

УДК 004.629.33

DOI: 10.30977/VEIT.2021.20.0.05

Моделювання впливу параметрів легкового автомобіля на процес його розгону

Осетров О. О.¹, Чучуменко Б. С.¹

¹Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна

Анотація. Запропоновано математичну модель динаміки розгону легкового автомобіля з урахуванням часу переключення передач. Модель враховує параметри автомобіля і двигуна, режим перемикання передач, зовнішні умови (параметри дорожнього покриття, ухил дороги). В результаті розрахунку для автомобіля Daewoo Lanos проаналізовані навантаження, які виникають в приводі автомобіля. Визначено час, за який автомобіль розганяється до 100 км/год. Проаналізовано вплив маси автомобіля, номінальної потужності двигуна, режиму і часу перемикання передач, радіуса коліс, висоти автомобіля, коефіцієнта аеродинамічного опору на динаміку розгону автомобіля.

Ключові слова: динаміка автомобіля; прийомистість; математичне моделювання; привід; параметри автомобіля; навантаження

Вступ

Одним з важливих показників якості руху транспортного засобу є його прийомистість, яка характеризується часом розгону автомобіля до 100 км/год. Від прийомистості залежать комфортність керування автомобілем, його комерційні якості, отже, поліпшення динамічних властивостей є однією з ключових завдань розробників транспортної техніки.

Прийомистість залежить від багатьох параметрів - максимальної потужності двигуна внутрішнього згоряння, маси автомобіля, параметрів коробки передач, лобової площі автомобіля тощо. Експериментальне дослідження цього показника ускладнюється великою трудомісткістю і вартістю проведення випробувань. При вирішенні задач попередньої оцінки впливу параметрів двигуна і автомобіля на прийомистість, виборі компоновочних рішень доцільно проводити розрахункове дослідження з використанням адекватних математичних моделей.

Аналіз публікацій

В даний час запропоновано ряд математичних моделей динаміки транспортних засобів [1-8]. В найбільш складних з них [1-3] автомобіль

представляється як пружно-масова коливальна система. Детально описується кочення колеса по нерівним і рівним поверхням, враховуються інерційні і пружні характеристики рухомих частин двигуна, трансмісії і коліс.

В роботі [2] запропоновані залежності, що враховують пружні та інерційні властивості двигуна, трансмісії, рульового керування та кузова автомобіля. Це дозволило підвищити адекватність моделі в реальних умовах руху автомобіля.

В моделі [5] розглядається прямолінійний рух автомобіля, оцінюються показники тягово-швидкісних властивостей і прохідності. Ця модель дозволяє досліджувати характеристики руху по дорогах з твердим покриттям в умовах низького коефіцієнта зчеплення з пробуксовкою провідних коліс.

Зазначені моделі характеризуються складністю реалізації та верифікації, вимагають встановлення ряду емпіричних коефіцієнтів на основі результатів експериментальних досліджень. Крім того, в літературі бракує інформації щодо використання таких моделей у задачах оптимізації параметрів автомобіля.

У деяких випадках, наприклад, під час створення ескізного проекту автомобіля, попереднього обґрунтування конструкції силової установки, раціонально використовувати прості,

але в той же час достатньо надійні математичні моделі [6-8].

Наприклад, модель [4] дозволяє на стадії проектування прогнозувати можливі значення показників паливної економічності та здійснювати на їх основі вибір раціональних параметрів механізмів автомобіля, що забезпечують високі показники його паливної економічності.

Досить популярною моделлю в Україні є модель Чудакова та Яковлева, детально описана в роботі Стуканова [7]. Ця модель дозволяє визначити прискорення та шлях автомобіля на основі розрахунку динамічного фактора. Проте в зазначеній моделі недостає врахування впливу часу перемикавання передач автомобіля на динаміку його розгону. Існуючі методи моделювання процесу перемикавання передач, наприклад [9-11] дозволяють врахувати процеси взаємодії ведучих і відомих фрикційних елементів трансмісії, проте їх використання на початковому етапі проектування, коли невідомими є кінематичні і масогабаритні параметри деталей трансмісії є проблематичним.

Мета та постановка задачі

Мета роботи – побудова уточненої математичної моделі динаміки розгону легкового автомобіля з урахуванням впливу на цей процес часу перемикавання передач.

Для досягнення даної мети потрібно було проаналізувати відомі моделі руху транспортних засобів, запропонувати методику урахування часу перемикавання передач на процес розгону автомобіля, дослідити вплив конструктивних параметрів автомобіля на динаміку його руху.

Методика розрахунку

Дослідження динамічних властивостей автомобіля проводилося за методикою Чудакова С.А. і Яковлева Н.А. [7].

Інтервал швидкостей руху автомобіля від 0 до 100 км/год був розбитий на дрібні ділянки тривалістю 1 км/год (рис.1).

Вважалось, що на кожній ділянці автомобіль рухається з постійним прискоренням. Таким чином, знаючи швидкість на початку ділянки і середнє прискорення в розрахунковому інтервалі можна визначити швидкість в кінці ділянки:

$$j = j_{cp} = 0,5 \cdot (j_1 + j_2),$$

де j_1 і j_2 – прискорення на початку і в кінці ділянки відповідно.

