

**О. І. НАЗАРОВ, А. М. СЕРГІЄНКО, С. І. КРИВОШАПОВ, В. М. ПАВЛЕНКО,
Є. Є. КАЛАШНИКОВ**

ОПТИМІЗАЦІЇ РОБОЧИХ ЗОН ПОТУЖНОСТІ ДВЗ ВІДПОВІДНО ДО ПОСТІЙНИХ КОНТУРІВ ЕФЕКТИВНОСТІ

У статті розглядається оцінка впливу змін робочих зон потужності двигунів внутрішнього згоряння на динамічні характеристики на прикладі спортивних легкових автомобілів. Використання математичної моделі функціонування ДВЗ досліджуваних автомобілів відіграє важливу роль у визначенні їхніх енергетичних характеристик під час експлуатації на різних режимах роботи. При цьому застосування даних по зонам потужності двигуна з постійними контурами ефективності сприяє визначенню раціональної завантаженості ДВЗ і досягненню максимально можливого коефіцієнта корисної дії автомобіля.

Оптимізація робочих зон потужності ДВЗ забезпечує узгодження режимів навантаження з реальними умовами експлуатації. Це дозволяє мінімізувати втрати енергії та підвищити стабільність динамічних характеристик автомобіля. Таким чином досягається баланс між максимальною ефективністю двигуна та економічністю використання палива.

Ключові слова: автомобіль, енергетична характеристика, динаміка, трансмісія, зона потужності, постійний контур ефективності

O. NAZAROV, A. SERGIENKO, S. KRIVOSHAPOV, V. PAVLENKO, E. KALASHNIKOV

OPTIMIZING ICE POWER OPERATING ZONES IN CONSTANT EFFICIENCY CIRCUITS

This article examines the impact of changing the operating power zones of internal combustion engines on dynamic performance using sports cars as an example. The use of a mathematical model of the internal combustion engine's operation in the studied vehicles plays a significant role in determining their energy performance during operation in different modes. Furthermore, the use of engine power zone data with constant efficiency contours facilitates the determination of rational engine loading and the achievement of the vehicle's maximum possible efficiency. Optimization of the power operating zones of internal combustion engines ensures the alignment of load modes with real operating conditions. This makes it possible to minimize energy losses and enhance the stability of the vehicle's dynamic characteristics. In this way, a balance is achieved between maximum engine efficiency and fuel economy.

Key words: vehicle, energy characteristic, dynamics, transmission, power zone, constant efficiency loop

Вступ. Якість автомобіля визначається різними експлуатаційними властивостями, які забезпечують ефективне використання транспортного засобу в умовах експлуатації, серед яких: динамічність (швидкість руху) [1] та паливна економічність (витрата палива) [2].

Динаміка, яку забезпечує силовий агрегат, важлива для забезпечення ефективного і безпечного руху транспортного засобу [3-6]. Вона впливає на загальну рухливість, комфорт і ефективність автомобіля, в тому числі на його здатність подолати різні дорожні умови з найменшою витратами потужності.

Максимально досяжні експлуатаційні характеристики автомобіля обмежені двома факторами: максимальним крутним моментом на ведучих колесах і максимальним тягловим зусиллям на колесах. Перший залежить від ефективності двигуна та трансмісії, а другий - від зчеплення шини з опорною поверхнею дороги. Розглянемо вплив на енергетичні характеристики автомобіля потужності й крутного моменту двигуна під час розгону.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. У статті використано матеріали вітчизняних і закордонних публікацій та дані інтернет-ресурсу із застосуванням методу математичного моделювання й теоретичного аналізу. Відомо [5-10], що динаміка двигуна відноситься до процесів і характеристик, що стосуються руху і функціонування двигуна автомобіля.

Двигун є ключовою частиною будь-якого автомобіля, та його динаміка відіграє найважливішу роль у загальному функціонуванні та ефективності. Відомо, що основні аспекти динаміки двигуна включають в себе наступне [3-10]:

- крутний момент важливий для тягового зусилля і здатності транспортного засобу подолати дорожній опір;
- робочий об'єм двигуна, що визначається об'ємом циліндрів і вказує на кількість повітря та пального, яке може бути спожите двигуном;
- коефіцієнт стиснення вказує на ступінь стиснення робочої суміші пального у циліндрі перед спрацюванням двигуна. Це впливає на ефективність горіння і потужність двигуна;
- тип двигуна, різні типи двигунів мають різні характеристики і динаміку;
- динаміка двигуна пов'язана з властивостями пального (наприклад, октанове число для бензину або цетанове число для дизельного пального);
- багато сучасних двигунів обладнані електронною системою керування [11], яка контролює і оптимізує роботу двигуна для покращення продуктивності та ефективності;
- динаміка руху автомобіля пов'язана з перекачаю потужності від трансмісії до колес.

