

**Молодан А.О.**

Харківський національний  
автомобільно-дорожній  
університет,  
м. Харків, Україна  
E-mail: khadi.pas@gmail.com

## ЗМІНА ПОТУЖНОСТІ АВТОТРАКТОРНОГО ДВИГУНА КОЛІСНОЇ МАШИНИ З ВИМКНЕНИМ ЦИЛІНДРОМ

УДК 629.083

*Отримане значення потужності, що витрачається на насосні ходи у відключеному циліндрі та визначено, що при відключенні z-і циліндрів при незмінному положенні органів управління двигуна індикаторний тиск з відключеними циліндрами буде дорівнювати z/i від індикаторного тиску стандартного автотракторного двигуна.*

*Визначена індикаторна потужність двигуна при вимкненій подачі палива одного циліндра із зчленованими з ним механізмами. Визначена робота на переміщення частин відключених циліндрів при подвійному ході всмоктування та нагнітання газової суміші.*

**Ключові слова:** *потужність, автотракторний двигун, відключення подачі палива, відключений циліндр, насосні втрати політропний процес стиснення.*

**Вступ.** Відключені циліндри працюють в режимі прокрутки. При відключенні циліндрів (шляхом відключення паливоподачі у групу циліндрів) допускають, що насосні втрати в кожному відключеному циліндрі, так само як при прокручуванні циліндрового дизеля.

Особливістю роботи автотракторного двигуна є широкий діапазон швидкісних і навантажувальних режимів роботи при русі автомобіля, включаючи тягові, коли двигун передає крутний момент в трансмісію, і гальмівні, коли двигун сприймає гальмівний момент від трансмісії і гальмує рух автомобіля. Ці особливості роблять практично неможливим винос режимів, на яких відбувається відключення і подальше включення циліндрів з робочої зони. Тому процеси відключення-включення циліндрів автотракторного двигуна не повинні бути різкими, ступінчастими і це слід враховувати і забезпечувати при розробці пристрою відключення – включення циліндрів.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** Аналіз процесів відключення-включення подачі палива при відключенні циліндрів показує, що необхідно враховувати у перебігу перехідних процесів зміни початкового тиску відключених циліндрів [1]. Це питання детально досліджений Патрахальцевим М.М. [2], Медведєвим А.Н. [3].

При відключенні подачі палива в частину циліндрів їх тепловий стан істотно відрізняється від стану робочих циліндрів [4], так як вони інтенсивно охолоджуються охолоджуючою рідиною і циркулюючим через них повітрям [5]. При подальшому збільшенні навантаження і включення циліндрів в роботу в деталях циліндро-поршневої групи (ЦПГ) можуть виникнути значні температурні зміни і напруги, що небажано, а для двигунів великої розмірності це неприпустимо [4, 5].

Використання способу відключення тільки паливо-подання на автотракторних двигунах транспортних засобів на режимах холостого ходу і малих навантажень для підвищення паливної економічності може виявитися дуже різної ефективності, вимагає аналізу і узагальнення відомих результатів, розробки розрахункових методів визначення і обґрунтування кількості відключених циліндрів, режимів роботи двигунів, на яких це відключення ефективно, методи оцінки величини ефекту недостатньо розроблені. Не вивчено питання про режими включення циліндрів, способів забезпечення керованості цим процесом і можливий вплив цього перехідного режиму на роботу машини, на якій встановлено двигун. Особливо це важливо для автотракторних двигунів, так як на режимах холостого ходу і малих навантажень машина здійснює високоточні маневри і повинна володіти хорошою керованістю.

**Мета і постановка задачі.** Метою даного дослідження є визначення роботи, яку треба затратити на подолання переміщення відключеного циліндра із зчленованими з ним механізмами щоб отримати деяку кількість газу при заданих параметрах початку і кінця стиснення відключеного циліндру.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі дослідження:

– визначити індикаторну потужність двигуна при вимкненій подачі палива одного циліндра із зчленованими з ним механізмами щоб отримати деяку кількість газу при заданих параметрах початку і кінця стиснення відключеного циліндру;

– визначити роботу на переміщення відключених частин циліндру при подвійному ході всмоктування та нагнітання газової суміші;

– провести термодинамічний розрахунок автотракторного двигуна з відключеним циліндром для роботи стиснення в ДВЗ з деякими допущеннями по рівнянню ізотермічного, адіабатного для якого справедливо рівняння політропи.