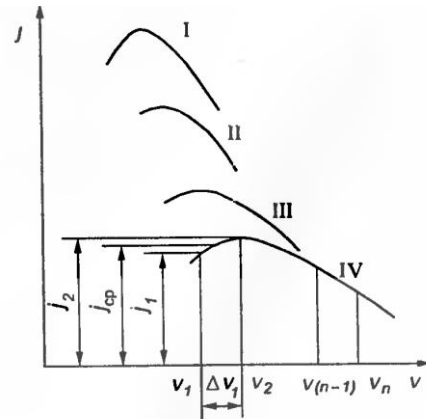


Рис. 1. Схема до визначення поточного значення прискорення автомобіля

Для кожної ділянки можна записати:

$$v_2 = v_1 + j_{cp} \cdot \Delta t, \quad (1)$$

де v_1 і v_2 – швидкості на початку і в кінці ділянки відповідно; Δt – час розгону автомобіля. З рівняння (1):

$$\Delta t = \frac{(v_2 - v_1)}{j_{cp}}. \quad (2)$$

Час розгону до швидкості v_2 :

$$t_2 = t_1 + \Delta t. \quad (3)$$

Поточне значення прискорення:

$$j = \frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta_{об}} \cdot (D - \psi_{\delta}), \quad (4)$$

де D – динамічний фактор; ψ_{δ} – коефіцієнт сумарного дорожнього опору; g – прискорення вільного падіння; $\delta_{об}$ – коефіцієнт урахування обертових мас.

Коефіцієнт $\delta_{об}$ визначається за емпіричною залежністю [7]:

$$\delta_{об} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot i_{mp}^2) \cdot \frac{m_a}{m},$$

де $\delta_1 \approx \delta_2 = 0,03 \dots 0,05$; m_a – маса автомобіля з повним навантаженням; m – фактична маса автомобіля; i_{mp} – передавальне відношення трансмісії.

Основним фактором, що визначає поточне значення прискорення автомобіля, є динамічний фактор D , який залежить від сили тяги, сили опору повітря і ваги автомобіля. Цей параметр визначається за формулою:

$$D = \frac{(P_T - P_\omega)}{G}, \quad (5)$$

де P_T – сила тяги; P_ω – сила опору повітря; G – вага автомобіля.

Сила тяги на колесах:

$$P_T = 3600 \cdot N_e \cdot \frac{\eta_{TP}}{v_i}, \quad (6)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна; η_{TP} – ККД трансмісії.

Сила опору повітря:

$$P_\omega = k_\omega \cdot F \cdot v_i^2,$$

де K_w – коефіцієнт обтікання, $K_w = 0,2 \dots 0,35$; F – площа лобового опору.

Площа лобового опору:

$$F = \alpha \cdot B_a \cdot H,$$

де B_a – найбільша ширина автомобіля; H – найбільша висота автомобіля; α – коефіцієнт заповнення лобової площі автомобіля.

Повний час розгону t_p в інтервалі швидкостей:

$$t_p = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n.$$

Вище показано, що в базовій методиці не достає врахування впливу часу перемикання передач на динаміку розгону автомобіля. Авторами запропоновано при перемиканні передач на ділянці розгону автомобіля від швидкості v_1 до швидкості v_2 час розгону Δt автомобіля визначати за наступною методикою. Час Δt розбивається на два інтервали (рис. 2):

$$\Delta t = \Delta t_1' + \Delta t_2',$$

де $\Delta t_1'$ – час перемикання передачі. Цей час залежить від кваліфікації водія і може варіюватися від 0,2 с до 3 с. Протягом часу $\Delta t_1'$ швидкість автомобіля зменшується на величину Δv і наприкінці першого інтервалу досягає

значення $v_1' = v_1 - \Delta v$; $\Delta t_2'$ – час розгону автомобіля від швидкості v_1 до швидкості v_2 .

При перемиканні передач автомобіль рухається за інерцією, тобто сила тяги $P_{T1}' = 0$. Відповідно динамічний фактор протягом інтервалу $\Delta t_1'$:

$$D_1' = -\frac{P_\omega}{G}.$$

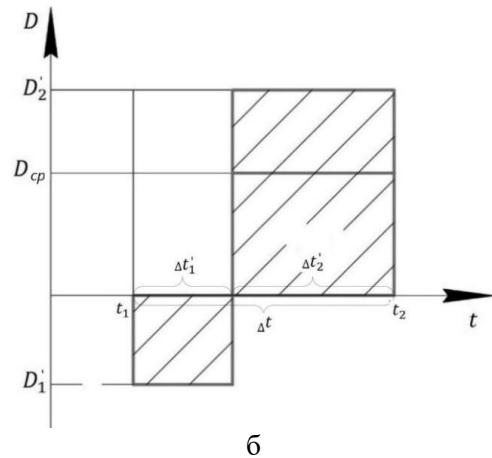
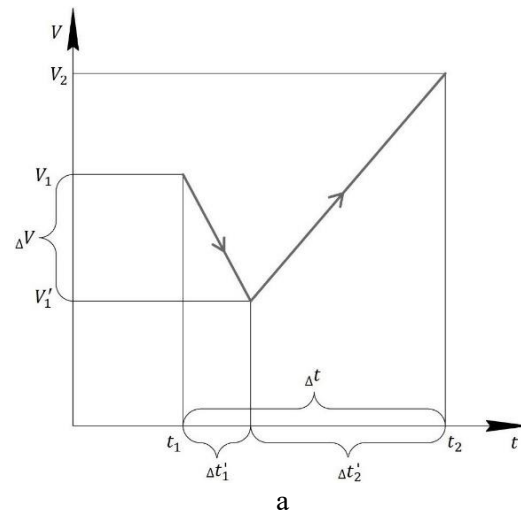


