

УДК 621.43.016.4(031)

Г.С. Гудз, М.В. Глобчак, О.Й. Коцюмбас, О.Р. Клипко

Національний університет "Львівська політехніка"

**ВПЛИВ ВІДНОВЛЕННЯ ГІЛЬЗ ЦИЛІНДРІВ ДВЗ РЕМОНТНИМИ РОЗМІРАМИ НА ЙОГО ЗОВНІШНЮ ШВИДКІСНУ ХАРАКТЕРИСТИКУ**

*Описано математичну модель зміни зовнішньої швидкісної характеристики автомобільного двигуна ЗМЗ-511.10 та отримано показники його роботи внаслідок застосування способу ремонтних розмірів стосовно гільз циліндрів.*

Ключові слова: двигун внутрішнього згорання (ДВЗ), гільза циліндрів, ремонтні розміри, зовнішня швидкісна характеристика ДВЗ.

G. Gudz, M. Globchak, O. Kotsjumbas, O. Clypko

**IMPACT OF RENOVATION OF INTERNAL COMBUSTING ENGINE CYLINDER LINER BY REPAIR SIZE UPON ITS EXTERNAL VELOCITY CHARACTERISTIC**

*The mathematical model of external velocity characteristic change of ZMZ 511.10 car engine is described. Indexes of its work due to application of repair sizes method to cylinder liners are obtained.*

Key words: internal combusting engine, cylinder liner, repair sizes, external velocity characteristic of internal combusting engine.

**Постановка проблеми.** Статистичні дані свідчать, що до 70 % деталей автомобілів, які відпрацювали один цикл експлуатації, можна відновити за собівартістю, яка не перевищує 30 % від нових [1], що економічно виправдано в сучасних умовах. З огляду на це відновлення деталей слюсарно-механічним обробленням, зокрема застосуванням способу ремонтних розмірів, є важливим чинником не тільки підвищення ресурсу ДВЗ, але й зміни його зовнішньої швидкісної характеристики (ЗШХ).

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Про застосування ремонтних дій з гільзами циліндрів ДВЗ йдеться в багатьох роботах, але в них в основному розглядаються питання зміни максимальних енергетичних показників роботи ДВЗ [2] та теплофізики процесів, що супроводжують ремонт [3, 4, 5]. Тому актуальним постало питання визначення впливу ремонтних дій з гільзами циліндрів на зміну ЗШХ ДВЗ.

**Мета статті.** Метою статті є дослідження впливу ремонтних дій з гільзами циліндрів на зміну зовнішньої швидкісної характеристики двигуна ЗМЗ-511.10.

**Матеріали та результати дослідження.** В результаті ремонтних дій з гільзами циліндрів ДВЗ збільшуються їхні діаметри, що призводить до змін не тільки температурного режиму, а й характеристик двигуна. Внаслідок цього змінюються тягово - швидкісні та паливно - економічні властивості автомобіля, що визначаються насамперед перебігом зовнішньої швидкісної характеристики двигуна. З огляду на це необхідно скоректувати математичні залежності ефективних потужності  $N_e$  та обертового моменту  $T_e$  від частоти обертання  $n_e$  (кутової швидкості  $\omega_e$ ) колінчастого вала. Найчастіше у даному випадку апроксимують результати стендових випробувань. Початковими даними слугують точки екстремумів (максимумів) дослідних кривих:  $N_{e\max}$  за кутової швидкості  $\omega_N$  та  $T_{e\max}$  за  $\omega_T$ . Далі застосовують загальновідомі залежності завдання потужності у вигляді кубічного, а обертового моменту — квадратного тричленів виду [6, 7]

$$N_e = N_{e\max} [a_1(\omega_e/\omega_N) + a_2(\omega_e/\omega_N)^2 + a_3(\omega_e/\omega_N)^3], \text{ кВт} \quad (1)$$

$$T_e = T_N [a_1 + a_2(\omega_e/\omega_N) + a_3(\omega_e/\omega_N)^2], \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (2)$$

де  $T_N$  — значення обертового моменту на режимі номінальної потужності за кутової швидкості  $\omega_N$ ,  $T_N = \frac{N_{e\max}}{\omega_N}$ , Н·м;

$a_1, a_2, a_3$  — безрозмірні емпіричні коефіцієнти апроксимації.

