

ТЕОРЕТИЧНІ ПИТАННЯ

УДК 625.113 - 529

ВПЛИВ ЗМІНИ НАВАНТАЖУВАЛЬНО-ЗІЧІПНИХ УМОВ НА АВТОМАТИЧНЕ РЕГУЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ АНТИБЛОКУВАЛЬНИХ СИСТЕМ

В. В. Шелудченко, к.т.н., доцент, Сумський національний аграрний університет

Якісно розглянутий вплив перерозподілу навантажувально-зічпних умов по колесах автомобіля при гальмуванні в повороті на робочі процеси антиблокувальних систем (АБС). Виявлено негативний вплив цього перерозподілу на ефективність гальмування та курсову стійкість автомобіля, а також визначені напрямки коригування алгоритмів функціонування АБС.

Ключові слова: автомобіль, гальмування, антиблокувальна система, алгоритм функціонування, пляма контакту.

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

П'ятдесят років досвіду досліджень, розробки й експлуатації АБС показали, що тільки дві групи алгоритмів їхнього функціонування забезпечують достатню стійкість процесу й, отже, прийнятна якість регулювання динамічного стану колеса [1]. Перша група - це багатofазні нециклічні алгоритми [2]. Як приклад такого алгоритму може бути розглянутий алгоритм, описуваний системою умов:

$$K = \begin{cases} K_1 \text{ при } \dot{\alpha} > V_{\text{кр}} u S < V_S; \\ K_2 \text{ при } \dot{\alpha} \leq V_{\text{кр}} u S < V_S; \\ K_3 \text{ при } \dot{\alpha} \leq V_{\text{кр}} u S \geq V_S; \\ K_4 \text{ при } \dot{\alpha} > V_{\text{кр}} u S \geq V_S, \end{cases} \quad (1)$$

де $\dot{\alpha}$ - кутове прискорення колеса;

S - відносне поздовжнє ковзання колеса;

$V_{\text{кр}}$ і V_S - граничні значення (уставки) кутової швидкості та відносного поздовжнього ковзання відповідно;

K - керуючий сигнал від контролера до виконавчого пристрою АБС (модулятора тиску);

K_1 - швидке підвищення тиску;

K_2 - повільне підвищення тиску;

K_3 - повільне зниження тиску;

K_4 - швидке зниження тиску.

До другої групи належать лінійні безперервні, побудовані на принципі дуальних адаптивних законів керування [2]. Прикладом алгоритму цієї групи може бути алгоритм, що описується системою умов:

$$\begin{cases} K_{\text{ч}} (\dot{\alpha} - K_{\text{пр}} \cdot j_x); \end{cases} \quad (2)$$

$$\frac{dP}{dt} = \begin{cases} 0 \text{ при } \dot{\alpha} > 0; \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} -C \text{ при } \dot{\alpha} = 0 \text{ и } j_x \neq 0; \end{cases} \quad (4)$$

де P - тиск у виконавчому апараті гальмового привода;

j_x - поздовжнє сповільнення центра колеса (автомобіля);

$K_{\text{ч}}$ - розмірний коефіцієнт чутливості;

$K_{\text{пр}}$ - розмірний коефіцієнт пробних впливів;

C - постійна величина.

Обидві групи алгоритмів синтезовані, а їх параметри оптимізовані, для прямолінійного руху колеса при гальмуванні [3], а потім виконувалася порівняльна оцінка впливу алгоритму на стійкість і керованість автомобіля [4]. При цьому зміна положення максимуму залежності коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою в поздовжньому напрямку $j_x(S)$, при зміні навантажувально-зічпних умов у контакті коліс із дорогою при криволінійному русі не враховувалося. При русі автомобіля по криволінійній траєкторії виникають бічні сили інерції, які спричиняють перерозподіл вертикальних навантажень по бортах автомобіля. Цей перерозподіл змінює навантажувально-зічпні умови в контакті коліс із дорогою та, як наслідок, може вплинути на організацію процесів регулювання динамічного стану коліс автоматичною антиблокувальною системою (АБС). Відомості про дослідження цього впливу при різних алгоритмах функціонування АБС у літературі відсутні.

Мета дослідження та постановка завдання.

Мета даного дослідження полягає у виявленні впливу зміни навантажувально-зічпних умов на процеси автоматичного регулювання динамічного стану гальмуючого колеса й визначенні доцільності та напрямків коригування параметрів алгоритмів функціонування АБС при гальмуванні на повороті. Для цього необхідно оцінити зміну залежності $j_x(S)$ та зсув точки $j_x = j_{x \text{ max}}$ цієї залежності при перерозподілі навантажувально-зічпних умов по бортах автомобіля, а також визначити напрямки коригування параметрів алгоритмів для запобігання зсуву фазовій кривій процесу регулювання від точки $j_x = j_{x \text{ max}}$.