Отже, динаміка двигуна важлива для розгону, подолання дорожнього опору, максимальної швидкості та покращення паливної ефективності транспортного засобу [12]. Вона визначає загальну ефективність та динаміку автомобіля під час руху.

Мета та постановка задачі. Мета роботи є встановлення режимів потужності та обертів колінчатого валу ДВЗ які відповідають оптимальним значенням ефективного коефіцієнта корисної дії. Для виконання цієї мети запропоновано алгоритм визначення показників навантаження бензинового та дизельного двигуна, якій працює з механічною коробкою передач.

Визначення карти ефективності двигуна внутрішнього згорання. Визначення зон потужності двигунів внутрішнього згорання за постійними контурами ефективності базується на аналізі характеристик двигуна. Модель двигуна визначається функцією потреби в крутному моменті $T_e = T_e(\omega_e)$. Функція $P_e = P_e(\omega_e)$ визначає потужність двигуна у встановленому режимі, де частота колінчатого валу змінюється в межах $\omega_{\min} \leq \omega \leq \omega_{\max}$.

На рис. 1 показано зміну потужності та крутного моменту на прикладі двигуна спортивного легкового автомобіля, що забезпечує $P_e = 353$ кВт при $\omega_e = 6000$ хв⁻¹ ($\omega_T = 625$ с⁻¹) (точка А).

Отже, показник потужності будемо визначати за формулою:

$$P_e = \sum_{i=1}^3 P_i \cdot \omega_e^i = P_1 \cdot \omega_e + P_2 \cdot \omega_e^2 + P_3 \cdot \omega_e^3 \quad (1)$$

де P_1 – показник, що характеризує крутний момент двигуна; P_2 – показник, що характеризує навантаженість транспортного засобу; P_3 – показник, що характеризує силу опору.

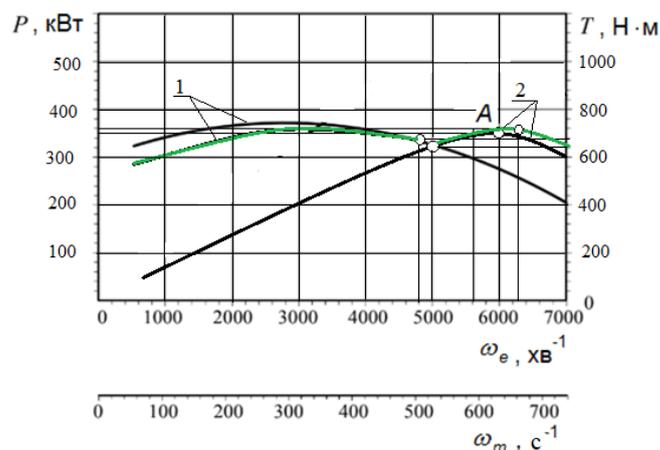


Рис. 1 – Зовнішня характеристика двигунів Porsche 911 і Corvette Z06: 1 – крутний момент; 2 – потужність.

Якщо використовуємо ω_T для позначення кутової швидкості колінчастого вала двигуна, вимірної в 1/с, при якій потужність двигуна досягає максимального значення P_T , вимірюного в кВт, то для двигунів внутрішнього згорання за рекомендацією [5-7] використовуємо показники, як

$$P_1 = \frac{P_T}{\omega_T} \quad (2)$$

$$P_2 = \frac{P_T}{\omega_T^2} \quad (3)$$

$$P_3 = \frac{P_T}{\omega_T^3} \quad (4)$$

За рекомендацією [5-7], у разі застосування двигунів з непрямим впорскуванням маємо:

$$P_1 = 0,6 \cdot \frac{P_T}{\omega_T} \quad (5)$$

$$P_2 = 1,4 \cdot \frac{P_T}{\omega_T^2} \quad (6)$$

$$P_3 = -\frac{P_T}{\omega_T^3} \quad (7)$$

А для двигунів з прямим впорскуванням:

$$P_1 = 0,87 \cdot \frac{P_T}{\omega_T} \quad (8)$$

$$P_2 = 1,13 \cdot \frac{P_T}{\omega_T^2} \quad (9)$$

$$P_3 = -\frac{P_T}{\omega_T^3} \quad (10)$$

Отже, крутний момент двигуна T_e , тобто момент, який забезпечує потужність P_e , буде виражатися залежністю

$$T_e = \frac{P_e}{\omega_e} = P_1 + P_2 \cdot \omega_e + P_3 \cdot \omega_e^2 \quad (11)$$

Моделювання проведемо на прикладі спортивних автомобілів закордонного виробництва Porsche 911 і Corvette Z06 з механічною трансмісією.

