

де  $c_{0n}, c_{1n}, \dots, c_{9n}$  — апроксимуючі коефіцієнти полінома, які залежать від кількості працюючих циліндрів двигуна.

В першому та п'ятому інтервалах циклу (рис.1) двигун працює з відключеною групою циліндрів, тому для визначення годинної витрати палива використовується залежність 16 з апроксимуючими коефіцієнтами, отриманими в процесі визначення навантажувальних характеристик за роботи двигуна на трьох циліндрах.

Для визначення витрати палива в другому та четвертому інтервалах циклу використовується залежність 16 з апроксимуючими коефіцієнтами для випадку роботи двигуна на шести циліндрах.

Третій інтервал характеризується незмінним положенням дросельної заслінки  $\varphi_{др3} = const$  та постійною частотою обертання двигуна  $n_d = const$ , що обумовлює незмінну годинну витрату палива в інтервалі  $G_{нал6} = const$ . Величина годинної витрати палива в інтервалі 3 залежить від заданого швидкісного і навантажувального режиму роботи двигуна.

З використанням отриманих в експерименті залежностей визначається витрата палива за цикл при комбінованому методі регулювання потужності. Аналогічно розробляється модель циклу розганання — уповільнення для випадку регулювання потужності дроселюванням всіх циліндрів, за якою визначається витрата палива в однакових циклах по інтенсивності розганання і уповільнення. Співставлення отриманих розрахунком величин витрат палива показує переваги того чи іншого методу регулювання потужності.

### Література

1. Патент на корисну модель № 28208 МПК (2006) F02M 13/00 «Система живлення багаточиліндрового двигуна внутрішнього згорання з іскровим запалюванням і впорскуванням палива з відключенням групи циліндрів» / Гутаревич Ю.Ф., Корпач А.О., Сирота О.В., Дядченко В.Л. номер заявки: u 2007 09391; дата подання заявки 17.08.2007; дата публікації 26.11.2007. Бюл. №19, с. 4.
2. Гутаревич Ю.Ф., Сирота О.В. Дослідження показників двигуна з системою впорскування бензину в процесах розгону при регулюванні потужності відключенням групи циліндрів. Проблеми транспорту. — Збірник наукових праць: Випуск 6. — Київ: НТУ, 2009, с. 159-164.
3. Гутаревич Ю.Ф., Сирота О.В. Використання крутного моменту як параметра процесу відключення групи циліндрів при комбінованому методі регулювання потужності бензинового двигуна Транспорт+Логістика' 2009, ІнтерСклад' 2009, 11 Міжнародна науково-практична конференція: Ринок послуг комплексних транспортних систем та прикладні проблеми логістики, К. 2009, с. 183-186
4. Гутаревич Ю.Ф., Сирота О.В. Забезпечення безударного відключення і включення групи циліндрів при регулюванні потужності двигуна з іскровим запалюванням комбінованим методом// Автошляховик України: Окремий випуск. Вісник Центрального наукового центру ТАУ. — 2009. — Вип. 12. — С. 145-148.

УДК 692.113-592

## ПРОБЛЕМИ ПОЛІПШЕННЯ АДАПТИВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АНТИБЛОКУВАЛЬНИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛЬНИХ ГАЛЬМІВНИХ ПРИВОДІВ

Кандидат технічних наук Сирота В.І.,  
Рачковський Л.В.

*В статті запропоновано спосіб поліпшення адаптивних властивостей антиблокувальних систем автомобільних гальм шляхом застосування управління ковзанням колеса з змінним коефіцієнтом пропорційності.*

*In the article offered the method of improving the adaptive performances of automobile brakes antilocking systems using gain scheduled wheel slip control.*

Гальмівна система є одним із найважливіших компонентів, що забезпечує безпеку руху автомобіля. Антиблокувальна система (далі АБС) у гальмівному приводі є обов'язковою до використання на сучасних

великовантажних транспортних засобах у більшості країн світу. Її використання значно поліпшує гальмівні характеристики а також стійкість автопоїздів при гальмуванні, особливо на поверхнях із низьким коефіцієнтом зчеплення [1, 2].

