

Ніконов О.Я.,
Шуляков В.М.,
Фастовець В.І.
Харківський національний
автомобільно-дорожній
університет,
м. Харків, Україна
E-mail: jason07@ukr.net

РОЗРОБЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ
ІНФОРМАЦІЙНО-КЕРУЮЧОЇ СИСТЕМИ
АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ

УДК 629.33:681.51

Розроблено математичну модель інформаційно-керуючої системи адаптивної підвіски автомобіля. Досліджено гіроскопічні датчики кута і швидкості, електрогідровлічний привід системи стабілізації кузова та кузов автомобіля як об'єкт регулювання системи стабілізації.

Ключові слова: автомобіль, інформаційно-керуюча система, нейро-фаззі система, кузов, стабілізація, датчик.

Вступ. Рішення задачі покращення експлуатаційних характеристик автомобільних підвісок зазвичай шукалось на шляху демпфування коливань. Але, якщо нещодавно підвищення ефективності демпфування в підвісці зв'язувалося з удосконалюванням її конструкції в цілому й окремих елементів зокрема, у теперішній час перспективним напрямком стало створення нейро-фаззі систем адаптивного керування підвіскою. Вдосконалення систем адаптивного керування підвіскою автомобіля дозволить підвищити плавності ходу та експлуатаційні показники автомобіля, такі як стійкість, надійність, довговічність, прохідність.

Аналіз науково-технічної і патентної літератури з питань створення адаптивних та інформаційно-керуючих систем (ІКС) підвіски автомобіля дозволяє зробити висновок про те, що сучасні цифрові адаптивні та інформаційно-керуючі системи з високими технічними характеристиками можуть бути побудовані з використанням розвиненої математичної моделі об'єкту керування з урахуванням його нелінійних характеристик, інтелектуальних систем керування, новітніх інформаційних технологій, а також стохастичних характеристик зовнішніх збурень, що діють на об'єкт [1-5].

Постановка проблеми. Мета досліджень полягає у вирішенні проблеми розроблення і синтезу контурів керування інформаційно-керуючої системи адаптивної підвіски автомобіля на основі штучних нейронних мереж (ШНМ), методів еволюційного моделювання та нечіткої логіки, інтелектуального керування. Для досягнення поставленої мети необхідно розробити структурні схеми і математичні моделі ІКС.

Розроблення математичної моделі інформаційно-керуючої системи адаптивної підвіски автомобіля. Шляхи вирішення поставленої задачі ведуть до розроблення методів і алгоритмів синтезу ІКС з використанням розвиненої математичної моделі об'єкту керування.

Функціональна схема системи стабілізації кузова автомобіля наведена на рис. 1.

Для підвищення якості процесів стабілізації в стабілізатор вводиться гнучкий зворотний зв'язок по кутовій швидкості переміщення об'єкту стабілізації. Цей зворотний зв'язок реалізується за допомогою гіроскопічного датчика кутової швидкості ГДКШ. Датчик кута і датчика кутової швидкості перетворюють сигнали з входів ГДК і ГДКШ через підсилювачі кута ПК і швидкості ПШ в напруги $U_{\phi}(t)$ і $U_{\omega}(t)$ відповідно. Ці напруги перетворюються в напругу непогодження $\Delta U(t) = U_{\phi}(t) - U_{\omega}(t)$. Напруга $\Delta U(t)$ через підсилювач П подається до входу виконавчого органу ВО, який складається з електрогі-

дроприводу ЕГП та гідравлічного циліндра ГЦ. Виконавчий орган створює стабілізуючий момент $M_{ГП}(t)$, який компенсує збурюючий момент $M_{ЗБ}(t)$ з метою утримання вісі кузова автомобіля в базовому положенні.

Складемо рівняння динаміки, передавальні функції і структурні схеми елементів, що входять до функціональної схеми системи стабілізації кузова автомобіля.

