

М. А. ПОДРИГАЛО, Д. М. КЛЕЦ, С. А. ВАХНЮК

НЕРІВНОМІРНІСТЬ КРУТНОГО МОМЕНТУ ДВОХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ПРИ ПОСЛІДОВНОМУ ВСТАНОВЛЕННІ НА АВТОМОБІЛІ

Встановлення двох послідовних двигунів внутрішнього згоряння, кожен з яких генерує індикаторний крутний момент, що підкоряється гармонійному закону, дає змогу змістити криві індикаторного крутного моменту та кута повороту колінчастого вала так, щоб обидва двигуни працювали в протифазах. Проведений аналіз досліджень вказує на те що, заміна на автомобілях силових установок двома послідовно встановленими двигунами внутрішнього згоряння надає можливість зменшення витрати палива автомобілів. Визначено, що зменшити витрату палива можливо за рахунок зниження на вхідному валу трансмісії нерівномірності крутного моменту а це в свою чергу залежить від відносної кутової орієнтації колінчастих валів встановлених двигунів внутрішнього згоряння. В дослідженні проведено “оцифрування”, тобто, за допомогою чисельних методів переведено до цифрової форми реальні характеристики зміни індикаторного крутного моменту для 2-х циліндрового та 4-х циліндрового двигунів. Надалі проведено накладання двох характеристик (для першого і другого двигунів) одна на одну та їх відносне переміщення вздовж осі. Апроксимуючи дійсні криві зміни індикаторного крутного моменту гармонійним законом, побудовано графіки залежності індикаторного крутного моменту до кута повороту колінчастого вала чотирьохтактних двигунів внутрішнього згоряння. Проведений аналіз показав, що коефіцієнт нерівномірності крутного моменту залежить від кутів повороту колінчастих валів обох двигунів щодо початкового положення. Визначено, що використання реальних характеристик зміни індикаторного крутного моменту двох двигунів внутрішнього згоряння, що встановлені послідовно, дозволяє отримати той же результат, що і при використанні ідеалізованих гармонічних залежностей. Вирішена задача визначення коефіцієнта нерівномірності крутного моменту при двох послідовно встановлених 2-х циліндрового та 4-х циліндрових двигунах з врахуванням реальних характеристик зміни їхніх індикаторних крутних моментів. Послідовне встановлення двох 2-х циліндрових ДВЗ при куті $\Psi = 180^\circ$, а 4-х циліндрових при куті $\Psi = 90^\circ$ дозволяє зменшити коефіцієнт нерівномірності сумарного індикаторного крутного моменту.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, крутний момент, колінчастий вал, автомобіль, кут зсуву, індикаторний момент.

M. PODRIGALO, D. KLETS, S. VAKHNIUK

TORSIONAL MOMENT IRREGULARITY OF TWO INTERNAL COMBUSTION ENGINES WHEN INSTALLED IN SERIES ON A CAR

The installation of two sequential internal combustion engines, each generating an indicator torque that obeys the harmonic law, makes it possible to shift the indicator torque and crankshaft rotation angle curves so that both engines operate in opposite phases. The analysis of the research indicates that replacing the power units in cars with two series-connected internal combustion engines makes it possible to reduce fuel consumption. It has been determined that fuel consumption can be reduced by reducing the unevenness of torque on the input shaft of the transmission, which in turn depends on the relative angular orientation of the crankshafts of the installed internal combustion engines. The study involved “digitization,” i.e., using numerical methods to convert the actual characteristics of the indicator torque change for 2-cylinder and 4-cylinder engines into digital form. Subsequently, the two characteristics (for the first and second engines) were superimposed on each other and their relative displacement along the axis was determined. By approximating the actual indicator torque curves with a harmonic law, graphs were constructed showing the dependence of the indicator torque on the crankshaft rotation angle of four-stroke internal combustion engines. The analysis showed that the torque unevenness coefficient depends on the angles of rotation of the crankshafts of both engines relative to the initial position. It was determined that the use of real characteristics of indicator torque change of two internal combustion engines installed in series allows obtaining the same result as when using idealized harmonic dependencies. The problem of determining the torque unevenness coefficient for two sequentially installed 2-cylinder and 4-cylinder engines, taking into account the real characteristics of their indicator torque changes, has been solved. The sequential installation of two 2-cylinder internal combustion engines at an angle of $\Psi = 180^\circ$, and 4-cylinder engines at an angle of $\Psi = 90^\circ$, allows the coefficient of unevenness of the total indicator torque to be reduced.

Key words: internal combustion engine, torque, crankshaft, automobile, slip angle, indicator torque.

Вступ. Нерівномірність крутного моменту двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) впливає на коефіцієнт корисної дії (ККД) моторно-трансмісійної установки і витрати палива автомобіля. Для зменшення витрат палива використовують відключення частини циліндрів при зниженні навантаження на двигун, чи встановлення двох двигунів, один з яких відключається при малих навантаженнях.

