



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

Національний університет "Львівська політехніка", м. Львів, Україна

ОЦІНЮВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБІЛЯ ПІСЛЯ РЕМОНТУ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДВИГУНА

Сформульовано припущення стосовно профілю дороги, опору коченню, тривалості перемикання передач для оцінювання динамічних властивостей автомобіля. Розглянуто тривалість та шлях розганяння до певної швидкості вантажівок. З'ясовано, що для цього існують аналітичні методи розв'язку, проте з певними обмеженнями. Застосовано більш коректні способи, а саме – інтегрування числовими методами наведених залежностей тривалості розганяння. Зазначено, що для вантажівок варто порівняти граничні сумарні опори (коченню та підйому) дороги, які може подолати автомобіль на першій та вищій передачі без перемикання на нижчу, що оцінюють динамічним чинником. Встановлено, що в разі збільшення діаметра циліндра зміни знає обертовий момент двигуна, а решта параметрів конструкції залишаються незмінними. Наведено результати розрахунку залежності зміни динамічного чинника від швидкості руху автомобіля з номінальним та ремонтним розмірами циліндрів двигуна. З'ясовано, що максимальний динамічний чинник на першій передачі автомобіля з порівнюваними розмірами циліндрів двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) зафіксовано за швидкості $v_{Dmax} = 8,57$ км/год й становить, відповідно, $D_{max \eta} = 0,341$ та $D_{max \epsilon} = 0,355$. Виявлено, що збільшення діаметрів циліндрів сприяє зростанню максимального динамічного чинника, як і максимального обертового моменту ДВЗ, на 4 %, що дасть змогу автомобілю подолати більший кут підйому дороги та коефіцієнт опору його коченню, а також пришвидшити автотранспортний засіб (АТЗ) на 4,3 %. Проведено аналіз характеристики, який дав можливість констатувати, що для автомобіля зі збільшеними розмірами циліндрів ДВЗ максимальний динамічний чинник на прямій передачі підвищився на 4,7 %. Встановлено розширення діапазону швидкостей стійкого руху автомобіля, що обґрунтовано значним зростанням частки сил опору коченню та повітря у загальному балансі розподілу тягової сили. Констатовано, що для порівняння динаміки розганяння автомобіля з номінальними та відновленими циліндрами ДВЗ варто оцінити пришвидшення АТЗ. Проведено розрахунки й побудовано графіки пришвидшень автомобіля на різних передачах трансмісії з порівнюваними ДВЗ залежно від швидкості руху.

Ключові слова: автотранспортний засіб (АТЗ); двигун внутрішнього згорання (ДВЗ); тягово-швидкісна характеристика (ТШХ); гільза циліндрів; ремонтні розміри.

Вступ / Introduction

Для покращення надійності двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) та стабільності його динамічних характеристик вже на стадії проектування та виробництва варто забезпечувати довговічність циліндро-поршневої групи. Для цих деталей дуже важливими показниками, що визначають їхні властивості у процесі експлуатації, є висока якість виконання технологічних операцій як виготовлення, так і відновлення. Відомо, що для процесу відновлення застосовують різноманітні методи, котрі реалізують багатьма способами.

До найпоширеніших способів підвищення роботоздатності відповідальних деталей автомобільних двигунів належить застосування способу ремонтних розмірів.

Останній передбачає збереження посадки за збільшення діаметра гільз циліндрів розточуванням та хонінгуванням, що зумовлює остаточно збільшення робочого об'єму двигуна, а це водночас змінить не тільки паливоощадність автомобіля [4], але й показники його динамічності, що потребує додаткового дослідження – оцінювання динамічної характеристики автомобіля після ремонту циліндро-поршневої групи двигуна.

Об'єкт дослідження – оцінювання динамічних властивостей автомобіля.

Предмет дослідження – методи і засоби оцінювання динамічної характеристики автомобіля після ремонту циліндро-поршневої групи двигуна, що дасть змогу виявити закономірності зміни динамічних властивостей

Інформація про авторів:

Гудз Густав Степанович, д-р техн. наук, професор, кафедра автомобільного транспорту. Email: hustav.s.hudz@lpnu.ua

Глобчак Михайло Васильович, канд. техн. наук, доцент, кафедра автомобільного транспорту.

Email: mykhailo.v.hlobchak@lpnu.ua; <https://orcid.org/0000-0002-5734-9479>

Коцюмбас Олег Йосифович, канд. техн. наук, доцент, кафедра автомобільного транспорту. Email: oleh.y.kotsymbas@lpnu.ua; <https://orcid.org/0000-0002-6590-4022>

Цитування за ДСТУ: Гудз Г. С., Глобчак М. В., Коцюмбас О. Й. Оцінювання динамічної характеристики автомобіля після ремонту циліндро-поршневої групи двигуна. Науковий вісник НЛТУ України. 2025, т. 35, № 4. С. 86–92.

Citation APA: Gudz, G. S., Hlobchak, M. V., & Kotsymbas, O. Y. (2025). Evaluation of the dynamic characteristics of a car after repair of the engine cylinder-piston group. *Scientific Bulletin of UNFU*, 35(4), 86–92. <https://doi.org/10.36930/40350410>

автомобіля.

Мета роботи – проаналізувати динамічну характеристику автомобіля після ремонту циліндро-поршневої групи двигуна, що дасть змогу порівняти динаміку розганяння автомобіля з номінальними та відновленими циліндрами ДВЗ та оцінити пришвидшення АТЗ.