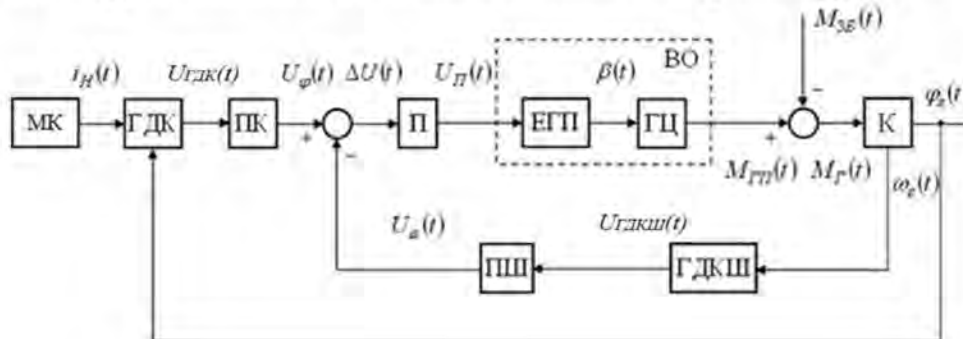


Рис. 1 – Функціональна схема системи стабілізації кузова автомобіля

Гіроскопічні датчики кута і швидкості. Для вимірювання кутової величини відхилення кузова автомобіля і кутової швидкості його відхилення у стабілізаторі застосовуються гіроскопічні прилади – гіроскопічний датчик кута і гіроскопічний датчик швидкості [6, 7]. Гіроскоп із трьома ступенями свободи застосований у датчику кута, гіроскоп із двома ступенями свободи – у датчику швидкості.

Передавальна функція трьохступеневого гіроскопа має вигляд

$$W_{ГДК}(s) = \frac{k_{ГДК}}{T_{\phi 1}^2 s^2 + T_{\phi 2} s + 1},$$

де $k_{ГДК}$ – коефіцієнт передачі гіроскопічного датчика кута (ГДК); $T_{\phi 1}$ і $T_{\phi 2}$ – постійні часу ГДК.

Малогабаритні гіроскопічні датчики кута мають малі постійні часу $T_{\phi 1}$ і $T_{\phi 2}$ у порівнянні з іншими постійними часу системи. У цьому випадку час перехідних процесів малий і з достатньої для інженерної практики точністю можна вважати трьохступеневий гіроскоп безінерційним. Тоді передавальна функція трьохступеневого гіроскопа приймає вигляд

$$W_{ГДК}(s) = k_{ГДК}. \quad (1)$$

Передавальна функція двохступеневого гіроскопа має вигляд

$$W_{ГДКШ}(s) = \frac{k_{ГДКШ}}{T_{\omega 1}^2 s^2 + T_{\omega 2} s + 1},$$

де $k_{ГДКШ}$ – коефіцієнт передачі гіроскопічного датчика кутової швидкості (ГДКШ); $T_{\omega 1}$ і $T_{\omega 2}$ – постійні часу ГДКШ.

Таким чином, за своїми властивостями двохступеневий гіроскоп є інерційною ланкою другого порядку.

При структурному аналізі систем стабілізації як вхідний сигнал датчика швидкості приймається не кутова швидкість ω об'єкта, а відповідне їй переміщення $\phi = \omega/s$. Тоді передавальна функція ГДКШ приймає вигляд

$$W_{ГДКШ}(s) = \frac{k_{ГДКШ}}{T_{\omega 1}^2 s^2 + T_{\omega 2} s + 1} s. \quad (2)$$

Електрогідравлічний привід системи стабілізації кузова. У системі стабілізації кузова широко застосовують електрогідравлічні приводи дросельного регулювання.

Привод складається з виконавчого гідравлічного циліндра ГЦ, гідравлічного регулятора ГР і електромагніту управління гідроприводу ЕМУГП. Потік робочої рідини створюється шестеренчастим або аксіально-поршневим насосом Н постійної продуктивності. Гідравлічний привід, виконаний за диференціальною схемою, управляється електромагнітом поворотного типу. Момент, що розвиває електромагніт управління, пропорційний різниці струмів у його обмотках. Коромисло КР голчасто-клапанного гідравлічного регулятора, що є якорем електромагніту управління, переміщає голки клапанів. При цьому потік робочої рідини перерозподіляється між гідравлічним циліндром і порожниною зливу. Гідравлічний циліндр своїм корпусом пов'язаний з механізмом підвіски, а штоком – з коливальною частиною кузова. Точка кріплення гідравлічного циліндра до коливальної частини кузова знаходиться на відстані L_0 від вісі. Кут відхилення кузова відносно вертикалі – $\alpha_{ц}$.

