УДК 625.72

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ АВТОМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ЗЧЕПЛЕННЯМ

В.І. Клименко, проф., к.т.н., М.Г. Михалевич, доц., к.т.н., Д.М. Леонтьєв, доц., к.т.н., О.О. Ярита, асист., к.т.н., Ю.О. Рябуха, асп., Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. *Проаналізовано основні положення математичного моделювання робочих процесів, що відбуваються під час увімкнення зчеплення. Запропоновано підхід, на основі якого можлива реалізація математичного моделювання роботи автоматичної системи керування зчепленням. Виконано імітаційне моделювання роботи автоматичної системи керування зчепленням.*

Ключові слова: *зчеплення, прискорення, привод зчеплення, система автоматичного регулювання, система автоматичного керування, робота зчеплення.*

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ СЦЕПЛЕНИЕМ

В.И. Клименко, проф., к.т.н., Н.Г. Михалевич, доц., к.т.н., Д.Н. Леонтьев, доц., к.т.н., А.А. Ярита, ассист., к.т.н., Ю.А. Рябуха, асп., Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Аннотация. *Проанализированы основные положения математического моделирования рабочих процессов, протекающих при включении сцепления. Предложен подход, на основе которого возможна реализация математического моделирования работы автоматической системы управления сцеплением. Выполнено имитационное моделирование работы автоматической системы управления сцеплением.*

Ключевые слова: *сцепление, ускорение, привод сцепления, система автоматического регулирования, система автоматического управления, работа сцепления.*

SIMULATION OF THE AUTOMATIC CLUTCH CONTROL SYSTEM

V. Klimenko, PhD., Prof., M. Michalevich, PhD., Assoc. Prof., D. Leontiev, PhD., Assoc. Prof., A. Yarita, PhD., Assist., U. Ryabukha, Graduate Student, Kharkiv National Automobile and Highway University

Abstract. *The analysis of the provisions of the working processes simulation modeling in the vehicle transmission is performed. The mathematical models of transmission of momentum that arises in the engine with the dependencies characterizing the process of motion of the vehicle are matched. The mathematical model of the acceleration process of a vehicle, equipped with an automatic coupling control system, is implemented. The results of modeling the operation of an automatic clutch control system during acceleration of a vehicle are obtained depending on the acceleration intensity.*

Key words: *clutch, acceleration, clutch drive, automatic control system, clutch work.*

Вступ

Інтенсивний розвиток автомобільної промисловості різних країн світу надав змогу автоматизувати різні системи і механізми транспортного засобу (ТЗ). Однією з таких систем стала система керування процесом вмикання та вимикання зчеплення. Очевидно, що впровадження системи автоматизованого керування процесом вмикання або вимикан-

ня зчеплення підвищує ергономічні властивості транспортного засобу в цілому та знижує втомленість водія, за рахунок скорочення часу вмикання/вимикання передач у коробці передач, але в той же час автоматизація зчеплення ускладнила методики проектування зчеплення та його приводу, оскільки електронні складові автоматизованої системи вимагають окремих даних, що безпосередньо впливають на вибір раціональних способів реалізації закону вмикання/вимикання зчеплення.

Мета і постановка завдання

Оскільки під час моделювання автоматизованої системи керування процесом вмикання/вимикання зчеплення важливим є узгодження частоти обертання колінчастого вала двигуна та первинного вала коробки передач, за мету цього дослідження взято вибір раціонального характеру зміни закону керування зчепленням з урахуванням величини натискання на педаль газу водієм для досягнення раціонального прискорення транспортного засобу під час розгону або руху з місця на дорозі з ухилом.

Як задачу дослідження обрано синтез математичної моделі автоматизованої системи керування процесом вмикання/вимикання зчеплення, яка дозволить врахувати динамічні властивості транспортного засобу та інтенсивність натискання на педаль подачі палива.

Аналіз публікацій

У загальновідомій науково-технічній літературі [1–8] відзначається, що система рівнянь, яка описує рух деталей двигуна внутрішнього згоряння, може бути подана у вигляді залежностей (1)–(4), виходячи зі схеми, зображеної на рис. 1.

Відповідно до схеми, зображеної на рис. 1, складемо рівняння моментів, з якого після перетворення нескладно отримати залежність (1).

$$M_e - M_c = I_e \cdot \varepsilon_e, \qquad (1)$$

де M_e та M_c – відповідно момент двигуна та момент на ведених дисках зчеплення, Н·м; I_e – інерційний момент елементів, що обертаються у двигуні, кг·м^2; ε_e – кутове прискорення маховика, м/с^2.

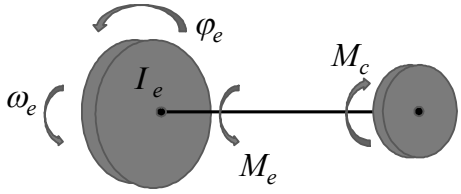

Рис. 1. Розрахункова схема деталей двигуна, що обертаються

Залежність (1) дозволяє на основі закону зміни моментів M_e та M_c визначити кутове прискорення маховика як основного тіла двигуна внутрішнього згоряння, що обертається і безпосередньо контактує зі зчепленням, яке є елементом трансмісії транспортного засобу.

Момент двигуна внутрішнього згоряння залежить від частоти обертання колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння та положення рейки подачі палива [4, 5]. Цю залежність можна записати у вигляді (2)

$$M_e = f\left(n_e;\alpha\right), \qquad (2)$$

де n_e – частота обертання колінчастого вала двигуна, хв$^{-1}$; α – ступінь натискання на педаль подачі палива, %.

У графічному вигляді залежність (2), наприклад, для дизеля з усережимним регулятором, зображена на рис. 2.

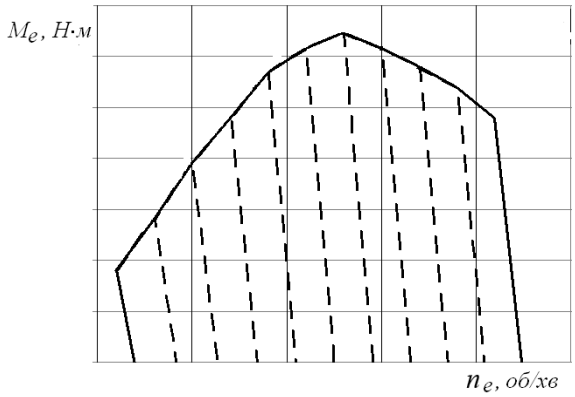

Рис. 2. Залежність моменту двигуна від частоти обертання його колінчастого вала та положення педалі подачі палива

Момент на ведених дисках зчеплення залежить від нормального зусилля між поверхнями тертя, а напрямок зміни моменту зчеплення визначається різницею швидкості обертання колінчастого вала двигуна та маточини веденого диска [4, 5].

$$M_c = f(N)\cdot \operatorname{sign}(\omega_e - \omega_{вд}), \quad (3)$$

де N – нормальне зусилля між поверхнями тертя зчеплення, Н; $\omega_{вд}$ – кутова швидкість обертання веденого диска зчеплення, рад/с.

Кутова швидкість обертання маховика двигуна внутрішнього згоряння, а значить, і його колінчастого вала, визначається після інтегрування величини кутового прискорення [4] за залежністю (4)

$$\omega_e = \int \varepsilon_e dt, \quad (4)$$

де ω_e – кутова швидкість обертання маховика двигуна, рад/с.

Для визначення кутової швидкості обертання веденого диска зчеплення $\omega_{вд}$ необхідно скласти рівняння моментів згідно зі схемою, зображеною на рис. 3, та визначити кутове прискорення ведених деталей зчеплення після відповідних перетворень.

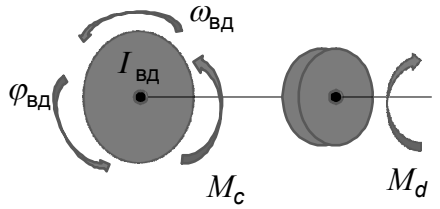

Рис. 3. Розрахункова схема деталей зчеплення, що обертаються

Залежність для визначення кутового прискорення, за аналогією до залежності (1), записується у вигляді [4, 5]

$$M_c - M_d = I_{вд}\cdot \varepsilon_{вд}, \quad (5)$$

де M_d – момент на деталях демпфера зчеплення, Н·м; $I_{вд}$ – інерційний момент ведених деталей зчеплення, кг·м^2; $\varepsilon_{вд}$ – кутове прискорення ведених деталей фрикційного зчеплення, м/с^2.

Для визначення кутової швидкості веденого диска зчеплення необхідно виконати інтегрування величини кутового прискорення ведених деталей зчеплення, використовуючи залежність (6)

$$\omega_{вд} = \int \varepsilon_{вд} dt, \quad (6)$$

де $\omega_{вд}$ – кутова швидкість обертання ведених деталей зчеплення, рад/с.

Математичне моделювання автоматизованої системи керування зчепленням

Під час моделювання автоматизованої системи керування зчепленням є важливим визначення такого параметра як кут повороту первинного вала коробки передач (φ_a). Для його визначення необхідно спочатку визначити кут повороту колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння (φ_e) та кут закручування демпфера ведених дисків зчеплення ($\varphi_{вд}$) за відповідними залежностями (7) та (8).

Кут повороту колінчастого вала двигуна можна визначити за залежністю

$$\varphi_e = \int \omega_e dt, \quad (7)$$

де φ_e – кут повороту колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння, рад.

Кут закручування демпфера ведених дисків зчеплення визначимо за залежністю

$$\varphi_{вд} = \int \omega_{вд} dt, \quad (8)$$

де $\varphi_{вд}$ – кут повороту веденого диска зчеплення, рад.

Після чого на основі динамічної схеми розгону автомобіля з місця (рис. 4), за аналогією до залежностей (1) та (5), нескладно визначити із залежності (9) кутове прискорення первинного вала коробки передач

$$M_d - M_a = I_a \cdot \varepsilon_a, \quad (9)$$

де M_a – момент на первинному валу коробки передач, Н·м; I_a – інерційний момент, що діє на первинний вал ступінчастої коробки передач і до якого приведено масу транспортного засобу, кг·м^2; ε_a – кутове прискорення первинного вала коробки передач, м/с^2.

У складі рівнянь (5) та (9) наявний момент на деталях демпфера зчеплення, який можна визначити із залежності (10), яка базується на жорсткості пружин демпфера та коефі-

цієнті в'язкості демпфірування, відповідно до схеми, зображеної на рис. 4.

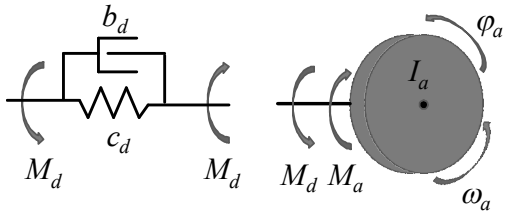

Рис. 4. Розрахункова схема для визначення кута повороту первинного вала ступеневої коробки передач

$$M_d = C_d \cdot \left(\varphi_{вд} - \varphi_a\right) - b_d \left(\omega_{вд} - \omega_a\right), \quad (10)$$

де C_d – крутильна жорсткість демпфера крутильних коливань, Н·м/рад; b_d – коефіцієнт в'язкості демпфірування, Н·м·с; ω_a – кутова швидкість обертання первинного вала коробки передач, рад/с.

Жорсткість пружин демпфера (C_d) складається з жорсткості пружин та жорсткості жорсткого упору в обмежувальних штифтах.

Кутову швидкість обертання первинного вала коробки передач (ω_a) можна визначити із залежності (11), якщо виконати інтегрування кутового прискорення (ε_a) первинного вала коробки передач

$$\omega_a = \int \varepsilon_a dt, \quad (11)$$

а кут повороту первинного вала коробки передач може бути визначений із залежності (12), за аналогією до залежностей (7) та (8)

$$\varphi_a = \int \omega_a dt. \quad (12)$$

У залежності (9) момент на первинному валу коробки передач може бути визначений із залежності (13) на основі рівняння моменту опору дороги та моменту опору повітрю, які можна визначити відповідно із залежностей (14) та (17), якщо врахувати залежності (15), (16) та (18).

$$M_a = M_\psi - M_w, \quad (13)$$

де M_ψ – момент опору дороги, Н·м; M_w – момент опору повітря, Н·м.

Момент опору дороги можна визначити із залежності

$$M_\psi = \frac{P_\psi \cdot r_d}{u_0 \cdot u_{ikp}}, \quad (14)$$

де P_ψ – сила опору дороги, Н; r_d – динамічний радіус кочення колеса, м; u_0 – передаточне число головної передачі; u_{ikp} – передаточне число відповідної передачі коробки передач.

Силу опору дороги визначимо із залежності

$$P_\psi = G_a \cdot \psi \cdot sign\left(V_a\right), \quad (15)$$

де G_a – вага транспортного засобу, Н; ψ – сумарний коефіцієнт опору дороги; V_a – швидкість руху транспортного засобу, м/с.

Для визначення швидкості руху автомобіля використаємо залежність виду

$$V_a = \frac{\omega_a \cdot r_d}{u_0 \cdot u_{ikp}}. \quad (16)$$

Момент опору повітря визначимо, використавши залежність

$$M_w = \frac{P_w \cdot r_d}{u_0 \cdot u_{ikp}}. \quad (17)$$

Сила опору повітря в рівнянні (17) може бути обчислену із залежності (18), якщо враховувати обчислену швидкість руху транспортного засобу, визначена за залежністю (16)

$$P_w = \frac{1}{2} C_x \cdot \rho_в \cdot F_a \cdot V_a^2, \quad (18)$$

де C_x – безрозмірний коефіцієнт повної аеродинамічної сили транспортного засобу; $\rho_в$ – щільність повітря, кг/м^3; F_a – площа лобового опору транспортного засобу, м^2.

Для реалізації будь-якого закону керування зчепленням необхідно знати прискорення транспортного засобу під час розгону на відповідній передачі, яке може бути визначене шляхом диференціювання залежності (16)

$$j_a = \frac{dV_a}{dt}. \quad (19)$$

На основі цього закону, з метою адаптації темпу ввімкнення зчеплення під бажання водія, у системі керування можна використати інтегрально-диференційний регулятор (ПІД-регулятор). Структура такого регулятора (рис. 5) включає три канали, які корегують похибку регулювання (ε).

Завдяки керуючому впливу регулятор має за мету довести похибку регулювання (ε) до нуля. Похибка регулювання (ε) може бути визначена як різниця між бажаним (еталонним) прискоренням (j_e) та реальним прискоренням (j_a) транспортного засобу, значення якого нескладно отримати за допомогою залежності (19).

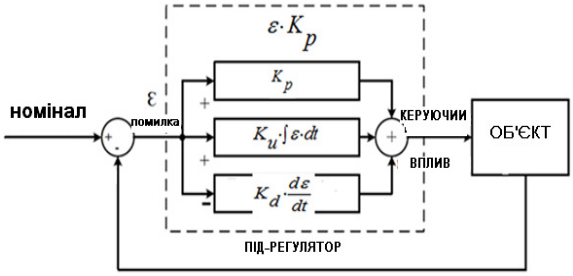

Рис. 5. Структурна схема використання ПІД-регулятора

Бажане (еталонне) прискорення (j_e) визначимо із залежності

$$j_e = \frac{\alpha \cdot j_e^{\max}}{100}, \qquad (20)$$

де $j_e^{\max}$ – максимально можливе бажане (еталонне) прискорення транспортного засобу на відповідній передачі, м/с^2.

Максимально можливе бажане (еталонне) прискорення нескладно визначити з тягового розрахунку, використавши графік прискорень на відповідних передачах. Досвід виконання таких розрахунків показує, що, наприклад, для вантажних автомобілів значення прискорення $j_e^{\max}$ на першій передачі, за максимальної подачі палива (α =100 %), може бути взято рівним 1,5 м/с^2.

Мінімізація, яку дозволяє робити інтегрально-диференційний регулятор, дозволяє сформувати раціональний керуючий вплив на об'єкт керування (зчеплення) під час вмикання або перемикання передач.

Реалізація ПІД-регулятора в математичній моделі системи керування зчепленням, яку запропоновано, відображена стандартним блоком PID, який входить до складу бібліотеки Simulink (рис. 6).

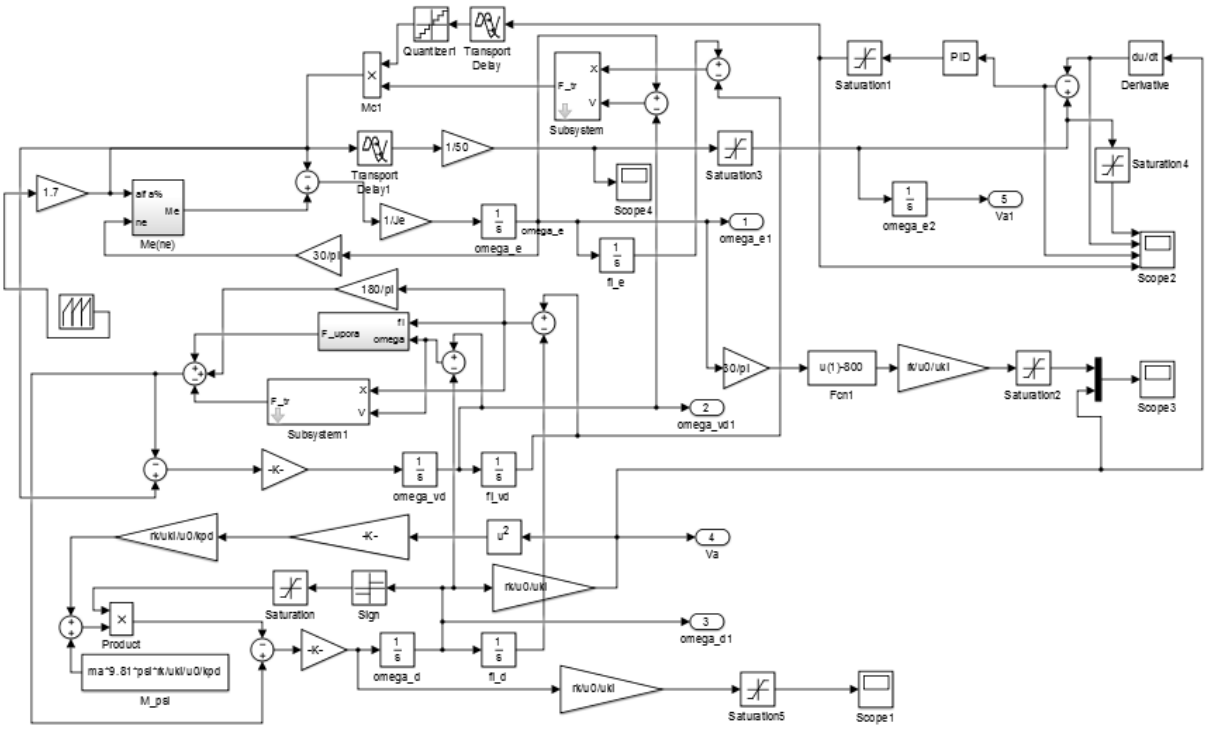

Рис. 6. Реалізація математичної моделі рушання автомобіля з місця у середовищі Simulink пакета MATLAB

Блок ПІД-регулятора має поле для налаштування кожного каналу. Першим налаштовується пропорційний канал для забезпечення виходу реального прискорення до заданого еталонного значення. Наступним налаштовується інтегральний канал, який реагує на швидкість наростання прискорення. Останнім налаштовується диференційний канал, який забезпечує зменшення коливань під час процесу регулювання.

У результаті моделювання системи керування зчепленням, найкращого результату вдалося досягти за таких коефіцієнтів ПІД-регулятора: пропорційний канал (K_p) – 0,8, інтегральний (K_u) – 0,3, диференційний (K_d) – 0,5.

Під час моделювання якість роботи системи оцінювалась за такими показниками: реальне прискорення автомобіля, значення стрибкової зміни прискорення (під час роботи релейного виконавчого пристрою), відсутність критичного зменшення обертів колінчастого вала та характер зміни частот колінчастого вала двигуна та первинного вала коробки передач. Під час роботи релейного виконавчого привода відбувається інтенсивна зміна положення штока керування зчепленням, оскільки система є релейною. Це призводить до стрибкоподібної зміни прискорення автомобіля, яку може відчувати водій під час керування транспортним засобом.

Під час аналізу характеру зміни частот обертання колінчастого вала двигуна та первинного вала коробки передач контролювалось критичне зниження частоти обертання колінчастого вала двигуна, яке не повинно бути нижчим, ніж частота обертання, що відповідає холостому ходу (600 об./хв).

Крім того, бажано, щоб не було великої різниці між обертаннями колінчастого вала двигуна і первинного вала коробки передач. Як видно з рис. 7, зазначені умови виконуються, а прискорення автомобіля змінюється пропорційно ступеню натискання на педаль газу (рис. 8), що свідчить про адаптивні властивості системи керування.

Під час аналізу динаміки зміни прискорення транспортного засобу за різних положень педалі газу (рис. 8) видно невелику похибку під час реалізації закону керування зчепленням за залежностями (19) та (20). Стрибки прискорення, що пояснюються релейною роботою виконавчого привода зчеплення, знаходяться в межах допустимих значень відповідно до формули (21), яку запропоновано в роботі [9]. Таким чином, стрибки прискорення не будуть відчуватись водієм під час рушання транспортного засобу з місця. Періодичні перемикання пов'язані з регулювальною дією системи керування.

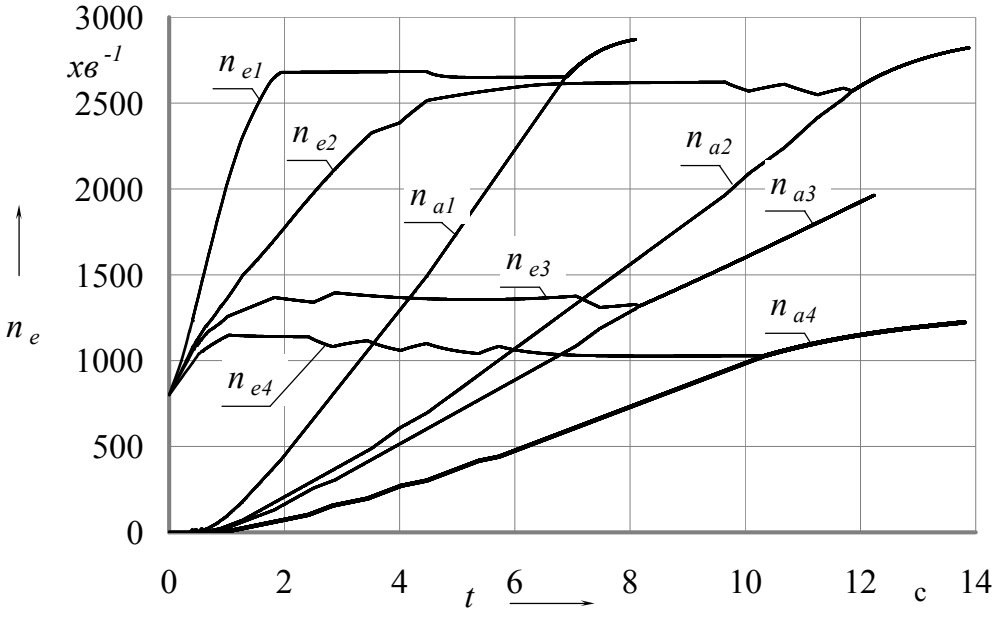

Рис. 7. Зміна частоти обертання колінчастого вала та первинного вала коробки передач залежно від часу за різних темпів натискання на педаль газу

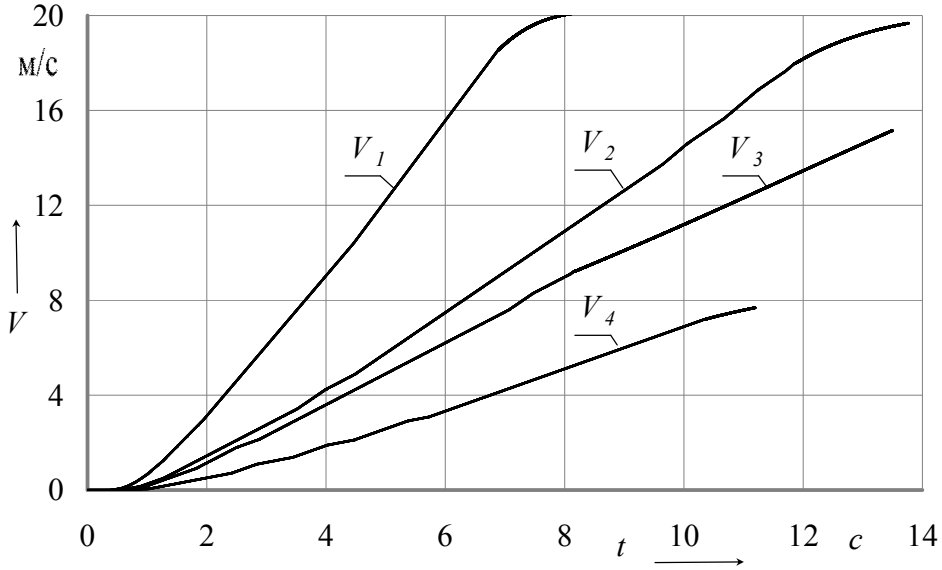

Рис. 8. Залежність швидкості руху транспортного засобу від часу за різних темпів натискання на педаль газу

Загалом слід відзначити стійку роботу системи керування, відсутність глибоких провалів у частоті обертання колінчастого вала двигуна, відносно невеликі коливання прискорення під час керуючих дій та можливість системи керування пристосовуватися до зміни темпу розгону та опору руху транспортного засобу.

Також слід зазначити, що система керування має резерви для покращення роботи. Наприклад, подальшого розвитку потребує питання фільтрації сигналів від датчиків частоти обертання.

Висновки

Виконаний синтез математичної моделі автоматизованої системи керування процесом вмикання/вимикання зчеплення дозволяє врахувати динамічні властивості транспортного засобу та інтенсивність натискання на педаль подачі палива, що більш ніж на 10 % підвищує точність розрахунків порівняно з результатами експериментальних досліджень.

Запропонована структурна схема використання ПІД-регулятора дозволяє виконати імітаційне моделювання процесу вмикання/ вимикання зчеплення на рівні, що забезпечується алгоритмом керування зчепленням.

Література

1. Andersson S. Friction models for sliding dry, boundary and mixed lubricated contacts / S. Andersson, A. Soderberg, S. Bjorklund // Tribology International. – 2007. – Vol. 40. – P. 580–587.
2. A. Myklebust Dry Clutch Modeling, Estimation, and Control / Andreas Myklebust // Doctoral Dissertation. – Sweden, 2014. – 175 p.
3. Леонтьев Д.Н. Определение нагрузки на демпфер крутильных колебаний и способ расчета средней крутильной жесткости / Д.Н. Леонтьев, А.А. Фролов // Вісник НТУ «ХПІ». – 2014. – №8 (1051). – С. 143–147.
4. Осепчугов В.В. Автомобиль: анализ конструкций, элементы расчета: учебник для студентов вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / В.В. Осепчугов, А.К. Фрумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
5. Automotive clutch models for real time simulation /M. Băţăuş, A. Maciac, M. Oprean, N. Vasiliu // Proceedings of the Romanian academy. – 2011, Series A. – Vol. 12, no. 2. – pp. 109–116.
6. Zetina S. Optimal Mode Shifting and Launch Control in a Hybrid Transmission, 4 th Int. CTI-Symposium Innovative Automotive Transmissions, Berlin, Germany, 2005. no. 5, to 8 Dec.
7. Hagiwara K. Development of automatic transmission control system using hardware-in-the-loop simulation system / K. Hagiwara, S. Terayama, Y. Takeda, K. Yoda, S. Suzuki // JSAE Review. – 2002. – Vol. 23. – P. 55–59.

8. Crowther A. Analysis and simulation of clutch engagement judder and stick–slip in automotive powertrain systems / A. Crowther, N. Zhang, D.K. Liu, J.K. Jeyakumaran, Proc. Instn Mech. Engrs, 218, Part D: J. Automobile Engineering, 2004. – P. 1427–1446.
9. Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом тормозном управлении транспортного средства: монография / А.Н. Туренко, Н.Г. Михалевич, Д.Н. Леонтьев и др. – 2-е изд., допол. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 450 с.

Reference

1. Andersson S., Soderberg A., Bjorklund S. Friction models for sliding dry, boundary and mixed lubricated contacts, Tribology International, 2007. 40, pp. 580–587.
2. A. Myklebust Dry Clutch Modeling, Estimation, and Control. Doctoral Dissertation. Sweden, 2014. 175 p.
3. Leontev D.N., Frolov A.A. *Opredelenie nagruzki na dempfer krutilnyih kolebaniy i sposob rascheta sredney krutilnoy zhestkosti* [Determination of the load on the vibration damper and the method of calculating the average torsional stiffness]. Visnik NTU «HPI». 2014. no. 8 (1051). pp. 143–147.
4. Osepchugov V.V., Frumkin A.K. *Avtomobil': Analiz kon-strukcij, ehlementy rascheta. Uchebnik dlya studentov vuzov po special'nosti «Avtomobili i avtomobil'noe hozyajstvo»* [Vehicle: Analysis constructs calculation elements]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 304 p.
5. M. Băţăuş, A. Maciac, M. Oprean, N. Vasiliu Automotive clutch models for real time simulation. Proceedings of the Romanian academy, Series A, Vol. 12, no. 2/2011, pp. 109–116.
6. Zetina, S. et al., Optimal Mode Shifting and Launch Control in a Hybrid Transmission, 4 th Int. CTI-Symposium Innovative Automotive Transmissions, Berlin, Germany, 2005. no. 5 to 8 Dec.
7. Hagiwara K., Terayama S., Takeda Y., Yoda K., Suzuki S., Development of automatic transmission control system using hardware-in-the-loop simulation system, JSAE Review, 2002. 23, pp. 55–59.
8. Crowther A., Zhang N., Liu D.K., Jeyakumaran J.K., Analysis and simulation of clutch engagement judder and stick–slip in automotive powertrain systems, Proc. Instn Mech. Engrs, 218, Part D: J. Automobile Engineering, 2004. pp. 1427–1446,
9. Turenko A.N., Mihalevich N.G., Leont'ev D.N. i dr. *Realizaciya intellektual'nyh funkcij v ehlektronno-pnevmaticheskom tormoznom upravlenii transportnogo sredstva.* Monografiya [Realization of intellectual functions in the electronic-pneumatic brake control of a vehicle]. 2-e izdanie, dopoln., Kharkov, KHNADU Publ., 2015. 450 p.

Рецензент: М.А. Подригало, професор, д.т.н., ХНАДУ.