Для досягнення зазначеної мети визначено такі основні завдання дослідження: створити моделі залежності динамічного чинника та пришвидшень автомобіля з різними розмірами циліндрів двигуна від швидкості руху на різних передачах, що дасть змогу оцінити реальний перебіг процесу руху автомобіля.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Про застосування ремонтних дій з гільзами циліндрів ДВЗ йдеться у багатьох працях, але в них переважно розглядають питання зміни показників роботи та теплофізики процесів у ДВЗ і похідних від вказаних змін експлуатаційних властивостей автомобіля. Зокрема, варіація найважливіших енергетичних параметрів роботи двигуна – ефективних обертового моменту та потужності за різних, зокрема і за найчастіше застосовуваних швидкісних і навантажувальних режимів, докладно висвітлено у роботах [12, 13].

У роботі [16] наведено особливості кіберфізичної безпеки транспортних засобів, насамперед атаки з нульовою динамікою проти поперечної динаміки транспортного засобу. Автори вважають, що сучасні транспортні засоби еволюціонували від механічних систем до складних та пов'язаних з ними, якими керують численні цифрові комп'ютери, з'єднані між собою через внутрішні мережі. Хоча цей розвиток підвищив їхню ефективність та безпеку, він також приносить нові потенційні ризики, зокрема кібератаки. Кілька досліджень досліджували безпеку динаміки транспортних засобів від таких загроз. Серед цих динамічних характеристик поперечна динаміка транспортного засобу має вирішальне значення для підтримки стабільності та контролю під час поворотів та маневрів, що робить її ключовим напрямом досліджень. Однак тільки кілька недавніх досліджень спеціально досліджували безпеку поперечної динаміки. У цій роботі досліджується потенціал атак з нульовою динамікою на поперечну динаміку транспортного засобу, коли зловмисник може залишитися непоміченим, не залишаючи слідів на виходах системи. Досліджуються три сценарії: коли вихідні дані містять швидкість руху, поперечне пришвидшення та їх комбінацію. Ці два критичні параметри вимірювання поперечного руху транспортного засобу доступні через інерційні вимірювальні блоки IMU (англ. *Inertial Measurement Units*) у кожному транспортному засобі. Для кожного сценарію аналізується та ілюструється за допомогою моделювання вплив атак з нульовою динамікою на продуктивність системи. Також у роботі надаються рекомендації щодо захисту поперечної динаміки транспортних засобів від таких атак.

У роботі [1] наведено результати простого оцінювання динаміки дорожніх транспортних засобів. Автори вважають, що їхнє дослідження стосується оцінювання динаміки дорожніх транспортних засобів з акцентом на простоті розробленої моделі з одного боку, та з врахуванням домінуючих змінних, що впливають на рушійну силу, з іншого боку. Дослідження ініційовано сучасним рівнем моделювання динаміки дорожніх транспортних засобів. Потім розроблено модифіковану модель коліс-

ної підвіски з урахуванням трьох вхідних даних: швидкості колеса, кута нахилу дороги та рівня завантаження транспортного засобу, а також такого вихідного параметра – крутного моменту опору транспортного засобу. Результати отримано за допомогою числового прикладу, спрямованого на моделювання динаміки дорожнього транспортного засобу за різних циклів руху.

У роботі [6] наведено результати дослідження динаміки транспортного засобу. Автори вважають, що вони досліджують вимоги до потужності та енергії автомобільного силового агрегату, застосовуючи основи фізики до руху транспортного засобу. У ньому розглядаються основні сили навантаження транспортного засобу, такі як аеродинамічний опір, опір коченню та опір підйому, а потім кількісно визначається пришвидшення транспортного засобу. Це початкове дослідження дає змогу читачеві кількісно визначити вимоги до потужності та енергії транспортного засобу та перетворити ці вимоги до швидкості транспортного засобу та потужності пришвидшення або гальмування в механічні характеристики крутного моменту та швидкості для електродвигуна або двигуна внутрішнього згоряння ІС (англ. *Internal Combustion*). Номінальні вимоги до потужності транспортного засобу зазвичай базуються на вимогах до пришвидшення транспортного засобу, які зазвичай визначають як тривалість розгону від 0 до 100 км/год (62 милі/год) або від 0 до 60 миль/год. За цих умов, ймовірно, знадобиться максимальний доступний крутний момент та потужність силової установки.

У низці робіт [5, 23, 24, 25] оцінено наслідки конструктивних та праць [2, 13, 22] ремонтних впливів не тільки на силові параметри ДВЗ, але й на експлуатаційні властивості автотранспортних засобів, до того ж як на тягово-швидкісні, так і на показники паливної ощадності, висвітлених у роботах [3, 5, 10]. Не варто залишати поза увагою і зміни в динаміці процесів теплообміну та теплопереносу внаслідок виконання ремонтних дій [2, 12, 22], які можуть істотно впливати на перераховані вище показники роботи двигуна та автомобіля (динамічний чинник, питомі тягова сила і витрата палива тощо), з погляду динамічних та ощадливих властивостей. Тому актуальним постало питання визначення впливу ремонтних дій з циліндрами двигунів на показники динамічності автомобіля загалом, зокрема, динамічного чинника та пришвидшення автомобіля, зrealізоване комп'ютерним моделюванням руху.

Матеріали та методи дослідження. Теорія руху, ідентифікація показників розганяння автомобіля, числове інтегрування диференційного рівняння руху автомобіля.