Для аналізу статичних і динамічних властивостей електрогідравлічного привода дросельного регулювання розглянемо рівняння руху його елементів.

Вхідним сигналом електромагніту управління з коромислом гідравлічного підсилювача є напруга $U_y(t)$, що подається до обмотки електромагніту. Під дією цієї напруги по обмотках електромагніту протікає струм $\Delta i(t) = \Delta i_y(t) - \Delta i_p(t)$, який забезпечує появу моменту електромагніту, що прикладається до коромисла. Останнє, повертаючись на кут $\beta(t)$, діє на голки гідравлічного підсилювача, забезпечуючи тим самим зміну прохідних перерізів дроселів.

Струм, що протікає по обмотці електромагніту, пов'язаний із прикладеною напругою $U_y(t)$ диференціальним рівнянням

$$L_y \frac{d\Delta i_y(t)}{dt} + r_y \Delta i_y(t) = U_y(t), \quad (3)$$

де L_y – індуктивність обмотки управління електромагніта; r_y – активний опір обмотки.

Виходячи з рівняння (3), отримаємо передавальну функцію обмотки управління ОУ

$$W_{OY}(s) = \frac{k_y}{T_y s + 1}, \quad (4)$$

де $k_y = \frac{1}{r_y}$ – коефіцієнт передачі обмотки управління; $T_y = \frac{L_y}{r_y}$ – постійна часу обмотки управління.

Збурений рух коромисла описується рівнянням

$$I_K \frac{d^2\beta(t)}{dt^2} + f \frac{d\beta(t)}{dt} + c\beta(t) = \Delta i(t), \quad (5)$$

де I_K – момент інерції коромисла з голками; f – коефіцієнт в'язкого тертя; c – коефіцієнт жорсткості пружини Пр.

З рівняння (5) отримаємо передавальну функцію електромагніта ЕМ

$$W_{EM}(s) = \frac{k_{em}}{T_{em1}^2 s^2 + T_{em2} s + 1}, \quad (6)$$

де $k_{em} = \frac{1}{c}$ – коефіцієнт передачі електромагніта; $T_{em1}^2 = \frac{I_K}{c}$ і $T_{em2} = \frac{f}{c}$ – постійні часу електромагніта.

При кутовому переміщенні коромисла $\beta(t)$ виникає лінійне переміщення голок на величину

$$\Delta x(t) = l_{kp} \sin \beta(t) \cong l_{kp} \beta(t), \quad (7)$$

де l_{kp} – плече коромисла гідравлічного регулятора. Наближене значення справедливе, оскільки кути повороту коромисла звичайно малі.

Рівняння витрат визначається потоком рідини, що нагнітається насосом, і положенням голок клапанів гідравлічного регулятора. Витрата рідини в одну з робочих порожнин гідравлічного циліндра пропорційна лінійному переміщенню $\Delta x(t)$ голок клапанів гідравлічного регулятора і дорівнює

$$Q(t) = k_Q \Delta x(t), \quad (8)$$

де k_Q – коефіцієнт передачі витрати рідини гідравлічного циліндра.

Витрата $Q(t)$ для гідравлічного циліндра є керуючою дією. Якщо витрата рідини в одну із робочих порожнин гідравлічного циліндра дорівнює $Q(t)$, то витрата рідини $Q_{II}(t)$, що витісняється з-під поршня другої робочої порожнини, пропорційна площі поршня і його лінійній швидкості.