**Постановка питання визначення необхідної потужності на подолання переміщення відключеного циліндра.** В експлуатації автотракторних двигунів можливі випадки роботи з виключеною подачею палива одного або декількох циліндрів без розбирання деталей руху, а також і з розбиранням деталей руху.

Деяка частина індикаторної потужності, що розвивається в циліндрах двигуна, витрачається в самому двигуні на власні потреби і не може використано споживачем. Цю потужність називають [6] потужністю механічних втрат  $N_{\text{мех}}$ , кВт. Дана потужність витрачається на подолання тертя  $N_{\text{тер}}$ , привід всіх допоміжних механізмів  $N_{\text{доп. мех}}$ , забезпечують нормальну роботу двигуна, і на здійснення процесів газообміну в двигуні  $N_{\text{ГО}}$ , тобто

$$N_{\text{мех}} = N_{\text{тер}} + N_{\text{доп. мех}} + N_{\text{ГО}}. \quad (1)$$

У разі ж відключення одного з циліндрів двигуна механічні втрати зростають на величину насосних втрат цього циліндра [7]

$$N_{\text{мех}} = N_{\text{тер}} + N_{\text{доп. мех}} + N_{\text{ГО}} + N_{z-i}. \quad (2)$$

де  $N_{z-i}$  – потужність, яка витрачається на переміщення поршня і подолання насосних ходів у відключеному циліндрі.

Визначимо допустиме число обертів валу двигуна для роботи з вимкненим одним циліндром. Якщо двигун при роботі всіх циліндрів на номінальному режимі має ефективну потужність  $N_{e \text{ ном}}$ , число обертів  $n_{\text{ном}}$  і механічний ККД  $\eta_{\text{м ном}}$ , потужність механічних втрат на цьому режимі буде дорівнювати

$$N_{\text{мех ном}} = N_{e \text{ ном}} \left( \frac{1}{\eta_{\text{м ном}}} - 1 \right). \quad (3)$$

Із залежності в [6]

$$N_{\text{мех}} = C_1 n^m, \quad (4)$$

визначимо значення постійного коефіцієнта  $C_1$

$$C_1 = \frac{N_{\text{мех ном}}}{n_{\text{ном}}^m}. \quad (5)$$

Величину показника  $m$  приймаємо за досвідченим даними. Знаючи значення  $C_1$

и  $m$ , можна визначити потужність механічних втрат двигуна для всього діапазону чисел обертів.

На рисунку 1 [6] крива  $N_{\text{мех}}$  виражає залежність  $N_{\text{мех}} = C_1 n^m$ . Підсумовуючи ординати зовнішньої характеристики  $N_e = f(n)$ , отримаємо криву зовнішньої характеристики двигуна індикаторної потужності  $N_i = f(n)$ .

При тому, що індикаторна потужність рівномірно розподіляється між циліндрами, можна визначити індикаторну потужність двигуна при вимкненій подачі палива одного циліндра [6]

$$N'_i = (z - i)N_{i\text{ц}} = \frac{z - i}{z} N_i, \quad (6)$$

де  $N_{i\text{ц}}$  – індикаторна потужність одного циліндра,

$$N_{i\text{ц}} = \frac{N_i}{z}. \quad (7)$$

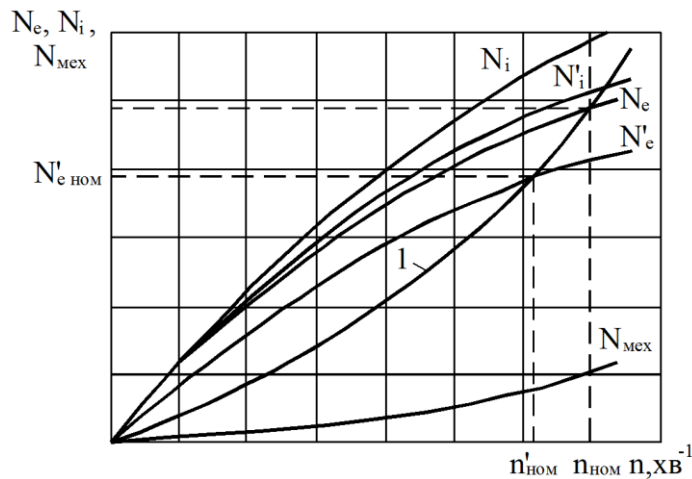


Рис. 1 – Теоретичні криві потужності автотракторного двигуна при вимкненій подачі палива одного циліндра