Виклад основного матеріалу.

Для вирішення поставлених завдань звернемося до схеми гальмування автомобіля на повороті (рис.1).

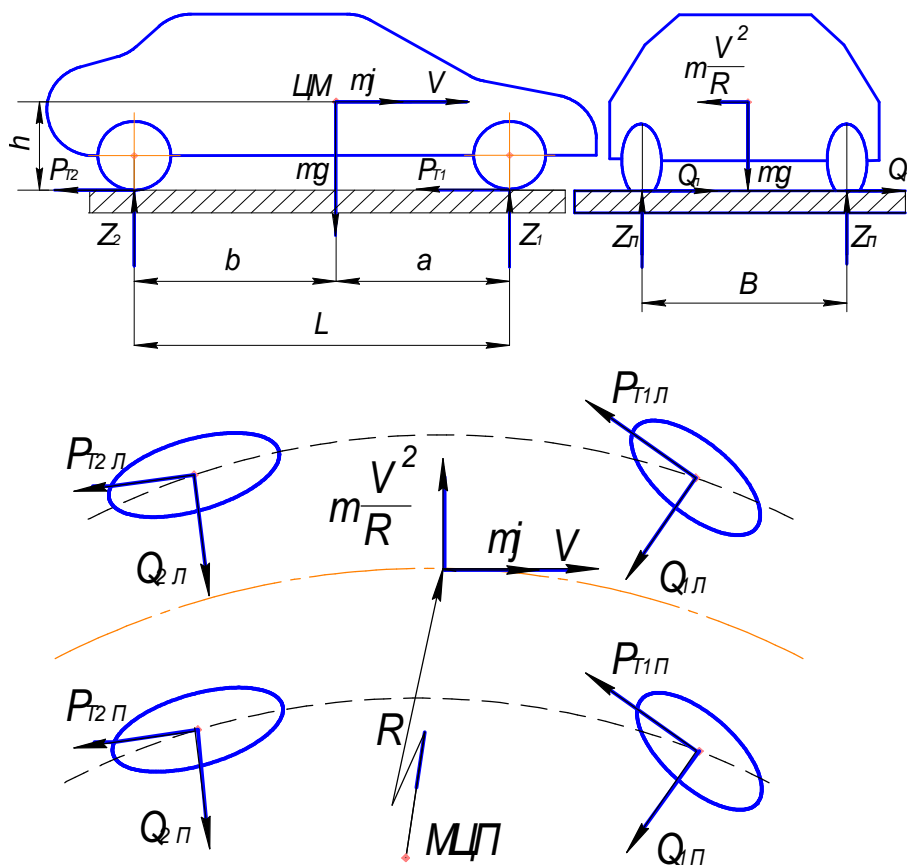


Рис.1 Схеми гальмування автомобіля на повороті : ЦМ - центр мас автомобіля ;
МЦП - миттєвий центр повороту автомобіля

На відміну від гальмування на прямолинійній ділянці дороги, при якому під дією сили інерції:

$$P_j = m \cdot j_x, \quad (5)$$

де m - маса автомобіля;
 j_x - поздовжнє сповільнення автомобіля, відбувається перерозподіл вертикальних навантажень між осями, гальмування на повороті супроводжується ще й перерозподілом вертикальних навантажень між бортами автомобіля під дією бічної сили інерції:

$$Q_j = \frac{mV^2}{R} = m \cdot j_y, \quad (6)$$

де V - швидкість руху автомобіля;
 R - радіус кривизни траєкторії руху автомобіля;
 j_y - доцентрове пришвидшення центру мас автомобіля.

При цьому очевидно, що максимальне вертикальне навантаження буде на передньому зовнішньому колесі (індекс 1л на рис.1), мінімальне на задньому внутрішньому, а на задньому зовнішньому та передньому внутрішньому величини вертикальних навантажень будуть перебувати між $Z_{2л}$ і $Z_{1л}$. Отже, при рівних зчепних умовах на

всіх колесах навантажувально-зчепних умови будуть різні.

Динамічний стан колеса як об'єкта автоматичного регулювання описується рівнянням динаміки у відносному русі виду:

$$I \cdot \ddot{\phi} = -M_T + Z \cdot j_x \cdot r_\delta, \quad (7)$$

де I - наведений до колеса момент інерції пов'язаних з колесом обертючих мас;

$\ddot{\phi}$ - кутове пришвидшення колеса;

M_T - гальмовий момент, прикладений до колеса з боку гальмового механізму;

Z - вертикальне навантаження на колесо;

ϕ_x - поточне значення коефіцієнта зчеплення;

r_δ - динамічний радіус колеса.

