

О.О. Осетров, Б.С. Чучуменко

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ НА ДИНАМІКУ РОЗГОНУ АВТОМОБІЛЯ

Приємність автомобіля визначає його динамічні властивості і характеризується часом розгону від 0 до 100 км/год. Експериментальне дослідження впливу параметрів автомобіля на його прийомність пов'язане зі значними матеріальними і трудовими витратами. На стадії ескізної проробки конструкції автомобіля, попереднього визначення конструктивних параметрів і налаштувань раціонально використання математичних моделей. В існуючих моделях динаміки руху транспортних засобів потужність двигуна, як правило, задається емпіричними залежностями і не враховує можливості зміни його параметрів і характеристик. В роботі запропоновано математичну модель, яка поєднує моделі робочого процесу двигуна і динаміки розгону автомобіля. Математична модель робочого процесу двигуна – квазістаціонарна термодинамічна модель, у якій згоряння описується рівнянням Вібе, а теплообмін зі стінками – рівнянням Вошіні. Для перевірки її адекватності проведено експериментальне дослідження двигуна VA3-2108 з отриманням зовнішньої швидкісної, навантажувальної і регулювальних характеристик. Показано добре погодження розрахункових і експериментальних даних. Моделювання розгону автомобіля проводилося за методикою Є. А. Чудакова. Визначено параметри автомобіля VA3-2108 і сили опору при його русі в процесі розгону від 0 до 100 км/год. Показано, що автомобіль розганяється від 0 до 100 км/год за 18,3 с, що відповідає експериментальним даним і свідчить про адекватність обраної методики. Досліджено вплив зміни параметрів і налаштувань двигуна на динаміку розгону автомобіля. Показано, що за умови досягнення кращої динаміки руху діаметр циліндра і ступінь стиску потрібно максимально збільшувати. Кут випередження запалювання, кут закриття впускного клапану і коефіцієнт надлишку повітря мають екстремуми. Показано ефективність використання 16-клапанної головки циліндрів замість 8-клапанної. За результатами проведених досліджень запропоновано застосувати комплект параметрів двигуна, що дозволив зменшити час розгону автомобіля VA3-2108 з 18,3 с до 13,2 с. Таким чином, розроблена математична модель дозволяє кількісно оцінювати вплив параметрів двигуна на динаміку розгону автомобіля, проводити оптимізацію параметрів і налаштувань силової установки і транспортного засобу в цілому.

**Ключові слова:** прийомність автомобіля; динаміка розгону; математична модель; експериментальне дослідження; навантажувальна характеристика; швидкісна характеристика; робочий процес.

### Вступ

Прийомність автомобіля визначає його динамічні властивості і комерційні якості. Кількісний параметр, що характеризує прийомність – час розгону від 0 до 100 км/год.

Експериментальне дослідження впливу параметрів і налаштувань автомобіля на його динамічні властивості вимагає значних матеріальних і трудових витрат. На стадії проробки конструкції автомобіля, попереднього визначення його конструктивних параметрів доцільно використання математичних моделей

### Аналіз публікацій

В даній час запропоновано ряд математичних моделей динаміки руху транспортних засобів. В основу цих моделей покладено баланс сил, що діють на автомобіль в процесі його руху. Наприклад, в моделях [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. 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.

При вирішенні ряду задач, наприклад, виборі параметрів і налаштувань двигуна та автомобіля, створенні ескізного проекту автомобіля, дослідженні його динамічних якостей доцільно використання більш простих моделей [4-7]. Ці моделі, наприклад, графоаналітичний метод, що запропонований Є.А. Чудаковим [6], дозволяють визначити прискорення та шлях автомобіля на основі розрахунку так званого динамічного фактора.

В математичних моделях розгону автомобіля максимальна потужність двигуна на режимах зовнішньої швидкісної характеристики, як правило, встановлюється за емпіричними залежностями. Наприклад, в рівнянні Лейдєрмана поточна максимальна потужність двигуна залежить від номінальної потужності і частоти обертання колінчастого валу, а також поточної частоти обертання колінчастого валу. Це не дозволяє проводити оптимізацію параметрів і налаштувань двигуна за умови забезпечення гарних динамічних якостей автомобіля.

Спроба об'єднати математичні моделі робочого процесу двигуна і транспортного засобу зроблена в роботі [8]. Режими роботи двигуна при русі автомобіля за Європейським випробувальним циклом NEDC замінюють квазістаціонарними режимами

ми руху с постійною швидкістю тривалістю 1 с. Для приведення параметрів двигуна на режимах квазістаціонарного циклу к параметрам дійсного циклу розраховані параметри двигуна помножують на емпіричні коефіцієнти, що наведені в роботі [9].

Недоліком даного підходу є використання узгаєльнених за результатами експериментальних випробувань для ряду двигунів певного класу емпіричних коефіцієнтів, що не дає можливості врахування особливостей конструкції і робочого процесу конкретного двигуна.

Таким чином, в роботі поставлена мета розробки математичної моделі динаміки розгону автомобіля, що враховує вплив на цей процес конструктивних параметрів і регулювань двигуна внутрішнього згоряння.

### 1. Методика експериментальних досліджень

Для уточнення математичної моделі робочого процесу автомобільного двигуна було проведено експериментальні дослідження. В якості об'єкта дослідження обрано двигун автомобіля ВАЗ-2108. Цей двигун обладнано розподільним валом і ресивером від двигуна ВАЗ-2110, системою розподіленого впорскування палива, комплексом датчиків і блоком електронного керування.

Технічна характеристика двигуна ВАЗ-21081 представлена в таблиці 1.