За характеристиками модель Porsche 911 Turbo має 6-циліндровий подвійний турбодвигун з робочим об'ємом $V_h = 3596 \text{ см}^3$ [13]. Двигун забезпечує максимальну потужність $P_T = 353$

кВт (480 к.с.) при $\omega_T = 6000 \text{ хв}^{-1}$ (628 с^{-1}), а максимальний крутний момент $T_T = 620 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при $\omega_T = 5000 \text{ хв}^{-1}$ (523 с^{-1}).

За допомогою даних (див. рис. 1) та рівнянь (5)–(7) для потужності двигуна Porsche 911 визначимо значення показників

$$P_1 = 0,87 \cdot \frac{P_T}{\omega_T} \quad (12)$$

$$P_2 = 1,13 \cdot \frac{P_T}{\omega_T^2} \quad (13)$$

$$P_3 = -\frac{P_T}{\omega_T^3} \quad (14)$$

Тоді, функції енергетичної характеристики згідно із (1) і (11) мають вигляд

$$P_e = 562 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_e + 0,895 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_e^2 - 1,425 \cdot 10^{-6} \cdot \omega_e^3 \quad (15)$$

$$T_e = 562 \cdot 10^{-3} + 0,895 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_e - 1,425 \cdot 10^{-6} \cdot \omega_e^2 \quad (16)$$

У моделі Corvette Z06 використовується двигун V8 з робочим об'ємом $V_h = 6997 \text{ см}^3$. Двигун забезпечує максимальну потужність $P_T = 377 \text{ кВт}$ (512 к.с.) при $\omega_T = 6300 \text{ хв}^{-1}$ (660 с^{-1}), а максимальний крутний момент $T_T = 637 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при $\omega_T = 4800 \text{ хв}^{-1}$ (502 с^{-1}).

За допомогою даних (див. рис. 1) та залежностей (8)-(10) для потужності двигуна Corvette Z06 одержимо наступні складові:

$$P_1 = \frac{P_T}{\omega_T} = \frac{377}{660} = 571 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/с} \quad (17)$$

$$P_2 = \frac{P_T}{\omega_T^2} = \frac{377}{660^2} = 0,868 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/с} \quad (18)$$

$$P_3 = -\frac{P_T}{\omega_T^3} = -\frac{377}{660^3} = -1,311 \cdot 10^{-6} \text{ кВт/с} \quad (19)$$

І його функції енергетичної характеристики мають вигляд:

$$P_e = 571 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_e + 0,865 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_e^2 - 1,311 \cdot 10^{-6} \cdot \omega_e^3 \quad (20)$$

$$T_e = 571 \cdot 10^{-3} + 0,865 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_e - 1,311 \cdot 10^{-6} \cdot \omega_e^2 \quad (21)$$

Результати та обговорення. Відомо, що двигуни перетворюють хімічну енергію, закладену в паливі, в механічну енергію на колінчастому валу двигуна. Залежно від робочих умов це перетворення відбувається з певною ефективністю.

Отже, кожна точка під кривою $P_e = P_e(\omega_e)$ може бути робочим станом при певній ефективності (див. рис. 1). Максимальна ефективність зазвичай буває навколо кутової

швидкості, що відповідає максимальному крутному моменту. Як видно (див. рис. 1), нижче кривої $P_e = P_e(\omega_e)$ і $T_e = T_e(\omega_e)$ двигун теоретично може працювати в будь-якій точці при зниженні ефективності. Потужність зростає разом із ω_e і продовжує зростати до максимальної потужності P_T , а потім починає зменшуватися. Крутний момент $T_e = P_e / \omega_e$ також зростає разом із ω_e , але досягає максимальної точки перед максимальною потужністю. Отже, крутний момент починає зменшуватися раніше, ніж потужність. Коли потужність починає зменшуватися, крутний момент дуже далекий від свого максимального значення.

