ c^{''} z^{'}\ b^{'}\ b^{''}\ a)}{AB} M_p, \text{МПа} \quad (2.11)$$

з урахуванням втрат на газообмін

$$p_i = p_i^{''} - \Delta p_i, \text{МПа} \quad (2.12)$$

де $\Delta p_i = \frac{F(a\ z\ b^{''}\ a)}{AB}, \text{МПа}$

2.2 Побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.

Зовнішня швидкісна характеристика двигуна, що проектується, виконується за емпіричними формулами, що забезпечують достатню точність.

Побудова кривих цієї характеристики проводиться в інтервалі від $\omega_{min} = 0.2\omega_N$, до $\omega_{max} = (1.1\ldots1.2)\omega_N$, $с^{-1}$.

Розрахункові точки обирають через кожні $0.1\omega_N$ і визначають за емпіричними залежностями.

Побудова графіка ефективної потужності:

- для карбюраторних двигунів

$$\text{Nei} = \text{Ne}_{\text{НОМ}} \frac{\omega_i}{\omega_N}\left[1 + \frac{\omega_i}{\omega_N} - \left(\frac{\omega_i}{\omega_N}\right)^2\right], кВт \quad (2.13)$$

- для дизелів з нерозділеними камерами

$$\text{Nei} = \text{Ne}_{\text{НОМ}} \frac{\omega_i}{\omega_N}\left[0.87 + 1.13\frac{\omega_i}{\omega_N} - \left(\frac{\omega_i}{\omega_N}\right)^2\right], кВт \quad (2.14)$$

- для дизелів з передкамерою

$$\text{Nei} = \text{Ne}_{\text{НОМ}} \frac{\omega_i}{\omega_N}\left[0.6+1.4\frac{\omega_i}{\omega_N}-\left(\frac{\omega_i}{\omega_N}\right)^2\right], кВт \quad (2.15)$$

- для вихрокамерних дизелів

$$\text{Nei} = \text{Ne}_{\text{НОМ}} \frac{\omega_i}{\omega_N}\left[0.7+1.3\frac{\omega_i}{\omega_N}-\left(\frac{\omega_i}{\omega_N}\right)^2\right], кВт \quad (2.16)$$

де: $Ne_{ном}$ і ω_N – номінальна ефективна потужність, кВт, і відповідна їй частота обертання колінчастого вала, $с^{-1}$;

Ne_i і ω_i – ефективна потужність, кВт, і відповідна їй частота обертання колінчатого вала, $с^{-1}$ в проміжній точці графіка.

За розрахунковими точками в масштабі M_N, кВт/мм, будується крива графіку ефективної потужності (рис.9). Побудова графіка кривої ефективного крутного моменту проводиться з використанням попередніх розрахунків. Розрахункові точки цього графіка визначають

$$Me_i = 1000\frac{Ne_i}{\omega_i}, \text{Н·м} \quad (2.17)$$

За отриманими точками в масштабі $M_м$ (Н·м/мм) будується крива ефективного крутного моменту (рис.9).

Розрахункові точки при побудові графіка питомої втрати палива визначаються за формулами:

для карбюраторних двигунів:

$$g_{l_i} = g_{l_N}\left[1{,}2-\frac{\varpi_i}{\varpi_N}+0{,}8\left(\frac{\varpi_i}{\varpi_N}\right)^2\right], г/кВт\cdot год \quad (2.18)$$

для дизелів з нерозподіленими камерами

$$g_{e_i} = g_{e_N}\left[1{,}55-1{,}55\frac{\varpi_i}{\varpi_N}+\left(\frac{\varpi_i}{\varpi_N}\right)^2\right], г/кВт\cdot год \quad (2.19)$$

для дизелів з передкамерою

$$g_{e_i} = g_{e_N}\left[1{,}35 - 1{,}35\frac{\varpi_i}{\varpi_N} + \left(\frac{\varpi_i}{\varpi_N}\right)^2\right], \text{г/кВт} \cdot \text{год} \quad (2.20)$$

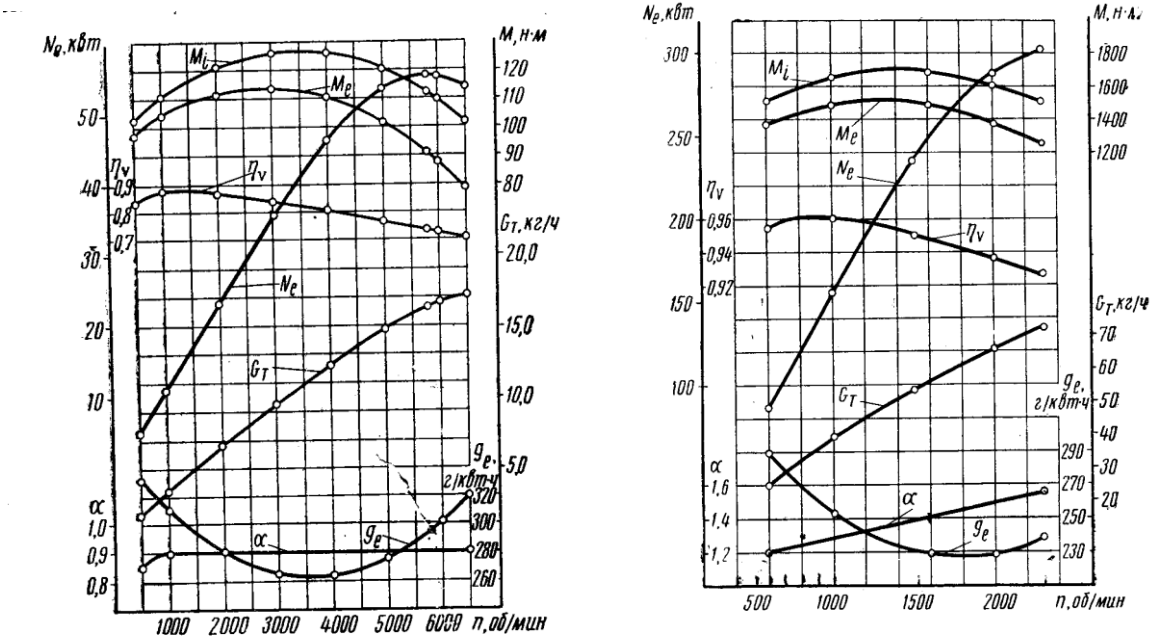


Рис.9. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна
а – карбюраторного; б – дизельного.

для вихрокамерних дизелів

$$g_{e_i} = g_{e_N}\left[1{,}2 - 1{,}2\frac{\varpi_i}{\varpi_N} + \left(\frac{\varpi_i}{\varpi_N}\right)^2\right], г/кВт \cdot год \qquad (2.21)$$

де: g_{e_N} і ω_N – питома витрата палива, яка відповідає номінальній потужності $N_{еном}$, г/кВт год, і відповідна їй частота обертання колінчастого вала,$с^{-1}$.

g_{e_i} і ω_i – питома витрата палива і відповідна їй частота обертання колінчастого вала в розрахунковій точці.