Рис. 2. Схема до визначення часу розгону при переключенні передач: а – швидкість; б – динамічний фактор

Прискорення автомобіля при перемиканні передач j_1' розраховується за формулою (4), у яку підставляється значення коефіцієнту врахування обертальних мас автомобіля $\delta_{об}$ при відданому від трансмісії двигуні.

Для спрощення розрахунків вважається, що опір повітря при перемиканні передач вважається постійним і відповідає швидкості руху на попередній передачі. В цьому випадку прискорення j_1' вважаємо постійним і зменшення швидкості при перемиканні передач буде:

$$\Delta v = j_1' \cdot \Delta t_1'$$

Відповідно швидкість автомобіля зменшується до:

$$v_1' = v_1 - \Delta v.$$

Протягом другого інтервалу, після зчеплення колінчастого валу з трансмісією двигуна, за формулами (6), (5) визначаються відповідно тягове зусилля P_{T2}' і динамічний фактор D_2' .

Прискорення автомобіля протягом другого інтервалу j_2' розраховується за формулою (4). За відомими значенням прискорення j_2' , швидкостями v_1' і v_2 за формулою (2) визначається час $\Delta t_2'$ розгону автомобіля від швидкості v_1' до швидкості v_2 .

Середнє значення динамічного фактору на розрахунковому інтервалі:

$$D_{cp} = \frac{D_1' \cdot \Delta t_1' + D_2' \cdot \Delta t_2'}{\Delta t_1' + \Delta t_2'}$$

Середнє значення швидкості на розрахунковому інтервалі:

$$v_{cp} = \frac{(v_1 + v_1') \cdot \Delta t_1' + (v_2 + v_1') \cdot \Delta t_2'}{2}$$

При розгоні автомобіля з метою досягнення максимальної швидкості педаль акселератора натиснута до упору, отже двигун працює з максимальним навантаженням по зовнішній швидкісній характеристиці. Потужність двигуна визначається за результатами моделювання його робочого процесу. Задовільні результати дає використання формули С.Р. Лейдермана:

$$N_e = N_{en} \cdot \left[A_1 \cdot \frac{n}{n_n} + A_2 \cdot \left(\frac{n}{n_n} \right)^2 - \left(\frac{n}{n_n} \right)^3 \right], \quad (7)$$

де N_{en} – номінальна потужність; A_1, A_2 – емпіричні коефіцієнти. Для двигуна А15SMS можна взяти $A_1 = A_2 = 1$; n, n_n – робоча та номінальна частота обертання двигуна.

Частота обертання колінчастого валу двигуна визначається за даними швидкості авто-

мобіля, радіуса коліс і поточного передавального відношення від коліс до колінчастого валу.

Робоча частота обертання двигуна визначається швидкістю транспортного засобу, розмірами коліс та параметрами трансмісії:

$$n = \frac{v \cdot u_k \cdot u_{pb} \cdot u_0}{0,377 \cdot r_{st}},$$

де v – швидкість транспортного засобу; u_k – поточне значення передавального числа коробки передач; u_{pb} – передавальне число роздавальної коробки (якщо роздавальна коробка відсутня, то $u_{pb} = 1$); u_0 – передавальне число головної передачі; r_{st} – статичний радіус колеса.

Математична модель реалізована в програмному середовищі MATLAB.

Об'єкт дослідження

В якості об'єкта дослідження обрано автомобіль Daewoo Lanos з двигуном А15SMS. Параметри автомобіля наведені в табл. 1.

Таблиця 1. Параметри автомобіля Lanos

Параметр	Значення параметру
Маса автомобіля m_a , кг	1200
Статичний радіус колес r_{st} , м	0,3
Допустима повна маса, кг	1400
Висота автомобіля B_r , м	1,432
Ширина автомобіля H_r , м	1,678
Коефіцієнт заповнення лобової площі автомобіля α_A	0,78
Об'єм двигуна, zVh , л	1,5
Діаметр циліндра D , м	0,0765
Ход поршня S , м	0,0815
Степінь стиснення ϵ	9,5
Номінальна ефективна потужність ДВЗ N_{en} , кВт	63
Номінальна частота обертання колінчастого валу n_n , хв^{-1}	5800
ККД трансмісії η_T	0,92
Передаточні числа коробки передач	3,454
uk1	2,056
uk2	1,333
uk3	0,969
uk4	0,828
uk5	
Передаточне число головної передачі u_0	4,13

Аналіз результатів розрахунку

При розрахунках час перемикання передач задавали 0,5 с. Переключення з першої на другу передачу здійснювали при досягненні швидкості 30 км/год, з другої на третю - при досягненні швидкості 55 км/год, з третьої на четверту – при досягненні швидкості 90 км/год, з четвертої на п'яту – при досягненні швидкості 120 км/год. Результати розрахунку параметрів автомобіля в процесі розгону наведені на рис. 3.