Для бензинових ДВЗ зазвичай пропонують прийняти  $a_1 = a_2 = -a_3 = 1$  [6]. Тоді з умови  $dT_e/d\omega_e = 0$  за  $\omega_e = \omega_T$  випливає, що  $\omega_T = 0,5\omega_N$ , а максимальний обертовий момент  $T_{e\max} = 1,25T_N$ . Перевірка достовірності наведених співвідношень для двигуна ЗМЗ-511.10 з номінальними розмірами циліндрів показує невиконання обох умов:  $\omega_T = \frac{n_T}{n_N} \omega_N = \frac{2200}{3200} \omega_N = 0,6875\omega_N$ ,  $T_{e\max} = \frac{284}{252} T_N = 1,127T_N$ , причому в розрахунках за формулою (2), внаслідок зміщення максимуму моменту в область менших частот, похибка за яких сягає 20-27 %.

Скоректувати значення  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $a_3$  можна за методикою, розробленою МАДИ [6, 8], через застосування коефіцієнтів пристосовуваності за моментом і частотою відповідно

$$k_T = \frac{T_{e\max}}{T_N}; \quad k_\omega = \frac{n_N}{n_T}. \quad (3)$$

Тоді коефіцієнти  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $a_3$  знаходять із співвідношень

$$a_1 = \frac{1 - k_T k_\omega (2 - k_\omega)}{(k_\omega - 1)^2}, \quad a_2 = \frac{2k_\omega (k_T - 1)}{(k_\omega - 1)^2}, \quad a_3 = \frac{k_\omega^2 (1 - k_T)}{(k_\omega - 1)^2}; \quad (4)$$

їх числові значення для двигуна з номінальними розмірами циліндрів

$$k_{T_H} = 1,1265; \quad k_{\omega_H} = 1,4545; \quad a_{1_H} = 0,5142; \quad a_{2_H} = 1,7814; \quad a_{3_H} = -1,2955.$$

Порівняння експериментальних значень потужності  $N_{eH}$  та обертового моменту  $T_{eH}$  стендової ЗШХ з обчисленими за формулами кубічного і квадратного тричленів (табл. 1) показує, що вирази (1) і (2) необхідно скоректувати в інтервалі низьких частот. Для цього використано запропоновану у роботі [9] апроксимацію шляхом розбивання кривої обертового моменту на окремі інтервали.

Таблиця 1

**Експериментальні та розрахункові параметри зовнішньої швидкісної характеристики двигуна з номінальними розмірами гільз**

Значення потужності $N_{eH}$ та обертового моменту $T_{eH}$ , отримані								
Частота обертання $n_e$ , хв <sup>-1</sup>	Стендовими випробуваннями [6]		Тепловим розрахунком [2], $\Delta$ – відносна похибка			За формулами (1) та (2), $\Delta$ – відносна похибка		
	$N_{eH}$ , кВт	$T_{eH}$ , Н·м	$N_{eH}$ , кВт	$T_{eH}$ , Н·м	$\Delta$ , %	$N_{eH}$ , кВт	$T_{eH}$ , Н·м	$\Delta$ , %
$n_{T\min} = 900$	22,74	241,2	22,77	241,6	-0,15	21,72	230,4	4,70
1600	46,13	275,3				45,73	272,9	0,88
2000	59,36	283,4				59,30	283,1	0,10
$n_T = 2200$	65,52	284,4	65,52	284,4	0	65,52	284,4	0
2500	73,94	282,4				73,70	281,5	0,32
3000	82,57	262,8				82,92	264,0	-0,43
$n_N = 3200$	84,60	252,5	84,60	252,5	0	84,60	252,5	0
$n_{\max} = 3300$	83,54	241,7	83,56	241,8	-0,02	84,93	245,8	-1,64