В дослідженні, яке розглядається, з використанням реальних характеристик ДВЗ, показано як зменшується нерівномірність крутного моменту 2-х циліндрових двигунів при їх послідовному встановленні на одному вхідному валу трансмісії автомобіля.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Дослідженню зміни показників потужності ДВЗ при відключенні частини циліндрів присвячено роботу [1] Питанню дослідження послідовного встановлення двигунів внутрішнього згоряння присвячена робота [2]. В останньому випадку показано, що при коректному відносному кутовому встановленні колінчастих валів забезпечується зменшення коефіцієнту нерівномірності крутного моменту, який визначається наступною залежністю

$$k_i = \frac{M_{i\max} - M_{i\min}}{\overline{M}_i} \quad (1)$$

де $M_{i\max}; M_{i\min}$ - максимальне та мінімальне значення індикаторного крутного моменту за цикл роботи ДВЗ; \overline{M}_i - середнє за цикл роботи ДВЗ значення індикаторного крутного моменту.

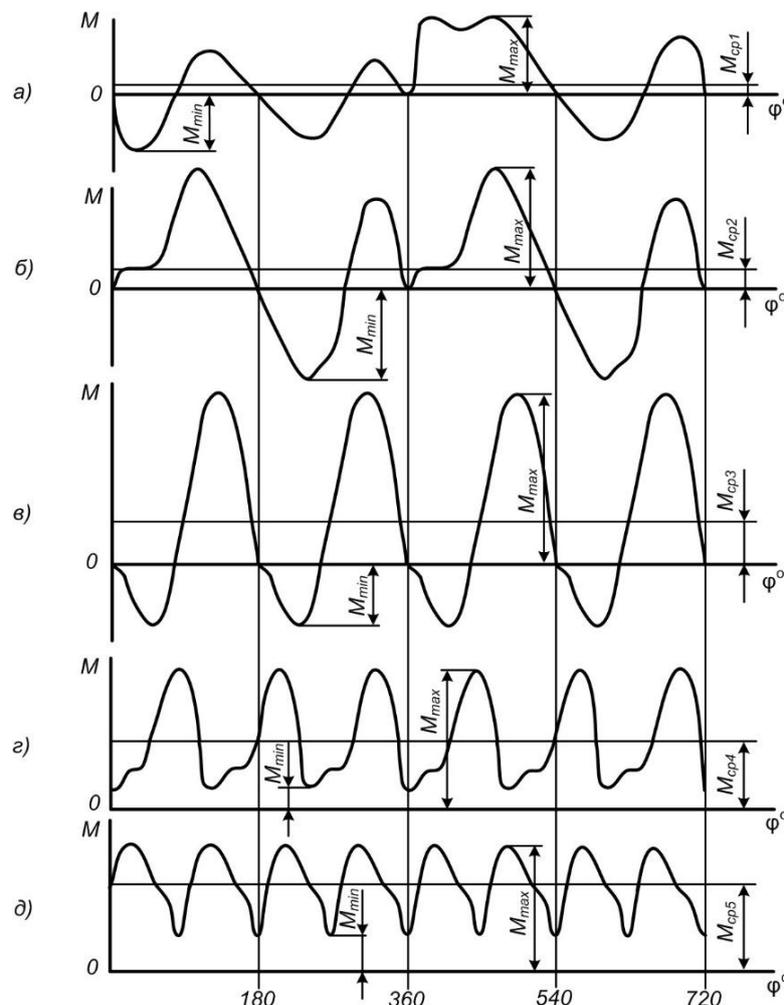


Рис. 1 – Криві крутних моментів 4-х тактних ДВЗ із різним числом циліндрів [1-3]:
а - одноциліндрового; б - двоциліндрового; в - чотирициліндрового; г - шестициліндрового;
д - восьмициліндрового.

В роботі [3,4] запропоновано апроксимувати дійсні криві зміни індикаторного крутного моменту (рисунок 1) гармонійним законом:

$$M_i = \overline{M}_i \left[1 + \frac{k_i}{2} \sin \left(\overline{\omega}_e \frac{i_u}{2} t \right) \right] \quad (2)$$

де M_i - поточне значення індикаторного крутного моменту (в момент часу t); k_i - коефіцієнт нерівномірності крутного моменту; $\overline{\omega}_e$ - середня кутова швидкість колінчастого валу за цикл роботи ДВЗ; i_u - число циліндрів двигуна; t - час.

На рисунку 1 наведено криві крутних моментів чотиритактних двигунів з різною кількістю циліндрів [2-4].

Залежність (2), враховуючи, що кут повороту колінчастого валу дорівнює

$$\varphi_B = \overline{\omega}_e t \quad (3)$$

можна перетворити до вигляду [1-3]

$$M_i = \overline{M}_i \left[1 + \frac{k_i}{2} \sin \left(\varphi_B \frac{i_u}{2} \right) \right] \quad (4)$$

Нерівномірність крутного моменту ДВЗ вабить за собою появу пружних коливань валів трансмісії автомобіля і додаткові втрати енергії і потужності. Питанням забезпечення вібростійкості моторно-трансмісійних установок автомобілів та інших машин присвячено роботи [7-9]. Визначено вплив вібростійкості моторно-трансмісійних установок колісних машин на їхні експлуатаційні характеристики.

