

Перспективи використання нових безударних газорозподільних кулачків на високооборотних дизелях вітчизняного виробництва

Bratchenko A., cand. of techn. sciences, assistant professor (UkrSART)

Prospects of the use new unaccented fist distribution gas on diesel high turn domestic production

Постановка задачі і аналіз останніх результатів досліджень

Одним з головних напрямків розвитку двигунобудування в Україні є створення транспортних дизелів з високими техніко-економічними показниками. Серед таких робіт слід виділити роботи, спрямовані на створення високооборотних чотиритактних транспортних дизелів серії ДТ (ЧН 8,8/8,2) виробництва ДП «Харківське конструкторське бюро з двигунобудування».

Рішення зазначеної проблеми вийшло напрямки актуальних науково-дослідних і дослідно-конструкторських розробок, до яких слід віднести роботи з забезпечення якісних газообмінних процесів в циліндрах [1,2]. Розв'язання такої задачі для чотиритактних форсованих дизелів забезпечується ефективним функціонуванням кулачкових механізмів газорозподілу (КМГР), яке визначається величиною часу-перерізу (ЧП) клапанів (особливо на початковій фазі їх відкриття) [2...4].

Незважаючи на конструкцію КМГР величина ЧП клапанів в кінцевому рахунку визначається газорозподільними кулачками. При цьому досить складна процедура їх профілювання виконуватися за умов досягнення високих значень ЧП клапанів з урахуванням забезпечення умов міцності та надійності клапанного приводу [4].

Аналіз наукової літератури [2...4] і технічної документації показав, що для проектування кулачків клапанного приводу чотиритактних високооборотних транспорт-

них дизелів найчастіше використовуються методики Курца і «Полідайн», які передбачають отримання координат профілів кулачків, забезпечуючих попередньо заданий «безударний» вид кривої прискорень штовхача (клапанів). При цьому в якості порівняльного показника ефективності різних варіантів профілів кулачків за ЧП клапанів в розрахункових дослідженнях доцільно розглядати коефіцієнт повноти діаграми переміщень клапанів η_{II} [5], величина якого визначається за формулою

$$\eta_n = \frac{\int_0^{\varphi_y} S_i d\varphi}{S_{max} \cdot \varphi_y},$$

де $\int_0^{\varphi_y} S_i d\varphi$ - площа під кривою переміщень клапанів,

S_{max} - максимальний хід клапанів;

φ_d - кут дії кулачка (відповідає кутовій довжині відкриття клапанів).

Спроби отримання високоефективних безударних кулачків приводу клапанів дизелів типу ЧН8,8/8,2 за методом Курца визначили необхідність проведення додаткових досліджень з визначення основних параметрів базової кривої прискорень клапанів за умов забезпечення високих значень коефіцієнту η_{II} (забезпечення якісного процесу газообміну $\eta_{II} \geq 0,61$) при виконанні вимог міцності основних деталей КМГР. В той же час застосування такої ме-

тодики не передбачає використання нових підходів, які вдало реалізовані при проектуванні високоєфективних КМГР середньооборотних транспортних дизелів [6].

Метою статті є дослідження перспектив використання в КМГР високооборотних дизелів серії ДТ (ЧН 8,8/8,2) нових безударних газорозподільних кулачків, розроблених в Українській державній академії залізничного транспорту.

Результати досліджень

На першому етапі виконувалось дослідження з визначення граничної ефективності спроектованих за методом Курца кулачків за величиною коефіцієнту η_{II} при урахуванні заданих умов на проектування КМГР. На рис. 1 представлений відповідний графік зміни аналогів прискорень штовхача (клапана) a_q в залежності від кута повороту кулачка φ . Схема КМГР дизеля типу ЧН 8,8/8,2 представлена на рис.2.