Контури постійної ефективності можна додати, щоб показати ефективність двигуна на різних режимах роботи у робочому стані (рис. 2).

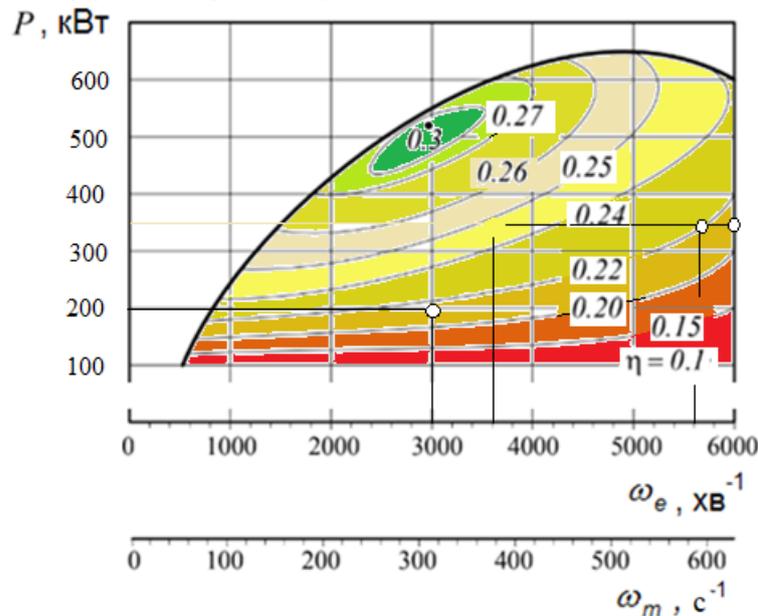


Рис. 2 – Зони потужності двигуна з постійними контурами ефективності

На графіку (рис. 2) виділено деякі зони ефективності:

- Оптимальна зона (зелена область) – найнижча питома витрата пального або найвищий ККД.
- Середня ефективність (жовта область) – робоча зона з компромісними характеристиками.
- Неєфективна зона (червона область) – висока витрата пального, небажаний режим роботи.

З рисунку 2 видно, що крива потужності рухається вгору, коли ККД зростає. Коли двигун працює на максимумі потужності (точка А, див. рис. 1, $P_e = 353$ кВт при $\omega_e = 5600$ хв⁻¹) на певній передачі, він створює певний рівень крутного моменту (скажімо, $T_e = 600$ Н·м), помножене на загальне передавальне число коробки передач. Це найкраща ефективність у цьому спорядженні.

Змінюючи передачу і змушуючи двигун працювати знову на піку потужності (скажімо у точці Б, $P_e = 200$ кВт при $\omega_e = 3000$ хв⁻¹), забезпечується більший крутний момент $T_e = 660$ Н·м.

Отже, двигун буде передавати більше крутного моменту на ведучі колеса для тієї ж швидкості руху автомобіля при зменшенні частоти обертання колінчастого вала майже на:

$$n_e = \frac{5600 - 3000}{5600} = 0,46 \text{ (46 \%)}.$$

При цьому, внаслідок зменшення потужності, крутний момент двигуна зростає на:

$$T_e = \frac{660 - 600}{660} = 0,10 \text{ (10 \%)}.$$

Отже, має місце збільшення крутного моменту ведучого колеса на 10 % на максимумі потужності порівняно з піком крутного моменту при заданій швидкості автомобіля, що підтверджується постійними контурами ефективності, тобто зміною ККД у межах від 0,22 до 0,21 (див. рис. 2).

Висновки. На основі проведеного математичного моделювання енергетичних характеристик двигунів легкових автомобілів із застосуванням зон потужності двигунів із постійними контурами ефективності встановлено, що за рівної ефективності двигунів, при будь-якій частоті обертання колінчастого вала, окрім максимальної потужності, при заданій швидкості руху автомобіля забезпечуватиметься менше значення ККД, тобто крутного моменту на ведучих колесах.

Слід зауважити, що аналіз одержаних зон зміни потужності двигуна із постійними контурами ефективності показує, що теоретично найкраща максимальна швидкість завжди буде досягатися, коли автомобіль працює на піку потужності.