За одержаними точками в масштабі M_{g_e} [(г/кВт·год)/мм] будується графік питомої витрати палива (рис.9)

Значення годинної витрати палива для побудови її графіка, для проміжних точок визначаються виразом:

$$G_{T_i} = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3}, кг/год \qquad (2.22)$$

За одержаними даними в масштабі M_{g_e} [(г/кВт·год)/мм] будується графік годинної витрати палива (рис.9).

Для побудови зовнішньої швидкісної характеристики рекомендуються масштаби:

M_n - ≤ 200с-1 – 20 с-1/ мм.

- ≥ 200с-1 – 50 с-1/ мм.

M_{Ne} - ≤ 100с-1 – 0,5 с-1/ мм.

- > 100с-1 – 1 с-1/ мм.

M_{Me} - 2 н м / мм

Mge - 2 $\frac{кВт/год}{мм}$

M_{Gt} - 0,2..0,5 $\frac{кВт/год}{мм}$.

2.3. Порівняння і аналіз основних показників двигуна, що проектується, і прототипу.

На основі результатів теплового розрахунку двигуна і розрахунку зовнішньої швидкісної характеристики необхідно скласти таблицю основних техніко-економічних показників двигуна, що проектується і прототипу, і провести їх порівняння і аналіз.

N п/п	Показник	Двигун, що проектується	Прототип
1	2	3	4
1.	Діаметр циліндра, D, мм.		
2.	Хід поршня, S, мм.		
3.	Відношення ходу поршня до діаметра циліндра S/D		
4.	Число циліндрів, і		
5.	Літрах двигуна, V_h, л		
6.	Міра стиску, Е		
7.	Максимальна потужність, $N_{l^{ном}}$ кВт		
8	Частота обертання колінчастого валу n_N, $с^{-1}$		
9	Максимальний крутний момент $M_{e\ max}$, Н•м		
10	Середній ефективний тиск p_e, МПа		
11	Частота обертання колінчастого валу n_M при $M_{e\ max}$, $с^{-1}$		

12	Літрова потужність $N_л$, кВт/л		
13	Мінімальна питома витрата палива $q_{e\ min}$, г/кВт•год.		
14	Мінімальна годинна витрата палива G_T, кг/год.		

3. Ескізне компонування одноциліндрового відсіку двигуна

Для компонування двигуна необхідно:

– за отриманим в тепловому розрахунку значенням ходу поршня визначити радіус кривошипа $R = S/2$ і за обраним значенням $\lambda = R/L_ш$ визначити довжину шатуна $L_ш$. Для існуючих конструкцій автотракторних двигунів $\lambda = 0,25...0,3$;

– обрати розташування циліндрів (рядне, V-подібне, оппозитне), конфігурацію колінчастого вала і намітити порядок роботи циліндрів;

– на основі отриманих даних і конструкції прототипу накреслити ескізну поперечну компоновку одного циліндра двигуна (для V-подібних – двох циліндрів) по осі циліндра, головки блока, клапану (впускному або випускному). Намітити розташування кулачкового вала та принципове рішення приводу розподільного механізму;

– накреслити ескіз поздовжньої компоновки одного циліндра двигуна, який складається з перерізу одного циліндра двигуна та колінчастого валу.

Розроблений ескізний проект одноциліндрового відсіку двигуна необхідно використовувати в динамічному розрахунку двигуна.

4. Динамічний розрахунок двигуна.

Задачами динамічного розрахунку двигуна є:

– дослідження динаміки кривошипно-шатунного механізму;

– розрахунок сил, що діють в кривошипно-шатунному механізмі;

– визначення основних розмірів маховика за обраною мірою нерівномірності обертання колінчастого вала і максимальною надлишковою роботою тангенційних сил;

– побудова полярної діаграми сил, які діють на шатунну шійку;

– аналіз врівноваженості двигуна і, при необхідності, розрахунок системи врівноважування двигуна.

4.1. Сили тиску газів

Сили тиску газів, які діють на площу поршня, для спрощення динамічного розрахунку замінюються однією силою, спрямованою по осі циліндра і прикладеної до осі поршневого пальця. Визначається ця сила для кожного моменту часу (кута повороту колінчастого валу □) по дійсній індикаторній діаграмі, побудованій на основі теплового розрахунку для номінального режиму роботи двигуна.

Побудова розгорнутої індикаторної діаграми на основі згорнутої здійснюється за методом проф. Ф.А. Брикса. Для цього під індикаторною діаграмою будується допоміжне півколо радіусом $R = S/2$ (рис. 10). Від центра півкола О в бік Н.М.Т. відкладається поправка Брикса, яка дорівнює $R□/2$. Півколо ділиться променями з центра О на 9 рівних частин, а з центра Брикса (точка О□) проводять лінії, паралельні цим променям. Точки, отримані на півколі, відповідають певним кутам з інтервалом в даному випадку в 20°. З цих точок проводяться вертикальні лінії до перетину з

лініями згорнутої індикаторної діаграми і одержані величини тиску переносяться на вертикалі відповідних кутів □. Розгортку індикаторної діаграми необхідно починати від В.М.Т. в процесі ходу впуску.

При розгортанні індикаторної діаграми слід врахувати, що тиск на згорнутій індикаторній діаграмі відраховується від абсолютного нуля, а на розгорнутій діаграмі відмічається надлишковий тиск над поршнем

$$\Delta p_{\text{г}} = p_{\text{г}} - p_0, \text{ МПа} \qquad (4.1)$$

Сили тиску газів, спрямовані до осі колінчастого валу, вважаються додатковими, а від колінчастого валу – від'ємними.

Сила тиску на поршень:

$$P_{\text{г}} = (p_{\text{г}} - p_0)F_n, \text{ МН} \qquad (4.2)$$

де F_n – площа поршня, м^2.

Для визначення газових сил $P_{\text{г}}$ на розгорнутій діаграмі тиску □$p_{\text{г}}$ необхідно перерахувати масштаб. Якщо крива □$p_{\text{г}}$ побудована в масштабі M_p (МПа/мм), то масштаб цієї ж кривої для $P_{\text{г}}$ буде $M_P = M_p \bullet F_n$, МН/мм.

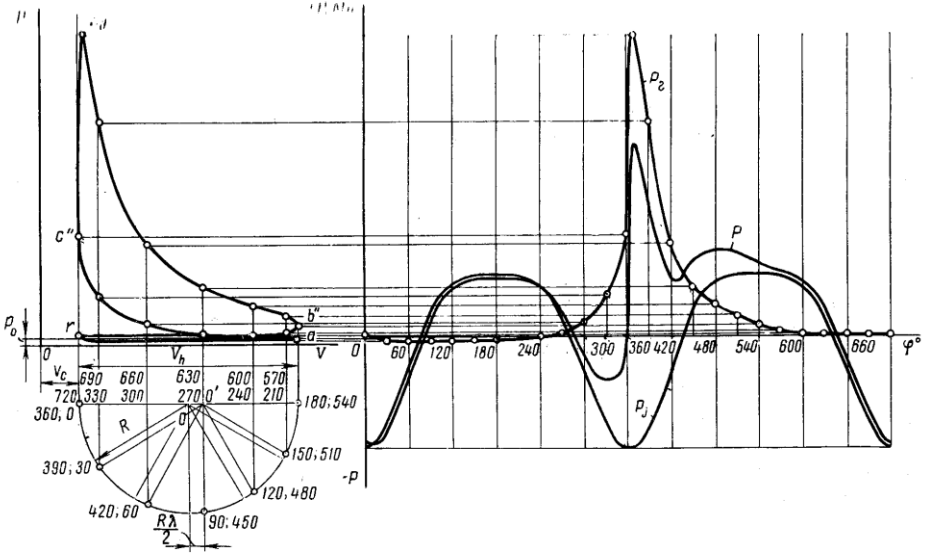


Рис. 10. Побудова розгорнутої індикаторної діаграми P-φ.