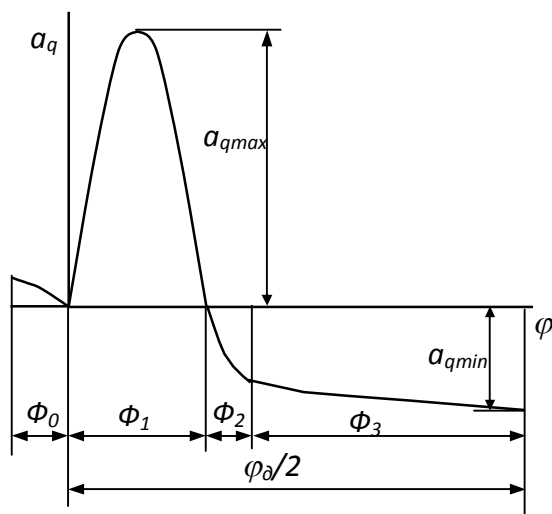


Рис. 1. Безударна крива прискорень штовхача за методикою Курца

У відповідності до умов на проектування при проведенні дослідження урахувалися такі умови на проектування (див. рис. 1,2): максимальне переміщення клапану $S_{max} = 8,6$ мм; висота ділянки збігу $S_0 = 0,2$ мм; кутова протяжність ділянки збігу $\Phi_0 = 14^\circ$; радіус початкової окружності

кулачка $r_0 = 16$ мм; ширина кулачка $b = 13$ мм; протяжність ділянки $\Phi_2 = 2^\circ$.

В якості обмежень урахувалися: мінімальний радіус кривизни профіля кулачка $r_{kmin} = 3$ мм; максимальне допустиме значення аналогу швидкості товхача (з урахуванням гарантованого забезпечення ширини лінії контакту з профілем кулачка) $V_{qmax} = 15,2$ мм/рад; максимальне допустиме значення аналогу додатних прискорень (за умов забезпечення допустимих рівнів контактних напружень в парі «кулачок – штовхач») $a_{qmax} = 125$ мм/рад²; інтервал варіювання протяжності ділянки $\Phi_1 = 6 \dots 14^\circ$; інтервал варіювання протяжності фазового кута $\varphi_d/2 = 56 \dots 64^\circ$ (при цьому для кулачків без верхнього виступу кут $\varphi_d/2$ дорівнює куту віддалення φ_B [7]).

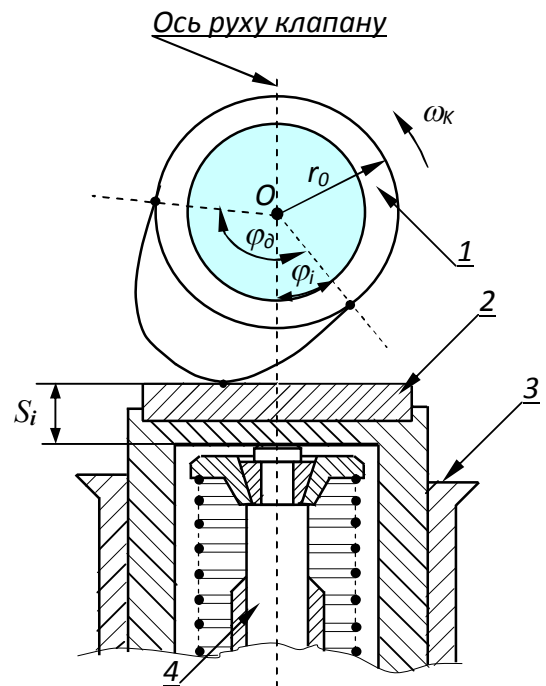


Рис. 2. Схема КМГР дизеля типу ЧН 8,8/8,2: 1 – газорозподільний кулачок; 2 – плоский штовхач; 3 – напрямна; 4 – клапан

Дослідження проводилось з використанням узагальнених математичних моделей (УММ) виду $\eta_{II}, a_{qmax}, V_{qmax}, r_{kmin} = f(\Phi_1, \varphi_B)$, які отримувались з використанням методів математичного планування експерименту [8].

Для цього був складений ортогональний математичний план другого порядку для двох змінних Φ_1 і φ_B , які варіюються на трьох рівнях. Нижче в таблиці приведений математичний план, для кожного з режимів

якого визначена величина показника η_{II} і обмежень a_{qmax} , V_{qmax} , $r_{кр min}$.