Загальний вид та схема експериментального стенду представлені на рис. 1. Двигун навантажувався електричною балансирною машиною. Частота обертання колінчастого вала вимірювалася за допомогою магнітоелектричного тахометра і електронного частотоміра. Масова витрата палива визначалася ваговим методом. Крім того, цей параметр, а також витрата повітря, частота обертання колінчастого вала, кут випередження запалювання і коефіцієнт надлишку повітря визначалися за допомогою штатного обладнання та програмного за-

безпечення електронного блоку керування двигуна. Температура відпрацьованих газів вимірювалася хромель-алюмельовою термопарою і гальванометром. Вимірювалися також тиск і температура масла, температура охолоджуючої рідини. Тепловий режим двигуна встановлювався зміною циркуляції води зовнішнього контуру через масляний і водяний охолоджувач.

Для ідентифікації математичної моделі робочого процесу було знято навантажувальну характеристику двигуна при частоті обертання  $3600 \text{ хв}^{-1}$ , зовнішню швидкісну характеристику, а також регульовальні характеристики при зміні кута випередження запалювання і коефіцієнту надлишку повітря.

Таблиця 1. Технічна характеристика двигуна ВАЗ-21081

Найменування параметра	Значення
Марка двигуна	ВАЗ-21081
Тип двигуна	4-тактний, бензиновий
Число циліндрів	4
Кількість клапанів	8
Розташування циліндрів	рядне
Порядок роботи циліндрів	1-3-4-2
Діаметр циліндрів, мм	76
Хід поршня, мм	60,6
Робочий об'єм, л	1,1
Номінальна потужність, кВт	40
Частота обертання колінчастого вала на режимі номінальної потужності, $\text{хв}^{-1}$	5600
Максимальний крутний момент, Н·м	77,9
Частота обертання колінчастого вала на режимі максимального крутного моменту, $\text{хв}^{-1}$	3600
Ступінь стиснення	9

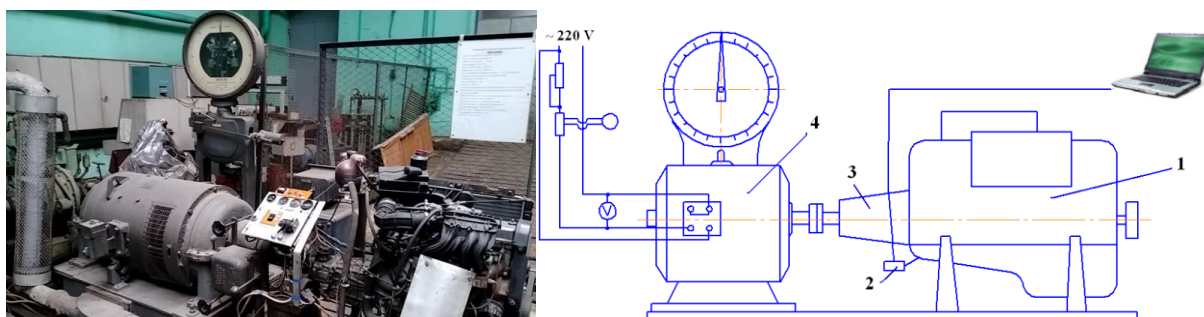


Рис. 1. Загальний вид та схема експериментального стенда:

1 – двигун, оснащений контрольно-вимірювальними приладами і, пристроями, що забезпечують його роботу; 2 – діагностичний роз'єм; 3 – коробка передач; 4 – навантажувальний пристрій / електродвигун для привода колінчастого вала при прокрутці

## 2. Методика розрахункових досліджень

### 2.1. Математична модель робочого процесу двигуна

Математична модель робочого процесу двигуна включає підмоделі:

- визначення теплофізичних властивостей повітря, палива довільного компонентного складу, а також відпрацьованих газів;
- визначення кінематичних характеристик руху елементів кривошипно-шатунного механізму і прохідних перетинів клапанів;
- спрощеного розрахунку робочого процесу для отримання першого наближення параметрів робочого тіла в циліндрі на початку такту випуску;
- квазістаціонарного розрахунку газообміну, стиску і розширення в циліндрі за методом об'ємного балансу;
- згоряння за моделлю Вібе [10], у якій показники характеру і тривалості згоряння палива задаються

за емпіричними формулами, що наведені в роботі [11];

- теплообміну в циліндрі за моделлю Вошні [12];
- втрат на тертя за емпіричною залежністю від середньої швидкості поршня [13]. Допустимість використання цієї емпіричної залежності для дослідного двигуна оцінювалася в роботі [14].

Адекватність математичної моделі оцінювалася порівнянням результатів розрахунку питомої ефективної витрати палива ( $g_e$ ), коефіцієнту наповнення ( $\eta_v$ ) і годинної витрати повітря ( $G_p$ ) з експериментальними даними. На рис. 2 наведені регулювальні характеристики за складом суміші і кутом випередження запалювання, на рис. 3 – навантажувальна і зовнішня швидкісна характеристики. Видно, що математична модель забезпечує достатньо високу точність визначення ефективних показників дослідного двигуна.