4.2. Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму (КШМ)

За характером руху маси деталей КШМ можна поділити на маси, які рухаються зворотно-поступально (поршнева група і верхня головка шатуна); маси, що здійснюють обертальний рух (колінчастий вал і нижня головка шатуна); маси, які здійснюють складний плоско-паралельний рух (стержень шатуна).

Для спрощення динамічного розрахунку дійсний КШМ замінюється динамічно еквівалентною системою зосереджених мас.

Маса поршенвої групи $m_п$ вважається зосередженою на осі поршневого пальця в точці А (рис. 11,б).

Маса шатунної групи $m_ш$ замінюється двома масами, одна з яких $m_{шп}$ зосереджується на осі поршевого пальця в точці А, а друга – $m_{шк}$ – на осі кривошипа в точці В. Величини цих мас визначаються з виразів:

$$m_{Ш_П} = \frac{L_{Ш_К}}{L_Ш} m_Ш \text{ , кг}$$

$$m_{Ш_К} = \frac{L_{Ш_П}}{L_Ш} m_Ш \text{ , кг} \qquad (4.3)$$

де $L_ш$ – довжина шатуна;

$L_{шк}$ – відстань від центра кривошипної головки до центра ваги шатугна;

$L_{шп}$ – відстань від центра поршневої головки до центра ваги шатуна.

Для більшості існуючих автотракторних двигунів

$m_{шп} = (0{,}2...0{,}3)m_ш$, а $m_{шк} = (0{,}7...0{,}8)m_ш$.

Для розрахунків приймаються середні значення:

$m_{шп} = 0{,}275m_ш$, кг

$m_{шк} = 0{,}725m_ш$, кг (4.4)

Маса кривошипа замінюється двома масами, зосередженими на осі кривошипа в точці В ($m_к$) і на осі корінної шійки в точці О (m_0) (рис. 11,а).

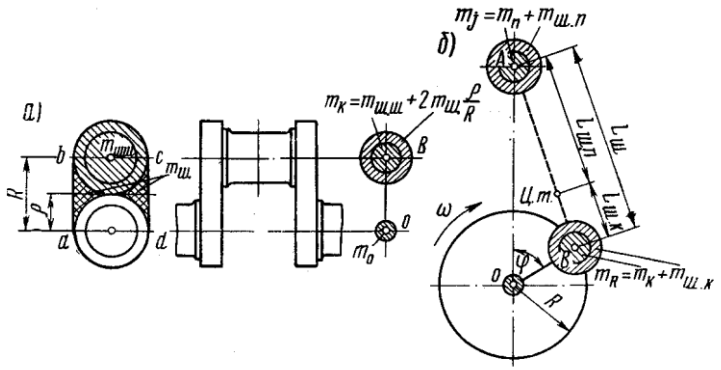


Рис.11. Система зосереджених мас, еквівалентних кривошипно-шатунному механізму.

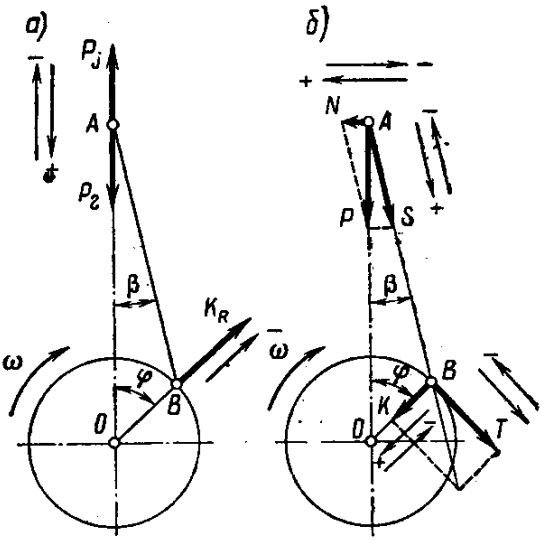


Рис.12. Схема дії сил в кривошипно-шатунному механізмі:

а – інерційних і газових; б – сумарних.

Таким чином, система зосереджених мас, динамічно еквівалента КШМ, складається з маси $m_j = m_п + m_{шп}$, зосередженої в точці А, яка здійснює зворотно-поступальний рух, і маси $m_R = m_к + m_{шк}$, зосередженої в точці В, яка здійснює обертальний рух. В V-подібних двигунах із здвоєним кривошипно-шатунним механізмом $m_R = m_к + 2m_{шк}$.

При виконанні динамічного розрахунку двигуна $m_п$ і $m_ш$ приймаються за даними протипів або ж підраховуються за кресленнями.

Для наближеного визначення значень $m_п$, $m_ш$ і $m_к$ доцільно також використовувати конструктивні маси $m_F = m/F_п$ (кГ/м^2 або Г/см^2), наведені в табл. 3.

Таблиця 3

Елементи кривошипно-шатунного механізму	Тип двигуна	
	карбюраторний D = (60...100) мм	дизельний D = (80...120) мм
Поршнева група $m'_п = m_п/F_п$, кг/м^2:		
– поршень з алюмінієвого сплаву	80...150	150...300
– чавунний поршень	150...200	250...400
Шатун $m'_ш = m_ш/F_п$, кг/м^2	100...200	250...400
Неврівноважені частини одного коліна вала без противаг $m'_к = m_к/F_п$, кг/м^2:		
– сталевий кований вал з суцільними шийками	150...200	200...400
– чавунний литий вал з порожнистими шийками	100...200	150...300

При встановленні мас за табл. 3 слід враховувати, що більші значення m□ відповідають двигунам з більшим діаметром циліндра. Зменшення *S/D* знижує m□$_ш$ і m□$_к$, V-подібним двигунам з двома шатунами на шийці відповідають більші значення .

4.3. Сили інерції мас кривошипно-шатунного механізму

Сили інерції, які діють в КШМ, у відповідності до характеру руху приведених мас поділяються на сили інерції мас, що рухаються поступально, P_j і відцентрові сили інерції мас, що обертаються, K_R (рис. 12).

Сила інерції мас, що здійснюють зворотно-поступальний рух:

$$P_j = - m_j \bullet j = - m_j \bullet R\,\square^2 (cos\,\square + \square cos 2\,\square), \text{ Н} \qquad (4.5)$$

В рівнянні (4.5) знак “–” показує на те, що сила інерції спрямована в бік, протилежний прискоренню. Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально, діють по осі циліндра і вважаються додатковими, якщо вони спрямовані до осі колінчастого валу і від’ємними, якщо вони спрямовані від колінчастого вала.