Реалізація математичного плану [7] дозволила отримати шукані УММ, які подані нижче у вигляді поліномів другого ступеня

Таблиця 1

Математичний план дослідження

№№ режи ма	Матриця планування		Φ_1^0	φ_B^0	η_{II}	a_{qmax} , мм/рад ²	V_{qmax} , мм/рад	$r_{кр min}$, мм
	x_1	x_2						
1	1	1	14	64	0,585	82,6	134,135	5,875
2	1	-1	14	56	0,574	95,6	16,16	-1,065
3	-1	1	6	64	0,626	193,2	14,17	7,310
4	-1	-1	6	56	0,621	223,4	16,16	3,140
5	0	0	10	60	0,602	124,3	15,09	4,590
6	1	0	14	60	0,58	88,7	15,08	2,810
7	-1	0	6	60	0,624	207,3	15,11	5,860
8	0	1	10	64	0,606	115,8	14,15	7,054
9	0	-1	10	56	0,597	133,9	16,17	1,230

$$\eta_{II} = 0,538 - 0,0111 \cdot \Phi_1 + 0,00385 \cdot \varphi_B - 3,12 \cdot 10^{-5} \cdot \Phi_1^2 + 0,0000937 \cdot \Phi_1 \cdot \varphi_B,$$

$$a_{qmax} = 882,48 - 60,75 \cdot \Phi_1 - 10,12 \cdot \varphi_B + 1,49 \cdot \Phi_1^2 + 0,041 \cdot \varphi_B^2 + 0,269 \cdot \Phi_1 \cdot \varphi_B,$$

$$V_{qmax} = 44,31 + 0,031 \cdot \Phi_1 - 0,727 \cdot \varphi_B - 0,000052 \cdot \Phi_1^2 + 0,0004 \cdot \varphi_B^2 + 0,000547 \cdot \Phi_1 \cdot \varphi_B,$$

$$r_{кр min} = -121,62 - 2,58 \cdot \Phi_1 + 4 \cdot \varphi_B - 0,0165 \cdot \Phi_1^2 - 0,019 \cdot \varphi_B^2 + 0,043 \cdot \Phi_1 \cdot \varphi_B.$$

З використанням представлених УММ був побудований допоміжний графік (рис.3), на якому нанесені ізолінії фіксованих величин контрольованого показника η_{II} і обмежень a_{qmax} , V_{qmax} , $r_{кр min}$.

З аналізу графіка на рис.3 можливо зробити наступні висновки:

- значення керованих змінних Φ_1 , φ_B можливо приймати в області ABCDE (не заштрихована область графіка), в якій гарантовано виконуються обмеження за мінімальним радіусом кривизни профілю кулачка $r_{кр min} = 3$ мм, за максимальним значенням швидкості штовхача $V_{qmax} = 15,2$ мм/рад і за максимальним значенням аналогу максимальних додатніх прискорень штовхача $a_{qmax} = 125$ мм/рад²;

- виконання урахованих обмежень на проектування КМГР можливе лише при значеннях кутів віддалення кулачка $\varphi_B \geq 60^\circ$;

- використання в КМГР дизелів ЧН8,8/8,2 кулачків, спрофільованих за методом Курца, при виконанні всіх урахованих обмежень на проектування КМГР не забезпечить потрібних за умовами якісного газообмінного процесу значень коефіцієнту повноти діаграми підйомів клапанів $\eta_{II} \geq 0,61$. Наприклад, для заданого кута віддалення кулачка $\varphi_B = 62^\circ$ максимально можливе значення коефіцієнту $\eta_{II} = 0,603$ досягається в області ABCDE при $\Phi_1 = 10^0$ (точка F на рис.3).