Список літератури:

1. Моделювання динаміки автомобіля при управлінні потужністю споживачів енергії двигуна внутрішнього згорання / М. Є. Сергієнко [та ін.] // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер. : Машинознавство та САПР = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser. : Engineering and CAD : зб. наук. пр. – Харків : НТУ "ХПІ", 2020. – № 2. – С. 90-99. - DOI: 10.20998/2079-0775.2020.2.11.
2. Кривошапов С.І., Назаров О.І., Сергієнко М.Є. Оцінка витрати палива автомобілів за питомими значеннями витрати палива та ефективної потужності // Вісник НТУ «ХПІ». Серія Автомобіле- та тракторобудування. - № 2. - 2022. – С.85-91. - DOI: 10.20998/2078-6840.2022.2.09.
3. Calculation methods for determining of fuel consumption per hour by transport vehicles / S. I. Krivoshapov, I. Nazarov, M. I. Mysiura, I. A. Marmut, V. A. Zuyev, V. V. Bezridnyi, V. N. Pavlenko // IOP Conference Series Materials Science and Engineering. – 977 012004. – 2020. – DOI: 10.1088/1757-899X/977/1/012004.
4. Wong J.Y. Theory of Ground Vehicles. - New York: John Wiley & Sons. Inc., 2022. – 560 p. - DOI: 10.1002/9781119719984
5. Andrzejewski R., Awrejcewicz J. Nonlinear Dynamics of a Wheeled Vehicle. - New York: Springer-Verlag, 2005. – 326 p.
6. Cossalter V., Lot R., Massaro M. Motorcycle Dynamics // Modelling, Simulation and Control of Two-Wheeled Vehicles. - Greendale, WI.: Race Dynamic Publishing, 2002. – 41 p. - DOI: 10.1002/9781118536391.ch1
7. Genta G. Motor Vehicle Dynamics. Modeling and Simulation. – Singapore, New Jersey, London, Hong Kong: World Scientific, 1997-2006. - 539 p.
8. Haney P. The Racing and High-Performance Tire. Using Tires to Tune for Grip & Balance. Revised Edition, SAE Inc., 2003. - DOI: 10.4271/9781468610031.
9. William F. Milliken, Douglas L. Milliken. Chassis Design, SAE Inc., 2002. – 676 p.
10. Goldstein H., Poole C., Safko J., Classical Mechanics. - 3rd ed. - New York: Addison Wesley, 2002. – 647 p.
11. Борисенко А.М., Борисенко Є.А., Кондрашов С.І., Сергієнко М.Є., Павлова Н.М. Розробка алгоритму багатопараметричної системи діагностування дизеля на базі мікроконтролера // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXVII міжн. н.-практ. конф. MicroCAD-2020, 21-23 жовтня 2020 р.: у 5 ч. Ч. I. / за ред. проф. Сокола Є.І. – Харків: НТУ "ХПІ". – С.183.
12. Сергієнко М. Є. Результати моделювання компонентів і робочих процесів гібридного автомобіля з асинхронним електродвигуном / М. Є. Сергієнко, Н. М. Павлова, А. М. Сергієнко, Б. Г. Любарський, А. М. Борисенко, П. М. Калінін, С. О. Губський, О. М. Древал / Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія : Автомобіле- та тракторобудування. - 2022. - № 2. - С. 31-47. - DOI: 10.20998/2078-6840.2022.2.04.
13. Wasserbäch, T., Brandl, T. & Schmidt, R. The Six-cylinder Boxer Engines in the Porsche 911. MTZ Worldw – 80. - 2019. – P. 16–23. - DOI: 10.1007/s38313-019-0071-7

References (transliterated):

1. Modeliuvannia dynamiky avtomobilia pry upravlinni potuzhnistiu spozhyvachiv enerhii dvyhuna vnutrishnoho zghorannia / M. Ye. Sergienko [ta in.] // Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu "KhPI". Ser. :