Результати дослідження та їх обговорення / Research results and discussion

Оцінювання динамічних показників автомобіля найчастіше полягає у визначенні залежностей швидкості руху від тривалості та швидкості руху від подоланого шляху під час розганяння. Базовою для їх визначення є вже отримана функція пришвидшення від швидкості. Задачу розв'язують за різних припущень [4, 5]: горизонтальна ділянка дороги, мале значення коефіцієнта опору коченню, усереднена тривалість перемикування передач тощо. Перші дві умови логічно прийняти такими, що зазначено в початкових даних, оскільки для них залежність пришвидшення вже розраховано та побудова-

но графічно. Теоретично тривалість та шлях розганяння визначено з умови миттєвого перемикання передач у найсприятливіший момент без зменшення швидкості під час перемикання. Найбільш сприятливим моментом вважають точку перетину пришвидшень на сусідніх передачах (якщо така є, наприклад, першої та другої) або точку $v_{u(i-1)\max}$ за перемикання з $(i-1)$ -ої на i -ту передачу, якщо лінії пришвидшень не перетинаються. Урахування втрати швидкості та аналіз відповідних значень пришвидшень у процесі перемикання з першої на другу передачу дають підставу стверджувати, що найсприятливішим для цього випадку також є перемикання за $v_{u1} = v_{u1\max}$. Адже відомо, пришвидшення автомобіля на сусідніх передачах – це процес переходу на вищу передачу при збільшенні швидкості, коли двигун досягає певних обертів. Це дає змогу плавно збільшувати його швидкість без різких ривків і перевантаження двигуна.

Розглядали тривалість та шлях розганяння до певної швидкості, яка для вантажних автомобілів становить 60 км/год [5]. Існують аналітичні методи розв'язування [13, 22], проте за певних обмежень, наприклад, сталих значень коефіцієнта опору коченню f_k , ККД (коефіцієнт корисної дії) трансмісії η_T або без урахування коефіцієнта пришвидшення обертових мас δ . Тому для коректнішого розв'язання цієї задачі обрано інтегрування числовими методами [4, 5]. Вважають, що у невеликих інтервалах швидкостей $\Delta v_1 = v_i - v_{i-1}$ пришвидшення руху автомобіля є сталим і становить $0,5 \cdot (j_{i-1} + j_i)$. Тривалість розганяння в кожному інтервалі визначають за законом руху зі сталим пришвидшенням, а загальний теоретичний час від $v = 0$ до обраного значення v_a – додаванням тривалості в інтервалах:

$$t = \sum_{i=1}^n \Delta t_i = \sum_{i=1}^n \frac{2(v_i - v_{i-1})}{3,6(j_{i-1} + j_i)}. \quad (1)$$

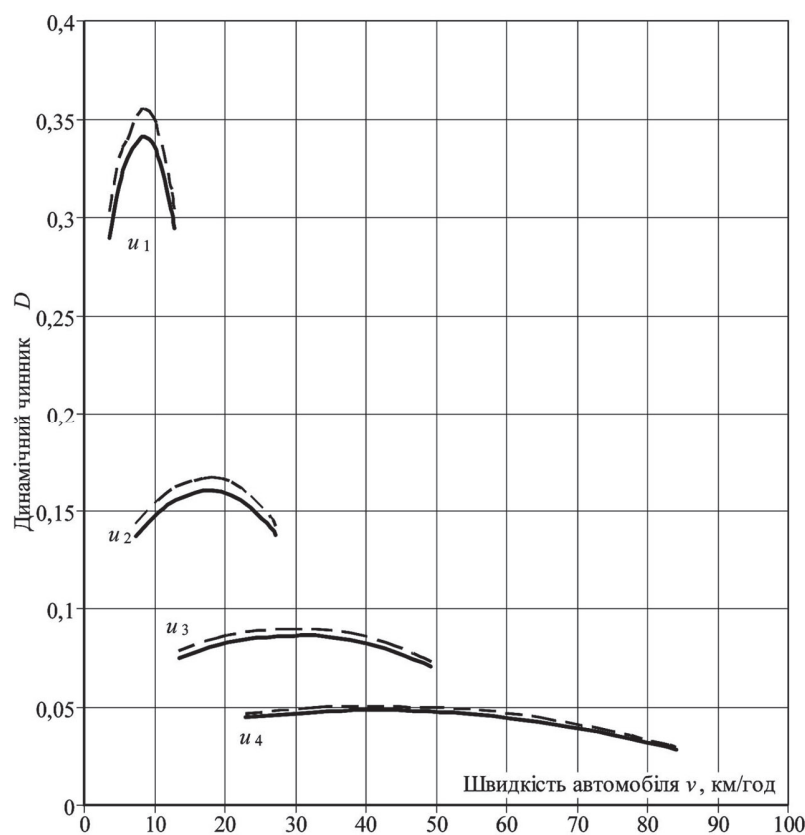


Рис. 1. Зміна динамічного чинника залежно від швидкості руху автомобілів з номінальним та ремонтним розмірами циліндрів двигуна / Change in dynamic factor depending on the speed of vehicles with a nominal and repair engine cylinder size

Величину шляху в інтервалі зміни швидкості від v_{i-1} до v_i також отримують відповідно до прийнятого припущення, а загальну теоретичну довжину шляху розганяння з місця до вибраного значення v_a – додаванням довжин шляхів, подоланих упродовж інтервалів Δt_1 :

$$s = \sum_{i=1}^n \Delta S_i = \sum_{i=1}^n \frac{v_{i-1} + v_i}{2 \cdot 3,6} \cdot \Delta t_i. \quad (2)$$

Втрату швидкості впродовж перемикання визначають за формулою [5]

$$\Delta v_{\Pi} = \frac{g \cdot \psi}{3,6} \cdot \frac{t_{\Pi}}{\delta_{\Pi}}, \text{ км/год}, \quad (3)$$

де: Δt_{Π} – тривалість перемикання; $t_{\Pi} = 0,8-1,5$ с, прийнято 1,2 с; $\delta_{\Pi} = 1,0355$ – стала складова, яка враховує приведені обертові маси.