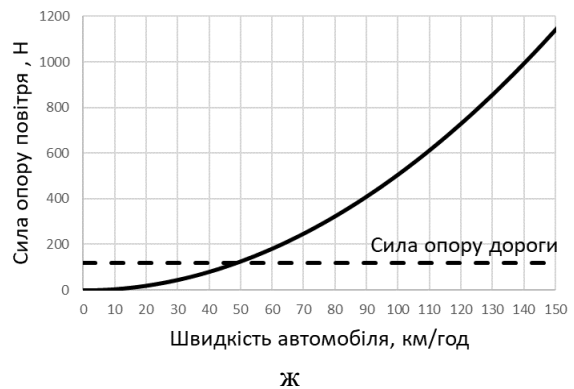
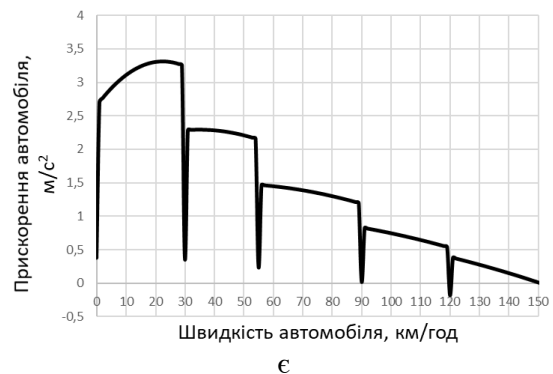
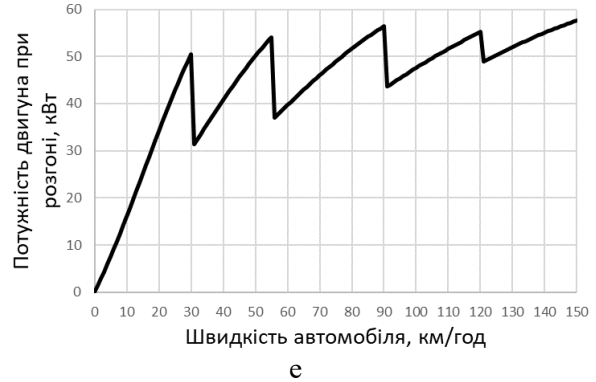
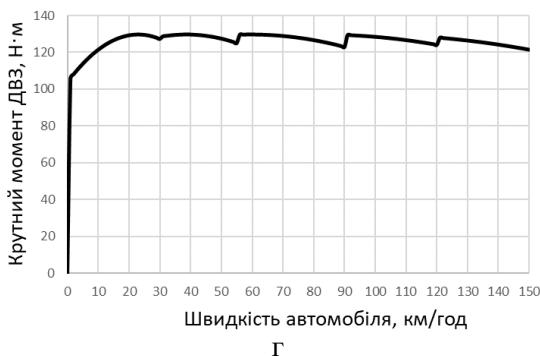
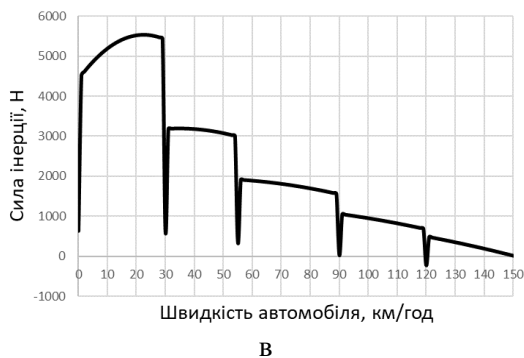
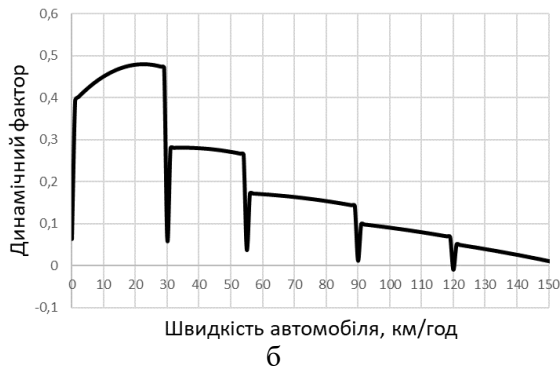
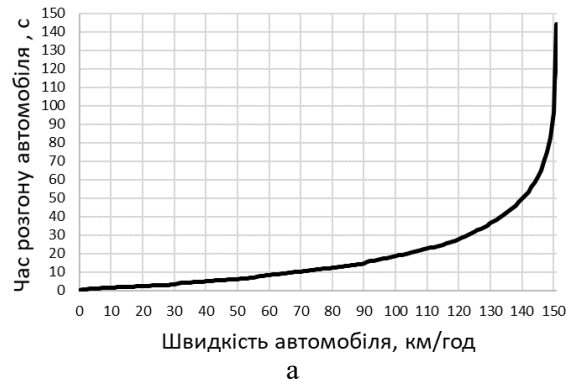