Перші, одноканальні та двоканальні, АБС використовували стратегію керування «по відстаючому колесу» (низькорівневе керування). Тобто коли система фіксує блокування одного колеса, вона зменшує гальмівний момент на всіх колеса транспортного засобу або контуру (найчастіше осі). Подальшим розвитком АБС стало незалежне керування кожним колесом. Порівняльне дослідження цих найпопулярніших стратегій [3] управління показало, що застосування стратегії незалежного керування кожним колесом на автопоїзді дозволяє суттєво зменшити гальмівний шлях при прямолінійному гальмуванні, але призводить до складання легкозавантаженого автопоїзда при гальмуванні на межі зчеплення в повороті. Дослідження показало, що при існуючих АБС стратегія управління має відрізнитися для керованих і некерованих осей автопоїзда. Так кожна некерована вісь автопоїзда має бути обладнана стратегією управління по відстаючому колесу, щоб допомагати водію утримувати управління траєкторією в повороті та незалежне управління колесами має застосовуватись на керованих осях, для поліпшення характеристик сповільнення. Сучасна АБС автопоїзда має змінювати характеристики своєї роботи відповідно існуючих умов гальмування, таких як загальна маса транспортного засобу, розподіл навантаження між осями, характер руху автопоїзда, стан опорної поверхні та ін. Системи із певною адаптивністю вже доступні для серійного застосування на автопоїздах (Wabco TEBS E, Haldex EB+), але їх адаптивність обмежена існуючими способами визначення параметрів руху автопоїзда та управління тиском у приводі гальм. Розглянемо стратегію управління сучасною АБС вантажного автопоїзда.

На рис. 1 зображено принцип дії типової АБС великовантажного транспортного засобу. Сили та моменти, що діють на колесо під час гальмування зображені у лівому верхньому куті. Під ним залежність сили, що діє в зоні контакту, від ковзання ( $\mu-\lambda$ ) зображена з моментом тертя  $R_r B$  на осі «у». Праворуч: верхній графік показує швидкість автомобіля,  $V_m$ , та швидкість колеса  $R_r \dot{\Theta}$  для типового циклу гальмівного привода; середній графік показує відповідне прискорення колеса,  $R_r \ddot{\Theta}$  і на нижньому графіку показано відповідний гальмівний момент  $T$ .

Враховуючи моменти відносно осі:

$$R_r B - T - \ddot{\Theta} J = 0, \quad (1)$$

де  $R_r$  — радіус кочення шини,

$B$  — гальмівна сила тертя, що прикладена до шини з боку дороги,

$T$  — гальмівний момент,

$\ddot{\Theta}$  — кутове прискорення колеса, та

$J$  — момент інерції колеса.

Рівняння (1) може бути перетворено в:

$$\ddot{\Theta} J = R_r B - T. \quad (2)$$

З рис. 1, кутове прискорення має знак «-» в точці 1. Гальмівний момент  $T$ , більший, ніж складова сили тертя  $R_r B$ . Відповідно відбувається зменшення швидкості колеса та зміщення вправо по кривій ковзання  $\mu-\lambda$ . Відповідно це призводить до збільшення  $R_r B$  (гальмування вантажівки) та стабільного зменшення кутового сповільнення.