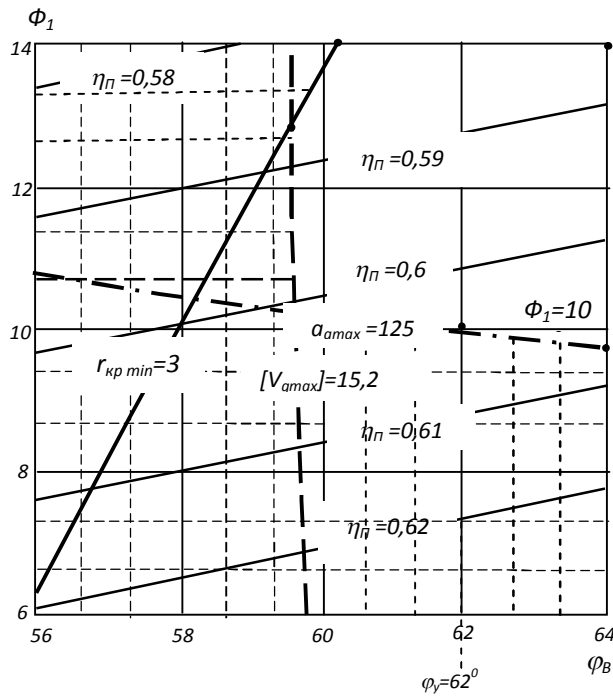


Рис. 3. Допоміжний графік дослідження ефективності кулачків Курца

Результати проведеного розрахункового дослідження обумовили необхідність розробки нової методики проектування безударних кулачків приводу клапанів високооборотних дизелів, які б забезпечували досягнення високих значень коефіцієнтів η_n ($\eta_n \geq 0,61$) при виконанні зазначених вище вимог на проектування. Нова методика базується на підході, який передбачає профілювання безударних кулачків клапанного приводу, що забезпечують потрібний вид кривої прискорень (швидкостей та переміщень) штовхача. Причому формування кривої прискорень здійснюється шляхом завдання координат характерних (опорних) точок, кожна з яких відповідає визначеній умові виконання одного з обмежень на проектування. Криві, що з'єднують опорні точки кривої також призначаються з урахуванням вимог динаміки, технології виготовлення та міцності деталей клапанного приводу [9].

На рис.4 приведена базова крива аналогів прискорень штовхача $a_q = f(\varphi)$ нової методики профілювання, синтезована з урахуванням зазначених вище вимог.

На фазі віддалення φ_B вона складається з п'яти плавно сполучених на границях ділянок. При цьому на ділянці збегу (0-1) кутової протяжності Φ_{01} аналог прискорень a_q описе синусоїду, далі для робочого профілю кулачка на ділянці (1-2) протяжності Φ_{12} - ступеневу функцію 3-ї ступені, на ділянці (2-3) протяжності Φ_{23} - ступеневу функцію 12-ї ступені, на ділянці (3-4) протяжності Φ_{34} - ступеневу функцію 3-ї ступені, а на ділянці (4-5) протяжності Φ_{45} - дугу параболи.

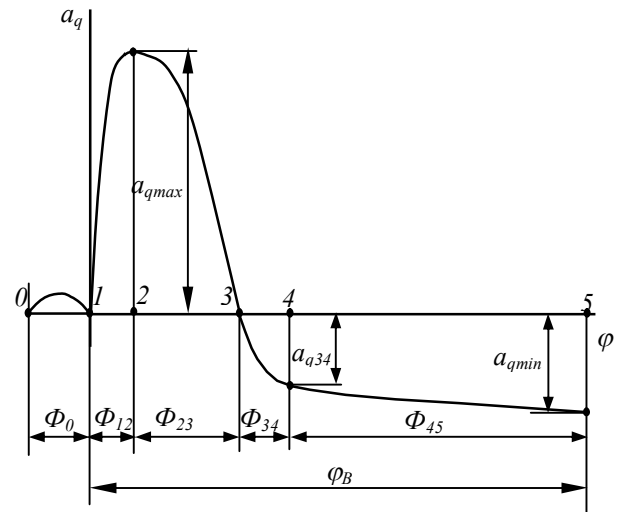


Рис. 4. Безударна крива прискорень клапану за новою методикою

Нижче наводиться аналітичне описання для розрахунків поточних значень кінематичних параметрів штовхача за кутом повороту кулачка φ для усіх п'яти ділянок.