У роботі Д.В. Абрамова [5] визначено, що додаткові витрати енергії ΔW на рух автомобіля, спричинені нерівномірністю крутильного моменту M_i і, відповідно, тягової сили, визначаються наступною залежністю:

$$\Delta W = \frac{A_{pk}}{\pi} \cdot S, \quad (5)$$

де A_{pk} - амплітуда коливань тягової сили P_k автомобіля, що визначається амплітудою коливань A_{M_i} індикаторного крутного моменту; π - число Піфагора, $\pi = 3,1416$; S - шлях, пройдений автомобілем.

В дослідженні [2] визначено різницю кутових координат (кутів повороту) колінчастих валів обох двигунів відносного положення, що дає можливість зменшити коефіцієнт k_i нерівномірності індикаторного крутного моменту M_i :

$$\psi = \frac{2\pi}{i_u} \quad (6)$$

Виконання умови (6) дозволяє теоретично отримати $k_i=0$ за рахунок коливання індикаторних крутних моментів M_{i1} і M_{i2} у “протифазі” (див. рис. 2).

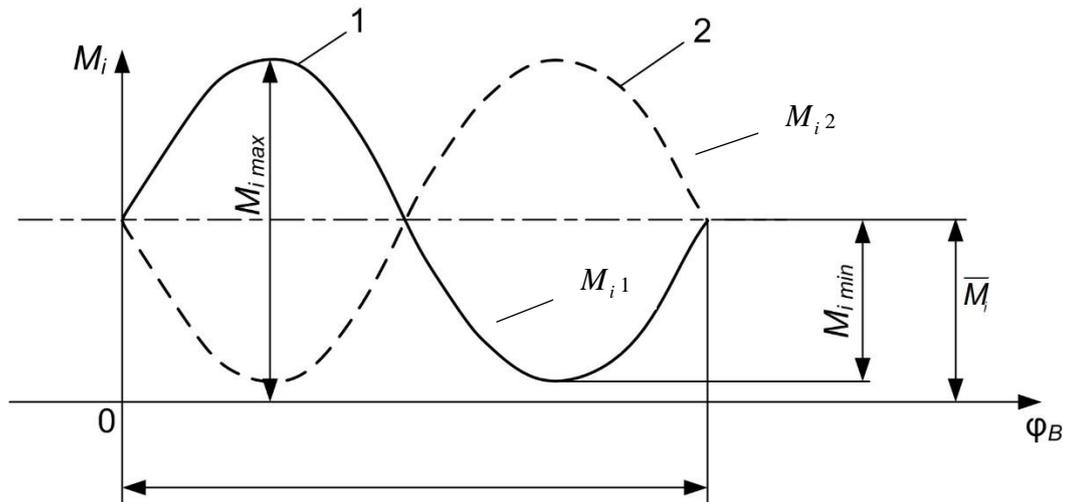


Рис. 2 – Графіки зміни індикаторних крутних моментів під час роботи ДВЗ у “протифазах”:
1 - перший двигун, 2 - другий двигун [1]

В роботі [2] наведено розрахунки кута Ψ в функції кількості циліндрів ДВЗ (таблиця 1).

Таблиця 1 – Розрахунок кута Ψ [2]

Кількість циліндрів i	2	4	6	8	10	12
Кут Ψ	π	$\frac{\pi}{2}$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{\pi}{4}$	$\frac{\pi}{5}$	$\frac{\pi}{6}$

Однак в роботі [2] розглянуто ідеалізовані характеристики зміни індикаторного крутного моменту ДВЗ, які підкоряються гармонійному закону (4). Викликає інтерес дослідження закону зміни сумарного індикаторного крутного моменту двох послідовно встановлених ДВЗ при використанні реальних характеристик зміни крутних моментів (див. рис. 1).

Мета та постановка задачі.

Метою дослідження є визначення нерівномірності сумарного індикаторного крутного моменту двох послідовно встановлених ДВЗ з врахуванням реальних характеристик зміни крутних моментів.

Для досягнення мети, яку поставлено, необхідно вирішити наступні завдання:

- визначити коефіцієнт нерівномірності крутного моменту при двох послідовно встановлених 2-х циліндрових двигунах з врахуванням реальних характеристик зміни їхніх індикаторних крутних моментів;
- визначити коефіцієнт нерівномірності крутного моменту при двох послідовно встановлених 4-х циліндрових двигунах з врахуванням реальних характеристик зміни їхніх індикаторних крутних моментів.

Виклад основного матеріалу.