Для аналізу процесів регулювання рівняння (7) приводять до безрозмірного виду шляхом ділення на $Z \cdot r_\delta$, а потім на залежність $j_x(s)$ накладають графік $\frac{M_T}{Z \cdot r_\delta} = f(s)$, одержуючи так названу

фазову діаграму процесу регулювання. Цей метод зручний і наочний для одиночного колеса при допущенні $Z = const$, а в розглянутому випадку він

не дозволяє оцінити вплив зміни Z на процес регулювання.

У цьому випадку зручніше перетворити рівняння (7) у рівняння виду:

$$\frac{I \omega}{r_0} = -\frac{M_T}{r_0} + Z j_x, \quad (8)$$

що має розмірність сил і наступний фізичний зміст доданків:

$\frac{I \omega}{r_0}$ - наведена до плями контакту колеса з дорогою рівнодіючих сил інерції обертючих мас;

$\frac{M_T}{r_0}$ - наведена до плями контакту гальмова сила, що діє на колесо з боку гальмового механі-

зму;

$Z j_x$ - поздовжня реакція в плямі контакту, що виникає внаслідок реалізації навантажувально-зчіпних умов,

а фазові діаграми будувати накладенням на графік $Z j_x(S)$ графіка $\frac{M_T}{r_0} = f(S)$.

Приблизні фазові діаграми, одержувані таким чином, показані на рис. 2, з якого видно, що $(Z j_x)_{\max}$ з ростом Z зміщується вгору та праворуч. Зсув точки $(Z j_x)_{\max}$ вгору безпосередньо обумовлено збільшенням Z і очевидно, а зсув вправо неочевидно й вимагає пояснення.

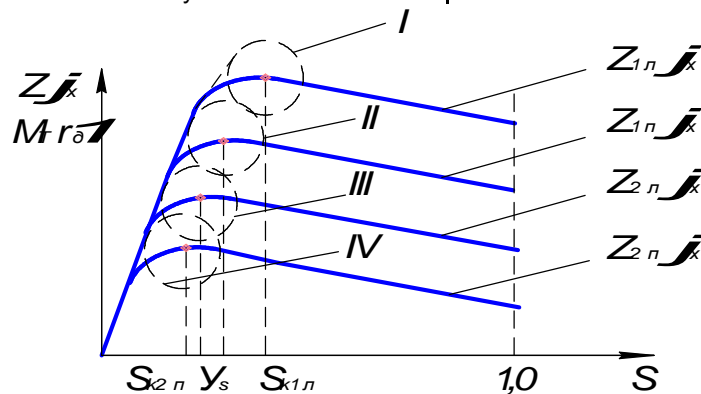


Рис.2 Приблизні фазові діаграми в розмірних координатах : S_k - значення S , яке відповідає $Z j_x \max$

, $Z_{1п}$ - приблизні графіки зміни параметру $M_T r_0$ на передньому лівому, передньому правому та задньому лівому, задньому правому колесах відповідно

Для пояснення цього звернемося до схеми розподілу питомих тисків і зон ковзання в плямах контакту колеса з дорогою (рис. 3). Зі збільшенням вертикального навантаження Z зростають питомі тиски в плямах контакту, оскільки повинне

виконуватися умова:

$$Z = 4 \int_0^a \int_0^b q(x, y) dx dy. \quad (9)$$

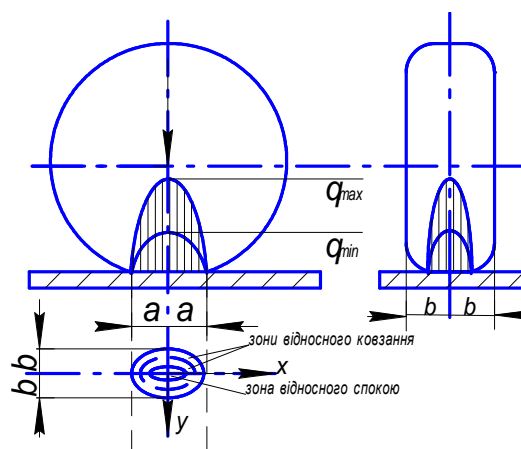


Рис.3 Схеми розподілу питомих тисків та зон ковзання в плямі контакту.

Положення S_k залежить від критичного значення співвідношення площ:

$$e_F = \frac{F_{ck}}{F_n}, \quad (10)$$

де F_{ck} – площа зон відносного ковзання;
 F_n – площа зони відносного спокою.