Для вантажівок важливо виконати порівняння граничних (максимально-можливих) сумарних опорів (коченню та підйому) дороги, які може долати автомобіль на першій та вищій передачі без перемикання на нижчу, що оцінюють динамічним чинником [23, 25]:

$$D = \frac{F_k - F_{\text{вх}}}{m_a \cdot g}, \quad (4)$$

де: F_k – тягова сила на повідних колесах, н; $F_{\text{вх}}$ – сила опору повітря, н; m_a – маса автомобіля, кг, $g \approx 9,81 \text{ м/с}^2$ – пришвидшення від дії сили тяжіння.

Як було зазначено вище, у разі збільшення діаметра циліндра зміни зазнає обертовий момент двигуна, а решта параметрів конструкції (передатні числа, ККД трансмісії, динамічний радіус кочення повідних коліс та обтічність) залишаються незмінними. Результати розрахунку динамічних характеристик автомобіля з номінальними та збільшеними діаметрами циліндрів двигуна за формулою (4).

Для оцінювання розганання динамічний чинник подають у вигляді суми питомих величин сумарного опору (коченню і підйому) дороги та інерції, що впливає з рівнянь силового балансу автомобіля, а саме:

$$D = (\sin \alpha_{II} + f_k \cdot \cos \alpha_{II}) + \frac{\delta}{g} \cdot j = \psi + \frac{\delta}{g} \cdot j, \quad (5)$$

де $\psi = (\sin \alpha_{II} + f_k \cos \alpha_{II})$ – коефіцієнт сумарного опору дороги. За усталеного руху автомобіля ($j = 0$) $D = \psi$.

За останньою залежністю й здійснюють порівняння максимальних значень динамічного чинника на першій та вищій передачах. Згідно з даними рис. 1, максимальний динамічний чинник на першій передачі автомобіля з порівнюваними розмірами циліндрів ДВЗ спостерігають за швидкості $v_{D_{\max}} = 8,57$ км/год й становить: $D_{\max n} = 0,341$, $D_{\max e} = 0,355$.

За збільшення діаметрів циліндрів максимальний динамічний чинник, як і максимальний обертовий момент, підвищився на 4 %. Це збільшення може бути використане на реалізацію трьох таких умов:

1. Можливості подолання більшого кута підйому позовжнього профілю дороги $\alpha_{II \max}$. Якщо позначити коефіцієнт опору коченню за швидкості $v_{D_{\max}}$ як $f_{kD_{\max}}$, то максимальний кут підйому визначено з (5) після перетворень

$$\operatorname{tg} \alpha_{II \max} + f_{kD_{\max}} = D_{\max} / \cos \alpha_{II \max} = D_{\max} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_{II \max}}, \quad (6)$$

$$\text{звідки } \alpha_{II \max} = \arctg \frac{D_{\max} \sqrt{1 + f_{kD_{\max}}^2 - D_{\max}^2} - f_{kD_{\max}}}{1 - D_{\max}^2}; \quad (7)$$

$$\alpha_{II \max n} = 18,92^\circ = 18^\circ 55', \quad \alpha_{II \max e} = 19,76^\circ = 19^\circ 46'. \quad (8)$$

Різниця становить $0,84^\circ$ ($0^\circ 51'$) або 4,5 %

2. Можливості подолання більшого коефіцієнта опору коченню під час руху на горизонтальній ділянці дороги $f_{kD_{\max}}$ від 0,0181 до 0,0319 або на 76,5 %.
3. Зростання пришвидшення під час розганання від 1,001 до 1,044 м/с² (див. вираз (10)) або на 4,3 %.

Іншою особливою точкою цієї характеристики є максимум динамічного чинника на вищій передачі $D_{V_{\max}}$ та відповідна йому критична швидкість. Рух автомобіля із швидкістю є стійким; для випадків будь-яке збільшення опору дороги ψ призведе до зменшення швидкості та динамічного чинника, що і слугуватиме причиною перемикавання на нижчу передачу [23, 25].

Аналогічно до дослідження $D_{\max}$ за швидкості 40 км/год, отримаємо $D_{V_{\max n}} = 0,0483$, $D_{V_{\max e}} = 0,0506$.

Для автомобіля зі збільшеними діаметрами циліндрів двигуна максимальний динамічний чинник на прямій передачі підвищився на 4,7 %. Окрім цього, точка $D_{V_{\max}}$ в обох випадках змістилась вліво відносно відповідної $D_{\max}$ частоти обертання колінчастого валу, тобто якщо $D_{\max}$ спостерігався за частоти максимуму обертового моменту $\omega_T = 230,4$ рад/с, то $D_{V_{\max}}$ наближено відповідає частоті $\omega = 165$ рад/с. Внаслідок цього зміщення розширюється діапазон швидкостей стійкого руху автомобіля, що пояснюють значним зростанням частки сил опору коченню та повітря у загальному балансі розподілу тягової сили.

Нагадаємо, що кожна передача в коробці передач забезпечує певний діапазон швидкостей. При збільшенні швидкості, щоб уникнути перевантаження двигуна та забезпечити ефективну роботу, потрібно переходити на вищу передачу. Це має такі переваги:

- економія пального, коли плавне перемикавання передач дозволяє уникнути зайвої витрати пального, оскільки двигун працює в оптимальному режимі;

- зменшення зносу двигуна, коли різкі переходи на високі оберти та перевантаження двигуна пришвидшують його знос, водночас як перемикавання на сусідні передачі дає змогу уникнути цього;
- комфорт водіння, коли плавне перемикавання передач забезпечує більш комфортне водіння, без ривків та вібрацій.

Зазвичай рекомендується перемикаати передачі на бензинових двигунах при 2-3 тисячах обертів на хвилину, а на дизельних – при 1,5-2,5 тисячах. Пришвидшення на сусідніх передачах використовується для плавно-го набору швидкості при русі в місті або на трасі.