Для спрощення розрахунків сил P_j значення ($cos\alpha$ + $\lambda cos2\alpha$) необхідно брати з табл. 4. Розрахунки P_j повинні виконуватись для тих же положень кривошипа (кутів α), для яких визначались $\Delta p_г$ і $P_г$.

Побудова кривої сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально, повинна здійснюватись в масштабі M_P (МН/мм), в якому побудована діаграма сил тиску газів (рис. 10).

Відцентрова сила інерції мас, що обертаються:

$$K_R = -m_R R\omega^2, \text{ Н} \qquad (4.6)$$

При ω = *const* сила K_R постійна за величиною і діє по радіусу кривошипа при постійній спрямованості до осі колінчастого вала.

Відцентрова сила інерції K_R є результуючою двох сил: сили інерції мас шатуна, що обертаються, $K_{Rш}$, і сили інерції мас кривошипа, що обертаються, $K_{Rк}$

$$K_R = K_{Rш} + K_{Rк} = -(m_{шк} + m_к)R\omega^2, \text{ Н} \qquad (4.7)$$

Для V-подібних двигунів

$$K_{R\text{V}} = K_{Rк} + K_{Rшл} + K_{Rшп} = -(m_к + m_{шкл} + m_{шкп})R\omega^2, \text{ Н} \qquad (4.8)$$

а для V-подібних двигунів, у яких два однакових шатуна розташовані поруч на одній шийці

$$K_{R\text{V}} = K_{Rк} + 2K_{Rш} = -(m_к + 2m_{шк})R\omega^2 = -m_{R\text{V}}R\omega^2, \text{ Н} \qquad (4.9)$$

Таблиця 4

φ^0	Знак	Значення ($cos\square + \square cos2\square$) при λ											Знак	φ^0
		1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2	1/4,3	1/4,4		
0	+	1,294	1,286	1,278	1,270	1,263	1,256	1,250	1,244	1,238	1,233	1,227	+	360
10	+	1,261	1,253	1,246	1,239	0,232	1,226	1,220	1,214	1,208	1,203	1,198	+	350
20	+	1,165	1,159	1,152	1,147	1,141	1,136	1,131	1,126	1,222	1,118	1,114	+	340
30	+	1,013	1,009	1,005	1,001	0,998	0,994	0,991	0,988	0,985	0,982	0,980	+	330
40	+	0,817	0,816	0,814	0,813	0,812	0,811	0,809	0,808	0,807	0,806	0,805	+	320
50	+	0,592	0,593	0,594	0,569	0,597	0,598	0,599	0,600	0,601	0,602	0,603	+	310
60	+	0,353	0,357	0,361	0,365	0,368	0,372	0,375	0,378	0,381	0,384	0,386	+	300
70	+	0,117	0,123	0,129	0,135	0,140	0,146	0,150	0,155	0,160	0,164	0,168	+	290
80	-	0,103	0,095	0,087	0,080	0,074	0,067	0,061	0,055	0,050	0,045	0,040	-	280
90	-	0,294	0,286	0,278	0,270	0,263	0,256	0,250	0,244	0,238	0,233	0,227	-	270
100	-	0,450	0,442	0,435	0,428	0,421	0,415	0,409	0,403	0,397	0,392	0,387	-	260
110	-	0,567	0,561	0,555	0,549	0,544	0,538	0,533	0,529	0,524	0,520	0,516	-	250
120	-	0,647	0,643	0,639	0,635	0,632	0,628	0,625	0,622	0,619	0,616	0,614	-	240
130	-	0,694	0,692	0,691	0,690	0,688	0,687	0,686	0,685	0,684	0,683	0,682	-	230
140	-	0,715	0,716	0,718	0,719	0,720	0,721	0,723	0,724	0,725	0,726	0,726	-	220
150	-	0,719	0,723	0,727	0,713	0,734	0,738	0,741	0,744	0,747	0,750	0,752	-	210
160	-	0,714	0,721	0,727	0,733	0,738	0,743	0,748	0,753	0,757	0,762	0,766	-	200
170	-	0,708	0,716	0,724	0,731	0,737	0,744	0,750	0,756	0,761	0,766	0,771	-	190
180	-	0,706	0,714	0,722	0,730	0,737	0,744	0,750	0,756	0,762	0767	0,773	-	180

4.4. Сумарні сили, які діють в кривошипно-шатунному механізмі

Сумарні сили, які діють в КШМ, визначаються шляхом алгебраїчного складання сил тиску газів і сил інерції мас, що рухаються зворотно-поступально:

$$P = P_г + P_j, \text{ Н} \qquad (4.10)$$

Графічно крива сумарних сил будується за допомогою діаграм $P_г = f(\square)$ і $P_j = f(\square)$ (рис. 10). При складанні цих сил, діаграми яких побудовані в одному масштабі M_P, одержана діаграма P буде мати такий же масштаб M_P.

Сумарна сила P як і сили $P_г$ і P_j, спрямована по осі циліндра і прикладена до осі поршневого пальця (рис. 12,б).

Дія від сили P передається на стінки циліндра перпендикулярно його осі і на шатун в напрямку його осі.

Сила N, яка діє перпендикулярно осі циліндра, називається нормальною силою і сприймається стінками циліндра:

$$N = Ptg\square, \text{ Н} \qquad (4.11)$$

де $\square$ – кут нахилу осі шатуна до осі циліндра.

Нормальна сила N вважається додатковою, якщо створений нею момент відносно осі колінчастого вала має напрямок, протилежний напрямку обертання вала двигуна.

Для спрощення обчислення сили N доцільно користуватись значеннями $tg\ \square$, наведеними в табл. 5.

Сила S, яка діє вздовж шатуна, передається через нього до кривошипа. Вона вважається додатковою, якщо стискає шатун, і від'ємною, якщо його розтягує:

$$S = P\frac{1}{\cos\beta}, \text{ Н} \qquad (4.12)$$

Для спрощення розрахунків за формулою (4.12) доцільно користуватись значеннями $1/cos\square$, наведеними в табл. 6.

Від дії сили *S* на шатунну шийку виникають дві складові сили (рис. 12,б):

– сила, спрямована по радіусу кривошипа

$$K = P\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}, \text{ Н} \qquad (4.13)$$