Шток поршня переміщується відносно корпусу гідравлічного циліндра і викликає переміщення кузова. Отже, витрата рідини з-під поршня дорівнює

$$Q_{II}(t) = S_{II} v_{II}(t) = S_{II} l_0 \omega_z(t) = k_E \omega_z(t), \quad (9)$$

де $v_{II}(t)$ – лінійна швидкість поршня; $\omega_z(t)$ – кутова швидкість кузова; $k_E = S_{II} l_0$ – коефіцієнт передачі кутової швидкості $\omega_z(t)$ в витрати рідини $Q_{II}(t)$; S_{II} – площа поршня; $l_0 = L_0 \sin \alpha_{II}(t)$.

Різниця витрат $\Delta Q(t) = Q(t) - Q_{II}(t)$ дорівнює витокам робочої рідини і визначається провідністю G гідравлічної системи та різницею тисків $\Delta P(t)$

$$\Delta Q(t) = Q(t) - Q_{II}(t) = G \Delta P(t). \quad (10)$$

Зворотній зв'язок тиску рідини на голки гідравлічного регулятора має вигляд

$$\Delta i_p(t) = k_p \Delta P(t). \quad (11)$$

Гідравлічний циліндр є виконавчим двигуном системи. Обертаючий момент гідравлічного приводу M_{III} , що розвиває гідравлічний циліндр на вісі кузова, пропорційний різниці тисків $\Delta P(t) = P_1(t) - P_2(t)$ у його робочих порожнинах, площі S_{II} поршня і плеча l_0

$$M_{III}(t) = \Delta P(t) S_{II} l_0 \sin \alpha_{II}(t) \cong S_{II} l_0 \Delta P(t) = k_m \Delta P(t), \quad (12)$$

де $k_m = S_{II} l_0$ – коефіцієнт передачі різниці тисків ΔP у момент гідравлічного приводу M_{III} .

Тому що кути переміщення кузова відносно вертикалі невеликі, то приблизно вважають $\alpha_{\text{ц}}(t) = \text{const}$ и $l_0 = L_0 \sin \alpha_{\text{ц}}(t) = \text{const}$.

На рис. 2 представлена структурна схема електрогідроприводу системи стабілізації кузова автомобіля.

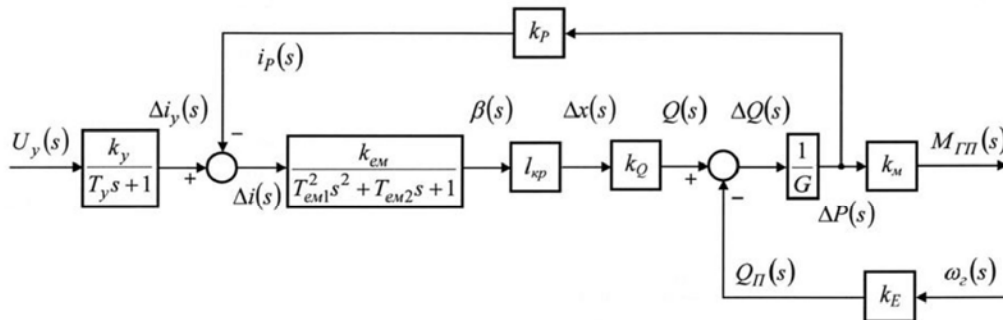


Рис. 2 – Структурна схема електрогідроприводу системи стабілізації кузова автомобіля

Кузов автомобіля як об'єкт регулювання системи стабілізації. Рівняння руху стабілізованого кузова записується у вигляді

$$J_{\Sigma} \frac{d\omega_z(t)}{dt} + f_{\Sigma} \omega_z(t) = M_r(t), \quad (13)$$

де J_{Σ} – сумарний момент інерції кузова і зв'язаних з ним пристроїв відносно вісі кузова; $\omega_z(t)$ – кутова швидкість кузова; f_{Σ} – сумарний коефіцієнт в'язкого тертя; $M_r(t) = M_{\text{ГП}}(t) - M_{\text{ЗБ}}(t)$ – результуючий момент, що діє на кузов; $M_{\text{ГП}}(t)$ – стабілізуючий момент гідравлічного приводу; $M_{\text{ЗБ}}(t)$ – сумарний збурюючий момент.