Якщо гальмівний момент зростає вище, ніж крива ковзання  $\mu-\lambda$ , система стає нестійкою. У точці 2 кутове сповільнення зростає швидко і це призводить до подальшого переміщення точки кривою  $\mu-\lambda$  праворуч. В такому випадку блокування колеса є неминучим. Таке швидке зменшення кутової швидкості визначається алгоритмом робот АБС та відоме під назвою поріг «прогнозування». Як тільки досягається поріг «прогнозування», АБС скидає тиск в гальмівних камерах, зменшуючи гальмівний момент до значення  $T_3$ . З рис. 1, знак кутового прискорення стає позитивним в точці 3. Це переміщує робочу точку на кривій ковзання  $\mu-\lambda$  ліворуч. Кутове прискорення спочатку зростає, а потім спадає знову, як тільки досягається стабільна частина кривої ковзання  $\mu-\lambda$ . Прискорення досягає максимуму в точці 4 і вона використовується як «критерій перевибору». Гальмівний момент збільшується і цикл продовжується [4]. Адаптивні вла-

стивості такої системи обмежені визначенням максимальноможливого гальмівного моменту на колесах за перші 3-4 цикли спрацювання системи для подальшого прикладання тиску не більше визначеного та зміною частоти спрацювання і затримки колеса в заблокованому стані.

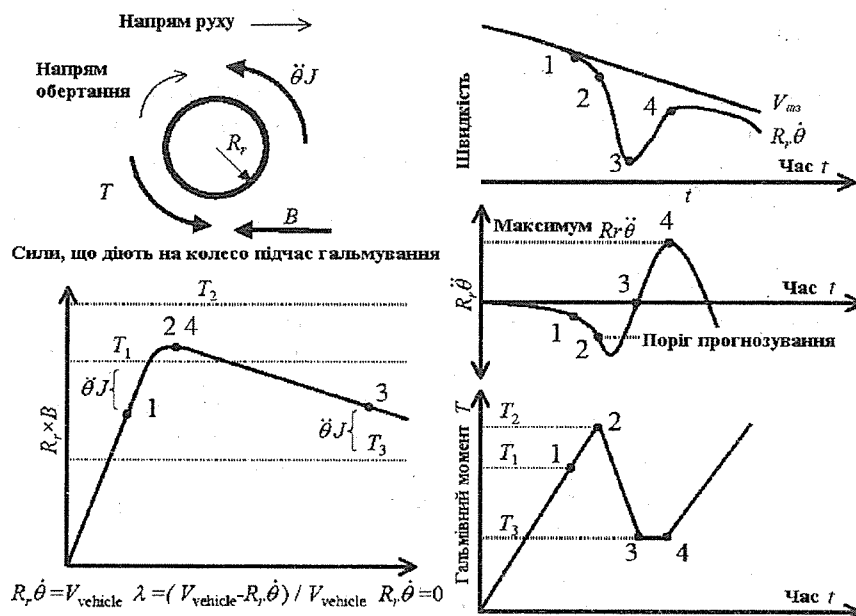


Рис. 1 Принцип дії АБС

Управління ковзанням колеса направлено на постійну оптимізацію ковзання під час гальмування, для створення максимального сповільнення. Однак впровадження управління ковзанням колеса є непротим через обмеження, що викликані часом затримки пневматичного приводу та складністю вимірювання абсолютної швидкості автомобіля під час гальмування. Проблему управління ковзанням колеса краще всього пояснювати розглядаючи модель руху одного колеса транспортного засобу (рис.2). Модель включає одне колесо до якого прикладена маса  $m$ . Оскільки колесо рухається під дією інерції маси  $m$  у напрямку поздовжньої швидкості  $v$ , тертя між шиною та опорною поверхнею створює реакцію шини  $F_x$ . Реакція шини створює крутний момент, що призводить до обертального руху колеса з кутовою швидкістю  $\omega$ . Гальмівний момент  $T_b$ , що прикладається до колеса, направлений проти напрямку обертання колеса і викликає від'ємне кутове прискорення колеса.