Таблиця 5

φ^0	Знак	Значення tgβ при λ								Знак	φ^0
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0	0	0	0	0	0	0	0	-	360
10	+	0,042	0,043	0,045	0,047	0,049	0,050	0,052	0,054	-	350
20	+	0,082	0,086	0,089	0,093	0,096	0,100	0,103	0,106	-	340
30	+	0,121	0,126	0,131	0,136	0,141	0,146	0,151	0,156	-	330
40	+	0,156	0,162	0,169	0,176	0,182	0,189	0,196	0,202	-	320
50	+	0,186	0,194	0,202	0,210	0,218	0,226	0,234	0,243	-	310
60	+	0,211	0,220	0,230	0,239	0,248	0,257	0,267	0,276	-	300
70	+	0,230	0,240	0,250	0,260	0,270	0,280	0,291	0,301	-	290
80	+	0,21	0,252	0,263	0,273	0,284	0,295	0,306	0,316	-	280
90	+	0,245	0,256	0,267	0,278	0,289	0,300	0,311	0,322	-	270
100	+	0,241	0,252	0,263	0,273	0,284	0,295	0,306	0,316	-	260
110	+	0,230	0,240	0,250	0,260	0,270	0,280	0,291	0,301	-	250
120	+	0,211	0,220	0,230	0,239	0,248	0,257	0,267	0,276	-	240
130	+	0,186	0,194	0,202	0,210	0,218	0,226	0,234	0,243	-	230
140	+	0,156	0,162	0,169	0,176	0,182	0,189	0,196	0,202	-	220
150	+	0,121	0,126	0,131	0,136	0,141	0,146	0,151	0,156	-	210
160	+	0,082	0,086	0,089	0,093	0,096	0,100	0,103	0,106	-	200
170	+	0,042	0,043	0,045	0,047	0,049	0,050	0,052	0,054	-	190
180	+	0	0	0	0	0	0	0	0	-	180

Таблиця 6

φ^0	Знак	Значення $\frac{1}{\cos\beta}$ при λ								Знак	φ^0
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1	1	1	1	1	1	1	1	-	360
10	+	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	-	350
20	+	1,003	1,004	1,004	1,004	1,005	1,005	1,005	1,006	-	340
30	+	1,007	1,008	1,009	1,009	1,010	1,011	1,011	1,0012	-	330
40	+	1,012	1,013	1,014	1,015	1,016	1,018	1,019	1,020	-	320
50	+	1,017	1,019	1,020	1,022	1,024	1,025	1,027	1,029	-	310
60	+	1,022	1,024	1,026	1,028	1,030	1,032	1,035	1,037	-	300
70	+	1,026	1,028	1,031	1,033	1,036	1,039	1,041	1,044	-	290
80	+	1,029	1,031	1,034	1,037	1,040	1,043	1,046	1,049	-	280
90	+	1,030	1,032	1,035	1,038	1,041	1,044	1,047	1,050	-	270
100	+	1,029	1,031	1,034	1,037	1,040	1,043	1,046	1,049	-	260
110	+	1,026	1,028	1,031	1,033	1,036	1,039	1,041	1,044	-	250
120	+	1,022	1,024	1,026	1,028	1,030	1,032	1,035	1,037	-	240
130	+	1,017	1,019	1,020	1,022	1,024	1,025	1,027	1,029	-	230
140	+	1,012	1,013	1,014	1,015	1,016	1,018	1,019	1,020	-	220
150	+	1,007	1,008	1,009	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012	-	210
160	+	1,003	1,004	1,004	1,004	1,005	1,005	1,005	1,006	-	200
170	+	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	-	190
180	+	1	1	1	1	1	1	1	1	-	180

Таблиця 7

φ^0	Знак	Значення $cos(\square + \square)/cos\square$ при λ											Знак	φ^0
		1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2	1/4,3	1/4,4		
0	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360
10	+	0,976	0,976	0,976	0,977	0,977	0,977	0,977	0,977	0,978	0,978	0,978	+	350
20	+	0,905	0,906	0,907	0,909	0,909	0,910	0,910	0,911	0,912	0,912	0,913	+	340
30	+	0,792	0,794	0,796	0,798	0,800	0,801	0,803	0,805	0,806	0,807	0,809	+	330
40	+	0,642	0,646	0,649	0,653	0,656	0,659	0,661	0,664	0,666	0,669	0,671	+	320
50	+	0,466	0,471	0,476	0,481	0,485	0,489	0,493	0,497	0,501	0,504	0,507	+	310
60	+	0,272	0,279	0,285	0,291	0,297	0,303	0,308	0,313	0,317	0,322	0,326	+	300
70	+	0,072	0,080	0,088	0,095	0,102	0,109	0,115	0,121	0,126	0,132	0,137	+	290
80	-	0,124	0,115	0,106	0,098	0,091	0,083	0,076	0,070	0,064	0,058	0,052	-	280
90	-	0,308	0,298	0,289	0,281	0,273	0,265	0,258	0,252	0,245	0,240	0,233	-	270
100	-	0,472	0,462	0,454	0,446	0,438	0,431	0,424	0,417	0,411	0,405	0,400	-	260
110	-	0,612	0,604	0,596	0,589	0,582	0,575	0,569	0,563	0,558	0,552	0,547	-	250
120	-	0,723	0,721	0,715	0,708	0,703	0,697	0,692	0,687	0,682	0,678	0,674	-	240
130	-	0,820	0,815	0,810	0,805	0,800	0,796	0,792	0,788	0,785	0,781	0,778	-	230
140	-	0,890	0,886	0,883	0,880	0,876	0,873	0,871	0,868	0,865	0,863	0,861	-	220
150	-	0,940	0,940	0,936	0,934	0,932	0,931	0,929	0,927	0,926	0,924	0,923	-	210
160	-	0,974	0,973	0,972	0,971	0,971	0,970	0,970	0,968	0,968	0,967	0,966	-	200
170	-	0,994	0,993	0,993	0,993	0,993	0,993	0,992	0,992	0,992	0,992	0,992	-	190
180	-	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	-	180

Таблиця 8

φ^0	Знак	Значення $sin(\square + \square)/cos\square$ при λ											Знак	φ^0
		1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2	1/4,3	1/4,4		
0	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-	360
10	+	0,224	0,223	0,221	0,220	0,219	0,217	0,216	0,215	0,214	0,213	0,213	-	350
20	+	0,437	0,434	0,432	0,429	0,427	0,425	0,423	0,421	0,419	0,417	0,415	-	340
30	+	0,629	0,625	0,321	0,618	0,615	0,612	0,609	0,606	0,604	0,601	0,599	-	330
40	+	0,790	0,786	0,782	0,778	0,774	0,771	0,767	0,764	0,761	0,759	0,756	-	320
50	+	0,915	0,910	0,906	0,902	0,898	0,895	0,891	0,888	0,885	0,882	0,880	-	310
60	+	0,998	0,994	0,990	0,986	0,983	0,980	0,977	0,974	0,971	0,969	0,966	-	300
70	+	1,038	1,035	1,032	1,029	1,027	1,025	1,022	1,020	1,018	1,016	1,014	-	290
80	+	1,037	1,036	1,034	1,033	1,031	1,030	1,029	1,028	1,027	1,026	1,025	-	280
90	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	-	270
100	+	0,932	0,934	0,935	0,937	0,938	0,939	0,940	0,942	0,943	0,944	0,945	-	260
110	+	0,841	0,844	0,847	0,850	0,852	0,855	0,857	0,859	0,861	0,863	0,865	-	250
120	+	0,734	0,738	0,742	0,746	0,749	0,752	0,755	0,758	0,761	0,763	0,766	-	240
130	+	0,617	0,622	0,626	0,630	0,634	0,637	0,641	0,644	0,647	0,650	0,652	-	230
140	+	0,495	0,500	0,504	0,508	0,511	0,515	0,518	0,521	0,524	0,527	0,530	-	220
150	+	0,371	0,375	0,378	0,382	0,385	0,388	0,391	0,394	0,396	0,399	0,401	-	210
160	+	0,247	0,250	0,252	0,255	0,257	0,259	0,261	0,263	0,265	0,267	0,269	-	200
170	+	0,123	0,125	0,126	0,127	0,129	0,130	0,131	0,132	0,133	0,134	0,135	-	190
180	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-	180

– тангенційна сила, спрямована по дотичній до траєкторії обертання кривошипа

$$T = P\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}, \text{ Н} \qquad (4.14)$$

Значення $\cos(\square + \square)/\cos\square$ і $\sin(\square + \square)/\cos\square$ наведені в табл. 7 і табл. 8.