Ділянка 0-1: $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_0$

$$a_{qi} = \frac{S_0 \cdot \pi}{\Phi_0^2} \sin\left(\frac{\pi}{\Phi_0} \varphi_i\right),$$

$$V_{qi} = \frac{S_0}{\Phi_0} \left[1 - \cos\left(\frac{\pi}{\Phi_0} \varphi_i\right) \right],$$

$$S_i = \frac{S_0}{\Phi_0} \left[\varphi_i - \sin\left(\frac{\pi}{\Phi_0} \varphi_i\right) \right].$$

Ділянка 1-2: $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_{12}$

$$a_{qi} = \frac{a_{q \max}}{\Phi_{12}^3} \varphi_i^3 - \frac{3a_{q \max}}{\Phi_{12}^2} \varphi_i^2 + \frac{3a_{q \max}}{\Phi_{12}} \varphi_i,$$

$$V_{qi} = \frac{a_{q \max}}{4\Phi_{12}^3} \varphi_i^4 - \frac{a_{q \max}}{\Phi_{12}^2} \varphi_i^3 + \frac{3a_{q \max}}{2\Phi_{12}} \varphi_i^2 + V_{q0},$$

$$S_i = \frac{a_{q \max}}{20\Phi_{12}^3} \varphi_i^5 - \frac{a_{q \max}}{4\Phi_{12}^2} \varphi_i^4 + \frac{a_{q \max}}{2\Phi_{12}} \varphi_i^3 + V_{q0} \cdot \varphi_i + S_0,$$

де V_{q0} - аналог швидкості штовхача в кінці ділянки 0-1 (відповідає величині швидкості посадки клапану на сідло); $a_{q \max}$ - аналог максимальних додатних прискорень штовхача.

Ділянка 2-3: $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_{23}$

$$a_{qi} = -\frac{a_{q \max}}{\Phi_{23}^{12}} \varphi_i^{12} + a_{q \max},$$

$$V_{qi} = -\frac{a_{q \max}}{13\Phi_{23}^{12}} \varphi_i^{13} + a_{q \max} \cdot \varphi_i + V_{q12},$$

$$S_i = -\frac{a_{q \max}}{182\Phi_{23}^{12}} \varphi_i^{14} + \frac{a_{q \max}}{2} \varphi_i^2 + V_{q12} \cdot \varphi_i + S_{12},$$

де V_{q12}, S_{12} - відповідно аналог швидкості та переміщення штовхача в кінці ділянки 1-2.

Ділянка 3-4: $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_{34}$

$$a_{qi} = -\frac{a_{q \min}}{m \cdot \Phi_{34}^3} \varphi_i^3 + \frac{2a_{q \min}}{\Phi_{34}^2} \varphi_i^2 - \frac{2a_{q \min}}{\Phi_{34}} \varphi_i,$$

$$V_{qi} = -\frac{a_{q \min}}{4m \cdot \Phi_{34}^3} \varphi_i^4 + \frac{a_{q \min}}{1,5\Phi_{34}^2} \varphi_i^3 - \frac{a_{q \min}}{\Phi_{34}} \varphi_i^2 + V_{q23},$$

$$S_i = -\frac{a_{q \min}}{20m \cdot \Phi_{34}^3} \varphi_i^5 + \frac{a_{q \min}}{6\Phi_{34}^2} \varphi_i^4 - \frac{a_{q \min}}{3\Phi_{34}} \varphi_i^3 + V_{q23} \cdot \varphi_i + S_{23},$$

де $a_{q \min}$ - аналог максимальних від'ємних прискорень штовхача, m - коефіцієнт, величина якого визначається характеристикою клапанних пружин, $m = a_{q \min} / a_{q34}$ (a_{q34} - аналог прискорення штовхача в кінці ділянки 3-4); V_{q23}, S_{23} - відповідно аналог швидкості та переміщення штовхача в кінці ділянки 2-3.

Ділянка 4-5: $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_{45}$

$$a_{qi} = \frac{(m-1)a_{q \min}}{m\Phi_{45}^2} \varphi_i^2 - \frac{2(m-1)a_{q \min}}{m\Phi_{34}} \varphi_i - \frac{a_{q \min}}{m},$$

$$V_{qi} = -\frac{(m-1)a_{q \min}}{3m\Phi_{45}^2} \varphi_i^3 - \frac{(m-1)a_{q \min}}{m\Phi_{45}} \varphi_i^2 - \frac{a_{q \min}}{m} \varphi_i + V_{q34},$$

$$S_i = \frac{(m-1)a_{q \min}}{12m\Phi_{45}^2} \varphi_i^4 - \frac{(m-1)a_{q \min}}{3m\Phi_{45}} \varphi_i^3 - \frac{a_{q \min}}{2m} \varphi_i^2 + V_{q34} \cdot \varphi_i + S_{34},$$

де V_{q34}, S_{34} - відповідно аналог швидкості та переміщення штовхача в кінці ділянки 3-4.