При наближенні e_F до $e_{F_{кр}}$ порушується лінійність залежності $\varphi_x = \varphi_x(S)$ (ділянка $0 \leq S < S_k$) і колесо переходить у нестійку зону ($S_k \leq S \leq 1$). Границя зон відносного спокою й відносного ковзання визначається значенням q_{min} , що на одиниці площі плями контакту створює питому дотичну реакцію:

$$X_{yg \min} = q_{\min} \cdot j_x \cdot 1, \quad (11)$$

достатню для пружної деформації одиничного елемента шини в окружному напрямку без його проковзування відносно дороги. Оскільки величина необхідної пружної деформації пропорційна Z , те очевидно, що з ростом Z повинне збільшуватися значення S_k .

Розглянутий зсув S_k внаслідок динамічного перерозподілу зчпної ваги по осях і бортам автомобіля приводить до того, що при настроюванні багатофазних нециклічних АБС на $Y_S \approx S_{кр}$, а дуальних адаптивних АБС – на $j_x = j_{хкр}$ на передньому зовнішньому колесі спостерігається недовикористання навантажувально-зчпних умов (середнє значення $\frac{M_T}{r_o}$ перебуває ліворуч S_k), а на

задньому внутрішньому – перегальмовування колеса (середнє значення $\frac{M_T}{r_o}$ перебуває праворуч S_k). Це приводить до зниження ефективності гальмування й запасу стійкості автомобіля.

Висновки

Для усунення цих негативних явищ петлю фазової кривої $\frac{M_T}{r_o} = f(S)$ варто зміщувати при

зміні навантажувально-зчпних умов слідом за зсувом S_k . У багатофазних нециклічних АБС це може бути забезпечено збільшенням Y_S в умовах (1) ... (4) для коліс передньої осі й зниженням Y_S для коліс задньої осі пропорційно величині j_x і аналогічним збільшенням Y_S для коліс зовнішнього борта й зниженням Y_S для внутрішнього борта пропорційно j_y . У дуальних адаптивних системах в умові (5) невідповідність $j_x = j_{хкр}$ навантажувально-зчпним умовам на даному колесі може бути скоректовано зміною коефіцієнта пробних впливів $K_{пр}$: збільшенням для коліс передньої осі й зниженням для коліс задньої осі пропорційно j_x і збільшенням для коліс зовнішнього борта й зниженням для коліс внутрішнього борта пропорційно j_y .

Кількісні співвідношення для коректування Y_S і $K_{пр}$ можуть бути отримані шляхом математичного моделювання процесів гальмування автомобіля.

Список використаної літератури:

1. Гецович Е.М., Ходырев С.Я., Фаворов Н.Ю. Сравнительная оценка некоторых алгоритмов противоблокировочных систем по качеству регулирования процесса торможения. Деп. в НИИНавтопром.- М., 1982.- № 720 ап Д82.БУ «Депонированные рукописи». М.: ВНИИТИ, 1982.- №8.- Реф.130.
2. Гецович Е.М. Классификация алгоритмов функционирования АБС // Автомобильная промышленность.- М., 1987.- №11
3. Гецович Е.М. Фаворов Н.Ю. Оптимизация параметров алгоритма противоблокировочной системы // Автомобильный транспорт.- К.: Техніка, 1984.- Вып.21.- С. 97-100.
4. Ревин А.А. Тормозные свойства автомобилей с антиблокировочной системой при движении на повороте // Автомобильная промышленность.- 1983.- №1.- С.13-15.

Шелудченко В.В. ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ НАГРУЗОЧНО-СЦЕПНЫХ УСЛОВИЙ НА АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ АНТИБЛОКИРОВОЧНЫХ СИСТЕМ

Качественно рассмотрено влияние перераспределения нагрузочно-цепных условий по колесам автомобиля при торможении в повороте на рабочие процессы антиблокировочных систем (АБС). Выявлено отрицательное влияние этого перераспределения на эффективность торможения и курсовую устойчивость автомобиля, а также определены направления корректирования алгоритмов функционирования АБС.

Ключевые слова: автомобиль, торможение, антиблокировочная система, алгоритм функционирования, пятно контакта.

Sheludchenko V. EFFECT OF LOAD-COUPPLING CONDITIONS ON AUTOMATIC CONTROL WORKFLOW ANTI-LOCK SYSTEMS

When the vehicle is moving along a curved path produce lateral inertial forces that cause the redistribution of vertical loads on the sides of the car. This redistribution of load- change coupling conditions in contact with the road and, as a consequence, may affect the organization of the regulatory process of the dynamic

state of wheels automatically lock braking system (ABS). There is no information about studies of this effect in different algorithms functioning of the ABS in the literature.

Unlike braking on a straight stretch of road in which by force of inertia is a redistribution of the vertical loads between the axles, braking cornering and even accompanied the redistribution of vertical loads between the sides of the vehicle under the influence of lateral forces of inertia .

It is obvious that the maximum vertical load will be on the front outer wheel, the minimum rear inner and outer rear and front inner values of vertical loads will be between. