

ПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ З УРАХУВАННЯМ НЕЛІНІЙНИХ ЛАНОК

Вступ. Методи класичної теорії керування не працюють для математичних моделей високого порядку. Якщо порядок диференціальних рівнянь, що складають математичну модель об'єкту керування, вище п'яти, то проблема параметричного синтезу може бути вирішена тільки за допомогою методів сучасної теорії керування, зокрема, методу простору станів, методів теорії аналітичного конструювання оптимальних регуляторів (АКОР), методів мінімаксу, методів функцій Ляпунова, методів імітаційного моделювання.

Постановка проблеми. Різноманітність процесів у нелінійних системах та особливості їх поведінки створюють труднощі точного математичного опису і теоретичного вивчення таких систем. Але в цей час інженерам та науковим співробітникам в галузі автоматики у всіх її різноманітних застосуваннях все частіше доводиться зіштовхуватися з нелійними динамічними явищами. Точному математичному рішенню піддається лише невелика частина нелінійних задач теорії автоматичного регулювання. Однак точне рішення, навіть якщо воно і отримано, часто виявляється занадто складним для застосування в інженерних розрахунках. У зв'язку з цим першорядне значення для теорії і практики систем керування і регулювання здобуває розвиток наближених методів дослідження динамічних властивостей нелінійних систем.

Аналіз публікацій. Методи теорії АКОР, що розвинуті О.М. Льотовим, О.О. Красовським, Я.Н. Ройтенбергом [1-3], передбачають застосування інформації про всі компоненти вектору стану об'єкту керування при формуванні алгоритму керування. Отримання такої інформації для складних об'єктів часто буває проблематичним, а іноді і неможливим. Методи мінімаксу і методи функцій Ляпунова, застосування яких для рішення проблеми параметричного синтезу системи керування (СК) було здійснене Є.Є. Александровим [4-6], дають задовільні результати, бо передбачають застосування інформації в алгоритмі керування тільки про ті компоненти вектору стану об'єкту керування, вимірювання яких не являє труднощів. Але у процесі параметричного синтезу цифрової СК ці методи передбачають перехід від диференціальних рівнянь математичної моделі об'єкту керування до різничних рівнянь, що вносить визначену похибку у процес синтезу. Крім того, високий порядок диференціальних рівнянь, що описують збурений рух об'єкту керування, призводить при застосуванні методу мінімаксу і методу функцій Ляпунова до значних обчислювальних труднощів, пов'язаних з обмеженим об'ємом пам'яті ЕОМ. Якщо ж об'єкти містять неаналітичні нелінійності, то названі вище методи синтезу взагалі не діють.

Тому в останні роки широке застосування набирають методи імітаційного моделювання, зокрема метод факторного експерименту [7, 8]. Цей метод дозволяє на основі моделювання поведінки системи у випадковому зовнішньому середовищі здійснити вибір її параметрів, що задовольняють вимогам мінімуму функції регресії. Як функція регресії може бути застосований аддитивний функціонал якості замкненої системи. При цьому моделювання поведінки замкненої СК здійснюється при урахуванні випадкових зовнішніх збурень, що діють на об'єкт керування.

Мета статті. Метою даної статті є параметричний синтез електрогідравлічної підвіски автомобіля з урахуванням нелінійних впливів.

Параметричний синтез системи. Розглянемо застосування методу факторного експерименту для задачі параметричного синтезу замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля. Внаслідок безперервної дії зовнішнього збурення $M_{зБ}(t)$ вісь амортизатора безперервно коливається. При русі автомобіля по перетиненій місцевості функція $M_{зБ}(t)$ є випадковою функцією. У цій ситуації випадковими функціями є також функції $\varphi_z(t)$ і $\omega_z(t)$ (рис. 1). Точність стабілізації тим вище, чим менше площа під кривими динамічного процесу.

Отже, кількісно точність стабілізації корпусу автомобіля відносно площини дорожнього полотна можливо оцінити наступним функціоналом

$$I_{\varphi_z} = M \left[\int_0^T \varphi_z^2(t) dt \right]. \quad (1)$$

де M – символ математичного очікування.

Якість процесів стабілізації оцінюється не тільки відхиленням вісі амортизатора, але і кутовою швидкістю руху корпусу автомобіля відносно площини дорожнього полотна.

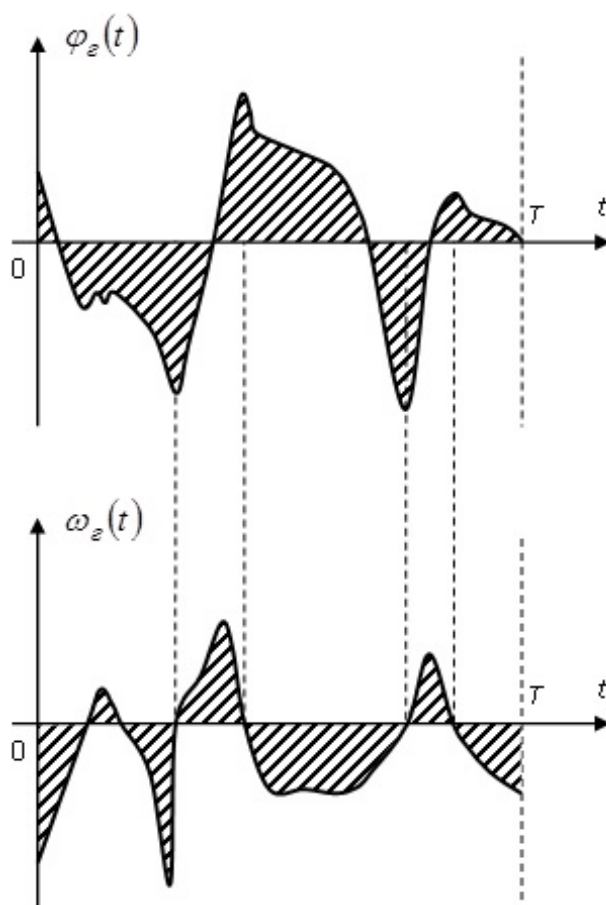


Рис. 1. Динамічні процеси в замкненій системі стабілізації корпусу автомобіля

Кількісною характеристикою цього руху може бути функціонал

$$I_{\omega_z} = M \left[\int_0^T \omega_z^2(t) dt \right]. \quad (2)$$

Ідеальним був би випадок, коли на рішеннях замкненої системи на стабілізації досягали б мінімуму обидва функціонала (1) і (2). Але це неможливо і мінімуми функціоналів (1) і (2) відповідають різним значенням параметрів регулятора k_φ і k_ω . Тому доцільно параметри k_φ і k_ω вибирати за умови мінімуму адитивного функціоналу [9, 10]

$$I = \beta_1^2 I_{\varphi_z} + \beta_2^2 I_{\omega_z} = M \left[\int_0^T [\beta_1^2 \varphi_z^2(t) + \beta_2^2 \omega_z^2(t)] dt \right], \quad (3)$$

де β_1 та β_2 – вагові коефіцієнти, що підлягають вибору.

Однак чисельні експерименти [10-12] довели, що отримані значення варійованих параметрів, що надають мінімум функціоналам (1) і (2) практично не відрізняються (в межах 5%). Враховуючі цей факт, а також факт, що вихідний сигнал з блоку керування обмежується і не дозволяє розвивати корпус автомобіля надмірної швидкості, доцільно для цієї конкретної системи використовувати функціонал (1) або його модифікації [13].

В загальному випадку функціонал, що оцінює якість стохастичної системи має вигляд

$$I = M \left[\int_0^T f[e(t), x(t), y(t), t] dt \right], \quad (4)$$

де f – функція помилки, вхідного і вихідного сигналів, а також часу.

Використовуючи різні комбінації змінних системи і часу, можна отримати різні оцінки якості.

Для зменшення вкладу значної початкової помилки і урахування помилки, що з'являється надалі, більш доцільно використовувати функціонал виду

$$I = M \left[\int_{t_1}^T t |\Delta\varphi_z(t)| dt \right], \quad (5)$$

а при $M_{3B}(t) = 0$ функціонал (5) трансформується у $I = \int_{t_1}^T t |\Delta\varphi_z(t)| dt$.

Обираючи в якості варійованих параметрів коефіцієнти k_φ і k_ω , а в якості параметрів оптимізації функціонал (5), за допомогою теорії факторного експерименту [7, 8] відшукаємо значення варійованих параметрів регулятора, що надають мінімум функціоналу (5), для системи стабілізації корпусу автомобіля.

На рис. 2 точки а, б відповідають мінімуму цільової функції (5) без і з урахуванням $W_{H_1}(A_{H_1})$ відповідно. Параметри для (5): $t_1 = 0.25$ с, $T = 5$ с. Для випадку без урахування $W_{H_1}(A_{H_1}) - I = 0.005958$, $k_\varphi^* = 199.5$, $k_\omega^* = 16.3$. Для випадку з урахуванням $W_{H_1}(A_{H_1}) - I = 8.186339$, $k_\varphi^* = 323.2$, $k_\omega^* = 21.0$.

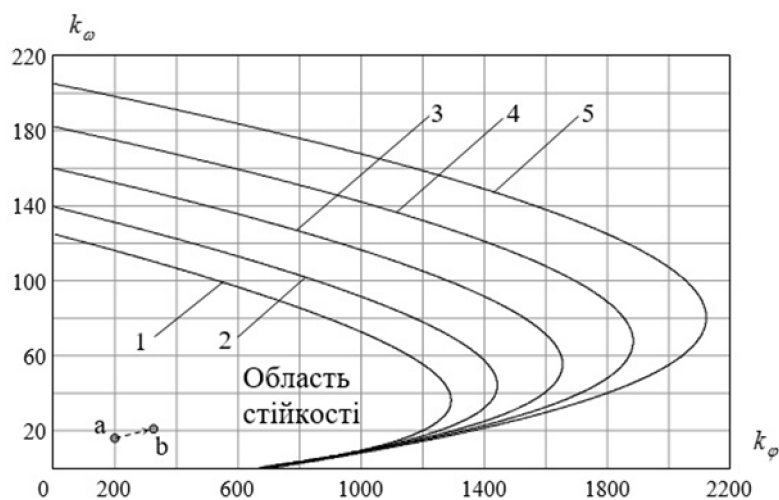


Рис. 2. Область стійкості замкненої системи стабілізації з урахуванням нелінійної ланки типу зона обмеження:

$$1 - A_{H_1}/b_{H_1} = 1; 2 - A_{H_1}/b_{H_1} = 1.25; 3 - A_{H_1}/b_{H_1} = 1.5;$$

$$4 - A_{H_1}/b_{H_1} = 1.75; 5 - A_{H_1}/b_{H_1} = 2$$

На рис. 3 представлені перехідні процеси замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля при отриманих значеннях варійованих параметрів регулятора k_φ^* і k_ω^* для випадку без урахування $W_{H_1}(A_{H_1})$. Як видно, перехідні процеси носять плавний характер без значних коливань. Величина перерегулювання $\varphi_2(t)$ склала 0.5%.

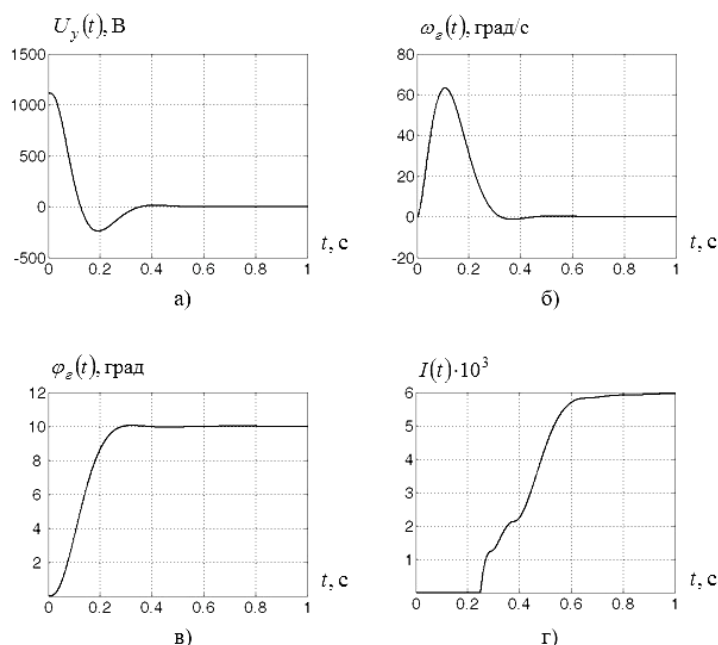


Рис. 3. Перехідні процеси замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля при $k_\varphi^* = 199.5$, $k_\omega^* = 16.3$: з напруги управління $U_y(t)$ (а), кутової швидкості корпусу автомобіля $\omega_e(t)$ (б) та куту повороту корпусу автомобіля $\varphi_e(t)$ (в); а також цільової функції $I(t)$ (г)

На рис. 4 представлені перехідні процеси замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля при отриманих значеннях варійованих параметрів регулятора k_φ^* і k_ω^* для випадку з урахуванням $W_{H_1}(A_{H_1})$. Як видно, перехідні процеси носять плавний характер без значних коливань. Величина перерегулювання $\varphi_2(t)$ склала 0.1%.

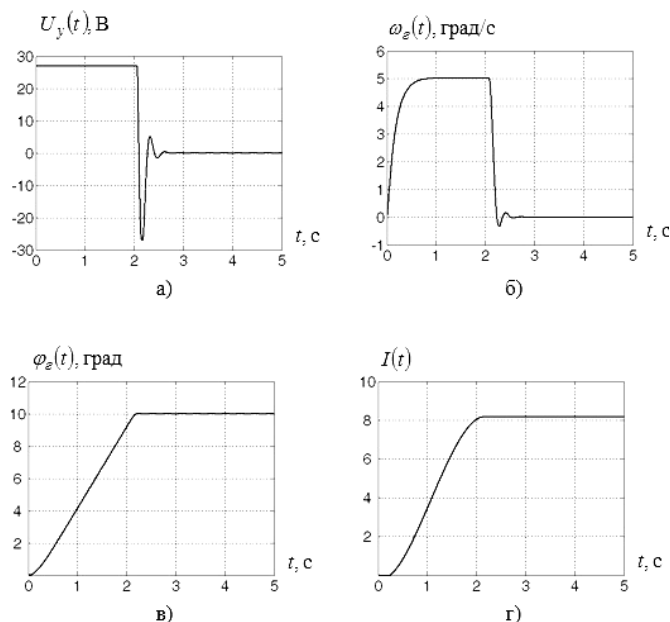


Рис. 4. Перехідні процеси замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля при $k_\varphi^* = 323.2$, $k_\omega^* = 21.0$: з напруги управління $U_y(t)$ (а), кутової швидкості корпусу автомобіля $\omega_2(t)$ (б) та куту повороту корпусу автомобіля $\varphi_2(t)$ (в), а також цільової функції $I(t)$ (г)

Структурна схема системи стабілізації корпусу автомобіля [14] крім нелінійної ланки з передавальною функцією $W_{H_1}(A_{H_1})$ і характеристикою типу зона обмеження (насичення) містить також нелінійну ланку з передавальною функцією $W_{H_2}(A_{H_2})$ і характеристикою зі змінним коефіцієнтом підсилення. У даному випадку ця нелінійна ланка вводиться до структурної схеми з метою підвищення якості перехідних процесів та підвищення надійності системи у цілому шляхом розширення області стійкості.

Зі структурної схеми [14] знайдемо передавальну функцію замкненого контуру $3H$ з урахуванням виразу (6) та нелінійної ланки з передавальною функцією $W_{H_2}(A_{H_2})$ (7)

$$W'_{3H}(s) = \frac{W_{3H}(s)}{1 + W_{3H}(s) \cdot k_\omega \cdot k_{OTDKШ} \cdot \frac{k_{ГДКШ}}{T_{\omega 1}^2 s^2 + T_{\omega 2} s + 1}} \cdot s \quad (6)$$

$$W'_{3HH}(s) = \frac{W_{3H}(s) \cdot W_{H_2}(A_{H_2})}{1 + W_{3H}(s) \cdot W_{H_2}(A_{H_2}) \cdot k_\omega \cdot k_{OTDKШ} \cdot \frac{k_{ГДКШ}}{T_{\omega 1}^2 s^2 + T_{\omega 2} s + 1} \cdot s} \quad (7)$$

Знайдемо передавальну функцію всієї розімкненої системи [14]

$$W_{4HH}(s) = \frac{k_{OTDK} \cdot k_\varphi \cdot W_{3H}(s) \cdot W_{H_2}(A_{H_2})}{1 + W_{3H}(s) \cdot W_{H_2}(A_{H_2}) \cdot k_\omega \cdot k_{OTDKШ} \cdot \frac{k_{ГДКШ}}{T_{\omega 1}^2 s^2 + T_{\omega 2} s + 1} \cdot s} \quad (8)$$

та замкненої системи

$$W'_{4HH} = \frac{W_{4HH}(s)}{1 + W_{4HH}(s)} \quad (9)$$

Побудуємо область стійкості замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля в площині варійованих параметрів регулятора k_φ і k_ω з урахуванням нелінійної ланки типу зона обмеження (насичення) та нелінійної ланки зі змінним коефіцієнтом підсилення.

Із передавальної функції замкненої системи (9) запишемо характеристичне рівняння

$$\begin{aligned} & T_y A_3 T_{\omega 1}^2 s^7 + (T_y A_3 T_{\omega 2} + T_y A_2 T_{\omega 1}^2 + A_3 T_{\omega 1}^2) s^6 + \\ & + (A_2 T_{\omega 1}^2 + T_y A_2 T_{\omega 2} + T_y A_3 + A_3 T_{\omega 2} + T_y A_1 T_{\omega 1}^2) s^5 + \\ & + (T_y T_{\omega 1}^2 + A_2 T_{\omega 2} + T_y A_2 + A_3 + T_y A_1 T_{\omega 2} + A_1 T_{\omega 1}^2) s^4 + \\ & + (T_{\omega 1}^2 + A_1 T_{\omega 2} + T_y A_1 + T_y T_{\omega 2} + A_2) s^3 + \\ & + (T_{\omega 2} + A_1 + T_y + k_{OTDK} k_\varphi k W_{H_1}(A_{H_1}) k_y k'_2 T_{\omega 1}^2) s^2 + \\ & + (1 + k W_{H_1}(A_{H_1}) k_y k'_2 (k_{OTDK} k_{\varphi 2} T_{\omega 2} + k_\omega k_{ГДКШ} k_{OTDKШ})) s + \\ & + k_{OTDK} k_\varphi k W_{H_1}(A_{H_1}) k_y k'_2 = 0, \end{aligned} \quad (10)$$

В характеристичному рівнянні (10) зробимо заміну $s = j\omega$, виділимо дійсну і уявну частини та дорівняємо їх нулю. Отримані алгебраїчні рівняння розв'яжемо відносно параметрів k_φ і k_ω :

$$\begin{aligned} k_\varphi &= \frac{(T_y T_{\omega 1}^2 + A_2 T_{\omega 2} + T_y A_2 + A_3 + T_y A_1 T_{\omega 2} + A_1 T_{\omega 1}^2) \omega^4}{k_{OTDK} k W_{H_1}(A_{H_1}) \cdot W_{H_2}(A_{H_2}) k_y k'_2 (\omega^2 T_{\omega 1}^2 - 1)} - \\ & - \frac{(T_y A_3 T_{\omega 2} + T_y A_2 T_{\omega 1}^2 + A_3 T_{\omega 1}^2) \omega^6 + (T_{\omega 2} + A_1 + T_y) \omega^2}{k_{OTDK} k W_{H_1}(A_{H_1}) \cdot W_{H_2}(A_{H_2}) k_y k'_2 (\omega^2 T_{\omega 1}^2 - 1)}; \end{aligned} \quad (11)$$

$$k_{\omega} = \frac{(T_{\omega 1}^2 + A_1 T_{\omega 2} + T_y A_1 + T_y T_{\omega 2} + A_2) \omega^2 + T_y A_3 T_{\omega 1}^2 \omega^6}{k W_{H_1}(A_{H_1}) W_{H_2}(A_{H_2}) k_y k_2' k_{ГДКШ} k_{ОТДКШ}} - \frac{(A_2 T_{\omega 1}^2 + T_y A_2 T_{\omega 2} + T_y A_3 + A_3 T_{\omega 2} + T_y A_1 T_{\omega 1}^2) \omega^4}{k W_{H_1}(A_{H_1}) W_{H_2}(A_{H_2}) k_y k_2' k_{ГДКШ} k_{ОТДКШ}} - \frac{k_{ОТДК} k_{\varphi} k W_{H_1}(A_{H_1}) W_{H_2}(A_{H_2}) k_y k_2' T_{\omega 2} + 1}{k W_{H_1}(A_{H_1}) W_{H_2}(A_{H_2}) k_y k_2' k_{ГДКШ} k_{ОТДКШ}} \quad (12)$$

На рис. 5 і 6 приведено границі області стійкості замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля в площині варійованих параметрів регулятора k_{φ} і k_{ω} з урахуванням нелінійної ланки зі змінним коефіцієнтом підсилення, що побудовані за допомогою співвідношень [14 (1)], [14 (2)], (11) і (12), де a, b, c – точки мінімуму цільової функції (5) без і з урахуванням $W_{H_1}(A_{H_1})$, $W_{H_2}(A_{H_2})$ відповідно. Для випадку з урахуванням $W_{H_1}(A_{H_1})$ і $W_{H_2}(A_{H_2})$ на основі методу факторного експерименту отримуємо: $I = 8.190428$, $k_{\varphi}^* = 607.1$, $k_{\omega}^* = 49.9$. Параметри для (5): $t_1 = 0.25$ с, $T = 5$ с.

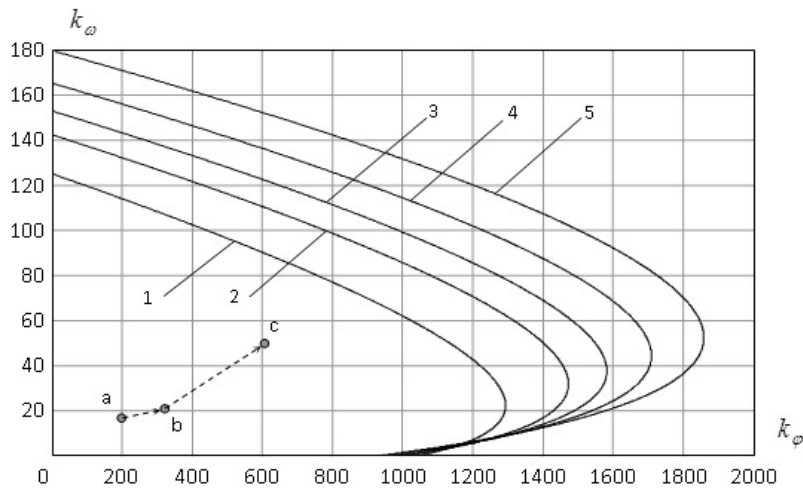


Рис. 5. Область стійкості замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля з урахуванням нелінійної ланки зі змінним коефіцієнтом підсилення при $A_{H_2}/b_{H_2} = 2 : 1 - k_{H_2} = k_{H_3}$;
 $2 - k_{H_2} = 0.8 k_{H_3}$; $3 - k_{H_2} = 0.7 k_{H_3}$; $4 - k_{H_2} = 0.6 k_{H_3}$; $5 - k_{H_2} = 0.5 k_{H_3}$

Як видно з рис. 5, введення в систему нелінійної ланки зі змінним коефіцієнтом підсилення розширює область стійкості замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля (при $k_{H_2} = k_{H_3}$ (крива 1) область стійкості повністю збігається з областю стійкості лінійної системи). Оптимальна точка c в цьому випадку переміщується в область підвищених коефіцієнтів k_{φ} і k_{ω} . Вищезазначене дозволяє підвищити надійність і точність замкненої системи стабілізації.

Як видно з рис. 6, а також з формули [14 (2)], при $A_{H_2}/b_{H_2} = 100$ вираз $W_{H_2}(A_{H_2}) \rightarrow k_{H_3}$, а область стійкості наближається до лінійної.

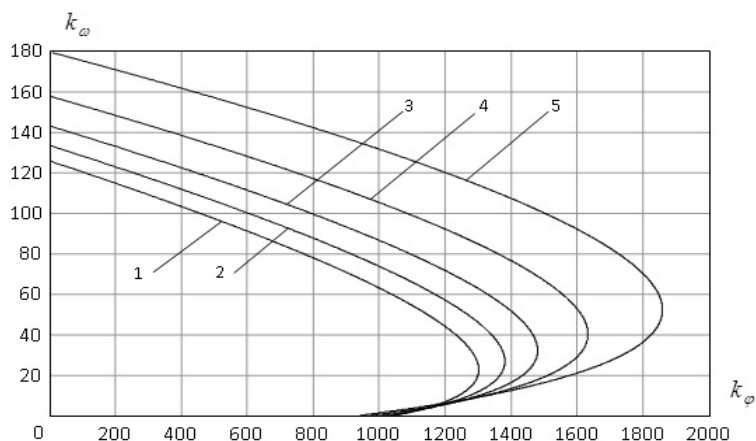


Рис. 6. Область стійкості замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля з урахуванням нелінійної ланки зі змінним коефіцієнтом підсилення при $k_{H_2} = 0.5 k_{H_3}$: 1 – $A_{H_2}/b_{H_2} = 100$; 2 – $A_{H_2}/b_{H_2} = 10$; 3 – $A_{H_2}/b_{H_2} = 5$; 4 – $A_{H_2}/b_{H_2} = 3$; 5 – $A_{H_2}/b_{H_2} = 2$

На рис. 7 представлені перехідні процеси замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля при отриманих значеннях варійованих параметрів регулятора k_φ^* і k_ω^* для випадку з урахуванням $W_{H_1}(A_{H_1})$ і $W_{H_2}(A_{H_2})$. Величина перерегулювання $\varphi_2(t)$ склала 0.1%. Для ще більш позитивного результату при використанні змінної структури необхідно використовувати більш складний закон зміни структури системи, але це може знизити надійність системи в цілому, за рахунок додаткових елементів і зв'язків.

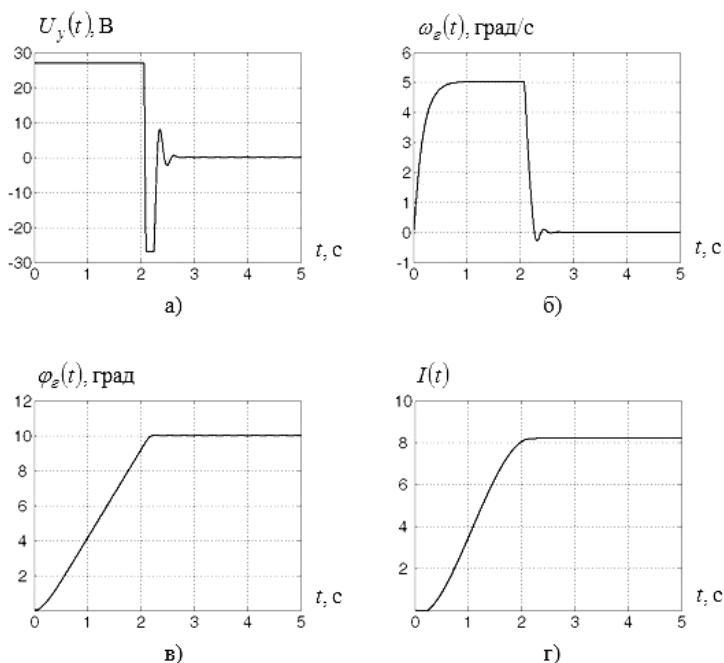


Рис. 7. Перехідні процеси замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля при $k_\varphi^* = 607.1$, $k_\omega^* = 49.9$: з напруги управління $U_y(t)$ (а), кутової швидкості корпусу автомобіля $\omega_e(t)$ (б) та куту повороту корпусу автомобіля $\varphi_e(t)$ (в), а також цільової функції $I(t)$ (г)

Висновки. Розроблена математична модель, яка враховує нерівності дорожнього полотна, що взаємодіють з підвіскою транспортного засобу. Наведено приклад використання електрогідравлічного амортизатора автомобіля, що гасить вплив нерівності на сталість системи. Проведено аналіз впливу зовнішнього впливу на систему в цілому. Застосовується методи імітаційного моделювання, зокрема метод факторного експерименту, який дозволяє на основі моделювання поведінки системи у випадковому зовнішньому середовищі здійснити вибір її параметрів, що задовольняють вимогам мінімуму функції регресії.

Література: 1. Летов А. М. Динамика полета и управление / Летов А. М. – М.: Наука, 1969. – 312 с. 2. Летов А. М. Математическая теория процессов управления / Летов А. М. – М.: Наука, 1981. – 256 с. 3. Ройтенберг Я. Н. Автоматическое управление / Ройтенберг Я. Н. – М.: Наука, 1978. – 551 с. 4. Александров Е. Е. Многоканальные системы оптимального управления / Александров Е. Е., Богаенко И. Н., Кузнецов Б. И. – К.: Техніка, 1995. – 312 с. 5. Александров Е. Е. Оптимизация многоканальных систем управления / Александров Е. Е., Костенко Ю. Т., Кузнецов Б. И. – Харьков: Основа, 1996. – 288 с. 6. Александров Е. Е. Параметрическая оптимизация многоканальных систем автоматического управления / Александров Е. Е., Борисюк М. Д., Кузнецов Б. И. – Харьков: Основа, 1995. – 272 с. 7. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В. – М.: Наука, 1976. – 280 с. 8. Александров С.С. Структурно-параметричний синтез системи автоматичного керування гальмами автомобіля / С.С. Александров, О.Я. Ніконов, О.Є. Скворчевский // Энергетика та ресурсозбереження. – №6. – 2009. – С. 30-39. 9. Автоматизоване проектування танкових автоматичних систем / [Александров С. С., Александрова Т. С., Ніконов О. Я. та ін.]; за ред. С. С. Александрова. – Харків: НТУ «ХПИ», 2003. – 137 с. 10. Алексієв В.О. Мехатроніка, телематика, синергетика у транспортних додатках / В.О. Алексієв, О.П. Алексієв, О.Я. Ніконов. – Харків: ХНАДУ, 2012. – 212 с. 11. Ніконов О.Я. Роботизовані автомобілі: сучасні технології та перспективи розвитку / О.Я. Ніконов, Т.О. Полосухина // Автомобіль та Електроніка. Сучасні технології. – Харків: ХНАДУ, 2013. – № 5. – С. 38-42. 12. Александрова И. Е. Имитационное моделирование / Александрова И. Е. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2000. – 93 с. 13. Ніконов О.Я. Інтегровані інформаційно-управляючі телематическі системи транспортних засобів / О.Я. Ніконов, В.Н. Шуляков // Автомобільний транспорт: збірник наукових трудов. – 2010. – № 27. – С. 83-87. 14. Сіндєєв М. В. Розроблення математичної моделі електрогідравлічної підвіски автомобіля з урахуванням нелінійних ланок / М. В. Сіндєєв // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии – Харьков: ХАИ 2017. - № 76. – С. 141-155.

Bibliography (transliterated): 1. Letov A. M. Dinamika poleta i upravlenie / Letov A. M. - M.: Nauka, 1969. - 312 s. 2. Letov A. M. Matematicheskaya teoriya processov upravleniya / Letov A. M. - M.: Nauka, 1981. - 256 s. 3. Rojtenberg YA. N. Avtomaticheskoe upravlenie / Rojtenberg YA. N. - M.: Nauka, 1978. - 551 s. 4. Aleksandrov E. E. Mnogokanal'nye sistemy optimal'nogo upravleniya / Aleksandrov E. E., Bogaenko I. N., Kuznecov B. I. - K.: Tekhnika, 1995. - 312 s. 5. Aleksandrov E. E. Optimizaciya mnogokanal'nyh sistem upravleniya / Aleksandrov E. E., Kostenko YU. T., Kuznecov B. I. – Har'kov: Osnova, 1996. – 288 s. 6. Aleksandrov E. E. Parametricheskaya optimizaciya mnogokanal'nyh sistem avtomaticheskogo upravleniya / Aleksandrov E. E., Borisyuk M. D., Kuznecov B. I. – Har'kov: Osnova, 1995. – 272 s. 7. Adler YU. P. Planirovanie ehksperimenta pri poiske optimal'nyh uslovij / Adler YU. P., Markova E. V., Granovskij YU. V. - M.: Nauka, 1976. - 280 s. 8. Aleksandrov E. E. Strukturno-parametrichnij sintez sistemi avtomatichnogo keruvannya gal'mami avtomobilya / E. E. Aleksandrov, O. YA. Nikonov, O. E. Skvorchevskij //

Energetika ta resursozberezhennya. – №6. – 2009. – S. 30-39. 9. Avtomatizovane proektuvannya tankovih avtomatichnih sistem / [Aleksandrov E. E., Aleksandrova T. E., Nikonov O. YA. ta in.]; za red. E. E. Aleksandrova. – Harkiv: NTU «HPI», 2003. – 137 s. 10. Aleksiev V. O. Mekhatronika, telematika, sinergetika i transportnih dodatkah / V. O. Aleksiev, O. P. Aleksiev, O. YA. Nikonov. – Harkiv: HNADU, 2012. – 212 s. 11. Nikonov O. YA. Robotizirovannye avtomobili: sovremennye tekhnologii i perspektivy razvitiya / O. YA. Nikonov, T. O. Polosuhina // Avtomobil' i Elektronika. Sovremennye tekhnologii. – Har'kov: HNADU, 2013. – № 5. – S. 38-42. 12. Aleksandrova I. E. Imitacionnoe modelirovanie / Aleksandrova I. E. – Har'kov: NTU «HPI», 2000. – 93 s. 13. Nikonov O. YA. Integrirovannye informacionno-upravlyayushchie telematicheskie sistemy transportnyh sredstv / O. YA. Nikonov, V. N. SHulyakov // Avtomobil'nyj transport: sbornik nauchnyh trudov. – 2010. – № 27. – S. 83-87. 14. Sindeyev M. V. Rozroblennya matematichnoy modeli elektrogidravlichnoy pidviski avtomobilya z urahuvannyam nelinejnih lanok / M. V. Sindeyev // Otkrytye informacionnye i komp'yuternye integrirovannye tekhnologii – Har'kov: HAI 2017. - № 76. – S. 141-155.

Синдеев М.В.

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКИ С УЧЕТОМ НЕЛИНЕЙНЫХ УЧАСТКОВ

В статье рассматривается математическое исследование нелинейных систем автомобиля. Разработана математическая модель, которая учитывает неровности дорожного полотна, взаимодействующие с подвеской транспортного средства. Приведен пример использования электрогидравлического амортизатора автомобиля, который гасит влияние неровности на устойчивость системы. Проведен анализ влияния внешнего воздействия на систему в целом. Построены области устойчивости замкнутой системы стабилизации корпуса автомобиля. Осуществлен параметрический синтез электрогидравлической подвески автомобиля с учетом нелинейных воздействий.

M. Sindeyev

PARAMETRIC SYNTHESIS OF ELECTRIC HYDRAULIC SUSPENSION WITH THE ACCOUNT OF NONLINEAR SITES

The paper deals with the mathematical study of nonlinear automotive systems. A mathematical model has been developed that takes into account the unevenness of the roadway interacting with the suspension of the vehicle. An example of the use of an electrohydraulic shock absorber of a car is given, which extinguishes the influence of unevenness on the stability of the system. The influence of external influence on the system as a whole is analyzed. Areas of stability of the closed system of vehicle body stabilization are constructed. A parametric synthesis of the electrohydraulic suspension of the car is carried out taking into account nonlinear effects.

Сіндєєв М.В.

ПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ З УРАХУВАННЯМ НЕЛІНІЙНИХ ЛАНОК

В статті розглядається математичне дослідження нелінійних систем автомобіля. Розроблена математична модель, яка враховує нерівності дорожнього полотна, що взаємодіють з підвіскою транспортного засобу. Наведено приклад використання електрогидравлического амортизатора автомобіля, що гасить вплив нерівності на сталість системи. Проведено аналіз впливу зовнішнього впливу на систему в цілому. Побудовані області стійкості замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля. Здійснено параметричний синтез електрогидравлическої підвіски автомобіля з урахуванням нелінійних впливів.