Тому запас потенційних тягових можливостей на реалізацію умов, перерахованих під час аналізу $D_{\max}$ на першій передачі, знівелюваний вказаними силами і є досить незначним. Проте певний інтерес викликає порівняння аналогічних показників у відносних одиницях за умови відсутності перемикавання на нижчу передачу:

1. Можливі кути підйому позовжнього профілю дороги $\alpha_{n \text{ в } k p}$ за швидкості $v_{k p}$ та коефіцієнта опору коченню $f_{k \text{ в } k p}$ визначено зі (7):

$$\alpha_{n \text{ в } k p n} = 1,67^\circ = 1^\circ 40', \quad \alpha_{n \text{ в } k p e} = 1,8^\circ = 1^\circ 48'; \quad (9)$$

різниця становить $0,13^\circ$ ($7'53''$) або 7,9 %.

2. Можливий проїзд горизонтальної ділянки дороги з більшим на 12 % коефіцієнтом опору коченню (резерв збільшення від 0,0192 до 0,0215).
3. Можливе зростання пришвидшення за розганання від 0,263 до 0,283 м/с² (за формулою (10)) або на 7,9 %.

У відсотковому співвідношенні результати пп. 1, 3 переважають, а п. 2 поступаються аналогічним показникам порівняння $D_{\max}$.

Для оцінювання та подальшого порівняння динаміки розганання автомобіля з номінальними та відновленими циліндрами двигуна потрібно визначити пришвидшення як важливу характеристику ТШВ.

Залежність пришвидшення від швидкості визначають за допомогою динамічної характеристики з використанням отриманої з (5) у таку формули:

$$j = \frac{D - \psi}{\delta} \cdot g, \quad \text{м/с}^2, \quad (10)$$

де δ – коефіцієнт урахування пришвидшення обертових мас. Результати розрахунку пришвидшень автомобіля з номінальними та збільшеними розмірами циліндрів двигуна за формулою (10) відображено на рис. 2.

Порівняння кривих пришвидшень на однакових передачах зручніше виконати у відносних одиницях (відсотках) збільшення $j_{ui e}$ стосовно $j_{ui n}$, яку за аналізу названо різницею. Також доцільно пришвидшення на прямій передачі j_{u4} розглянути окремо, бо вони мають певні особливості.

1. На першій – третій передачах спостерігають максимальну різницю за швидкості, що відповідає кутовій швидкості обертання колінчастого валу $\omega_{T_{\min}}$; потім ця різниця спадає і є найменшою за $v_{ui} = v_{ui \max} (w_{\max})$, діапазон зміни на першій передачі становить від 4,9 до 3,3 %, другій – 5,3-3,7 %, третій – 6,2-4,8 %. Це є відображенням кривих обертового моменту ЗШХ (зовнішня швидкісна характеристика) двигуна з відновленими та номінальними циліндрами.
2. Із збільшенням номера передачі середні значення різниць зростають, на першій вони становлять 4 %, на другій – 4,5 %, на третій – 5,4 %. Це пояснюють збільшенням відносної частки сил опору коченню та повітря у силовому балансі, тягова сила зменшується, а вказані опори зростають на вищих передачах.
3. На прямій передачі спочатку різниця дещо зменшується від 8,1 % за швидкості, що відповідає $\omega_{T_{\min}}$, до

7,7 % за швидкості в околі 48 км/год; згодом різниця знову зростає, на номінальному режимі двигуна вона сягає 21 %, продовжуючи зростати. Це можна обґрунтувати зменшенням надлишкової тягової сили автомобіля з номінальними циліндрами двигуна до величини, співмірної з різницею.

Наведений порівняльний аналіз залежностей динамічної характеристики та пришвидшення від швидкості руху дає змогу здійснити якісне оцінювання ТШВ автомобіля. Кількісну ж оцінку можна отримати через визначення показників динаміки розганяння.