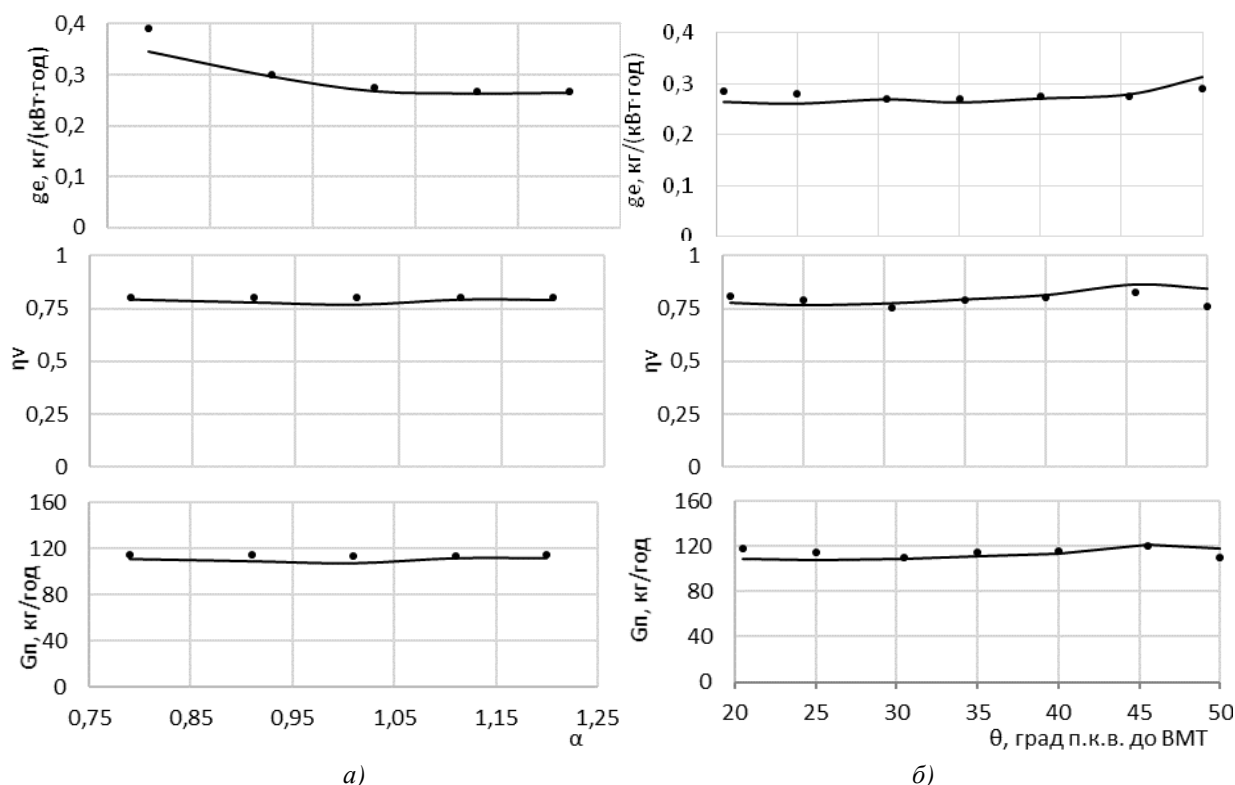


Рис. 2. Регулювальні характеристики двигуна за складом паливно-повітряної суміші  $\alpha$  (а) і кутом випередження запалювання  $\theta$  (б): — - розрахунок; ● - експеримент

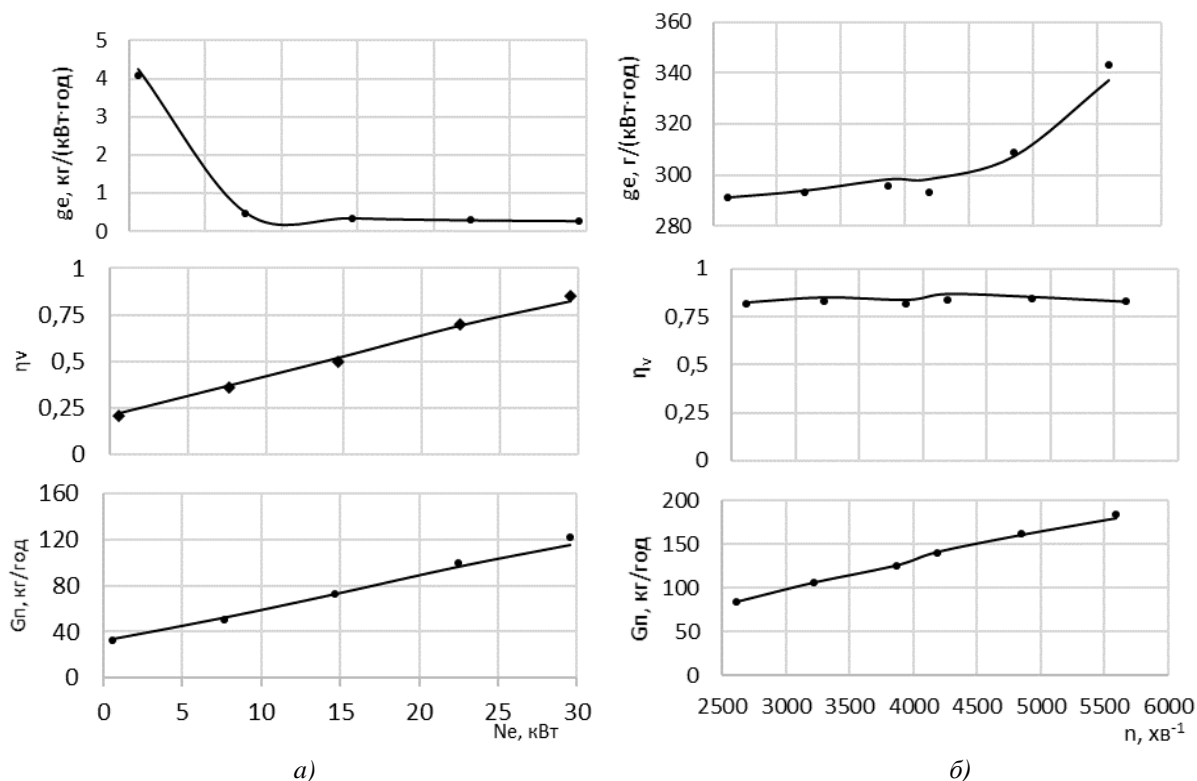


Рис. 3. Навантажувальна характеристика при частоті обертання колінчастого вала 3600 хв<sup>-1</sup> (а) і зовнішня швидкісна характеристика (б) двигуна: — - розрахунок; ● - експеримент

**Методика розрахунку.** Дослідження динамічних властивостей автомобіля проводилося за методикою Є. А. Чудакова [5,6].

Інтервал швидкостей руху автомобіля від 0 до 100 км/год був розбитий на ділянки тривалістю 1 км/год. Вважалося, що на кожній ділянці автомобіль рухається з постійним прискоренням. Знаючи швидкість на початку ділянки і середнє прискорення в розрахунковому інтервалі можна визначити швидкість в кінці ділянки.