Рис. 3. Параметри автомобіля Daewoo Lanos в процесі розгону: а – час розгону авто; б – динамічний фактор; в – сила інерції автомобіля; г – крутний момент двигуна; д – частота обертання колінчастого валу ДВЗ; е – потужність двигуна; є – прискорення автомобіля; ж – сила опору повітря

З рисунку 3 видно, що при базових налаштуваннях на кожній передачі частота обертання колінчастого вала в процесі розгону зростає до значень близьких до 4000 хв^{-1} . При цьому забезпечується достатньо велика потужність, крутний момент двигуна і тягове зусилля на колесах. Це тягове зусилля витрачається переважно на подолання сил інерції, які на початку руху автомобіля перевищують сили опору дороги і повітря більше ніж в 50 разів. При зростанні швидкості автомобіля сила інерції зменшується і на швидкості 100 км/год всього в два рази перевищує інші складові навантаження.

Сила опору повітря зростає пропорційно квадрату швидкості автомобіля і при швидкості 100 км/год вносить суттєвий внесок в загальний опір руху. Ця сила обмежує максимально можливу для даного автомобіля швидкість, розрахункове значення якої для базового варіанту становить 150 км/год. При цьому динамічний фактор і прискорення автомобіля стають рівними нулю.

З рис. 3 видно, що при перемиканні передач середнє значення прискорення автомобіля на розрахунковій ділянці падає до значень близьких до нуля. Це призводить до уповільнення руху транспортного засобу.

Швидкість 100 км/год досягається за 18,2 с. Це відповідає паспортним даним автомобіля Daewoo Lanos і свідчить про адекватність розрахункової методики.

Таким чином, уточнена математична модель дозволяє досліджувати показники двигуна і автомобіля в процесі розгону, визначати вплив на ці показники конструктивних і регулювальних параметрів двигуна і автомобіля, виконувати оптимізаційні дослідження.

Вплив параметрів автомобіля на динаміку його розгону

З використанням наведеної вище математичної моделі виконано розрахункове дослідження впливу маси автомобіля, статичного радіуса коліс, висоти автомобіля, потужності двигуна, коефіцієнта аеродинамічного опору повітря, часу та режиму перемикання передач на прийомистість автомобіля.

Базовий комплект параметрів: маса автомобіля – 1200 кг, статичний радіус коліс – 0,3 м, висота автомобіля – 1,432 м, номінальна потужність двигуна – 63 кВт, коефіцієнт аеродинамічного опору автомобіля – 0,35. Режим перемикання передач: перша передача задіяна

при русі від 0 до 30 км/год, друга – від 30 до 55 км/год, третя – від 55 до 90 км/год, четверта – від 90 до 120 км/год, п'ята – понад 120 км/год.

Номінальну потужність двигуна внутрішнього згоряння задавали в межах від 40 до 80 кВт. Атмосферні двигуни такої потужності можна без істотних проблем встановити в підкапотний простір автомобіля Daewoo Lanos.

Масу автомобіля змінювали в межах від 1000 до 1500 кг. Вважали, що мінімальну масу згідно паспортної характеристики 1200 кг можна зменшити до 1000 кг застосуванням пластикового або алюмінієвого облицювання корпусу, заміни чавунного блоку циліндрів двигуна на блок з алюмінієвого сплаву. Максимальна маса автомобіля з повним навантаженням – 1500 кг. Її залишили без змін.

Статичний радіус коліс варіювали в межах від 0,24 до 0,32 м. Такі колеса можна застосувати без значних переробок корпусу автомобіля.

Згідно з даними літературного огляду коефіцієнт аеродинамічного опору задавався в межах від 0,2 до 0,35. Такі параметри мають існуючі конструкції автомобілів, отже їх можна реалізувати на дослідному автомобілі.

При перемиканні передач розглядалися три варіанти, які відрізняються швидкісними діапазонами автомобіля при перемиканні. Крім базового (названий «Варіант 2») досліджувався варіант, коли перша передача задіяна при русі від 0 до 20 км/год, друга – від 20 до 45 км/год, третя – від 45 до 70 км/год, четверта – від 70 до 100 км/год, п'ята – понад 100 км/год (цей варіант названий «Варіант 1») і варіант, коли перша передача задіяна при русі від 0 до 40 км/год, друга – від 40 до 65 км/год, третя – від 65 до 110 км/год, четверта – від 110 до 140 км/год, п'ята – понад 140 км/год (цей варіант названий «Варіант 3»).