У відповідності до нової методики основними вихідними даними на

профілювання безударного кулачка для КМГР є: максимальне переміщення клапану S_{max} , висота ділянки збігу S_0 , кутові протяжності ділянок $\Phi_0, \Phi_{12}, \Phi_{23}, \Phi_{34}, \Phi_{45}$ (сума $\Phi_{12}, \Phi_{23}, \Phi_{34}, \Phi_{45}$ складає протяжність кута φ_B), коефіцієнт m .

Постійні $V_{q12}, S_{12}, V_{q23}, S_{23}, V_{q34}, S_{34}$ визначаються з умов плавного сполучення кривих аналогів швидкостей та переміщень штовхача на границях відповідних ділянок. Максимальні величини аналогів прискорень штовхача a_{qmax} і a_{qmin} визначаються за умов забезпечення в кінці фазового кута φ_B умов $-S_i = S_{max}$ і $V_{qi} = 0$.

З використанням розробленої методики були виконані розрахунки кінематичних характеристик механізмів приводу впускних і випускних клапанів дизелів типу ЧН8,8/8,2 (в якості прикладу на рис.5 приведені кінематичні характеристики штовхача приводу випускних клапанів). Їх попередній аналіз показав, що використання в КМГР зазначених дизелів запропонованих безударних кулачків забезпечує досягнення потрібних величини коефіцієнтів η_{II} - для впускних клапанів $\eta_{II} = 0,613$, для випускних клапанів $\eta_{II} = 0,618$.

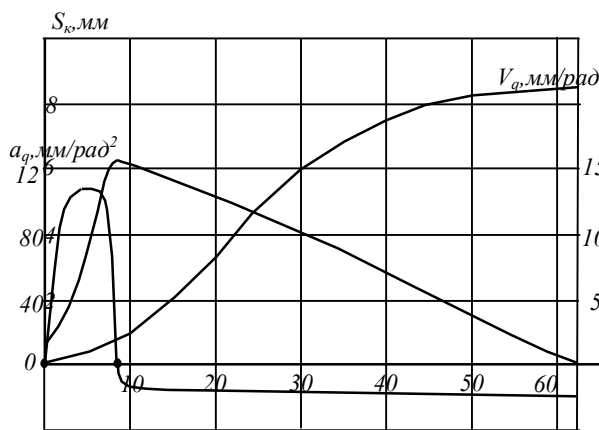


Рис. 5. Кінематичні характеристики випускних клапанів дизеля ЧН 8,8/8,2 з новим кулачком

Висновки і рекомендації з подальшого використання отриманих результатів

Отримані результати обґрунтували доцільність виготовлення розподільних валів з запропонованими безударними профілями газорозподільних кулачків з наступною перевіркою їх ефективності на працюючому дизелі.

Список літератури:

1. Семенов, Б.Н. Задачи повышения топливной экономичности дизелей и пути их решения [Текст]/ Б.Н.Семенов, Н.Н.Иванченко. – М.: Двигателестроение, №11,1990. – с.3-7.
2. Мороз, В.І. Оцінка резервів поліпшення експлуатаційних показників тепловозних дизелів типу Д80 за рахунок модернізації механізму привода клапанів [Текст]/ В.І.Мороз, О.В.Братченко, О.А.Логвіненко // Зб. наук. праць ХарДАЗТ, 2000.- Вип.41. – с.10-13.
3. Корчемный, Л.В. Механизм газораспределения двигателя: Кинематика, динамика, расчет на прочность [Текст]/ Л.В.Корчемный. –М.: Машиностроение, 1964. – 211 с.
4. Взоров, Б.А. Тракторные дизели: Справочник/ Б.А.Взоров, А.В.Адамович, А.Г.Арабян и др. – М.: Машиностроение, 1981. – 535 с.
5. Мороз, В.И. Методика оптимизации профиля кулачка по коэффициенту полноты диаграммы подъема толкателя [Текст]/В.И.Мороз. – В кн.: Теория механизмов и машин. Вып.40 – Харьков: Вища школа,1986. – с.86 – 90.
6. Пат. 54164 А Україна, МПК 7F01L1/08. Кулачок механізму газорозподілу / Мороз В.І., Братченко О.В., Логвіненко О.А. (Україна); Укр. держ. акад. залізн. трансп. - №2002054354; Заявл.28.05.2002; Опубл.17.02.2003, Бюл. №2. – 5 с.
7. Мороз, В.І. Основи конструювання і САПР [Текст]/В.І.Мороз, О.В.Братченко, В.В.Ліньков. – Харків: Нове слово, 2003. – 194 с.