Основним фактором, що визначає поточне значення прискорення автомобіля, є динамічний фактор  $D$ , який залежить від сили тяги, сили опору повітря і ваги автомобіля. Таким чином, задачею дослідження було розрахувати параметри, які визначають динамічний фактор і прискорення автомобіля.

Нажаль, в базовій методиці недостатньо чітко конкретизовано методику врахування впливу часу перемикання передач автомобіля на динаміку його розгону, яку можна використати при машинному розрахунку. Авторами запропоновано визначити час прискорення  $\Delta t$  в інтервалі швидкості від  $v_1$  до  $v_2$  при перемиканні передач наступним чином. Час  $t$  можна поділити на два інтервали (рис. 4):

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2,$$

де  $\Delta t_1$  - час перемикання передач;  $\Delta t_2$  - час прискорення від швидкості  $v_1'$  до швидкості  $v_2$ .

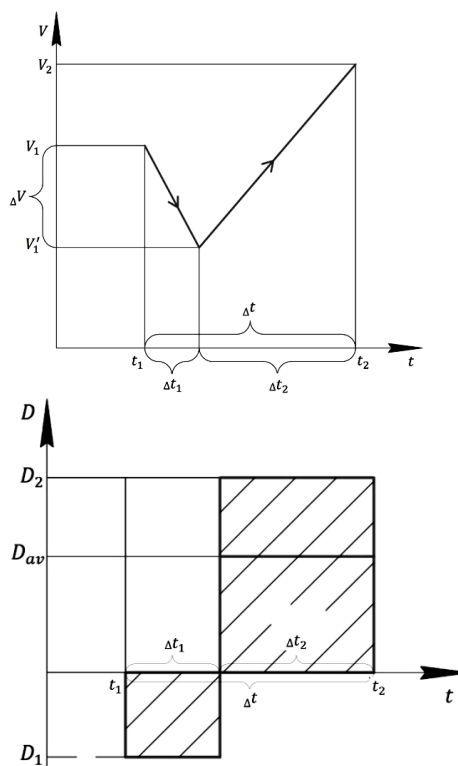


Рис. 4. Схема для визначення динамічного фактору при перемиканні передач

Час  $\Delta t_1$  залежить від кваліфікації водія і може коливатися від 0,2 до 3 с [5]. За час  $\Delta t_1$  швидкість

автомобіля зменшується на величину  $\Delta v$  і в кінці першого інтервалу досягає значення  $v_1'$ .

При перемиканні передач автомобіль рухається за інерцією, а тягова сила  $F_{tl} = 0$ . Відповідно, динамічний коефіцієнт протягом інтервалу  $\Delta t_1$

$$D_1 = -\frac{F_{v1}}{G},$$

де  $F_{v1}$  - аеродинамічний опір;  $G$  - вага транспортно-го засобу.

Динамічний фактор  $D_1$  визначає прискорення автомобіля  $j_1$  в інтервалі  $\Delta t_1$ .

Для спрощення розрахунків приймаємо, що аеродинамічний опір  $F_{v1}$  при зміні передач є постійним і відповідає швидкості на попередній передачі. У цьому випадку прискорення  $j_1$  вважаємо постійним, а зменшення швидкості при перемиканні передач буде  $\Delta v = j_1 \cdot \Delta t_1$ .

Протягом другого інтервалу, після зчеплення колінчастого вала з трансмісією двигуна  $F_{t2}$ , динамічний коефіцієнт  $D_2$ , прискорення  $j_2$  і час розгону  $\Delta t_2$  від швидкості  $v_1'$  до швидкості  $v_2$  розраховуються за формулами базової методики для випадку руху автомобіля з певною передачею.

Середній динамічний фактор в розрахунковому інтервалі

$$D_{av} = \frac{D_1 \cdot \Delta t_1 + D_2 \cdot \Delta t_2}{\Delta t_1 + \Delta t_2}.$$

Середня швидкість в розрахунковому інтервалі

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

Частота обертання колінчастого вала двигуна визначається за даними швидкості автомобіля, радіуса коліс і поточного передавального відношення від коліс до колінчастого валу:

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

де  $v$  - швидкість транспортного засобу;  $u_k$  - поточне значення передавального числа коробки передач;  $u_{pb}$  - передавальне число роздавальної коробки;  $u_0$  - передавальне число головної передачі;  $r_{st}$  - статичний радіус колеса.

Розрахунки виконувалися в програмному середовищі MATLAB. Основний набір параметрів наведено в таблиці 2.

Приклад результатів розрахунку навантажень в приводі автомобіля ВА3-2108 під час розгону наведений на рис. 5.

Таблиця 2 - Параметри автомобіля ВА3-2108

Параметр	Значення
Маса автомобіля $m_a$ , кг	900
Статичний радіус колес $r_{st}$ , м	0,26
Допустима повна маса, кг	1315
Висота автомобіля $B_r$ , м	1,402
Ширина автомобіля $H_r$ , м	1,650
Коефіцієнт заповнення лобової площі автомобіля $\alpha_A$	0,78
ККД трансмісії $\eta_T$	0,95
Передавальні числа коробки передач	
uk1	3,636
uk2	1,950
uk3	1,357
uk4	0,941
Передавальне число головної передачі $u_0$	4,13

З рисунка 5 видно, що на кожній передачі частота обертання колінчастого вала під час прискорення збільшується до значень більше 4500 об/хв. Це забезпечує потужність, близьку до номінальної величини та максимально можливе для даного автомобіля тягове зусилля на колесах.