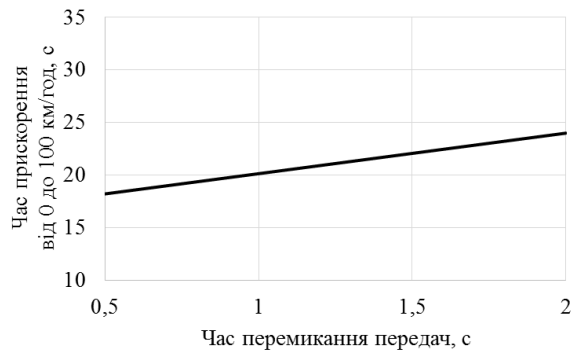
Результати розрахунку впливу параметрів автомобіля на його прийомистість наведені на рис. 4.

Аналіз результатів розрахунку показав, що найбільш суттєво з розглянутих параметрів на прийомистість автомобіля впливають потужність двигуна і маса автомобіля. Вплив маси автомобіля на прийомистість лінійний. При зменшенні маси автомобіля на кожні 100 кг час розгону до 100 км/год зменшується на 1,5 с. Вплив потужності двигуна на прийомистість нелінійний. Збільшення номінальної потужності двигуна на кожні 10 кВт призводить до зменшення часу розгону на 2–8 с. Великі

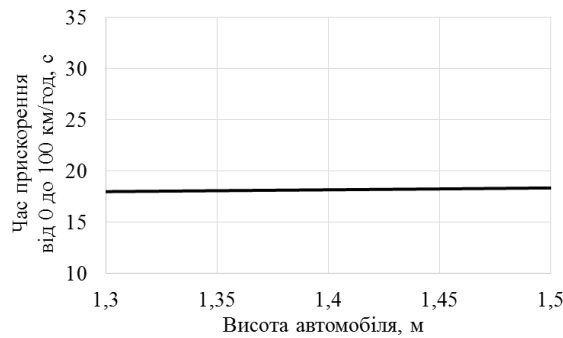
значення відносяться до діапазону малих потужностей, менші – до діапазону відносно великих потужностей.

Коефіцієнт аеродинамічного опору і висота автомобіля на прийомистість двигуна впливають несуттєво. Це пояснюється тим, що зазначені параметри визначають силу опору повітря. Однак на швидкостях до 100 км/год питомий внесок сили опору повітря в загальний опір руху при розгоні не значний. Основна складова сумарного опору – сила інерції.

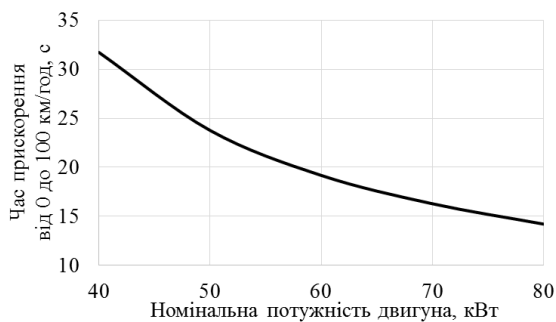
З рис. 4 видно, що зменшення радіуса коліс на кожен сантиметр покращує час розгону автомобіля приблизно на 1 с. Це пояснюється тим, що при незмінному передавальному відношенні двигун працює на більших оборотах колінчастого вала. Як наслідок, досягається велика максимальна потужність і тягове зусилля.