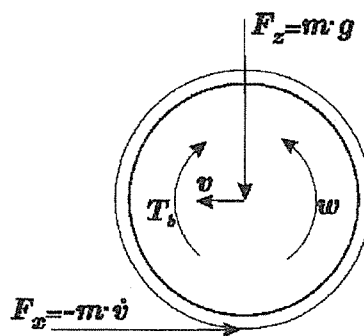


Рис. 2 Сили і моменти, що прикладені до колеса під час гальмування

Рівняння що описують рух даної моделі:

$$m\dot{v} = -F_x, \tag{3}$$

$$J\dot{\omega} = rF_x - T_b \text{sign}(\omega), \tag{4}$$

- де  $v$  — швидкість руху автомобіля,
- $\omega$  — кутова швидкість обертання колеса,
- $T_b$  — гальмівний момент,
- $F_z$  — вертикальне навантаження,
- $F_x$  — сила тертя шини,
- $r$  — радіус колеса, та
- $J$  — момент інерції колеса.

Сила тертя шини  $F_x$  визначається:

$$F_x = F_z \cdot \mu(\lambda, \mu_H, \alpha), \tag{5}$$

де коефіцієнт зчеплення  $\mu$  є нелінійною функцією:

$\lambda$  — ковзання колеса,

$\mu_H$  — коефіцієнт тертя між шиною та опорною поверхнею,

$\alpha$  — кут ковзання колеса.

Поздовжнє ковзання  $\lambda$  визначається:

$$\lambda = \frac{v - \omega \cdot r}{v} \quad (6)$$

Поздовжнє ковзання  $\lambda$  описує нормалізовану різницю між горизонтальною швидкістю  $v$  та швидкістю кола шини  $\omega r$ . Значення поздовжнього ковзання  $\lambda = 0$  характеризує вільне кочення колеса коли відсутня сила тертя  $F_x$ . Якщо ковзання приймає значення  $\lambda = 1$  то колесо повністю заблоковане.

Коефіцієнт зчеплення  $\mu$  може приймати широкий діапазон значень, але диференційована при  $\mu(0, \mu_H, \alpha) = 0$  та  $\mu(\lambda, \mu_H, \alpha) > 0$  при  $\lambda > 0$ . Його залежність від ковзання  $\lambda$  показана на рис. 3. Коефіцієнт зчеплення  $\mu$  зростає із збільшенням  $\lambda$  доки не досягне максимуму  $\mu_H$ .

При підвищенні значення ковзання коефіцієнт зчеплення буде зменшуватись до найменшого значення, коли колесо повністю заблокується і на нього буде діяти лише сила тертя ковзання. Залежність зчеплення від стану опорної поверхні показано на нижній частині рис. 3.

Для мокрих та покритих льодом доріг максимальне значення зчеплення  $\mu_H$  низьке і права частина кривої більш плоска. Характер кривої також залежить від типу шини. Так крива залежності зчеплення від ковзання зимової шини буде мати яскраво виражений максимум [5,6].