Найбільш вагомим компонентом опору прискореному руху автомобіля є сила інерції, яка на початку руху автомобіля перевищує сили опору коченню та аеродинамічного опору більш ніж у 50 разів. Зі збільшенням швидкості автомобіля сила інерції зменшується, і при швидкості 100 км/год вона лише в 1,4 рази перевищує інші складові навантаження.

Аеродинамічний опір зростає пропорційно квадрату швидкості автомобіля і при швидкості 100 км/год вносить значний внесок у загальний опір руху. Ця сила обмежує максимальну швидкість для автомобіля, розрахункове значення якої становить 140 км/год. Збільшення швидкості можна досягти головним чином за рахунок збільшення потужності двигуна.

Швидкість 100 км/год досягається за 18,3 с, що відповідає паспортним даним автомобіля ВА3-2108 і свідчить про адекватність розрахункової методики.

Таким чином, розроблена комплексна математична модель дозволяє досліджувати характеристики двигуна і транспортного засобу під час розгону, визначати вплив параметрів автомобіля на ці процеси та проводити оптимізаційні дослідження.

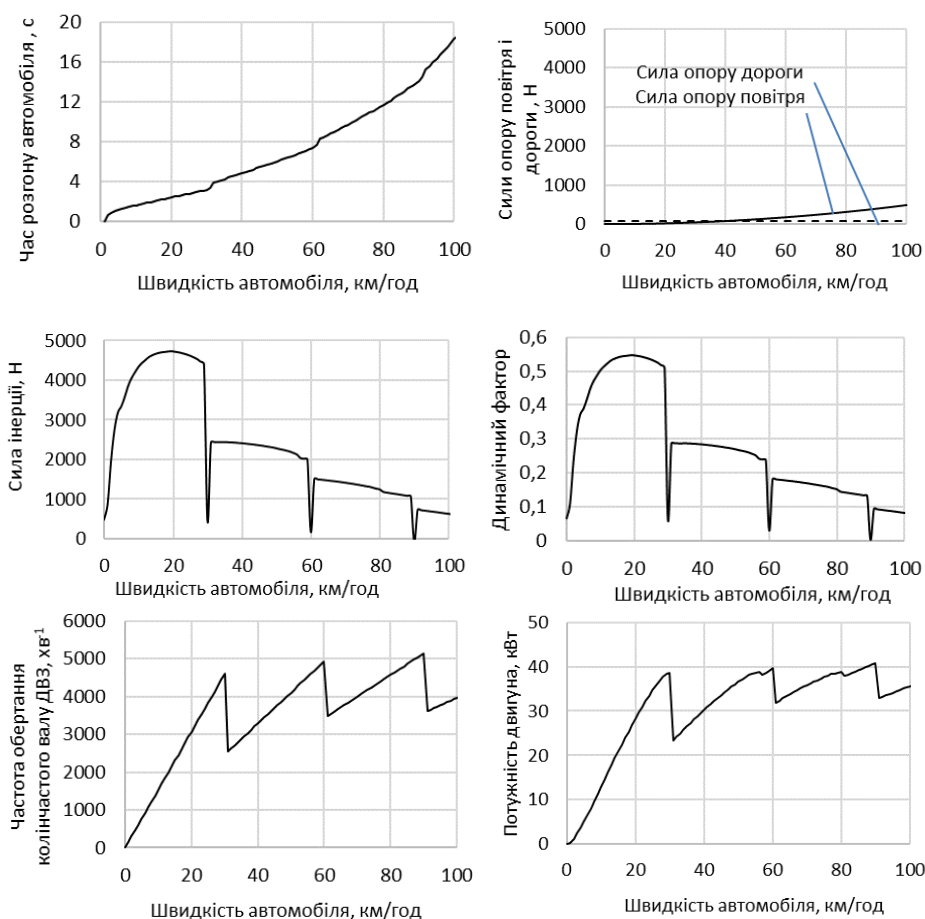


Рис. 5. Параметри автомобіля ВАЗ-2108 в процесі розгону

### 3. Дослідження впливу зміни параметрів двигуна на динамічні властивості автомобіля

При розрахунках досліджували вплив діаметра циліндра, ступеня стиску, коефіцієнту надлишку повітря, кута випередження запалювання, кута закриття впускного клапана, кількості клапанів на циліндр на час розгону автомобіля від 0 до 100 км/год (рис. 6). Діаметр циліндра змінювали в межах від 76 мм до 79 мм, коефіцієнт надлишку повітря – від 0,8 до 1,15, ступінь стиснення – від 7 до 12, кут випередження запалювання суміші – від 0 до 60 град. п.к.в. до ВМТ, кут закриття впускного клапана – від 180 до 250 град. п.к.в. Розглядався також варіант встановлення 16-клапанної головки циліндрів замість 8-клапанної.

Збільшення діаметра циліндра обмежується переважно конструктивними особливостями блоку циліндрів двигуна, ступінь стиску, кут випередження запалювання – детонацією і навантаженнями на деталі кривошипно-шатунного механізму, коефіцієнт надлишку повітря – межами надійного запалювання суміші.

При зміні певного параметра інші параметри двигуна залишали незмінними як на базовому двигуні (див. табл. 1).

З рис. 6 видно, що збільшення діаметра циліндра і ступеня стиску призводить до зростання максимальної потужності двигуна і, як наслідок, зменшення часу розгону автомобіля.

Збільшення кута випередження запалювання в межах від 0 до 28 гр. п.к.в. до ВМТ, зменшення коефіцієнту надлишку повітря від 1,15 до 0,98 і збільшення кута закриття впускного клапана від 180 до 220 гр. п.к.в. збільшують максимальну потужність двигуна та час розгону автомобіля. Подальше збільшення кута випередження запалювання, зменшення коефіцієнту надлишку повітря і збільшення кута закриття впускного клапана навпаки зменшує потужність двигуна. Відповідно динамічні властивості автомобіля погіршуються. Встановлення 16-клапанної головки замість 8-клапанної збільшує середній ефективний перетин клапанів і покращує наповнення циліндрів робочою сумішшю. Як наслідок, час розгону автомобіля від 0 до 100 км/год зменшується з 18,28 до 16,99 с.

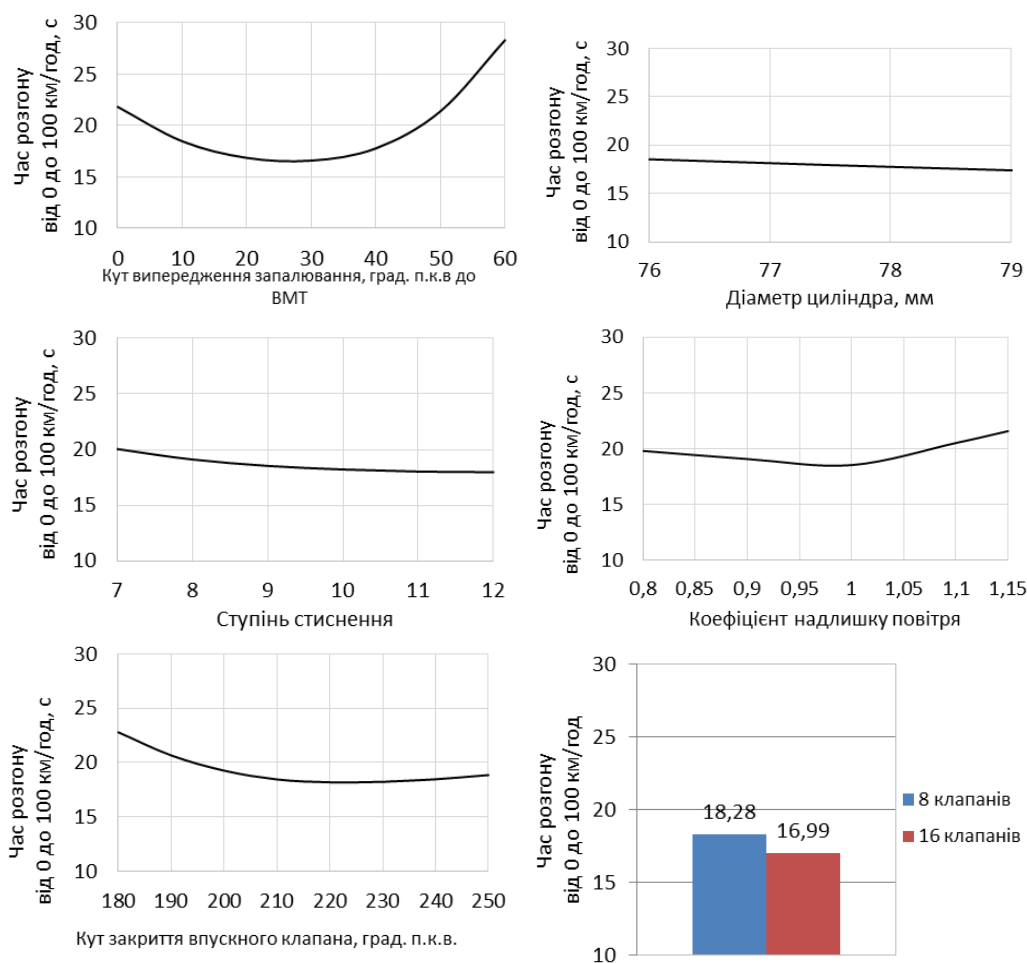


Рис. 6. Вплив параметрів двигуна на динаміку розгону автомобіля від 0 до 100 км/год

Таким чином, показано, що діаметр циліндра і ступінь стиску потрібно максимально збільшувати з урахуванням обмежень, що наведені вище. Для визначення раціональних значень кута випередження запалювання, кута закриття впускного клапана і коефіцієнту надлишку повітря потрібно проводити оптимізаційні дослідження.

За результатами аналізу даних рис. 6 для покращення прийомистості двигуна було запропоновано застосувати комплект параметрів: діаметр циліндра – 79 мм; кут випередження запалювання – 30 град. п.к.в. до ВМТ; ступінь стиснення – 12; коефіцієнт надлишку повітря – 0,98; кут закриття впускного клапана – 220 град. п.к.в.; 16-клапанна головка циліндрів. Розрахунки показали, що застосування запропонованого комплекту параметрів на двигуні ВАЗ-2108 дозволить зменшити час розгону автомобіля з 18,3 с до 13,19 с, тобто майже на 30 %.

Подальше покращення прийомистості автомобіля можливо при застосуванні до вибору параметрів двигуна оптимізаційних методів, розширенні кількості і діапазону варіювання параметрів.

## Висновки

Представлено результати комплексного дослідження, що містить:

- розробку математичної моделі робочого процесу двигуна;
- перевірку адекватності математичної моделі робочого процесу двигуна за даними експериментальних досліджень;
- уточнення моделі динаміки розгону автомобіля врахуванням впливу часу перемикання передачі;
- визначення впливу зміни параметрів двигуна на динамічні властивості автомобіля ВАЗ-2108.

Показано, що представлена в роботі математична модель дозволяє досліджувати вплив параметрів двигуна внутрішнього згоряння на динаміку розгону автомобіля, проводити комплексну оптимізацію параметрів і налаштувань силової установки і транспортного засобу в цілому.

## Список літератури:

1. Uffelmann Friedrich. Autolin-bin digitales. Simulation rechnen-programm fur die Fabirdynamik von Personenkraft-

vagen. // *Automobiltechnik zeitschrift, ATZ*. - 1984, v. № 86, 2.- p.p.41-46. 2. Иванников, С. В. О построении математической модели движения автомобиля [Электронный ресурс] / С. В. Иванников, Г. Л. Родионов, А. С. Сидоренко // *Электронный журнал «Труды МАИ»*. – 2005. – №18. – Режим доступа: <http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=34183>.

3. Thanh, V., Ta, M. C. A Universal Dynamic and Kinematic Model of Vehicles // *2015 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), Montreal, QC, 2015*. P. 1-6, doi: 10.1109/VPPC.2015.7352889. 4. Забавников, Н.А. Аналитическое определение времени и пути разгона / Н.А. Забавников // *Автомобильная промышленность*. 1961. – № 6. – С. 11-14. 5. Стуканов В.А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля. Учебное пособие. – М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2005. – 368 с. 6. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1950. – 350 с. 7. Галимзянов, Р.К. Тяговый расчет автомобиля с механической трансмиссией : учеб. пособие / Р.К. Галимзянов. – Челябинск : Издательство ЮУрГУ, 1998. – 41 с. 8. Кузьменко А. П. Улучшение показателей малолитражного газового двигателя с искровым зажиганием за счет выбора параметров, которые определяют процесс сгорания: дис. канд. техн. наук. Харьков. – 2012. 9. Луканин В. Н. Снижение экологических нагрузок на окружающую среду при работе автомобильного транспорта / В.Н. Луканин, Ю.В. Трофименко // *Итоги науки и техники – М.: ВИНТИ, Т. 19: Автомобильный и городской транспорт*. – 1996. – С. 90–110. 10. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. – М. – Свердловск: Машиз, 1962. – 272 с. 11. Применение водорода для автомобильных двигателей / Мищенко А.И. – Киев : Наук. думка, 1984. – 143 с. 12. Woschni, G. Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufs mittelschnellaufender Dieselmotoren bei geänderten Betriebsbedingungen / G. Woschni, F. Anisitis // *MTZ*. – 1973. – № 4. – S. 160–165. 13. Теория двигателей внутреннего сгорания. Под ред. проф. д-ра техн. наук Н. Х. Дьяченко. Л., «Машиностроение» (Ленингр. отд-ние), 1974, 552 с. 14. Осетров О.О. Экспериментальные дослідження і математичне моделювання механічних витрат в автомобільному двигуні / О.О. Осетров, В.А. Кокуш, Д.С. Алохін // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Збірник наукових праць. Серія: Транспортне машинобудування. – 2017. – № 5 (1227). – С. 59–63.

#### **Bibliography (transliterated):**

1. Uffelmann, F. (1984), "Autolin-bin digitales. Simulation srehen-programm fur die Fabirdynamik von Personenkraftwagen", *Automobiltechnik zeitschrift, ATZ*, No. 86, 2, pp.41-46. 2. Ivannikov, S.V., Rodionov, G.L., Sidorenko A.S.

(2005), "On the construction of a mathematical model of vehicle motion" ["On the construction of a mathematical model of vehicle motion"], available at: <http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=34183>.

3. Thanh, V., Ta, M. C. (2015), "A Universal Dynamic and Kinematic Model of Vehicles", *2015 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), Montreal, QC*, pp. 1-6, doi: 10.1109/VPPC.2015.7352889. 4. Zabavnikov, N.A.(1961), "Analytical determination of the time and path of acceleration" ["Analiticheskoye opredeleniye vremeni i puti razgona"], *Avtomobil'naya promyshlennost'*, *Automotive Industry*, No.6, pp. 11-14. 5. Stukanov, V.A.(2005), *Fundamentals of the automobile engines and automobiles theory. Tutorial*. ["Osnovi teorii avtomobil'nykh dvigateley i avtomobilya. Uchebnoye posobiye."], *FORUM: INFRA-M, Moscow*, 368p. 6. Chudakov, E.A.(1950), *The theory of the car [Teoriya avtomobilya]*, *State Scientific and Technical Publishing House of Engineering Literature, Moscow*, 350 p. 7. Galimzyanov, R.K. (1998), *Traction calculation of a car with a mechanical transmission: a tutorial [Tyagovyy raschet avtomobilya s mekhanicheskoy transmissiyey : ucheb. Posobiye]*, *Publishing House YUUrGU, Chelyabinsk*, 41 p. 8. Kuz'menko, A. P. (2012), *Improving the performance of a small-displacement gas engine with spark ignition by choosing the parameters that determine the combustion process: Ph. D. [Uluchsheniye pokazateley malolitrzhnogo gazovogo dvigatelya s iskrovym zazhiganiyem za schet vybora parametrov, kotoryye opredelyayut protsess sgoraniya: dis. ... kand. tekhn. nauk]*, *Kharkiv*, 197 p. 9. Lukaniin, V.N., Trofimenko, Yu.V.(1996), "Reduction of ecological loads on the environment during the operation of motor transport" ["Snizheniye ekologicheskikh nagruzok na okruzhayushchuyu sredu pri rabote avtomobil'nogo transporta"], *Itogi nauki i tekhniki*, v. 19: *Avtomobil'nyy i gorodskoy transport*, pp. 90–110. 10. Vibe, I.I. (1962), *New about engine duty cycle [Novoye o rabochem tsikle dvigateley]*, *Mashgiz. Moscow – Sverdlovsk*, 272 p. 11. Mishchenko, A.I.(1984), *Application of hydrogen for automobile engines [Primeneniye vodoroda dlya avtomobil'nykh dvigateley]*, *Nauk. Dumka, Kyiv*, 143 p. 12. Woschni, G., Anisitis, F. (1973), "Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufs mittelschnellaufender Dieselmotoren bei geänderten Betriebsbedingungen", *MTZ*, No. 4, pp. 160–165. 13. Dyachenko, N. Kh. (1974), *The theory of internal combustion engines [Teoriya dvigateley vnutrennego sgoraniya]*, *Mashinostroyeniye, Leningr. otd-niye, Leningrad*, 552 p. 14. Osetrov, O.O., Kokush, V.A., Alohkhin, D.S. (2017), "Experimental research and mathematical modeling of mechanical losses in a car engine" ["Eksperimental'ne doslidzhennya i matematichne modelyuvannya mekhanichnih vtrat v avtomobil'nomu dviguni"], *Visnik nacional'nogo tekhnichnogo universitetu «KHPI»*, seriya: *Transportne mashinobuduvannya*. No.5 (1227), pp. 59–63.