- Mashynoznavstvo ta SAPR = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser. : Engineering and CAD : zb. nauk. pr. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2020. – № 2. – S. 90-99. - DOI: 10.20998/2079-0775.2020.2.11.
2. Kryvoshepov S.I., Nazarov O.I., Sergienko M.Ye. Otsinka vytraty palyva avtomobiliv za pytomymy znachenniamy vytraty palyva ta efektyvnoi potuzhnosti // Visnyk NTU «KhPI». Seriya Avtomobile- ta traktorobuduvannia. - № 2. - 2022. – С.85-91. - DOI: 10.20998/2078-6840.2022.2.09.
 3. Calculation methods for determining of fuel consumption per hour by transport vehicles / S. I. Krivoshepov, A. I. Nazarov, M. I. Mysiura, I. A. Marmut, V. A. Zuyev, V. V. Bezridnyi, V. N. Pavlenko // IOP Conference Series Materials Science and Engineering. – 977 012004. – 2020. – DOI: 10.1088/1757-899X/977/1/012004.
 4. Wong J.Y. Theory of Ground Vehicles. - New York: John Wiley & Sons. Inc., 2022. – 560 p. - DOI: 10.1002/9781119719984.
 5. Andrzejewski, R., Awrejcewicz, J. Nonlinear Dynamics of a Wheeled Vehicle. - New York: Springer-Verlag, 2005. – 326 p.
 6. Cossalter V., Lot R., Massaro M. Motorcycle Dynamics // Modelling, Simulation and Control of Two-Wheeled Vehicles. - Greendale, WI.: Race Dynamic Publishing, 2002. – 41 p. - DOI: 10.1002/9781118536391.ch1
 7. Genta, G. Motor Vehicle Dynamics. Modeling and Simulation. – Singapore, New Jersey, London, Hong Kong: World Scientific, 1997-2006. - 539 p.
 8. Haney P. The Racing and High-Performance Tire. Using Tires to Tune for Grip & Balance. Revised Edition, SAE Inc., 2003. - DOI: 10.4271/9781468610031.
 9. William F. Milliken, Douglas L. Milliken. Chassis Design, SAE Inc., 2002. – 676 p.
 10. Goldstein H., Poole C., Safko J., Classical Mechanics. - 3rd ed. - New York: Addison Wesley, 2002. – 647 p.
 11. Borysenko A.M., Borysenko Ye.A., Kondrashov S.I., Sergienko N.Ye., Pavlova N.M. Rozrobka alhorytmu bahatoparametrychnoi systemy diahnostuvannia dyzelia na bazi mikrokontrolera // Informatsiini tekhnologii: nauka, tekhnika, tekhnolohiia, osvita, zdorovia: tezy dopovidei KhXVII mizhn. n.-prakt. konf. MicroCAD-2020, 21- 23 zhovtnia 2020 r.: u 5 ch. Ch. I. / za red. prof. Sokola Ye.I. – Kharkiv: NTU “KhPI”. – S.183.
 12. Sergienko M. Ye. Rezultaty modeliuvannia komponentiv i robochykh protsesiv hibrydnogo avtomobilia z asynkhronnym elektrodvyhunom / M. Ye. Sergienko, N. M. Pavlova, A. M. Sergienko, B. H. Liubarskyi, A. M. Borysenko, P. M. Kalinin, S. O. Hubsykyi, O. M. Dreval // Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu "KhPI". Seriya : Avtomobile- ta traktorobuduvannia. - 2022. - № 2. - S. 31-47. - DOI: 10.20998/2078-6840.2022.2.04.
 13. Wasserbäch, T., Brandl, T. & Schmidt, R. The Six-cylinder Boxer Engines in the Porsche 911. MTZ Worldw – 80. - 2019. - 16–23. - DOI: 10.1007/s38313-019-0071-7

Надійшла (received) 19.11.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Назаров Олександр Іванович (Nazarov Aleksandr) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри інжинірингу систем автомобільного транспорту ім. проф. Говорущенко М.Я., м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9214-7506>; e-mail: hefer64@gmail.com

Сергієнко Антон Миколайович (Sergienko Anton) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», докторант кафедри електричного транспорту та тепловозобудування; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6067-1672>; e-mail: sergienko2707@gmail.com

Кривошапов Сергій Іванович (Krivoshapov Sergey) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри інжинірингу систем автомобільного транспорту ім. проф. Говорущенко М.Я., м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4605-6790>; e-mail: keat@khadi.kharkov.ua

Павленко Віталій Миколайович (Pavlenko Vitaliy) – доктор технічних наук, професор, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського "Харківський авіаційний інститут", професор кафедри композиційних конструкцій і авіаційного матеріалознавства; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6871-2133>; e-mail: v.pavlenko@khai.edu

Калашніков Євген Євгенович (Kalashnikov Yevhen) – доктор технічних наук, доцент, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського "Харківський авіаційний інститут", доцент кафедри інтелектуальних вимірювальних систем та інженерії якості; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4552-6439>; e-mail: y.kalashnikov@khai.edu