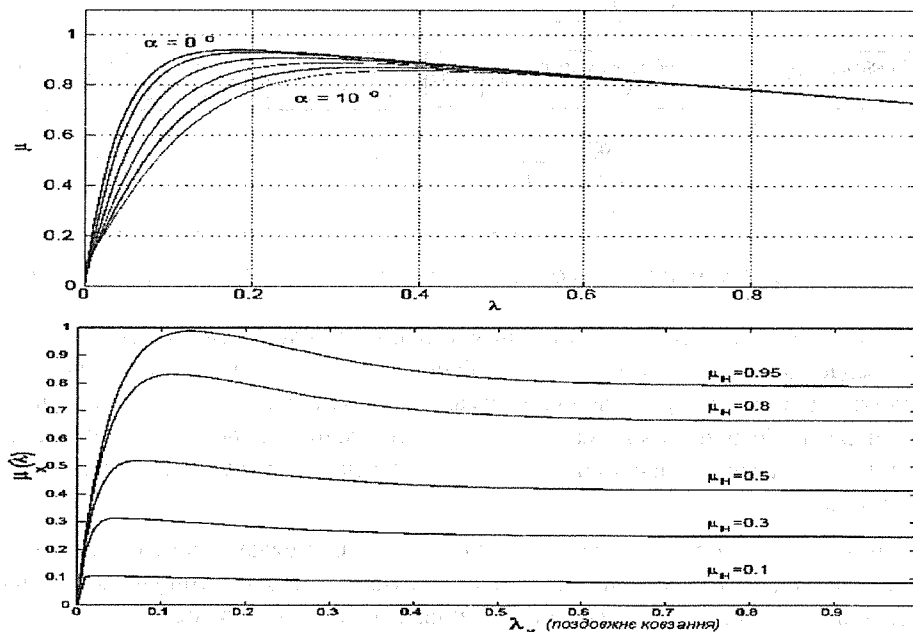


Рис. 3. Криві залежності зчеплення від ковзання шини

Оскільки рух колеса відбувається в двох вимірах, то слід також враховувати і поперечне ковзання колеса. Кут ковзання  $\beta$  виникає коли колесо рухається зі швидкістю  $v_x$  у поздовжньому напрямку та швидкістю  $v_y$  у поперечному. В такому випадку поздовжнє ковзання  $\lambda_x = v_x - \omega r / v$  відрізняється від поперечного ковзання  $\lambda_y = \lambda_x \sin(\alpha)$ , так само як і відповідні коефіцієнти зчеплення  $\mu_x$  та  $\mu_y$ . Верхня частина Рис. 2 показує залежність коефіцієнта зчеплення  $\mu$  від ковзання  $\lambda$  при різних кутах бічного ковзання  $\alpha$ . Сила бічного зчеплення  $F_y$  в значній мірі залежить від кута бічного ковзання  $\alpha$ . При збільшенні кута сила зменшується. В подальшому, для спрощення розрахунків, пропонується, якщо кут бічного ковзання не вказано, приймати  $\alpha = 0$ ,  $\mu = \mu_x$  та  $v = v_x$ . Тоді з рівнянь 1-4 для  $v > 0$  та  $\omega \geq 0$  отримуємо:

$$\dot{\lambda} = -\frac{1}{v} \left( \frac{1}{m} (1 - \lambda) + \frac{r^2}{J} \right) F_z \mu(\lambda, \mu_H, \alpha) + \frac{1}{v} \frac{r}{J} T_b, \quad (7)$$

$$\dot{v} = -\frac{1}{m} F_z \mu(\lambda, \mu_H, \alpha). \quad (8)$$

Розглянемо систему рівнянь 7-8 при  $T_b(t) \geq 0$  та всіх  $t \geq 0$ . Якщо  $v(0) > 0$  та  $\lambda(0) \in [0, 1]$ , тоді  $\lambda(t) [0, 1]$  та для всіх  $t \geq 0$  при яких  $v(t) > 0$ . Слід звернути увагу, що  $\lambda(t)$  є неперервною. Тому можливі точки виходу  $\lambda = 0$  та  $\lambda = 1$ . Розглянемо перший випадок  $\lambda = 0$ . Оскільки  $\mu(0) = 0$ , то з рівняння 7 оскільки  $T_b \geq 0$ . Отже, якщо  $\lambda(0) \geq 0$  то  $\lambda(t) \geq 0$  при всіх  $t \geq 0$ . Розглянемо випадок  $\lambda = 1$ . В такому випадку  $\omega = 0$  і з рівняння 4, в наслідок розриву  $\text{sign}(\omega)$ , впливає, що з рівняння 6 робимо висновок, що та  $\lambda(0) \leq 1$ , з чого випливає  $\lambda(t) \leq 1$  при всіх  $t \geq 0$ . Також слід звернути увагу, що з рівняння 1 оскільки  $F_x \geq 0$  для  $\lambda [0, 1]$ .

Проблема полягає у точному управлінні поздовжнім ковзанням  $\lambda$  для підтримання оптимального значення  $\lambda^*$  яке є постійним, або задається системою. Контролер повинен адаптуватися до невизначених параметрів характеристики шини та змін стану дорожнього покриття [6].