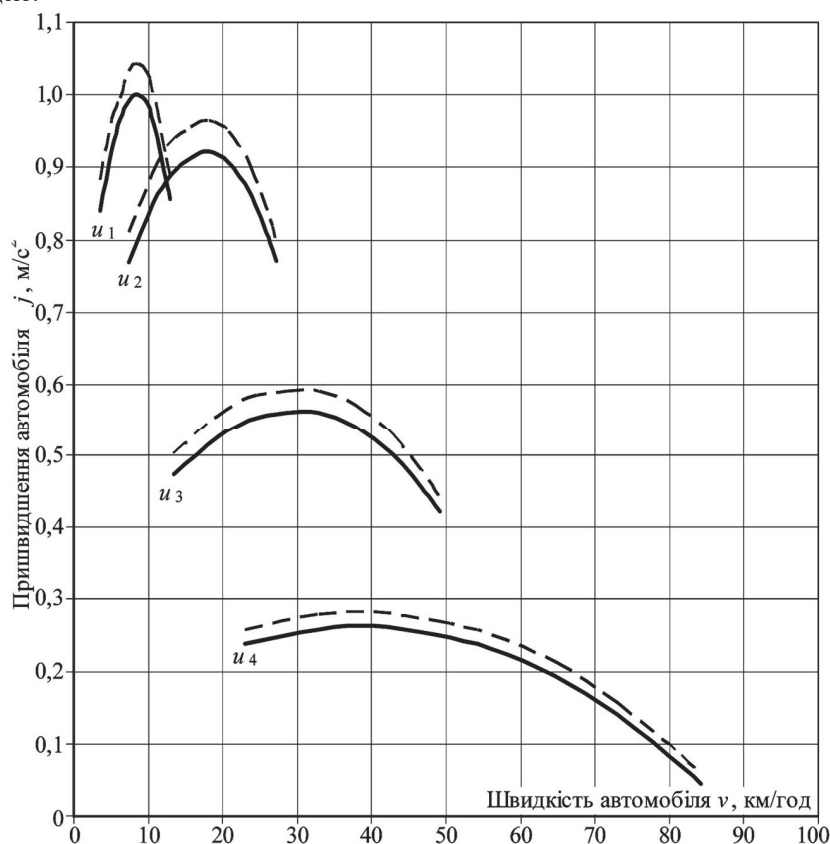


Рис. 2. Графіки пришвидшень повністю завантаженого автомобіля з номінальним та ремонтним розмірами циліндрів двигуна залежно від швидкості руху на відповідних передачах / Acceleration graphs of a fully loaded vehicle with a nominal and repair engine cylinder size depending on the speed in the corresponding gears

Обговорення результатів дослідження. Актуальність питання впливу ремонту циліндро-поршневої групи на тягово-швидкісні властивості автомобіля, зокрема, динаміку розганяння, показують останні наукові публікації. У роботах [8, 14] зосереджено увагу насамперед на змінах термодинамічних процесів у циліндрах двигуна після здійснення ремонтних дій, тому динамічні властивості залишилися поза увагою. Джерела [8, 15] надають класичне трактування для визначення вказаних атрибутів у загальному випадку формування масиву початкових даних без урахування ефектів зміни динаміки внаслідок проведення ремонтних втручань. У роботах [7, 14, 20] охарактеризовано вплив відновлення елементів циліндро-поршневої групи двигуна на залежності силових чинників зовнішньої швидкісної характеристики. У працях [15, 18, 21] описано методологію оцінювання динамічних характеристик та розширено її застосування на показники паливної економності автомобіля. Роботи [7, 18] синтезують шляхи покращення тягово-швидкісних властивостей і паливної економності автомобіля, але тільки з урахуванням розширення поля можливих режимів роботи двигуна і не охоплюють варіювання різних видів коробки передач автомобіля.

У роботі [7] наведено результати дослідження концентрації водню в картері водневого двигуна внутрішнього згоряння. Водневі двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) розглядають як потенційний засіб боротьби із глобальним потеплінням, особливо для важких

транспортних засобів, де електрифікація (перетворення на електромобілі) є складною. У водневому ДВЗ частина водню з камери згоряння переноситься в картер разом з газами, що продуваються. Якщо концентрація водню в картері перевищує межу займання 4 %, у поєднанні з гарячими точками (наприклад, заклинюванням підшипника), це може призвести до вибуху. Тому вкрай важливо підтримувати концентрацію водню в картері нижче ніж 4 %. Попередні випробування двигунів, проведені авторами, показали, що тип двигуна та конструкція поршневих кілець впливають на концентрацію водню в картері.

У роботі [9] наведено особливості використання метанолу для важких двигунів внутрішнього згоряння, де проаналізовано експериментальні дослідження та стратегії згоряння. Автори вважають, що метанол, отриманий з відновлюваних джерел, є перспективним паливом для двигунів внутрішнього згоряння в далеких перевезеннях завдяки своїй масштабованості, зберіганню рідини та сприятливим властивостям горіння. Однак різниця між різними стратегіями впорскування та запалювання для метанольних двигунів та результатними механізмами горіння не була послідовно визначена. Понад це, стратегії дифузійного горіння переважають над стратегіями попереднього змішування у великих двигунах через вищу енергетичну частку метанолу, не враховуючи переваги підходів попереднього змішування, таких як зниження викидів оксиду азоту та можливості

модернізації. Щоб вирішити неоднозначність термінології, автори пропонують класифікаційну основу для стратегій впорскування та запалювання та застосовують до двигунів внутрішнього згоряння, що працюють на метанолі. Згодом цей аналіз зосереджується на експериментальних дослідженнях важких двигунів, що працюють на метанолі, які мають вирішальне значення для переходу на відновлювану та сталу енергетику в далеких перевезеннях.

У роботі [11] наведено результати дослідження динамічних характеристик високошвидкісного упорного підшипника зі спіральною канавкою, змащеного водою, з урахуванням кавітаційного ефекту. Автори вважають, що наразі воду використовують як мастило для гідродинамічних підшипників. Порівняно з масляними підшипниками, водяні підшипники мають менше підвищення температури, вищу граничну швидкість, а також не забруднюють навколишнього середовища. Порівняно зі звичайними газовими підшипниками, водяні підшипники мають більшу жорсткість та вантажопідйомність. Спіральні канавкові опорні підшипники SGTB (англ. *Spiral Groove Thrust Bearings*) широко використовують у високошвидкісних механічних системах опори шпинделів завдяки своїй високій вантажопідйомності. Тому розроблення водяних канавкових опорних підшипників має велике практичне значення та інженерну цінність.

Унаслідок обговорення результатів дослідження стосовно наведених вище робіт істотно вдосконалено методологію визначення певних експлуатаційних параметрів автомобіля, проте питанням кількісного оцінювання величин зміни тягово-швидкісних та ощадливих властивостей автомобіля внаслідок проведення ремонтних дій з циліндро-поршневою групою не було надано належної уваги.

Отже, внаслідок виконаної роботи можна сформулювати такі наукову новизну та практичну значущість результатів дослідження.

Наукова новизна отриманих результатів дослідження – удосконалено методику оцінювання впливу ремонтних дій над циліндро-поршневою групою на тягово-швидкісні показники роботи автомобіля, що дало змогу виявити закономірності зміни його динамічних властивостей.

Практична значущість результатів дослідження – запропоновану методику можна використати для розширення бази знань стосовно зміни експлуатаційних властивостей автомобіля внаслідок ремонту циліндро-поршневої групи.