За обчисленим значенням потужності  $N_i$  для різних обертів валу двигуна можна побудувати зовнішню індикаторну характеристику при роботі  $(z - i)$  циліндрів двигуна [7].

При вимкненій подачі палива в один циліндр потужність механічних втрат двигуна зменшується внаслідок зменшення втрат тертя в цьому циліндрі внаслідок зниження максимального тиску циклу. Зазначене зменшення потужності механічних втрат не представляє істотного значення, роботу двигуна з виключеною подачею палива в один циліндр допускаємо із збереженням колишньої залежності  $N_{\text{мех}} = f(n)$ . Маючи криві  $N_i = f(n)$  і  $N_{\text{мех}} = f(n)$ , неважко побудувати криву  $N_e = f(n)$ , розраховуючи ординати кривої  $N_{\text{мех}}$  з ординат кривої  $N_i$ . Крива  $N_e$  являє собою зовнішню характеристику двигуна при роботі  $(z - i)$  циліндрів двигуна. Точка перетину цієї кривої з гвинтовою характеристикою двигуна (крива 1) визначає допустиме число обертів  $n_{\text{ном}}$  і відповідну потужність  $N_{e\text{ ном}}$  при роботі двигуна з виключеною подачею палива в один циліндр. З іншого боку індикаторну потужність відключеного циліндра можна уявити [6]

$$N_{i\text{х}} = N_e - N_{e(z-i)}, \quad (8)$$

де  $N_e$  – ефективна потужність двигуна при роботі всіх циліндрів;  $N_{e(z-i)}$  – ефективна

потужність при роботі двигуна з одним вимкненим циліндром.

Індикаторна потужність двигуна визначається як сума індикаторних потужностей окремих циліндрів

$$N_i = \sum_1^z N_{i,x}. \quad (9)$$

Тоді згідно з [8] розраховуємо коефіцієнт рівномірності роботи циліндрів двигуна

$$k_r = \frac{N_{i(x)\min}}{N_{i(x)\max}}, \quad (10)$$

де  $N_{i(x)\min}$  – найменше значення індикаторної потужності циліндра випробуваного двигуна;  $N_{i(x)\max}$  – найбільше значення індикаторної потужності одного циліндра випробуваного двигуна.

Якщо у циліндр з поршнем припинена подача палива, а він продовжує працювати вхолосту, то при цьому слід враховувати додаткові втрати енергії, що витрачаються на рух поршня і пов'язаних з ним механізмів.

Втрати потужності складаються з наступних складових:

$N_1$  – втрати на переміщення власне циліндра із зчленованими з ним механізмами;

$N_2$  – втрати на стиск повітря в циліндрі (насосні ходи).

Величину потужності, необхідну на подолання переміщення відключеного циліндра із зчленованими з ним механізмами можна отримати з рівняння

$$N_1 = \frac{N_{in}}{\eta_M} (1 - \eta_M), \quad (11)$$

де  $N_{in}$  – індикаторна потужність відключеного циліндра;  $\eta_M$  – механічний КПД на подолання тертя у відключеному циліндрі.

Потужність тертя залежить від температури мастила і числа обертів. Підвищення температури мастила знижує його в'язкість і зменшує роботу тертя. При підвищенні числа обертів колінчатого валу потужність тертя в різних вузлах змінюється по-різному. В цілому по циліндру робота тертя зростає приблизно пропорційно збільшенню числа обертів циліндру в 1,5 ÷ 1,8 разу.