В наслідок великої різниці інерції динаміка колеса (7) та транспортного засобу (8) будуть по різному розвиватися в часі. Так швидкість  $v$  буде змінюватись набагато повільніше ніж ковзання  $\lambda$ . Тому швидкість можна використати як параметр для управління з змінним коефіцієнтом. Таким чином контролер враховує лише динаміку колеса (7), а швидкість задається масивом значень, кожному з яких відповідає окремий лінійний контролер. Таким чином можна суттєво спростити процес управління, замінивши складний нелінійний контролер рядом лінійних.

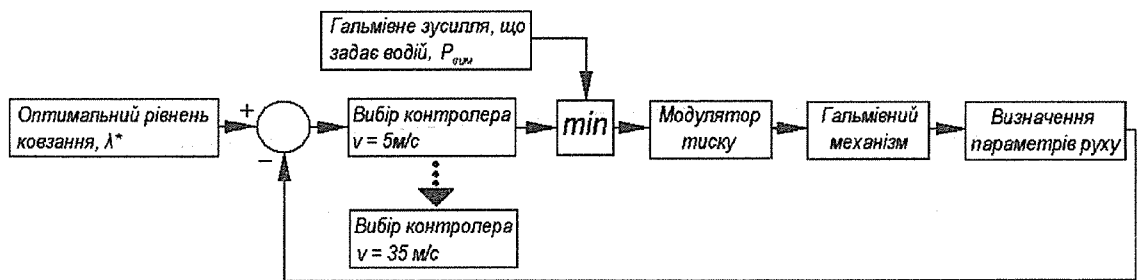


Рис. 4 Блок-схема контролера ковзання з змінним коефіцієнтом пропорційності

Елементарний контролер ковзання колеса з змінним коефіцієнтом пропорційності (Рис. 4) аналізує гальмівний тиск, що задає водій при гальмуванні та порівнює його із тиском, який визначається алгоритмом контролера, як такий, що забезпечує значення оптимального ковзання  $\lambda^*$ . Обравши менше з цих значень, блок керування передає його значення на модулятор тиску, який створює у приводі необхідний тиск. Після цього система визначає нові параметри руху транспортного засобу, проводить необхідні розрахунки і цикл повторюється.

Проаналізувавши основні недоліки алгоритмів управління АБС, можна зробити висновок, що стратегія управління ковзанням колеса має певні переваги перед існуючими стратегіями управління в умовах недостатньої кількості інформації, та забезпечує поліпшення адаптивні властивостей системи.

## Література

1. Сахно В.П. До питання комплектації триланкових автопоїздів/ Сахно В.П., Горбах М.М., Глінчук В.М., Марчук Р.М.// Вісник НТУ. — 2009. — №18. — с.112-119.
2. Burton D. Evaluation of Anti-lock Bracking Systems Effectiveness/ Burton D., Delaney A., Newstead S., Logan D., Fildes B.// Royal Automobile Club of Victoria (RACV) Research report. — 2004. — 04/01.
3. Fancher, P. Integrating Anti-Lock Braking Systems with the Directional Control Properties of Heavy Trucks.// Anti-Lock Braking Systems for Road Vehicles, London, IMechE. — 1985.
4. Kienhüfer F., Cebon D. An Investigation of ABS Strategies for Articulated Vehicles.// 8th International Symposium on Heavy Vehicles Weights and Dimensions, Midrand, South Africa. — 2004.
5. Литвинов А.С., Фаборин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. — М.: Машиностроение, 1989. — с.72-74.
6. Idar Petersen, Tor A. Johansen, Jens Kalkkuhl, Jens Lydemann Wheel Slip Control in ABS Brakes Using Gain Scheduled Constrained LQR// European Control Conference, J. Sa da Costa Seminario de Vilar, Porto, Portugal. — 2001.