Сила *K* вважається додатковою, якщо вона стискає щоки коліна.

Сила *T* приймається додатковою, якщо створений нею момент має напрям, що співпадає з напрямом обертання колінчастого вала.

За даними, одержаними в результаті розв'язку рівнянь (4.10)–(4.14), необхідно побудувати графіки зміни сил *P*, *N*, *S*, *K* і *T* в залежності від кута повороту колінчастого вала $\square$ (рис. 13).

Графічне визначення середнього значення тангенційної сили $T_{сер}$ виконується за площами, що знаходяться між кривою Т і віссю абсцис:

$$T_{сер} = \frac{\Sigma F_1 - \Sigma F_2}{OB} M_p, \text{ Н} \qquad (4.15)$$

де ΣF_1 і ΣF_2 – відповідно додаткові і від'ємні площі, які розташовані під кривою *T*, мм^2;

OB – довжина основи діаграми (рис. 13), мм;

M_P – масштаб сил, Н/мм.

Точність розрахунків і побудова кривої *T* перевіряється за рівнянням

$$T_{сер} = \frac{2\cdot 10^6 p_i F_n}{\tau\pi}, \text{ Н} \qquad (4.16)$$

де $T_{сер}$ – середнє значення тангенційної сили за цикл, Н;

p_i – середній індикаторний тиск, МПа;

F_n – площа поршня, м^2;

 – тактність двигуна.

За величиною T визначається крутний момент одного циліндра:

$$M_{кр.ц.} = T \bullet R, \text{ Н•м} \qquad (4.17)$$

Крива зміни сили T в залежності від є також і кривою зміни $M_{кр.ц.}$, але в масштабі $M_M = M_P \bullet R$ (Н•м/мм).

Для побудови кривої сумарного крутного моменту $M_{кр}$ багатоциліндрового двигуна виконують графічне складання кривих крутних моментів кожного циліндра, зсуваючи одну криву відносно іншої на кут повороту кривошипа між спалахами. Оскільки для всіх циліндрів двигуна величини і характер зміни крутних моментів за кутом повороту колінчастого валу однакові і відрізняються лише кутовими інтервалами, рівними кутовим інтервалам між спалахами в окремих циліндрах, то для підрахунку сумарного крутного моменту двигуна достатньо мати криву крутного моменту одного циліндра.

Для чотиритактного двигуна з рівними інтервалами між спалахами сумарний крутний момент буде періодично змінюватись:

$$\theta = \frac{720}{i}, \text{ град.} \qquad (4.18)$$

де i – число циліндрів двигуна.

При графічній побудові кривої $M_{кр}$ (рис. 14) крива $M_{кр.ц.}$ одного циліндра розбивається на кількість ділянок 720/ (для чотиритактних двигунів), всі ділянки кривої зводяться в один і складаються. Результуюча крива показує зміну сумарного крутного моменту двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу.

Середнє значення сумарного крутного моменту $M_{кр.сер}$ визначається за площею, яка знаходиться між кривою $M_{кр}$ і лінією ОА:

$$M_{кр.сер} = \frac{F_1 - F_2}{OA} M_M \text{ , Н•м} \qquad (4.19)$$

де F_1 і F_2 – відповідно додаткова і від'ємна площі в мм^2, розміщені між кривою і лінією ОА та еквівалентні роботі, яка здійснюється сумарним крутним моментом;

ОА – довжина відрізка, що дорівнює інтервалу між спалахами на діаграмі, мм (рис. 14);

M_M – масштаб моментів, Н•м/мм.

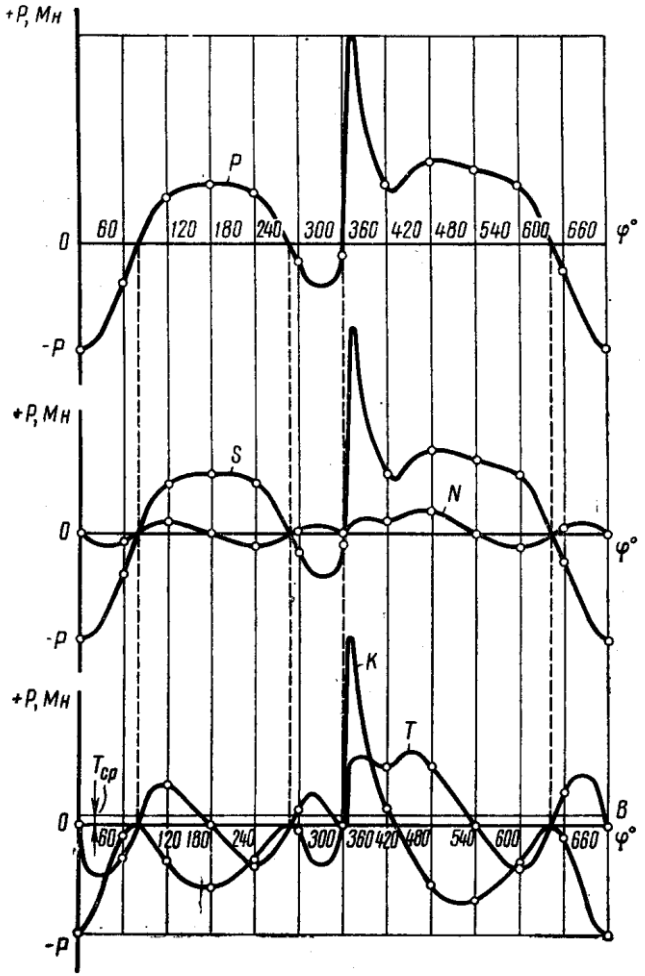


Рис. 13. Побудова діаграм сил *P*, *N*, *S*, *K* і *T* по куту повороту кривошипа.

Момент $M_{кр.сер}$ є середнім індикаторним крутним моментом двигуна. Дійсний ефективний крутний момент, який знімається з вала двигуна знаходиться з виразу:

$$M_l = M_{кр.сер}\eta_{..}, \text{ Н•м} \qquad (4.20)$$

де $\eta_м$ – механічний к.к.д. двигуна.

Обчислені значення сил і моментів, отримані в процесі динамічного розрахунку двигуна необхідно представити в табличній формі.