У тих випадках, коли відсутні дані від випробувань відключеного циліндру, але є всі дані про його конструкції та параметри режиму, при якому автотракторний двигун повинен працювати, то  $N_{in}$  визначається рівнянням

$$N_{in} = P_{in} V_b \left[ \frac{1 + \alpha}{\lambda_{c\text{ пр}}} (A_c - A_p) + A_p \right], \quad (12)$$

де  $P_{in}$  – індикаторний тиск відключеного циліндру;  $V_b$  – об'єм циліндру;  $\alpha$  – відносна величина мертвого простору в циліндрі;  $\lambda_{c\text{ пр}}$  – секундна теоретична продуктивність циліндру;  $A_c$  – робота стиску повітря у відключеному циліндрі (насосний хід);  $A_p$  – робота розширення повітря у відключеному циліндрі.

Втрати пропорційні роботі

$$A_{1,2} \equiv N_1; N_2. \quad (13)$$

Робота на переміщення відключених частин (рис. 2)

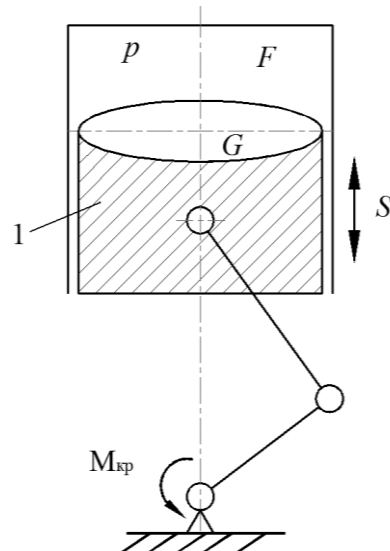


Рис. 2 – Схема переміщення власне поршня в циліндрі:  
 1 – поршень.

$$A = \int_{S_1}^{S_2} F ds, \quad (14)$$

де  $F$  – вага елементів, що працюють вхолосту.

Коли поршень стискає повітря в циліндрі (нагнітання) і випускає.

$$A_{\text{мех}} = \int_0^S P_{\text{надл}} \cdot F ds, \quad (15)$$

де  $P_{\text{надл}}$  – надлишковий тиск.

Робота нагнітання та всмоктування

$$A_{\text{нагн}} = \int_0^S P_{\text{нагн}} \cdot F ds, \quad (16)$$

$$A_{\text{вс}} = \int_0^S P_{\text{вс}} \cdot F ds. \quad (17)$$

Робота за подвійний хід

$$A_{\text{нагн}} + A_{\text{вс}} = \int_0^S P_{\text{нагн}} \cdot F ds + P_{\text{вс}} \cdot F ds = F \int_0^S (P_{\text{нагн}} + P_{\text{вс}}) \cdot ds, \quad (18)$$

або

$$A_{\text{нагн}} + A_{\text{вс}} = \frac{F \int_0^S (P_{\text{нагн}} + P_{\text{вс}}) \cdot ds}{S} = p_i, \quad (19)$$

де  $p_i$  – середній індикаторний тиск.

Роботу стиснення в ДВЗ визначають з деякими допущеннями по рівнянню ізо-  
 термічного, адіабатного для якого справедливо рівняння політропи [6]

$$p_a V_a^b = p_c V_c^b = p \cdot V^b = \text{const}, \quad (20)$$

де  $p_a$ ,  $p_c$  – тиск робочої суміші на початку і в кінці такту стиснення;  $b$  – показник

політропи  $b = \frac{c - c_p}{c - c_v}$ , який для адіабатного процесу приймається рівним, показника адіабати  $k = c_p / c_v$ ;  $c$  – молярна теплоємність;  $p, V$  – поточні значення тиску і об'єму робочої суміші в циліндрі ДВЗ;  $V_a, V_c$  – об'єм робочої суміші на початку і в кінці такту стиснення [6].

$$\frac{V_a}{V_c} = \varepsilon, \quad (21)$$

де  $\varepsilon$  – ступінь стиснення.

Як адіабатний, так і ізотермічний процеси стиснення газу або повітря можуть розглядатися тільки як теоретичні. В дійсності процеси стиснення йдуть по поліτροпі, що має змінний показник. Показник політропи залежить від інтенсивності теплообміну в процесі стиснення газу у відключеному охолоджуваному циліндрі  $k > n > 1$ .

Для політропного процесу робота стиснення дорівнює [6]

$$A_c = \int_{v_1}^{v_2} p dv = -\frac{1}{b-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1), \quad (22)$$

або

$$\begin{aligned} A_c = A_b &= \frac{b}{b-1} p_1 v_1 \left( \varepsilon^{\frac{b-1}{b}} - 1 \right) = \frac{b}{b-1} R T_1 \left( \varepsilon^{\frac{b-1}{b}} - 1 \right) = \\ &= \frac{b}{b-1} p_1 v_1 \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = \frac{b}{b-1} R (T_2 - T_1). \end{aligned} \quad (23)$$

де  $A_b$  – робота політропного процесу стиснення;  $T_1, T_2$  – температура газу на всмоктуванні та нагнітанні відповідно;  $R$  – питома газова постійна суміші, Дж/(кг·К).

Отже, роботу «політропного» відключеного циліндру можна знайти за формулою

$$\begin{aligned} A_{\text{відцп}} &= p_1 v_1 - \frac{1}{b-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1) - p_2 v_2 = -\frac{b}{b-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1) = \\ &= -\frac{b}{b-1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(b-1)/b} - 1 \right] = -\frac{b}{b-1} R T_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(b-1)/b} - 1 \right]. \end{aligned} \quad (24)$$

Середнє значення показника політропи, як правило, визначається за параметрами газу на початку і в кінці процесу стиснення.

Потужність, що витрачається на насосні ходи у відключеному циліндрі дорівнює [6]

$$N_{z-i} = \frac{Q A_{\text{відцп}}}{1000}, \quad (25)$$

де  $Q$  – масова подача відключеного циліндру, яка пов'язана з об'ємною подачею  $\dot{V}$  наступним чином [6]

$$Q = \dot{V} / \rho, \quad (26)$$

де  $\rho$  – щільність газу, що надходить в один відключений циліндр за один хід всмоктування.

Об'ємну подачу ( $\dot{V}$ ) знаходимо за формулою [6]

$$\dot{V} = V_1 \cdot i \cdot n, \quad (27)$$

де  $V_1$  – обсяг газу, що надходить в один відключений циліндр за один хід всмоктування;  $i$  – число відключених циліндрів;  $n$  – частота обертання колінчатого валу автотракторного двигуна з відключеними циліндрами.

Отже потужність, що витрачається на насосні ходи у відключеному циліндрі дорівнює

$$N_{z-k} = \frac{-\frac{n}{n-1} RT_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \cdot V_1 \cdot i \cdot n}{1000 \cdot \rho}. \quad (28)$$

Очевидно, що при відключенні  $z-i$  циліндрів при незмінному положенні органів управління двигуна індикаторний тиск з відключеними циліндрами буде дорівнювати  $z/i$  від індикаторного тиску стандартного автотракторного двигуна.

#### Висновки.

1. Визначена індикаторна потужність двигуна при вимкненій подачі палива одного циліндра із зчленованими з ним механізмами при отриманні деякій кількості газу при заданих параметрах початку і кінця стиснення відключеного циліндру;
2. Визначена робота на переміщення частин відключених циліндрів при подвійному ході всмоктування та нагнітанні газової суміші;
3. Проведений термодинамічний розрахунок автотракторного двигуна з відключеним циліндром для роботи стиснення в ДВЗ з деякими допущеннями по рівнянню ізотермічного, адіабатного для якого справедливо рівняння політропи.
4. Отримане значення потужності, що витрачається на насосні ходи у відключеному циліндрі та визначено, що при відключенні  $z-k$  циліндрів при незмінному положенні органів управління двигуна індикаторний тиск з відключеними циліндрами буде дорівнювати  $z/k$  від індикаторного тиску стандартного автотракторного двигуна.