У даному випадку область можливих режимів роботи двигуна розбита на три інтервали (ділянки). За частот обертання від  $n_{T\min} = 900$  хв<sup>-1</sup> до  $n_\Delta \approx 0,5(n_{T\min} + n_T) \approx 1600$  хв<sup>-1</sup> відхилення між розрахованими і експериментальними значеннями потужності та моменту спадає відповідно з 4,7 % до 0,88 %. Якщо вважати прийнятним відхилення менше 1 %, то на даній ділянці значення силових параметрів скоректовано у припущенні лінійного зменшення відхилення за зростання

частоти від  $n_{T \min}$  до  $n_{\Delta}$ . Максимальне відхилення за  $n_{T \min}$  позначено як  $\Delta_{\max}$ . Тоді коефіцієнт коректування для даного інтервалу

$$\kappa_n = 1 + \Delta_{\max} \cdot \frac{n_{\Delta} - n_e}{n_{\Delta} - n_{T \min}} = (1 + 2,2857 \cdot \Delta_{\max}) - \frac{\Delta_{\max}}{700} \cdot n_e = \kappa_1 + \kappa_{2n} \cdot n_e. \quad (5)$$

Якщо ж аргументом слугуватиме кутова швидкість  $\omega_e \text{ c}^{-1}$ , то цей коефіцієнт

$$\kappa_{\omega} = (1 + 2,2857 \cdot \Delta_{\max}) - \frac{\Delta_{\max}}{73,31} \cdot \omega_e = \kappa_1 + \kappa_{2\omega} \cdot \omega_e, \quad (6)$$

де  $\kappa_1 = 1 + 2,2857 \cdot \Delta_{\max}$ ,  $\kappa_{2n} = -\frac{\Delta_{\max}}{700}$ ;  $\kappa_{2\omega} = -\frac{\Delta_{\max}}{73,31}$ .

Для інтервалу від  $n_{\Delta} = 1600 \text{ хв}^{-1}$  до  $n_N = 3200 \text{ хв}^{-1}$  чинні вирази (1) та (2).

На ділянці від  $n_N$  до  $n_{\max}$  (зона дії регулятора частот обертання) математично за формулою (1) потужність зростає, що не відповідає реальним умовам. Справа в тому, що абсциса максимуму кубічної параболи, використаної у даній залежності, не співпадає з реальним значенням  $n_N$ . Тому логічно в цьому інтервалі прийняти спадання моменту за лінійною залежністю від  $T_N$  до  $T_{n \max}$

$$\frac{T_{n \max} - T_N}{n_{\max} - n_N} = \frac{T_e - T_N}{n_e - n_N}, \quad (7)$$

де  $T_{n \max}$  — значення обертового моменту за максимальної частоти обертання.

Після нескладних перетворень (7) отримано

$$T_e = \frac{T_N \omega_{\max} - T_{n \max} \omega_N}{\omega_{\max} - \omega_N} + \frac{T_{n \max} - T_N}{\omega_{\max} - \omega_N} \omega_e, \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (8)$$

$$N_e = \frac{T_N \omega_{\max} - T_{n \max} \omega_N}{\omega_{\max} - \omega_N} \omega_e + \frac{T_{n \max} - T_N}{\omega_{\max} - \omega_N} \omega_e^2, \text{ Вт}. \quad (9)$$

Зрештою, для подальшого кількісного аналізу тягово – швидкісних властивостей автомобіля отримані залежності зовнішньої швидкісної характеристики (1) та (2) з урахуванням коректуючих виразів (6) – (9) в межах кожного інтервалу (вирази (10) – (15)).

За  $n_{T \min} = 900 \leq n_e \leq n_{\Delta} = 1600 \text{ хв}^{-1}$ , тобто  $\omega_{T \min} = 94,2 \leq \omega_e \leq 167,55 \text{ c}^{-1}$

$$N_e = (\kappa_1 + \kappa_{2\omega} \cdot \omega_e) (N_1 \cdot \omega_e + N_2 \cdot \omega_e^2 + N_3 \cdot \omega_e^3), \text{ Вт}; \quad (10)$$

$$T_e = (\kappa_1 + \kappa_{2\omega} \cdot \omega_e) (N_1 + N_2 \cdot \omega_e + N_3 \cdot \omega_e^2), \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (11)$$