Для вирішення завдання, яке було поставлено, реальні характеристики зміни індикаторного крутного моменту M_i для 2-х циліндрового та 4-х циліндрового двигунів (рис. 1б та рис. 1в) було “оцифровано”, тобто, за допомогою чисельних методів переведено до цифрової форми. Надалі проведено накладання двох характеристик (для першого і другого 2-х циліндрових двигунів) одна на одну та їх відносне переміщення вздовж осі $O\phi$.

На рисунку 3 наведено графіки зміни сумарного індикаторного моменту $M_{i\Sigma}$ двох двоциліндрових двигунів при різних значеннях кута Ψ .

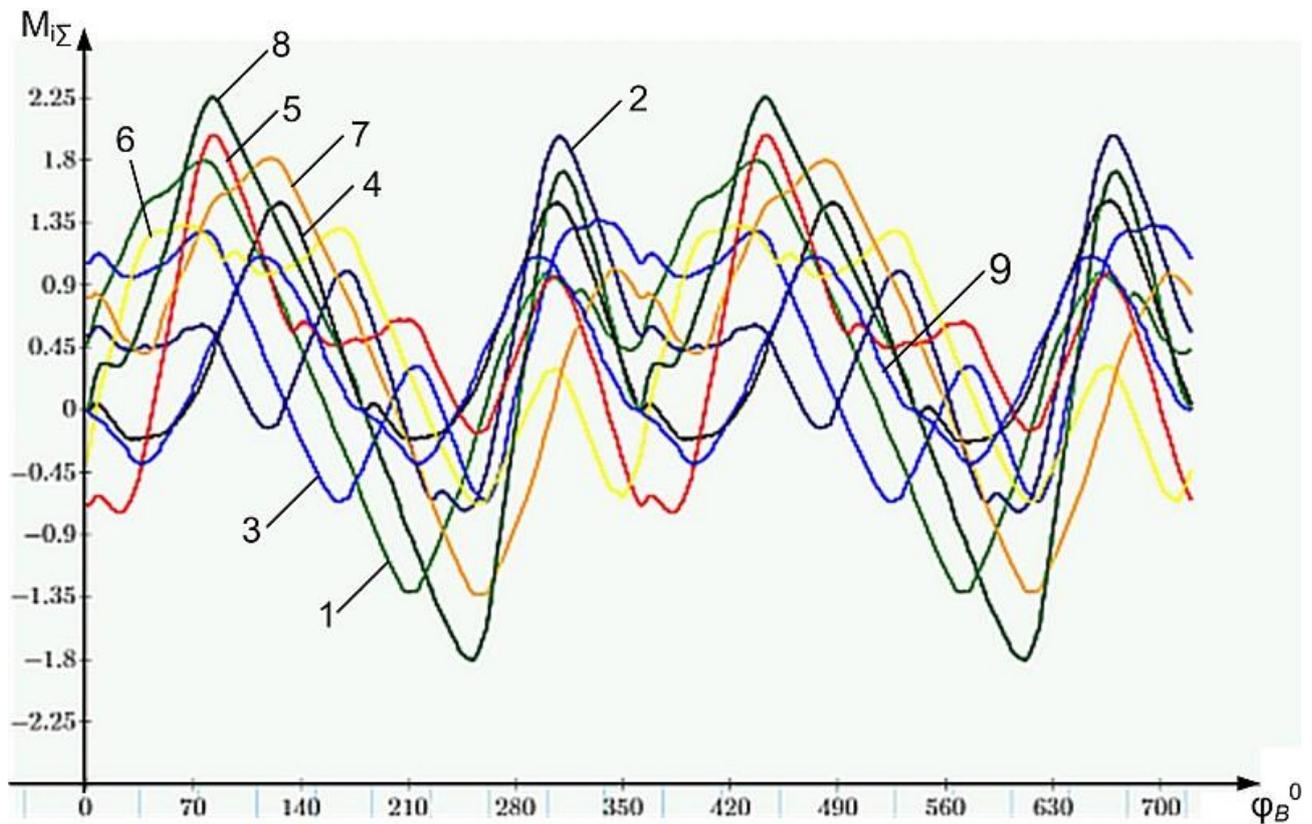


Рис. 3 – Графіки залежності $M_{i\Sigma}(\Phi_B)$ для двох 2-х циліндрових ДВЗ при різних значеннях кута Ψ : 1 – 45° , 2 – 90° , 3 – 135° , 4 – 180° , 5 – 225° , 6 – 270° , 7 – 315° , 8 – 360° , 9 – ДВЗ з $i_y=4$.

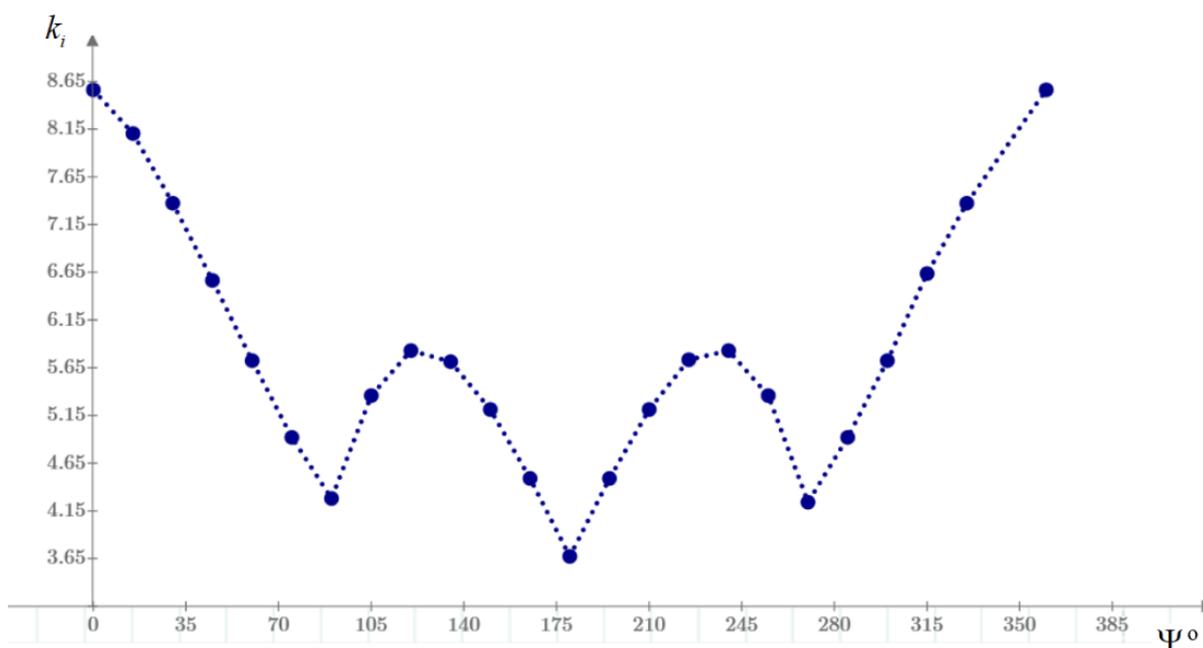
Аналіз, який проведено показав, що коефіцієнт нерівномірності крутного моменту k_i залежить від кута Ψ . В таблиці 2 наведено значення коефіцієнту k_i у відповідності до кута Ψ . Найменше значення $k_{i,\min}=3,673$ при куті Ψ , що дорівнює $180^\circ (\pi)$.

Таблиця 2 – Залежність k_i від кута зсуву.

Ψ	k_i
0	8.562
15	8.104
30	7.374
45	6.564
60	5.725
75	4.921
90	4.28
105	5.359
120	5.831
135	5.714
150	5.213
165	4.49
180	3.673
195	4.49
210	5.213
225	5.735
240	5.831
255	5.359

закінчення таблиці 2

Ψ	k_i
270	4.241
285	4.921
300	5.725
315	6.636
330	7.374
360	8.562

Рис. 4 – Залежність k_i для двох двоциліндрових ДВЗ, з'єднаних послідовно.

На рисунку 4 наведено графік зміни коефіцієнта нерівномірності сумарного індикаторного крутного моменту двох послідовно встановлених 2-х циліндрових двигунів при зміні кута зсуву ψ . З цього графіку видно, що найменше значення $k_i = k_{i, \min}$ відповідає куту $\Psi = 180^\circ (\pi)$.

Таким чином, при врахуванні реальних характеристик зміни індикаторного крутного моменту (рис. 1) найменший коефіцієнт нерівномірності сумарного індикаторного крутного моменту для двох 2-х циліндрових ДВЗ дорівнює $\Psi = \pi$, як і у випадку ідеалізованих гармонійних характеристик [2].

На рисунку 5 наведено графіки залежності $M_{i\Sigma}(\Phi_B)$ для 4-х циліндрового двигуна (крива а) та двох 2-х циліндрових двигунів з кутом зсуву $\Psi = \pi$.

Для одного 2-х циліндрового двигуна $k_i = 8,56$ [2,3], для 4-х циліндрового ДВЗ $k_i = 4,73$ [2,3]. Для двох 2-х циліндрових двигунів з кутом зсуву $\Psi = \pi$ величина $k_i = 3,59$ [2,3]. Таким чином варіант встановлення двох 2-х циліндрових ДВЗ з кутом зсуву $\Psi = \pi$ (180 град.) дає близьке значення коефіцієнта k_i до аналогічного коефіцієнту для 4-х циліндрового ДВЗ.

На рисунку 6 наведено графіки залежності $M_{i\Sigma}(\Phi_B)$ для 8-ми циліндрового двигуна (крива а) та двох 4-х циліндрових двигунів з кутом відносного зсуву $\Psi = \pi/2$. Визначення параметрів нерівномірності крутного моменту при двох послідовно встановлених 4-х циліндрових двигунів дозволило отримати $k_i = 0,826$. Значення цього параметру для 8-ми циліндрового ДВЗ за даними дослідження [3] становить $k_i = 0,701$.