8. Фролов, К.В. Теория механизмов и машин [Текст]// К.В.Фролов, С.А.Попов, А.К.Мусатов и др. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.

9. Пат. 90955 А Україна, МПК F01L1/08. Кулачок механізму приводу клапана високообертового двигуна внутрішнього згоряння. / Мороз В.І., Братченко О.В., Астахова К.В. Укр. держ. акад. залізн. трансп. №200813856; Заявл.02.12.2008; Опубл. 10.06.2010, Бюл. №11 – 4с.

Spysok Literatury:

1. Semenov, B.N. Zadachi povysheniya toplivnoy ekonomichnosti dizeley i puti ikh resheniya [Tekst] / B.N.Semenov, N.N.Ivanchenko. – М.: Dvigatestroeniye, №11,1990. – с.3-7.

2. Moroz, V.I. Otsinka rezerviv polipsheniya ekspluatatsiynych pokaznykiv teplovoznich dyzeliv typu D80 za rachunok modernizatsii mehanizmu pryvoda klapaniv [Tekst] / V.I.Moroz, O.V.Bratchenko, O.A.Logvinenko// Zb. nauk. prats KharDAZT, 2000.- Vyp.41. – s.10-13.

3. Korchemny, L.V. Mechanizm gazoraspredeleniya dvigatelya: Kinematika, dinamika, raschet na prochnost [Tekst]/ L.V.Korchemny. – М.: Mashinostroeniye, 1964. – 211 s.

4. Vzorov, B.A. Traktornye dizeli: Spravochnik [Tekst]/ B.A.Vzorov, A.V.Adamovich, A.G.Arabyan. – М.: Mashinostroeniye, 1981. – 535 s.

5. Moroz, V.I. Metodika optimizatsii profilya kulachka po koeffitsientu polnoty diagrammy podyoma tolkatelya [Tekst]/ V.I.Moroz. – V kn.: Teoriya mehanizmov i mashin. Vyp.40 – Kharkov: Vyshcha shkola, 1986. – s.86 – 90.

6. Pat. 54164 А Україна, МПК 7F01L1/08. Kulachok mehanizmu gazorozpodilu [Tekst]/ Moroz V.I., Bratchenko O.V., Logvinenko O.A. (Ukrayina); Ukr. derzh. akad. zalizn. transport. - №2002054354; Zayavl. 28.05.2002; Opubl.17.02.2003, Byul. №2. – 5 s.

7. Moroz, V.I. Osnovy konstruyuvannya I SAPR [Tekst]/V.I.Moroz, O.V.Bratchenko,

V.V.Linkov. – Kharkiv: Nove slovo, 2003. – 194 s.

8. Frolov, K.V. Teoriya mehanizmov i mashin [Tekst]// K.V.Frolov, S.A.Popov, A.K.Musatov – М.: Vysshaya shkola, 1987. – 496 s.

9. Pat. 90955 А Україна, МПК F01L1/08. Kulachok mehanizmu pryvoda klapanava vysokoobertovogo dvyguna vnutrishnyyogo zgoryannya [Tekst]/ Moroz V.I., Bratchenko O.V., Astahova K.V. (Ukrayina); Ukr. derzh. akad. zalizn. transport. - №200813856; Zayavl. 02.12.2008; Opubl. 10.06.2010, Byul. №11 – 4 s.