Висновки / Conclusions

Проаналізовано динамічну характеристику автомобіля після ремонту циліндро-поршневої групи двигуна, що дало змогу порівняти динаміку його розганяння з номінальними та відновленими циліндрами ДВЗ та оцінити пришвидження АТЗ. За результатами проведеного дослідження можна зробити такі основні висновки.

1. За сталих параметрів конструкції двигуна збільшення діаметра циліндрів призведе до збільшення обертового моменту на 4 %.
2. Порівняльні розрахунки залежності зміни динамічного чинника від швидкості руху автомобіля з номінальними та ремонтними розмірами циліндрів двигуна дали змогу констатувати, що максимальний динамічний чинник на першій передачі за швидкості автомобіля

$v_{Dmax} = 8,57$ км/год становить відповідно $D_{max, n} = 0,341$ та $D_{max, e} = 0,355$, а максимальний обертовий момент зростає на 4 %.

3. Як наслідок, зростання динамічного чинника забезпечить автомобілю можливість долати більший кут підйому дороги та коефіцієнт опору його коченню, а також ріст пришвидження АТЗ на 4,3 %.
4. Аналіз характеристики зміни динамічного чинника залежно від швидкості руху автомобілів з номінальними та ремонтними розмірами циліндрів двигуна на прямій передачі дав можливість отримати приріст останнього на 4,7 %, розширення діапазону швидкостей стійкого руху автомобіля, через значне зростання частки сил опору коченню та повітря у загальному балансі розподілу тягової сили.

References

1. Boukadida, Y., Masmoudi, A., Casolino, G. M., & Marignetti, F. (2018). A simple assessment of the dynamics of the road vehicles. *Thirteenth International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER)*, Monte Carlo, Monaco, pp. 1–6. <https://doi.org/10.1109/EVER.2018.8362416>
2. Fornalchyk, E. Yu., & Podprigora, O. I. (2004). On the thermal regime of the engine after its repair. *Machine Science*, 4(82), 43–45. [In Ukrainian]. URL: <https://studfile.net/preview/5775562/page:18/>
3. Gudz, G. S., Globchak, M. V., Kotsymbas, O. I., Pelyo, R. A. (2021). Comparative assessment of dynamics and fuel economy indicators of ATZ with robotic stepped transmission for different engine cylinder diameters. *Collection of scientific works of the KhNADU "Automobile and Electronics"*, 19, 35–40. [In Ukrainian]. URL: https://nbuv.gov.ua/UJRN/at_2020_46_3
4. Gudz, G. S., Globchak, M. V., Kotsymbas, O. Y., & Klipko O. R. (2018). The influence of restoration of cylinder liners of internal combustion engines with repair dimensions on its external speed characteristics. *Interuniversity collection "Scientific notes"*, 62, 83–87. [In Ukrainian]. URL: https://nbuv.gov.ua/UJRN/Nn_2018_62_20
5. Gudz, G. S., Globchak, M. V., Kotsymbas, O. Y., & Pelyo, R. A. (2020). Assessment of fuel economy of a car due to changes in the size of engine cylinders in the presence of a power flow break in the transmission. *Collection of scientific works of the KhNADU "Automobile Transport"*, 46, 5–11. [In Ukrainian]. URL: https://nbuv.gov.ua/UJRN/at_2020_46_3
6. Hayes, John G., & Goodarzi, G. Abas. (2018). Vehicle Dynamics. In *Electric Powertrain: Energy Systems, Power Electronics and Drives for Hybrid, Electric and Fuel Cell Vehicles*, Wiley, pp. 40–67. <https://doi.org/10.1002/9781119063681>
7. Hiyama, Daisuke, Nanba, Yoshinori, Sasaki, Ryuichi, Ito, Akemi, & Nishibe, Koichi. (2025, November). A study on hydrogen concentration in the crankcase of a hydrogen internal combustion engine. *Tribology International*, 211, article ID 110778. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2025.110778>
8. Kalchenko, V., Kolohoida, A., Pasov, G., Sira, N., & Klimenko, V. (2023). Computer modeling and software research of car and engine parts. *Automobile Transport*, 52, 14–24. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2023.52.0.02>
9. Kiouranakis, Konstantinos I., de Vos, Peter, Zoumpourlos, Konstantinos, Coraddu, Andrea, & Geertsma, Rinze. (2025, May). Methanol for heavy-duty internal combustion engines: Review of experimental studies and combustion strategies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 214, article ID 115529. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2025.115529>
10. Korpach, O. A. (2014). Improving the traction and speed properties and fuel economy of a car when changing engine power within wide limits: authors abstract. Dissertation for the degree of candidate of technical sciences: special 05.22.02 – *Cars and tractors*. Kyiv: NTU, 20. [In Ukrainian].
11. Lin, Xiaohui, Wang, Ruiqi, Zhang, Shaowen, & Jiang, Shuyun. (2020, March). Study on dynamic characteristics for high speed water-lubricated spiral groove thrust bearing considering cavitating effect. *Tribology International*, 143, article ID 106022. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.106022>