За  $n_{\Delta} = 1600 \leq n_e \leq n_N = 3200 \text{ хв}^{-1}$  або  $167,55 \leq \omega_e \leq \omega_N = 335,1 \text{ c}^{-1}$

$$N_e = N_1 \cdot \omega_e + N_2 \cdot \omega_e^2 + N_3 \cdot \omega_e^3, \text{ Вт}; \quad (12)$$

$$T_e = N_1 + N_2 \cdot \omega_e + N_3 \cdot \omega_e^2, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (13)$$

За  $n_N = 3200 \leq n_e \leq n_{\max} = 3300 \text{ хв}^{-1}$  або  $\omega_N = 335,1 \leq \omega_e \leq \omega_{\max} = 345,6 \text{ c}^{-1}$

$$N_e = N_4 \cdot \omega_e + N_5 \cdot \omega_e^2, \text{ Вт}; \quad (14)$$

$$T_e = N_4 + N_5 \cdot \omega_e, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (15)$$

$$\text{де } N_1 = \frac{10^3 N_{e \max} a_1}{\omega_N}; N_2 = \frac{10^3 N_{\max} a_2}{\omega_N^2}; N_3 = \frac{10^3 N_{\max} a_3}{\omega_N^3}; N_4 = \frac{T_N \omega_{\max} - T_{n \max} \omega_N}{\omega_{\max} - \omega_N}; N_5 = \frac{T_{n \max} - T_N}{\omega_{\max} - \omega_N}.$$

Розраховані коефіцієнти у формулах (10)–(15) за номінальних розмірів гільз,  $92^{+0,06}$ , мм

$$\Delta_{\max \text{H}} = 0,047; \quad \kappa_{1\text{H}} = 1,1074; \quad \kappa_{2\omega\text{H}} = -6,4077 \cdot 10^{-4} \text{ с}; \quad N_{1\text{H}} = 129,81 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad N_{2\text{H}} = 1,342 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с};$$

$$N_{3\text{H}} = -2,9126 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2; \quad N_{4\text{H}} = 593,87 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad N_{5\text{H}} = -1,0188 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с};$$

за збільшених (ремонтних) розмірів гільз,  $93,5^{+0,06}$ , мм

$$\Delta_{\max \text{B}} = 0,0669; \quad \kappa_{1\text{B}} = 1,1529; \quad \kappa_{2\omega\text{B}} = -9,12435 \cdot 10^{-4} \text{ с}; \quad N_{1\text{B}} = 126,09 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad N_{2\text{B}} = 1,4742 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с};$$

$$N_{3\text{B}} = -3,199 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2; \quad N_{4\text{B}} = 622,47 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad N_{5\text{B}} = -1,0792 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}.$$

Аналогічно з виразів (10)–(15) визначені параметри ЗШХ потужності і обертового моменту двигуна з відновленими циліндрами. Початкові дані отримані тепловими розрахунками (табл. 1):

$$N_{e \max \text{B}} = 87,4 \text{ кВт за } n_N = 3200 \text{ хв}^{-1}; \quad T_{e \max \text{B}} = 295,9 \text{ Н}\cdot\text{м за } n_T = 2200 \text{ хв}^{-1};$$

$$\text{за } n_{T \min} = 900 \text{ хв}^{-1} \quad T_{n T \min \text{B}} = 252,4 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad \text{за } n_{\max} = 3300 \text{ хв}^{-1} \quad T_{n \max \text{B}} = 249,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Коефіцієнти пристосовуваності за моментом і частотою та апроксимації у формулах (1), (2)

$$k_{T\text{B}} = 1,1345; \quad k_{\omega} = 1,4545; \quad a_{1\text{B}} = 0,4834; \quad a_{2\text{B}} = 1,894; \quad a_{3\text{B}} = -1,3775.$$

Максимальне відхилення моменту (потужності) за  $n_{T \min}$  результатів теплового розрахунку від обчислень за формулою (2) (для потужності (1))

$$\Delta_{\max \text{B}} = (252,4 - 236,6)/236,6 = (23,79 - 22,3)/22,3 = 0,0669.$$

У табл. 2 зведені розрахункові значення потужності та моменту зовнішніх швидкісних характеристик двигуна з циліндрами номінального та збільшеного діаметрів. Графічні відображення цих характеристик представлені на рис. 1.