Анотації:

Обґрунтовано актуальність науково-дослідних і дослідно-конструкторських розробок, спрямованих на забезпечення якісних газообмінних процесів в циліндрах вітчизняних високооборотних дизелів серії ДТ. Показано, що перспективними дослідженнями в цьому напрямку є використання розподільних валів з новими кулачками приводу клапанів. Представлено розроблену в Українській державній академії залізничного транспорту нову методику профілювання високоефективних безударних газорозподільних кулачків. Результати проведених досліджень засвідчили, що використання запропонованих кулачків забезпечить поліпшення газообмінних процесів в циліндрах дизелів серії ДТ при виконанні усіх зазначених умов на проектування.

Ключові слова: високооборотний дизель, газообмінні процеси, час-переріз клапанів, нові безударні високоефективні газовоз-подільні кулачки.

Обоснована актуальность научно-исследовательских и опытно-конструкторских разработок, направленных на обеспечение качественных газообменных процессов в цилиндрах отечественных высокооборотных дизелей серии ДТ. Показано, что перспективными исследованиями в этом направлении является создание распределительных валов с новыми кулачками привода клапанов. Представлена разработанная в Украинской государственной академии железнодорожного транспорта новую методику профилирования высокоэффективных безударных газораспределительных кулачков. Результаты проведенных исследований свидетельствуют, что использование предложенных кулачков обеспечивает улучшение газообменных процессов в цилиндрах дизелей серии ДТ при выполнении всех отмеченных условий на проектирование.

Ключевые слова: высокооборотный дизель, газообменные процессы, время-сечение клапанов, новые безударные высокоэффективные газораспределительные кулачки.

Motivated urgency research and research and development developments, directed on ensuring the qualitative processes of the exchange gas in cylinder of the domestic diesels high turn to series DT. It Is Shown by that perspective studies in this direction is a making the camshafts with new fist of the drive valve. It is

presented designed in Ukrainian state academy of the rail-freight traffic new methods grading unaccented fist distribution to high efficiency. The Results of the called on studies witness that use offered fist provides the improvement of the processes of the exchange gas in cylinder of the diesels to series DT when performing all noted conditions on designing.

Keywords: high turn diesel, processes of the exchange gas, time-section valve, new unaccented high efficiency fist distribution gas.

УДК 629.424.1:621.436.004.15

МОРОЗ В.І., д.т.н., професор (УкрДАЗТ)
БРАТЧЕНКО О.В., к.т.н., доцент (УкрДАЗТ)
ТИЩЕНКО В.С., к.т.н., доцент (УкрДАЗТ)

Гармонійний аналіз формування крутних моментів в механічній системі енергетичної установки тепловоза з дизелем Д49

Moroz V., Dr. Eng., Professor (USART)
Bratchenko O., Cand. of Eng. Sc., Associated Professor (USART)
Tishchenko V., Cand. of Eng. Sc., Associated Professor (USART)

Harmonic analysis formation torque of mechanical systems, locomotive power plants with diesel for D49

Постановка задачі і аналіз останніх результатів досліджень

Суттєвий об'єм вантажних та пасажирських перевезень в транспортному комплексі України припадає на залізничний транспорт. Забезпечення виконання потреб у перевезеннях неможливе без наявності сучасного тягового рухомого складу. Поряд з цим низькі темпи оновлення локомотивного парку не дозволяють обслуговувати необхідний об'єм перевезень. Це визначає необхідність підтримки працездатного стану існуючого рухомого складу, серед якого значну частку складають вантажні і пасажирські тепловози (2ТЕ116, ТЕП70), що обладнані V-подібною енергетичною установкою. Зазначене обумовлює необхідність вирішення проблеми паливної еко-

номічності, експлуатаційної надійності та довговічності енергетичних установок тепловозів (ЕУТ) за рахунок проведення розрахунково-експериментальних досліджень напружено-деформованого стану окремих деталей та вузлів дизеля.

Відомо, що в процесі роботи будь якої силової установки енергія виробляється не рівномірним потоком, а імпульсами. Наприклад у відповідності до спрацювання за порядком роботи циліндрів дизеля [1]. Така нерівномірність має суттєвий негативний вплив на роботу як механічної системи (МС) самого дизеля (проявляється у порушенні законів паливоподачі та газорозподілу), так і на роботу споживача енергії – тягового генератора енергетичної установки тепловоза.