12. Nemyy, S. I., & Kotsyumbas, O. A. (2014). The influence of repair changes in engine cylinder sizes on their temperature state. *Bulletin of the Moscow Automobile and Road State Technical University (MADY)*, 1(36), 27–32. [In Russian]. URL: <https://api.dspace.khadi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/cccca7e0-d25a-4e8d-85cb-0b31d923e5f7/content>
13. Nemyy, S. V., & Kotsyumbas, O. Y. (2016). The influence of repair changes in the diameters of automobile engine cylinders on their characteristics. *Bulletin of the National University – Lviv Polytechnic. Series: Dynamics, strength and design of machines and devices*, 138, 212–216. [In Ukrainian]. URL: https://nbuv.gov.ua/UJRN/VNULPDM_2016_838_32
14. Podrigalo, M., Tarasov, Y., Kholodov, M., Shein, V., Tkachenko, A., & Kasianenko, O. (2022). Assessment of increased energy efficiency of vehicles with a rational reduction of engine capacity. *Automobile Transport*, 51, 26–34. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2022.51.0.03>
15. Podryhalo, M., Podryhalo, N., Vakhniuk, S., & Bisha, V. (2024). Cycle mechanical coefficient of useful effect of motor-transmission installations of transportation and tractor vehicles. *Automobile Transport*, 55, 33–39. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2024.55.0.04>
16. Shaaban, G., Fourati, H., Kibangou, A., Prieur, C., & Pirani, M. (2025, July). Cyber-physical security of vehicles: Zero dynamics attacks against vehicles lateral dynamics. *European Journal of Control*, article ID 101316. <https://doi.org/10.1016/j.ejcon.2025.101316>
17. Shapko, V. F. (2023). *Automobile engines. Fundamentals of the theory of internal combustion engines: a textbook*. Kremenchuk: Kremenchuk National University named after Mykhailo Ostrohradskyi, 180 p. URL: <https://www.scribd.com/document/Avtomobilni-dviguni-2023>
18. Shapko, V. F., Atamas, A. I., & Yelistratov, V. O. (2020). Environmental multi-parameter characteristics of a vehicle. *Bulletin of the Kremenchug National University named after Mykhailo Ostrohradskyi. Scientific works*, Issue 2/2020 (121), 141–147.
19. Shuklinov, S. M., & Alokxa, M. M. (2022). *Automobile. Theory and operational properties: study guide*. Kharkiv: Publishing house of the Kharkiv National Automobile and Road University, 279 p.
20. Shuklinov, S. M., Klymenko, V. I., Leontiev, D. M., & Alokxa, M. M. (2023). *Automobile. Theory and operational properties: study guide*. Kharkiv: Publishing house of the Kharkiv National Automobile and Road University, 277 p. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/items/8e1e2d9a-df21-4183-be6c-e2e5562fc47c>
21. Shuklinov, S., Uzhva, A., Alokxa, M., Tkachov, O., & Mahats, M. (2022). Determining the possibility of slipping the driving wheels of the car. *Automobile Transport*, 50, 40–50. <https://doi.org/10.30977/AT.2019-8342.2022.50.0.05>
22. Sivolapov, V. A., & Tarapon, A. G. (2000). Study of heat transfer processes in the cylinders of internal combustion engines. *Collection of scientific works of IPME NASU named after G. E. Pukhov: Modeling and information technologies*, 3, 10–15. [In Russian].
23. Soltus, A. P. (2006). *Theory of vehicle performance properties*. Kyiv: Aristei, 176 p. [In Ukrainian]
24. Vikovych, I. A. (2013). *Theory of vehicle movement*. Lviv: Publishing house "Lvivska Polytechnica", 670 p. [In Ukrainian]
25. Volkov, V. P., & Vilsky, G. B. (2015). *Theory of vehicle movement: textbook*. Sumy: University Book, 320 p. [In Ukrainian]. URL: https://document.kdu.edu.ua/info_zab/274_469.pdf

G. S. Gudz, M. V. Hlobchak, O. Yo. Kotsyumbas

Lviv Polytechnic National University, Lviv, Ukraine

EVALUATION OF THE DYNAMIC CHARACTERISTICS OF A CAR AFTER REPAIR OF THE ENGINE CYLINDER-PISTON GROUP

Assumptions are formulated regarding road profile, rolling resistance, and gear shift duration to evaluate the dynamic properties of the vehicle. The duration and path of acceleration to a certain speed of trucks are considered. In the course of research, it was found that there are analytical methods for this, but with certain limitations. Therefore, we have applied more correct methods, namely, integration of the given dependencies of the acceleration duration by numerical methods. It is noted that it is necessary for trucks to compare the maximum total resistance (rolling and lifting) of the road, which the car can overcome in the first and highest gear without switching to a lower gear, which is estimated by the dynamic factor. It is established that with an increase in the cylinder diameter, the engine torque undergoes changes, and the remaining design parameters remain unchanged. The results of calculating the dependence of the change in the dynamic factor on the speed of the car with the nominal and repair dimensions of the engine cylinders are presented. It is found that the maximum dynamic factor in the first gear of a car with comparable dimensions of the internal combustion engine cylinders is observed at a speed $v_{D_{\max}} = 8.57$ km/h and is accordingly $D_{\max n} = 0.341$ and $D_{\max v} = 0.355$. It was revealed that increasing the cylinder diameters contributes to an increase in the maximum dynamic factor, as well as the maximum torque of the ICE, by 4 %, which will allow the car to overcome a larger angle of elevation of the road and the coefficient of its rolling resistance, as well as increase the acceleration of the ICE by 4.3 %. Moreover, a characteristic analysis was carried out, which allowed us to state that the maximum dynamic factor in direct transmission for a car with increased dimensions of the ICE cylinders increased by 4.7 %. The expansion of the speed range of stable movement of the car was established, which is justified by a significant increase in the share of rolling resistance and air forces in the overall balance of traction force distribution. It was assumed that to compare the acceleration dynamics of a car with nominal and restored ICE cylinders, the acceleration of the ICE should be estimated. Calculations were carried out and graphs of car accelerations in different transmission gears with the compared ICEs depending on the speed of movement were constructed.

Keywords: motor vehicle (MV); internal combustion engine (ICE); thrust-speed characteristic (TSH); cylinder liner; repair dimensions.