Кут переміщення кузова в просторі визначається як інтеграл від швидкості

$$\phi_z(t) = \int \omega_z(t) dt. \quad (14)$$

Рівняння (13) і (14) в операторній формі дають систему рівнянь руху стабілізованого кузова у вигляді

$$(J_{\Sigma} s + f_{\Sigma}) \omega_z(s) = M_r(s); \quad \phi_z(s) = \frac{\omega_z(s)}{s}. \quad (15)$$

Кожне з рівнянь (15) може бути представлено відповідною передавальною функцією. На підставі першого рівняння одержимо

$$W_1(s) = \frac{\omega_z(s)}{M_r(s)} = \frac{k_2}{T_2 s + 1}, \quad (16)$$

де $k_2 = \frac{1}{f_{\Sigma}}$ – коефіцієнт передачі кузова; $T_2 = \frac{J_{\Sigma}}{f_{\Sigma}}$ – постійна часу кузова.

На підставі другого рівняння маємо

$$W_2(s) = \frac{\phi_z(s)}{\omega_z(s)} = \frac{1}{s}. \quad (17)$$

З урахуванням того, що передавальні функції $W_1(s)$ і $W_2(s)$ відображають послідовність визначення регульованих величин, знайдемо повну передавальну функцію кузова $W_r(s)$, як об'єкта регулювання

$$W_{\Gamma}(s) = W_1(s) \cdot W_2(s) = \frac{\phi_z(s)}{M_{\Gamma}(s)} = \frac{k_z}{(T_z s + 1) s} \quad (18)$$

На рис. 3 представлена структурна схема кузова.

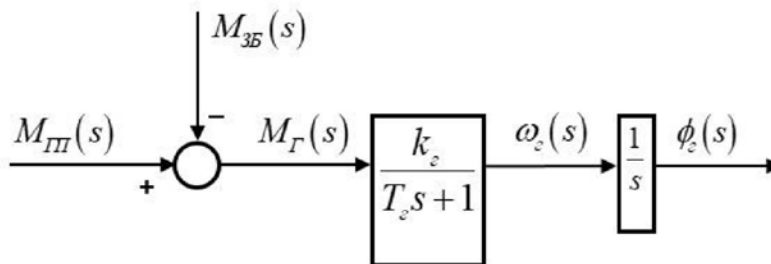


Рис. 3 – Структурна схема кузова

Висновки. Розроблено математичну модель інформаційно-керуючої системи адаптивної підвіски автомобіля. Проведено дослідження гіроскопічних датчиків кута і швидкості, електрогідравлічного приводу системи стабілізації кузова та кузова автомобіля як об'єкта регулювання системи стабілізації.

Результати дослідження вирішують проблеми розроблення і синтезу контурів керування інформаційно-керуючої системи адаптивної підвіски автомобіля на основі ШНМ, методів еволюційного моделювання та нечіткої логіки, інтелектуального керування.

У свою чергу поєднання новітніх технологій для синтезу ІКС дозволить задовольнити високі вимоги до цих систем, забезпечивши тим самим необхідний сучасний рівень ІКС і технічних характеристик адаптивної підвіски в цілому.

Література:

1. Кашканов А.А. Інформаційні комп'ютерні системи автомобільного транспорту: навчальний посібник / А.А. Кашканов, В.П. Кужель, О.Г. Грисюк. – Вінниця: ВНТУ, 2010. – 230 с.
2. Голобородько О.О. Мехатронні системи автомобільного транспорту: Навч. посібник. / О.О. Голобородько, В.В. Редчиць, О.М. Коробочка. – Харків: ТОВ «Компанія СМІТ», 2006. – 300 с.
3. Шуляков В.Н. Использование нейро-нечеткого моделирования при разработке информационно-управляющей системы адаптивной подвески автомобиля / В.Н. Шуляков // Теоретичні і прикладні аспекти комп'ютерних наук та інформаційних технологій. – Северодонецьк: ТАСІТ, 2015. – С. 95-98.
4. Никонов О.Я. Роботизированные автомобили: современные технологии и перспективы развития / О.Я. Никонов, Т.О. Полосухина // Автомобиль и Электроника. Современные технологии. – Харьков: ХНАДУ, 2013. – № 5. – С. 38-42.
5. Алексієв В.О. Мехатроніка, телематика, синергетика у транспортних додатках / В.О. Алексієв, О.П. Алексієв, О.Я. Ніконов. – Харків: ХНАДУ, 2012. – 212 с.
6. Никонов О.Я. Идентификация и контроль датчиков угловой скорости в системе управления движением транспортного средства / О.Я. Никонов, Н.В. Назарова // Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск: Транспортное машиностроение. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 46. – С. 97-102.
7. Никонов О.Я. Решение задачи обработки и контроля информации датчиков угловой скорости в системе управления движением транспортного средства / О.Я. Никонов, Н.В. Назарова // Радиоэлектроника и информатика. – 2008. – № 2. – С. 29-31.

Summary

Nikonov O.Ya., Shulyakov V.M., Fastovec V.I. Development of mathematical models of the information-controlling system of the adaptive suspension of a car

The aim of the article is to resolve the problem of developing and synthesizing the control contours of the information control system of the adaptive suspension of a car based on artificial neural networks, methods of evolutionary modeling, fuzzy logic and intellectual control.

The creation of a mathematical model of the information-control system of adaptive suspension of a car is considered. Gyroscopic angle and speed sensors, electrohydraulic drive of the body stabilization system and car body as an object of regulation of the stabilizing system were considered.

Keywords: car, information-control system, neurophase system, body, stabilization, sensor.

References

1. Kashkanov A.A. Informatsiyeni komp'yuterni systemy avtomobil'noho transportu: navchal'nyy posibnyk / A. A. Kashkanov, V. P. Kuzhel', O. H. Hrysyuk. – Vinnytsya: VNTU, 2010. – 230 s.
2. Holoborod'ko O. O. Mekhatronni systemy avtomobil'noho transportu: Navch. posibnyk. / O. O. Holoborod'ko, V. V. Redchyts', O. M. Korobochka. – Kharkiv: TOV «Kompaniya SMIT», 2006 — 300 s.
3. Shulyakov V. N. Yspol'zovanye neyro-nechetkoho modelyrovanyya pry razrabotke ynformatsyonno-upravlyayushchey systemy adaptivnoy podvesky avtomobylya / V. N. Shulyakov // Teoretychni i prykladni aspekty komp'yuternykh nauk ta informatsiynykh tekhnolohiy. – Severodonets'k:TACSIT, 2015. – S. 95-98.
4. Nikonov O.Ya. Robotizirovannyye avtomobili: sovremennyye tehnologii i perspektivy razvitiya / O.Ya. Nikonov, T.O. Polosuhina // Avtomobil i Elektronika. Sovremennyye tehnologii. – Harkov: HNADU, 2013. – № 5. – S. 38-42.
5. Alekseyev V.O. Mekhatronika, telematyka, synerhetyka u transportnykh dodatkakh / V.O. Alekseyev, O.P. Alekseyev, O.Ya. Nikonov. – Kharkiv: KhNADU, 2012. – 212 s.
6. Nykonov O. Ya. Ydentyfikatsyya y kontrol' datchykov uhlovy skorosty v systeme upravlenyya dvyzhenyem transportnoho sredstva / O. Ya. Nykonov, N. V. Nazarova // Vestnyk NTU «KhPY». Sbornyk nauchnykh trudov. Tematycheskyy vypusk: Transportnoe mashynostroenye. – Khar'kov: NTU «KhPY», 2008. – № 46. – S. 97-102.
7. Nykonov O. Ya. Reshenye zadachy obrabotky y kontrolya ynformatsyy datchykov uhlovy skorosty v systeme upravlenyya dvyzhenyem transportnoho sredstva / O. Ya. Nykonov, N. V. Nazarova // Radyoelektronika y ynformatyka. – 2008. – № 2. – S. 29-31.