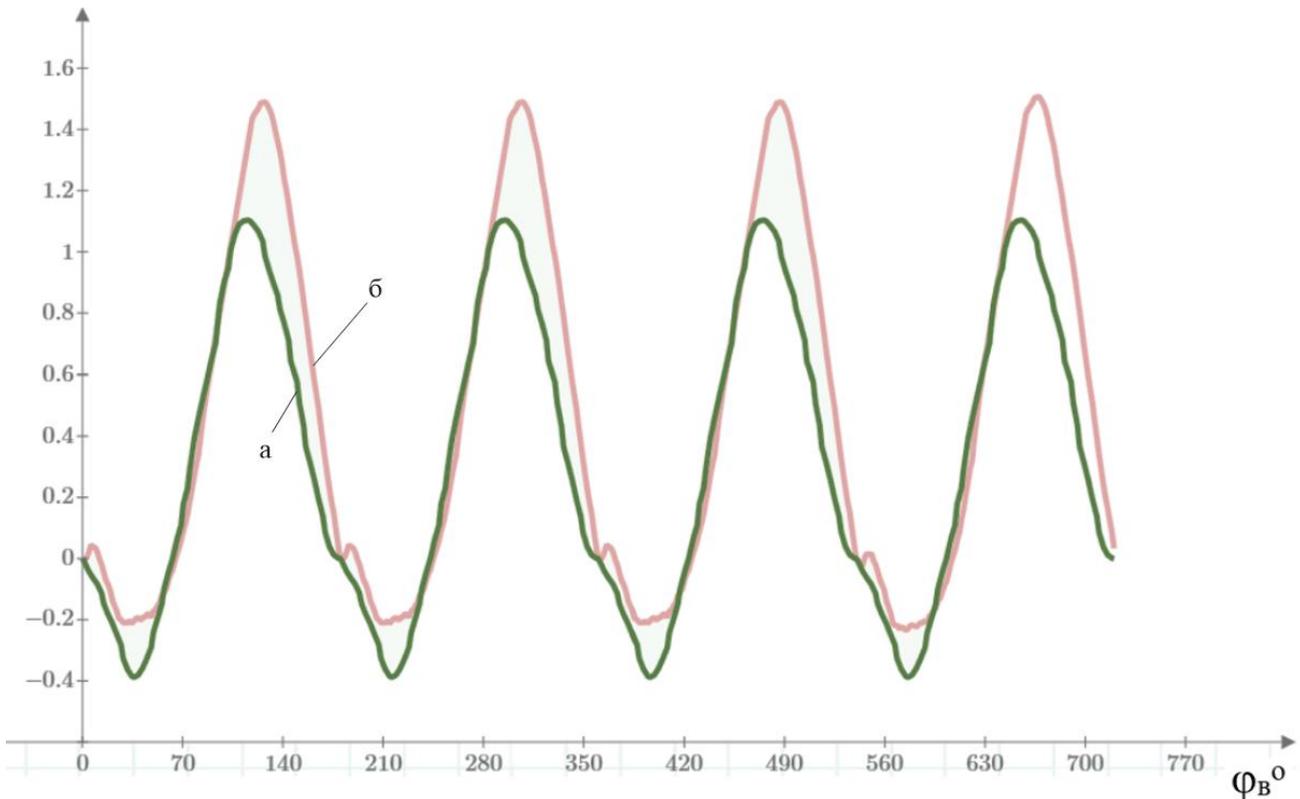


Рис. 5 – Залежність крутного моменту двигуна від кута повороту колінчастого валу:
а – 4-х циліндровий двигун; б – два 2-х циліндрових двигуна зі зсувом 180 град