Рис. 1. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна з розмірами циліндрів:

— номінальним та - - - - ремонтним

Таблиця 2

## Розрахункові значення зовнішньої швидкісної характеристики двигунів

	$\omega_{T \min}$				$\omega_T$			$\omega_N$	$\omega_{\max}$
$\omega_{e_2}, \text{с}^{-1}$	94,2	135	165	200	230,4	265	300	335,1	345,6
$N_{e_{N_2}}, \text{Вт}$	22740	35540	45350	56340	65520	74440	81090	84600	83560
$T_{e_{N_2}}, \text{Н м}$	241,2	263,2	274,9	281,7	284,4	280,9	270,3	252,5	241,8
$N_{e_{B_2}}, \text{Вт}$	23790	37110	47330	58590	68170	77400	84120	87400	86230
$T_{e_{B_2}}, \text{Н м}$	252,4	274,9	286,8	292,9	295,9	292,1	280,4	260,8	249,5

**Висновок.** В результаті проведених аналітичних розрахунків збільшення діаметрів циліндрів ДВЗ, внаслідок ремонтних дій, показало, що збільшення ступеня стиску на 2,8 % зумовлює у комплексі із збільшенням робочого об'єму на 3,3 % [2] зростання обертового моменту та потужності за низьких обертів на 4,6 %, за середніх – на 4 %, а за максимальних – на 3,3 %; зокрема, максимальний обертовий момент за частоти обертання 2200 хв<sup>-1</sup> збільшився від 284,4 до 295,9 Н·м (4 %), максимальна потужність за 3200 хв<sup>-1</sup> – від 84,6 до 87,4 кВт (3,3 %).

Ці дані слід мати на увазі у випадку розрахунку тягово – швидкісних властивостей автомобілів категорії N<sub>2</sub>, оснащених капітально відремонтованими ДВЗ.

**Література.**

1. Восстановление деталей машин / Ф. Н. Пантелеенко, В. П. Лялякин, М. В. Байцур. – М.: Машиностроение, 2003. – 672 с.
2. Немий С. В. Вплив ремонтних змін діаметрів циліндрів автомобільних двигунів на їх характеристики / С. В. Немий, О. Й. Коцюмбас // Вісник Національного університету "Львівська політехніка" Серія "Динаміка, міцність та проектування машин і приладів". - Львів, 2016. - № 138. - С. 212-216.
3. Сиволапов В. А. Исследование процессов теплопередачи в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания / А. В. Сиволапов, А. Г. Тарапон // Зб. наук. пр. ІПМЕ НАНУ ім. Г. Є. Пухова: Моделювання та інформаційні технології. – К., 2000. – Вип. 3. – С. 10 – 15.
4. Форнальчик Є. Ю. Про тепловий режим двигуна після його ремонту / Є. Ю. Форнальчик, О. Я. Подопрігора // Машинознавство. – Львів, 2004. – № 4 (82). – С. 43 – 45.
5. Немий С. В. Влияние ремонтных изменений размеров цилиндров двигателей на их температурное состояние / С. В. Немий, О. Й. Коцюмбас // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – М., 2014. - Вып 1 (36). - С. 27 – 32.
6. Бортницкий П. И. Тягово – скоростные качества автомобилей / П. И. Бортницкий, В. И. Задорожный. – К.: Вища школа, 1978. – 176 с.
7. Гришкевич А. И. Автомобили: Теория / А. И. Гришкевич. – Минск: Высшая школа, 1986. – 208 с.
8. Литвинов А. С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
9. Корпач О. А. Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля при зміні потужності двигуна в широких межах: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 "Автомобілі та трактори" / О. А. Корпач. – К.: НТУ, 2014. – 20 с.

**Рецензент:**

**Крайник Л.В.**, доктор технічних наук, професор, професор кафедри автомобілебудування, Національний університет «Львівська політехніка», Львів, Україна.