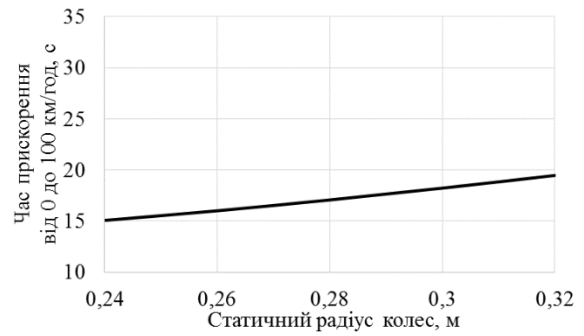
а



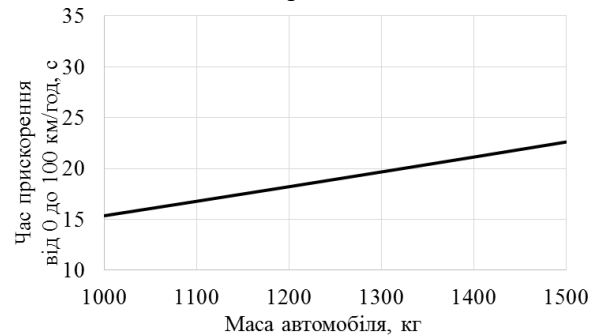
б



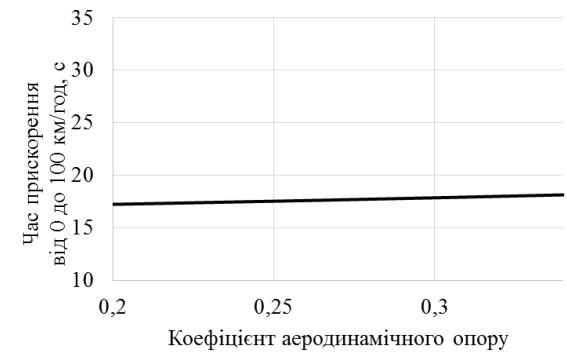
в



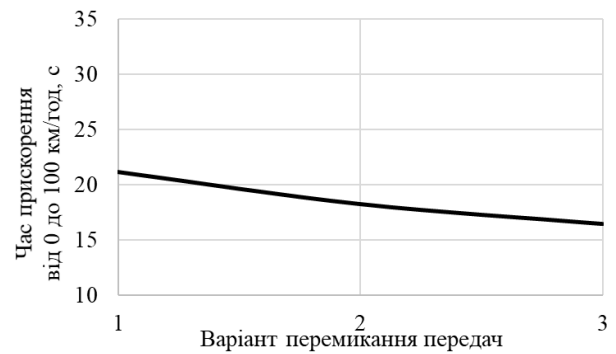
г



д



е



є

Рис. 4. Вплив параметрів автомобіля Daewoo Lanos на час розгону від 0 до 100 км/год: а – час перемикання передач КПП ; б – висота автомобіля; в – номінальна потужність двигуна; г – статичний радіус коліс; д – маса автомобіля; е – аеродинамічний опір.

Однак слід зазначити, що цей захід поліпшення прийомистості є небажаним, оскільки одночасно зі зменшенням розміру коліс зростає знос протекторів, витрати на тертя в двигуні і трансмісії, а отже, зростає питома витрата палива і зменшується надійність автомобіля в цілому. Крім того, погіршується комфортність керування автомобілем внаслідок збільшення вібрацій при русі по дорожньому покриттю.

Висновки

Представлена в роботі математична модель дозволяє визначати показники двигуна і автомобіля в процесі розгону, враховувати вплив на ці показники конструктивних і регульованих параметрів двигуна і автомобіля, виконувати оптимізаційні дослідження. З використанням даної математичної моделі виконано аналіз впливу на динаміку розгону конструктивних параметрів автомобіля. Показано, що найбільшою мірою на динаміку розгону впливають маса автомобіля і номінальна потужність двигуна. Вплив інших параметрів не настільки істотний. Дано обґрунтування отриманих результатів.

Розроблена математична модель може бути використана на стадіях ескізного проекту автомобіля, попереднього обґрунтування конструкції і параметрів силової установки.

Напрямом подальшого дослідження є доповнення представленої моделі підмоделями робочого процесу і динаміки двигуна внутрішнього згоряння, крутильних коливань системи колінчастого валу ДВЗ, уточненням і доповненням коефіцієнтів розрахункових залежностей для урахування умов руху автомобіля.

Література

- Uffelmann F. (1984). Autolin-bin digitales. Simulation srechn-programm fur die Fabirdynamik von Personenkraftwagen. Automobiltechnik zeitschrift, ATZ, 86(2), 41-46.
- Иванников, С. В., Родионов Г.Л. & Сидоренко А.С. (2005). О построении математической модели движения автомобиля. Электронный журнал «Труды МАИ», 18, 1-18. Ivannikov, S., Rodionov G., Sidorenko A. (2005). O postroenii matematicheskoy modeli dvizheniya avtomobilya. [On the construction of a mathematical model of vehicle motion], electronic journal «Trudy MAI», 18, 1-18. [in Russian]
- Thanh. V. & Та М. (2015) A Universal Dynamic and Kinematic Model of Vehicles. IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)(October 19-22, 2015, Montreal, QC), 1-6. doi: 10.1109/VPPC.2015.7352889.
- Тарасик, В.П. & Пузанова О.В. (2019). Методика моделирования ездового цикла автомобиля. Вестник Белорусско-Российского университета, 4 (65), 75-86. Tarasik V. & Puzanova O. (2019). Metodika modelirovaniya ezdovogo cikla avtomobilya. [Modeling technique for the vehicle driving cycle]. Vestnik Belorussko-Rossijskogo universiteta, 4 (65), 75-86. [in Russian]
- Тарасик В.П. (2017). Математическое моделирование прямолинейного движения автомобиля. Вестник Белорусско-Российского университета, 2 (55). Tarasik V. (2017). Matematicheskoe modelirovanie pryamolinejnogo dvizheniya avtomobilya. [Mathematical modeling of vehicle's linear motion]. Vestnik Belorussko-Rossijskogo universiteta, 2 (55). [in Russian]
- Забавников, Н.А. (1961). Аналитическое определение времени и пути разгона. Автомобильная промышленность, 6, 11-14. Zabavnikov, N. (1961) Analiticheskoe opredelenie vremeni i puti razgona. [Analytical determination of the time and path of acceleration]. Automotive industry, 6, 11-14. [in Russian]
- Стуканов В.А. (2005). Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля. Учебное пособие. – М:ФОРУМ: ИНФРА-М, 368. Stukanov V. (2005) Osnovi teorii avtomobilnyih dvigateley i avtomobilya. Uchebnoe posobie. [Fundamentals of the automobile engines and automobiles theory. Tutorial]. FORUM: INFRA-M, Moscow, 368. [in Russian]
- Галимзянов, Р.К. (1998). Тяговый расчет автомобиля с механической трансмиссией. Учебное пособие. Челябинск: Издательство ЮУрГУ, 41. Galimzyanov, R. (1998), Tyagovyyi raschet avtomobilya s mehanicheskoy transmissiey. Uchebnoe posobie. [Traction calculation of a car with a mechanical transmission. Tutorial]. Publishing House YUUrGU, Chelyabinsk, 41. [in Russian]
- Нагайцев, М.В. (2003). Метод прогнозирования режимов работы ступенчатой коробки передач транспортной машины с системой автоматического переключения (Дис. канд. техн. наук). МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва. Nagaytsev, M. (2003). Metod prognozirovaniya rezhimov raboty stupenchatoy peredach transportnoy mashinyi s sistemoy avtomaticheskogo pereklyucheniya. [The method of forecasting the operating modes of a stepped gearbox of a transport machine with an automatic switching system]. Bauman MSTU, Moscow. [in Russian]
- Прасолов, Н.С. (2004). Обоснование режимов переключения в автомобильной коробке