Додаток 1

Міністерство освіти України
Державний університет «Житомирська політехніка»

Кафедра
автомобілів і
транспортних технологій

РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНА
РОБОТА
з дисципліни
“ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ АТЗ”

ТЕМА: _____
_____

Студент: _____
(група ___)
Керівник: _____

Оцінка:_____ Дата захисту _____

Додаток 2

Державний університет «Житомирська політехніка»

Кафедра
автомобілів і
транспортних технологій

ЗАВДАННЯ
на розрахунково-графічну роботу з дисципліни
“ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ АТЗ ”

Студента групи _____

1. Ефективна потужність двигуна N_e = _____ кВт при числі обертів колінчастого вала n = _____ об/хв.
2. Міра стиску ε = _____.
3. Розташування циліндрів _____
4. Тип камери згоряння _____
5. Сумішоутворення _____
6. Тиск наддуву P_k = _____ МПа
7. Тип компресора _____
8. Система охолодження _____
9. Тип автомобіля _____

Дата видачі завдання: _____
Термін виконання:_____

Додаток 3.

Рекомендовані значення параметрів робочого процесу ДВЗ.

Тип двигуна	Параметри											
	ступінь стиску	середній ефективний тиск, P_e, кГ/см^2	Число обертів колінчастого вала при номінальній потужності n_N, об/	співвідношення між характерними числами обертів по швидкісній характеристиці $\frac{n_M}{n_N}$	$\frac{n_{X-MAX}}{n_N}$	$\frac{n_{X.PEГ}}{n_N}$	середня швидкість поршня c_N, м/сек	літрова потужність N_{en}, л.с./л (квт/м^3)	поршнева потужність N_{en}, л.с./см^2 (квт/см^2)	питома витрата палива, q_e, г/э.л.с.ч. (г/э.квт.ч)	питома вага q_N, кг/л.с. (кг/квт)	літрова вага $q_л$, кг/л (кг/м^3)
Карбюраторні двигуни легкових автомобілей	7-12,5	7,0-15,0	4000-5800	1,5-2,3	1,4-1,6	-	8-16	30-55 (0,022-0,040)	0,15-0,45 (0,11-0,33)	195-240 (265-237)	1,0-4,0 (1,36-5,5)	50-120 (0,05-0,12)
Карбюраторні двигуни вантажних автомобілей	6-9	6,5-9,0	3000-4500	1,5-2,3	1,5-2,0	-	8-15	20-45 (0,015-0,033)	0,20-0,35 (0,15-0,27)	230-270 (313-368)	2,0-5,0 (2,7-6,8)	50-100 (0,05-0,1)
Дизелі з нероздільними камерами згорання	14-17	6,5-8,5	2000-3500	1,4-2,2	-	1,05-1,10	9-12	15-25 (0,011-0,018)	0,15-0,35 (0,11-0,27)	161-180 (218-245)	1,5-7,0 (2,0-9,5)	30-100 (0,03-0,1)
Дизелі з роздільними камерами згорання	17-21	5,0-7,0	1500-4500	1,4-2,2	-	1,05-1,10	9-13	10-20 (0,0075-0,015)	0,12-0,20 (0,09-0,15)	190-220 (260-300)	4-10 (5,5-14)	100-240 (0,1-0,24)
Багатопаливні двигуни (дизелі)	17-23 (в окремих випад-ках до27)	6,5-8,5	1500-3000		-	1,05-1,10	9-12	15-25 (0,011-0,018)	0,15-0,35 (0,11-0,27)	170-190 (230-260)	1,5-7,0 (2,0-9,5)	30-150 (0,03-0,15)

Марка двигуна	Призначення	Розташування циліндрів	Кількість циліндрів і	Діаметр циліндрів D,мм	Хід поршня S,мм	Відношення S/D	Робочий об'єм V_h, л	Ступінь стиску	Номінальна потужність N, л.с.	Число обертів при номінальній потужності n_N,об/хв	Максимальний обертальний момент M_k,кГ/м	Число обертів при максимальн. обертальному моменті n_k,об/хв	Середній ефективний тиск P_e, кГ/см^2	Мінімальна питома вит-рата палива q_e, г/э.л.с.ч	Вага двигуна $Q_дв$, кг	Літрова потужність $N_{e\pi}$, л.с/л	Середня швидкість поршня C_m, м/сек	Тактність Z	Тип двигуна	Питома вага $q_кг/л.с$	Літрова вага $q_кг/л$	Використовуєме паливо
Вітчизняні двигуни																						
МЗМА-408	Легковий автомобіль	Р	4	76	75	0,99	1,36	7,0	50	4750	9,3	2750	8,6	240	146	36,7	11,9	4	Карб	2,92	107	А-76
МЗМА-412	Те ж	Р	4	82	70	0,85	1,48	9	74	5800	11,2	3800	9,5	225	130	50	13,5	4	-	1,76	88,5	Екстра
ЗМЗ-21	-	Р	4	92	92	1,0	2,445	6,7	75	4000	17	2000	8,75	230	143	30,7	12,27	4	-	1,91	58,5	А-72
ЗМЗ-66	Вантажний автомобіль	V-90^0	8	92	80	0,87	4,25	6,7	115	3200	29	2000-2500	8,6	238	230	27,1	8,54	4	-	2,0	54,3	А-76
ЗИЛ-131	Вант	V-90^0	8	100	95	0,95	6,0	6,5	150	3200	41	1600-1800	8,6	240	440	25,0	10,14	4	-	2,93	73,5	А-76
ЗИЛ-375	ажний автомобіль	V-90^0	8	108	95	0,88	7,0	6,5	180	3200	47,5	1800	8,55	240	435	25,7	10,14	4	-	2,42	62,0	А-76
ЯМЗ-236	Вантажний автомобіль і автобуси	V-90^0	6	130	140	1,08	11,15	16,5	180	2100	67	1300-1500	7,54	175	800	16,15	9,8	4	Дизель		71,7	д.п.
ЯМЗ-238 (ЯМЗ-238М	Вантажний автомобіль	V-90^0	8	130	140	1,08	14,86	16,5	240	2100	90	1300-1500	7,6	175	1000	16,15	9,8	4	-		67,2	д.п.
ЯМЗ-240	Те ж	V-60^0	12	130	140	1,08	22,3	16,5	360	2100	135	1300-1500	7,6	175	1450	16,15	9,8	4	-		65,0	д.п.
ЯМЗ-238	-	V-90^0	8	130	140	1,08	14,86	16,5	300	2100	110	1300-1500	9,28	175	1070	20,1	9,8	4	-		72,2	д.п.
Д-12А	Вантажний автомобіль і трактори	V-60^0	12	150	178	1,19	38,9	14-15	300	1500	-	-	4,54	170	1450	7,7	9,0	4	-	4,82	37,2	д.п.
Д12-525	Спеціальні автомобілі Те ж	V-60^0	12	150	178	1,19	38,9	14-15	525	200	-	-	6,1	170	1450	13,5	12,0	4	-	2,75	37,2	д.п.