#### Література:

1. Зиняев А.Б. Возможности повышения топливной экономичности дизелей типа ЯМЗ-238 отключением цилиндров и циклов / А.Б. Зиняев, Г.С. Олесов, Н.Н. Патрахальцев, М.В. Эммиль // Двигателестроение. – 1991. – № 3. – С. 39-41.
2. Патрахальцев Н.Н. От отключения цилиндров – к отключению циклов / Н.Н. Патрахальцев, А.В. Ромеро, Х.Г. Кальдерон // Автомобильная промышленность. – 1995. – № 11. – С. 23-24.
3. Медведев А.Н. Повышение топливной экономичности и экологической безопасности дизельных двигателей / А.Н. Медведев, Е.П. Меркулов // Научный вестник: сб. науч. тр. – Челябинск: Изд-во ЧВАИ, 2003. – №16 – С. 38-45.
4. Горбунов В.В. Отключатели цилиндров и циклов дизеля / В.В. Горбунов, И.Ю. Олесов // Грузовик. – 1999. – № 9. – С. 26-29.
5. Березний В.В. Экономические и энергетические показатели работы дизелей при регулировании отключением цилиндров / В.В. Березний // Двигателестроение. – 1980. – № 8. – С. 47-49.
6. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для ВУЗов по специальности «Двигатели внутрен-

- него сгорания» / С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др. [Под общей редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова] // 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.
7. Molodan A. 2018. Change of power and mechanical losses of a wheel vehicle engine with cylinders cutout / A. Molodan, O. Polyansky, M. Potapov // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – 2018. Vol.20. No.1 . 99-103.
  8. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний: ГОСТ 18509-88. – [Введен в действие с 1990-01-01]. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 70 с. – (Стандарт СССР).

### Summary

**A. Molodan** The change in power of the automobile and tractor engine of the wheeled vehicle with the cylinder off

*The value of power that is spent on pumping strokes in a disconnected cylinder is obtained and it is determined that when  $z$ -i cylinders are disconnected and the engine controls remain unchanged, the indicated pressure with the cylinders off will be equal to  $z/i$  from the standard pressure of the automobile and tractor engine.*

*Indicated engine power when the fuel supply of one cylinder with the mechanisms connected to it is turned off. The work on moving parts of disconnected cylinders during double suction and injection of a gas mixture has been determined.*

**Keywords:** power, vehicle engine, disconnection of fuel supply, disconnected cylinder, pump losses, polytropic compression process

### References

1. Zinjaev A.B. 1991. Vozmozhnosti povysheniya toplivnoj jekonomichnosti dizelej tipa JaMZ-238 otkljucheniem cilindrov i ciklov / A.B. Zinjaev, G.S. Olesov, N.N. Patrahal'cev, M.V. Jemmil' // Dvigatelistroenie. № 3. 39-41.
2. Patrahal'cev N.N. 1995. Ot otkljuchenija cilindrov – k otkljucheniju ciklov / N.N. Patrahal'cev, A.V. Romero, H.G. Kal'deron // Avtomobil'naja promyshlennost'. № 11. 23-24.
3. Medvedev A.N. 2003. Povyszenie toplivnoj jekonomichnosti i jekologicheskoy bezopasnosti dizel'nyh dvigatelej / A.N. Medvedev, E.P. Merkulov // Nauchnyj vestnik: sb. nauch. tr. – Cheljabinsk: Izd-vo ChVAI, №16. 38-45.
4. Gorbunov V.V. 1999. Otkljuchately cilindrov i ciklov dizelja / V.V. Gorbunov, I.Ju. Olesov // Gruzovik. № 9. 26-29.
5. Berezniy V.V. 1980. Jekonomicheskie i jenergeticheskie pokazately raboty dizelej pri regulirovanii otkljucheniem cilindrov / V.V. Berezniy // Dvigatelistroenie. № 8. 47-49.
6. Orlin A.S. 1985. Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Sistemy porshnevnyh i kombinirovannyh dvigatelej. Uchebnik dlja VUZov po special'nosti «Dvigateli vnutrennego sgoraniya» / S.I. Efimov, N.A. Ivashhenko, V.I. Ivin i dr. [Pod obshhej redakciej A.S. Orlina, M.G. Kруглова] // 3-е изд. перераб. и доп. М.: Mashinostroenie. 456 p.
7. Molodan A. 2018. Change of power and mechanical losses of a wheel vehicle engine with cylinders cutout / A. Molodan, O. Polyansky, M. Potapov // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – 2018. Vol.20. No.1. 99-103.
8. Dizeli traktornye i kombajnovye. 1989. Metody stendovyh ispytaniy: GOST 18509-88. – [Vveden v dejstvie s 1990-01-01]. – М.: Изд-во standartov. 70 p. (Standart USSR).