Надійшла до редакції 18.06.2021 р.

**Осетров Александр Александрович** – канд. техн. наук, доц., доцент кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: osetrov2010@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0002-5495-9626>.

**Чучуменко Богдан Сергійович** – аспірант кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: potia1925@gmail.com



МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ НА ДИНАМИКУ РАЗГОНА АВТОМОБИЛЯ

*А.А. Осетров, Б. С. Чучуменко*

Приемистость автомобиля определяет его динамические свойства и характеризуется временем разгона от 0 до 100 км/ч. Экспериментальное исследование влияния параметров автомобиля на его приемистость связано со значительными материальными и трудовыми затратами. На стадии эскизной проработки конструкции автомобиля, предварительного определения конструктивных параметров и настроек рационально использование математических моделей. В существующих моделях динамики движения транспортных средств мощность двигателя, как правило, задается эмпирическими зависимостями и не учитывает возможности изменения его параметров и характеристик. В работе предложена математическая модель, которая сочетает модели рабочего процесса двигателя и динамики разгона автомобиля. Математическая модель рабочего процесса двигателя – квазистационарная термодинамическая модель, в которой сгорание описывается уравнением Вибе, а теплообмен со стенками - уравнением Вошни. Для проверки ее адекватности проведено экспериментальное исследование двигателя ВАЗ-2108 с получением внешней скоростной, нагрузочной и регулировочных характеристик. Показано хорошее согласование расчетных и экспериментальных данных. Моделирование разгона автомобиля проводилось по методике Е. А. Чудакова. Определены параметры автомобиля ВАЗ-2108 и силы сопротивления при его движении в процессе разгона от 0 до 100 км / ч. Показано, что автомобиль разгоняется от 0 до 100 км / ч за 18,3 с, что соответствует экспериментальным данным и свидетельствует об адекватности выбранной методики. Исследовано влияние изменения параметров и настроек двигателя на динамику разгона автомобиля. Показано, что для достижения лучшей динамики движения диаметр цилиндра и степень сжатия нужно максимально увеличивать. Угол опережения зажигания, угол закрытия впускного клапана и коэффициент избытка воздуха имеют экстремумы. Показана эффективность использования 16-клапанной головки цилиндров вместо 8-клапанной. По результатам проведенных исследований предложено применить комплект параметров двигателя, который позволил уменьшить время разгона автомобиля ВАЗ-2108 с 18,3 с до 13,2 с. Таким образом, разработанная математическая модель позволяет количественно оценивать влияние параметров двигателя на динамику разгона автомобиля, проводить оптимизацию параметров и настроек силовой установки и транспортного средства в целом.

**Ключевые слова:** приемистость автомобиля; динамика разгона; математическая модель; экспериментальное исследование; нагрузочная характеристика; скоростная характеристика; рабочий процесс

MATHEMATICAL MODELING OF THE ENGINE PARAMETERS INFLUENCE ON VEHICLE ACCELERATION DYNAMICS

*O. O. Osetrov, B. S. Chuchumenko*

The throttle response of a vehicle determines its dynamic properties and is characterized by an acceleration time from 0 to 100 km/h. An experimental study of the influence of vehicle parameters on its throttle response is associated with significant material and labor costs. At the stage of sketching the design of the vehicle, preliminary determination of design parameters and settings, it is rational to use mathematical models. In the existing models of the vehicles movement dynamics, the engine power, as a rule, is set by empirical dependencies and does not take into account the possibility of changing its parameters and characteristics. The paper proposes a mathematical model that combines models of the engine workflow and the dynamics of vehicle acceleration. The mathematical model of the engine workflow is a quasi-stationary thermodynamic model, in which combustion is described by the Vibe equation, and heat transfer with the walls is described by the Voschni equation. To check its adequacy, an experimental study of the VAZ-2108 engine was carried out to obtain external speed, load and control characteristics. Good agreement between the calculated and experimental data is shown. Vehicle acceleration simulation was carried out according to the method of E.A. Chudakov. The parameters of the VAZ-2108 car and the resistance forces during acceleration from 0 to 100 km / h have been determined. It is shown that the car accelerates from 0 to 100 km / h in 18.3 s, which corresponds to the experimental data and indicates the adequacy of the chosen techniques. The influence of changing the parameters and settings of the engine on the dynamics of vehicle acceleration has been investigated. It is shown that in order to achieve better dynamics of motion, the cylinder diameter and compression ratio must be maximized. The ignition timing, intake valve closing angle and excess air ratio have extremes. The efficiency of using a 16-valve cylinder head instead of an 8-valve one is shown. Based on the results of the studies, it was proposed to apply a set of engine parameters, which made it possible to reduce the acceleration time of the VAZ-2108 from 18.3 s to 13.2 s. Thus, the developed mathematical model makes it possible to quantitatively evaluate the influence of engine parameters on the dynamics of vehicle acceleration, to optimize the parameters and settings of the power plant and the vehicle as a whole.

**Key words:** vehicle throttle response; acceleration dynamics; mathematical model; experimental research; load characteristic; speed characteristic; working process