Додаток 3 продовження

Марка двигуна	Призна-чення	Розташування циліндрів	Кількість циліндрів і	Діаметр циліндрів D,мм	Хід поршня S,мм	Відношення S/D	Робочий об'єм V_h, л	Ступінь стиску	Номінальна потужність N, л.с.	Число обертів при номінальній потужності n_N,об/хв	Максимальний обертальний момент M_k,кГ/м	Число обертів при максимальн. обертальному моменті n_k,об/хв	Середній ефективний тиск P_e, кГ/см^2	Мінімальна питома вит-рата палива q_e, г/э.л.с.ч	Вага двигуна $Q_дв$, кг	Літрова потужність $N_{e\Pi}$, л.с/л	Середня швидкість поршня C_m, м/сек	Тактність Z	Тип двигуна	Питома вага $q_ж$кг/л.с	Літрова вага $q_л$кг/л	Використовуєме паливо
Закордонні двигуни																						
307-V8	Вантажні автомобілі	V-90^0	8	98,4	82,6	0,84	5,03	9,0	200	4800	41,7	2400	7,45	-	-	-	13,2	4	Карб.	-	-	-
396-V8	Те ж	V-90^0	8	104,0	95,6	0,92	6,49	9,0	310	4800	55,3	3200	9,07	-	-	-	15,3	4	-	-	-	-
S-6820	-	P	6	142,9	139,7	0,976	13,44	НД	300	2800	90,1	1600	7,17	-	-	-	13,1	4	-	-	-	-
D-400	-	V-90^0	8	99,2	84,1	0,85	5,21	8,0	212	4000	44,6	2800	9,17	-	-	-	11,2	4	-	-	-	-
D-700	-	V-90^0	8	104,8	85,7	0,82	5,91	7,5	202	4000	43,7	2200	7,7	-	-	-	11,4	4	-	-	-	-
390-V8	-	V-90^0	8	102,8	96	0,94	6,39	8,6	255	4400	52,0	2600	8,15	-	-	-	14,1	4	-	-	-	-
305C	-	P	6	108,0	90,9	0,845	4,99	7,75	165	3800	38,7	1600	7,82	-	-	-	11,5	4	-	-	-	-
V-345	-	V-90^0	8	92,1	81,8	0,89	4,36	8,4	155	4400	31,4	2800	7,27	-	-	-	12,0	4	-	-	-	-
6-145	-	P	6	104,8	104,8	1,0	5,42	6,73	145	3200	37,3	1600	7,54	-	-	-	11,2	4	-	-	-	-
V8-185	-	V-90^0	8	117,5	89	0,758	7,7	-	177	3300	43	1800	6,25	-	537	22,9	9,8	4	Дизель	3,04	70,0	-
V6-200	-	V-90^0	6	140	105	0,75	9,637	-	192	2600	59	1800	6,82	-	755	19,8	9,1	4	-	3,93	78,5	-
V8-265	-	V-90^0	8	140	105	0,75	12,866	-	254	2600	78	1800	6,82	-	945	19,8	9,1	4	-	3,7	73,5	-
V8-510	-	V-90^0	8	108	114,3	1,05	8,36	-	185	2600	58	1800	7,65	-	562	22,1	9,95	4	-	3,04	67,5	-
4-326	-	P	4	98,4	127	1,29	3,86	-	87	2600	29,5	1500	7,75	-	265	22,4	11,0	4	-	3,05	69,0	-
DV-550	-	V	8	114,3	109,5	0,96	8,97	-	210	3200	54	2200	6,6	-	598	23,4	11,7	4	-	2,85	67,0	-
DV-462	-	V	8	104,8	109,5	1,04	7,55	-	185	3200	46	2400	6,9	-	585	24,5	11,7	4	-	3,16	77,5	-

Додаток 3 продовження

Фази газорозподілу автотракторниих двигунів

Марка двигуна	Впускні клапани			Випускні клапани			Перекриття клапанів
	початок відкриття до В.М.Т	кінець закриття після Н.М.Т	загальна тривалість відкриття	початок відкриття до Н.М.Т	кінець закриття після В.М.Т	загальна тривалість відкриття	
	°п.к.в	°п.к.в	°п.к.в	°п.к.в	°п.к.в	°п.к.в	°п.к.в
ГАЗ-21	24	64	268	58	30	268	54
ГАЗ-13	24	64	268	50	22	252	46
ЗИЛ-111	45	97,5	322,5	81	61,5	322,5	106,5
ГАЗ-66	24	64	268	50	22	252	46
ЗИЛ-130	31	83	294	67	47	294	78
ЗИЛ-375	16	71	267	52	35	267	51
СМД-14	10	46	236	56	10	246	20
КДМ-46	14	32	226	54	26	260	40
ЯМЗ-204	46*	46*	92	85	54**	139	-
Д-6	20	48	248	48	20	248	40
ЯМЗ-236	20	56	256	56	20	256	40
ЯМЗ-238	20	56	256	56	20	256	40
ЯМЗ-240	20	56	256	56	20	256	40
Д-12А	20	48	248	48	20	248	40
Д-12-525	20	48	248	48	20	248	40

* Для двигуна ЯМЗ-204 продувочні вікна до і після Н.М.Т

** Після Н.М.Т

Список використаної літератури

1. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є., Тимченко І. І. Автомобільні двигуни: Підручник. — К.: Арістей, 2006. — 476 с.
2. Кисликов В. Ф., Лущик В. В. Будова й експлуатація автомобілів: Підручник. — 6-те вид. — К.: Грамота, 2013. — 400 с.
3. Канарчук В. Є. Енергетичні установки транспортних засобів: Навчальний посібник. — К.: НТУ, 2011.
4. Гутаревич Ю. Ф., Зеркалов Д. В., Говорун А. Г. Екологія та автомобільний транспорт: Навчальний посібник. — К.: Арістей, 2008. — 293 с.
5. Полянський О. С. Будова автомобільних двигунів: Навчальний посібник. — Житомир: ЖДТУ, 2014. — 448 с.
6. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння. Серія підручників у 6 томах. Т.1: Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. — Харків: Прапор, 2004. — 384 с.
7. Кисликов В. Ф., Лущик В. В. Автомобільні двигуни: Навчальний посібник. — К.: Грамота, 2011. — 352 с.
8. Сирота Р. В. Основи теорії автомобільних двигунів: Навчальний посібник. — Львів: Магнолія 2006, 2012.

ЗМІСТ

Вступ. 3
1.Тепловий розрахунок двигуна. 3
1.1. Розрахунок процесу впуску. 4
1.2. Розрахунок процесу стиску 14
1.3 Розрахунок процесу згоряння 18
1.4 Розрахунок процесу розширення. 25
1.5 Розрахунок процесу випуску. 30
1.6 Індикаторні параметри робочого циклу. 31
1.7 Ефективні показники двигуна. 36
1.8 Тепловий баланс двигуна. 39
1.9 Визначення основних параметрів двигуна 42
2. Побудова індикаторних діаграм та зовнішньої швидкісної характеристики двигуна. 44
2.1 Побудова індикаторної діаграми 44
2.2 Побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна. 52
2.3. Порівняння і аналіз основних показників двигуна, що проектується, і прототипу. 57
3. Ескізне компонування одноциліндрового відсіку двигуна 58
4. Динамічний розрахунок двигуна. 59
4.1. Сили тиску газів 59
4.2. Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму (КШМ) 62
4.3. Сили інерції мас кривошипно-шатунного механізму 65
4.4. Сумарні сили, які діють в кривошипно-шатунному механізмі……..……68
Додаток 1 110
Додаток 2 111
Додаток 3 112
Список використаної літератури 117