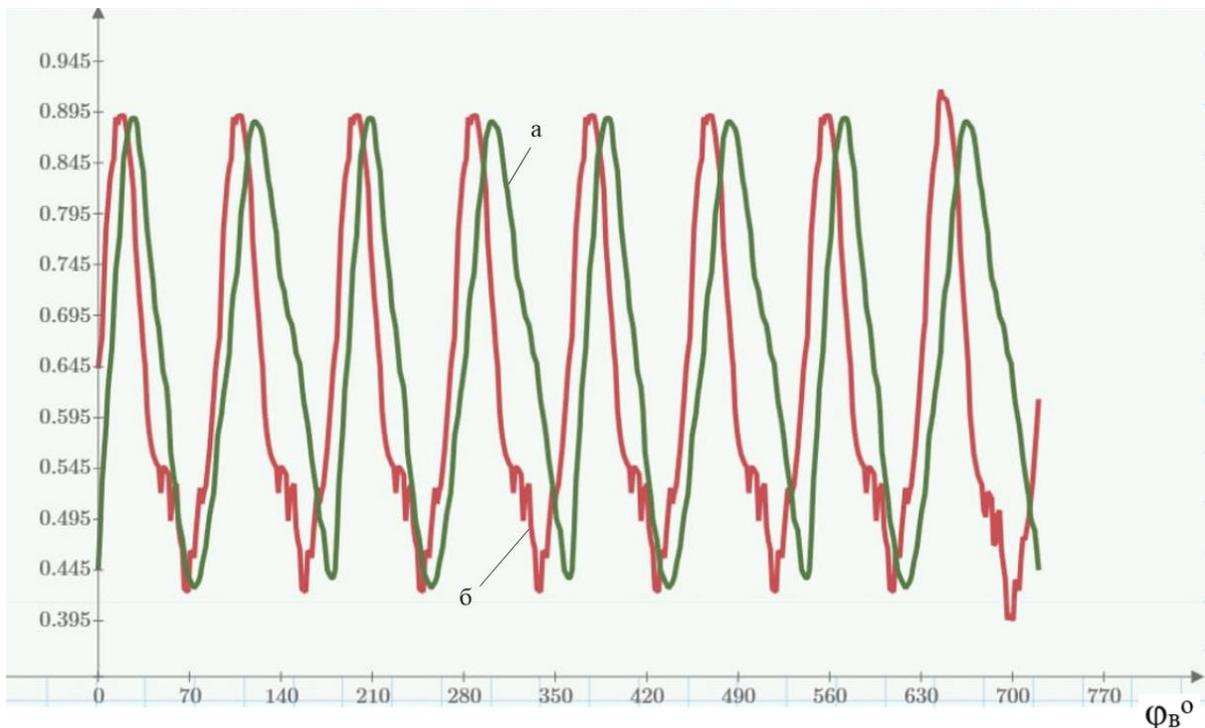


Рис. 6 – Залежність крутного моменту двигуна від кута повороту колінчастого валу:
а – 8-ми циліндровий двигун; б – два 4-х циліндрових двигуна зі зсувом $\psi = 90$ град

Аналіз результатів дослідження.

Таким чином за результатами досліджень постало питання про те, а що краще – відключення частини циліндрів при зменшенні навантаження на автомобіль чи відключення одного з послідовно встановлених двигунів. На наш погляд більш ефективним є другий

варіант, оскільки при відключенні частини циліндрів збільшується нерівномірність крутного моменту ДВЗ, знижуються вібростійкість і ККД моторно-трансмісійної установки. Це призводить до підвищення витрат палива. Крім того, це призводить до нерівномірності навантаження і зношування підшипників ковзання.

Проведений аналіз використання дійсних характеристик зміни крутних моментів ДВЗ з різною кількістю циліндрів підтвердив результат щодо визначення раціональних кутів відносного зсуву ψ колінчастих валів двох послідовно встановлених двигунів. Оскільки розглянуто послідовне встановлення двох ДВЗ з однаковою кількістю циліндрів, то при різній їхньої кількості повинно бути проведено додаткове дослідження.

Висновки.

1. Проведений аналіз показав, що використання реальних характеристик зміни індикаторного крутного моменту двох двигунів внутрішнього згорання, що встановлені послідовно, дозволяє отримати той же результат, що і при використанні ідеалізованих гармонічних залежностей. Найкращий результат отримується при куті Ψ зсуву між положеннями обох колінчастих валів, який становить $180^\circ (\pi)$.

2. Послідовне встановлення двох 2-х циліндрових ДВЗ при куті $\Psi = 180^\circ$ дозволяє зменшити коефіцієнт k_i нерівномірності сумарного індикаторного крутного моменту з 8,56 до 3,59. Для 4-х циліндрового ДВЗ величина $k_i=4,73$.

3. Послідовне встановлення двох 4-х циліндрових ДВЗ при куті $\Psi = 90^\circ$ дозволяє зменшити коефіцієнт k_i нерівномірності сумарного індикаторного крутного моменту з 4,73 до 0,826. Для 8-ми циліндрового ДВЗ величина $k_i=0,701$ [3].

Список літератури:

1. Молодан А.О. Наукові основи забезпечення надійності і функціональної стабільності колісних машин в режимі відключення частини циліндрів: дис. доктора технічних наук: 05.22.20 / Молодан Андрій Олександрович.-Харків, 2021.-387 с.
2. Подригало М. А., Вахнюк С. А. Послідовне встановлення двох двигунів внутрішнього згорання на автомобілі як метод зниження нерівномірності крутного моменту. // Вісник машинобудування та транспорту. Вінниця : ВНТУ, 2024. – № 1(19). 2024. С. 103-108. <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2024-19-1-103-108>.
3. Подригало Н.М. Концепція забезпечення ефективності та контролю функціональної стабільності моторно-трансмісійних установок транспортно-тягових засобів: автореферат дис. на отримання наукового ступеня доктора технічних наук: спец. 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. / Н.М. Подригало. - Харків, 2016. 36 с.
4. Динаміка машин з пружними ланками. На прикладі автомобілів і тракторів. Монографія [текст] / за ред. М.А. Подригало та О.С. Полянського. Харків. – Видавництво “Естет Принт”, 2024. 272 с.
5. Абрамов Д.В. Концепція покращення функціональної стабільності динамічних та енергоперетворюючих властивостей автомобілів: автореферат дис. на отримання наукового ступеня доктора технічних наук: спец. 05.22.02 Автомобілі та трактори. / Д.В. Абрамов. - Харків, 2018. 40 с.
6. Кайдалов Д.В. Наукові основи створення автомобілів з комбінованою енергетичною установкою: автореферат дис. на отримання наукового ступеня доктора технічних наук: спец. 05.22.02 Автомобілі та трактори. / Р.О. Кайдалов. - Харків, 2018. 40 с.
7. Liang Xingyu, Shu Gequn, Wang Bin and Yang Kang. Progress and Recent Trends in the Torsional Vibration of Internal Combustion Engine//See discussions, stats, and author profiles for this publication at: <https://www.researchgate.net/publication/221911547>.
8. Sherali Mamaev, Anna Avdeeva, Shukurali Tursunov, Dilnoza Nigmatova, and Tokhir Tursunov. Mathematical modeling of torsional vibrations of the wheel- motor unit of mains diesel locomotive UZTE16M/E3S Web of Conferences 401, 05014(2023) CONMECHYDRO-2023.<https://doi.org/10.1051/e3sconf/202340105014>.

References (transliterated):

1. Molodan A.O. Naukovi osnovy zabezpechennia nadiinosti i funktsionalnoi stabilnosti kolisnykh mashyn v rezhymi vidkliuchennia chastyny tsylindriv: dys. doktora tekhnichnykh nauk: 05.22.20 / Molodan Andrii Oleksandrovych.-Kharkiv, 2021.-387 s.

2. Podryhalo M. A., Vakhniuk S. A. Poslidovne vstanovlennia dvokh dvyhuniiv vnutrishnoho zghoriannia na avtomobili yak metod znyzhennia nerivnomirnosti krutnoho momentu. // Visnyk mashynobuduvannia ta transportu. Vinnytsia : VNTU, 2024. – № 1(19). 2024. S. 103-108. <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2024-19-1-103-108>.
3. Podryhalo N.M. Kontsepsiia zabezpechennia efektyvnosti ta kontroliu funktsionalnoi stabilnosti motorno-transmisiinykh ustanovok transportno-tiahovykh zasobiv: avtoreferat dys. na otrymannia naukovooho stupenia doktora tekhnichnykh nauk: spets. 05.22.20 Ekspluatatsiia ta remont zasobiv transportu. / N.M. Podryhalo. - Kharkiv, 2016. 36 s.
4. Dynamika mashyn z pruzhnymy lankamy. Na prykladi avtomobiliv i traktoriv. Monohrafiia [tekst] / za red. M.A. Podryhalo ta O.S. Polianskoho. Kharkiv. – Vydavnytstvo “Estet Print”, 2024. 272 s.
5. Abramov D.V. Kontsepsiia pokrashchennia funktsionalnoi stabilnosti dynamichnykh ta enerhoperetvoriuiuchykh vlastyvostei avtomobiliv: avtoreferat dys. na otrymannia naukovooho stupenia doktora tekhnichnykh nauk: spets. 05.22.02 Avtomobili ta traktory. / D.V. Abramov. - Kharkiv, 2018. 40 s.
6. Kaidalov D.V. Naukovi osnovy stvorennia avtomobiliv z kombinovanoi enerhetychnoiu ustanovkoiu: avtoreferat dys. na otrymannia naukovooho stupenia doktora tekhnichnykh nauk: spets. 05.22.02 Avtomobili ta traktory. / R.O. Kaidalov. - Kharkiv, 2018. 40 s.
7. Liang Xingyu, Shu Gegun, Wang Bin and Yang Kang. Progress and Recent Trends in the Torsional Vibration of Internal Combustion Engine//See discussions, stats, and author profiles for this publication at: <https://www.researchgate.net/publication/221911547>.
8. Sherali Mamaev, Anna Avdeeva, Shukurali Tursunov, Dilnoza Nigmatova, and Tokhir Tursunov. Mathematical modeling of torsional vibrations of the wheel- motor unit of mains diesel locomotive UZTE16M//E3S Web of Conferences 401, 05014(2023) CONMECHYDRO-2023. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202340105014>.

Надійшла (received): 06.11.2025 р

Відомості про авторів / About the Authors

Подригало Михайло Абович (Podrigalo Mykhailo) – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри технології машинобудування та ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1624-5219>; e-mail: pmikhab@gmail.com.

Клец Дмитро Михайлович (Klets Dmytro) – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, старший науковий співробітник кафедри технології машинобудування та ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7463-1030>; e-mail: prof_777@ukr.net.

Вахнюк Сергій Анатолійович (Vakhniuk Serhii) – аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, кафедра технології машинобудування та ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0003-3584-7730>; e-mail: vakhniuk.ser@gmail.com.