передач с изменяемым межосевым расстоянием зубчатых зацеплений. (Дис. канд. техн. наук) Южно-Уральский Государственный Университет, Челябинск. Prasolov, N. (2004). Obosnovanie rezhimov pereklyucheniya v avtomobilnoy korobke peredach s izmenyaemyim mezhoosevym rasstoyaniem zubchatyih zatseplenyi. [Justification of the modes of switching in an automobile gearbox with a variable center distance of gearing]. South Ural State University, Chelyabinsk. [in Russian]

11. Юсупов А.А. (2013). Совершенствование тягово-динамического расчета автомобиля путём учета процесса переключения передач и управления двигателем. (Дис. канд. техн. наук) Южно-Уральский Государственный Университет, Челябинск. Yusupov A. (2013) Sovershenstvovanie tyagovo-dinamicheskogo rascheta avtomobilya putyom ucheta processa pereklyucheniya peredach i upravleniya dvigatелем. [Improving the traction-dynamic calculation of the car by taking into account the process of gear shifting and engine control]. South Ural State University, Chelyabinsk. [in Russian]

Осетров Александр Александрович¹, к.т.н, доцент каф. двигунів внутрішнього згоряння, osetrov2010@gmail.com, тел.+38 099 795-62-28, ORCID: 0000-0002-5495-9626

Чучуменко Богдан Сергійович¹, аспірант каф. двигунів внутрішнього згоряння, potia1925@gmail.com, тел. +38 096 005-97-27,

¹Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 61002, Україна, м. Харків, вул. Кирпичова, 21.

Simulation of a car parameters impact on the process of its acceleration

Abstract. Goal. The purpose of the work is mathematical modeling of Daewoo Lanos passenger car acceleration dynamics. **Methodology.** The mathematical model is based on the methodology of E.A. Chudakov and N.A.Yakovlev. According to this method, the main factor that determines the current value of vehicle acceleration at an elementary speed section is the dynamic factor. This factor depends on the traction force, the air resistance force and the weight of the vehicle. The paper proposes formulas for determining the dynamic factor and parameters of

vehicle acceleration at an elementary speed section, where gear shift takes place. The model is implemented in the MATLAB software environment. The software product allows to determine the parameters of the car during acceleration to the maximum speed when the engine is running at the external speed characteristic modes. **Results** Based on the results of mathematical modeling for the Daewoo Lanos car, the loads arising in the drive of the car were analyzed. It is shown that the tractive effort is mainly spent on overcoming the inertial forces, which at the beginning of the movement exceed the resistance forces of the road and air by more than 50 times. With an increase in the vehicle speed, the inertia force decreases and at a speed of 100 km/h it is only twice the other load components. It is shown that with the accepted initial data, the Daewoo Lanos car accelerates to 100 km/h in 17.7 s, which corresponds to the experimental data. The influence of the mass of the car, the rated power of the engine, the mode and time of gear shifting, the radius of the wheels, the height of the car, the coefficient of aerodynamic drag on the dynamics of acceleration of the car is analyzed. It was revealed that the vehicle weight and the nominal power of the engine affect the dynamics of acceleration from 0 to 100 km/h to the greatest extent. The influence of other parameters in the indicated speed range is not somewhat significant. The explanation of the obtained results is given. **Practical value.** The mathematical model presented in the work allows to determine the parameters of the engine and the car during acceleration, take into account the influence of the design and adjusting parameters of the engine and the car on these indicators, and carry out optimization studies.

Keywords: car dynamics; receptivity; mathematical modeling; drive unit; car parameters; load.

Osetrov Oleksandr¹, Ph.D., associate professor, Department of Internal Combustion Engines, osetrov2010@gmail.com, tel. +38 099 795-62-28, ORCID: 0000-0002-5495-9626

Chuchumenko Bohdan¹, graduate student, Department of Internal Combustion Engines, potia1925@gmail.com, tel. +38 096 005-97-27,

¹National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», 2, Kyrpychova str., Kharkiv, 61002, Ukraine.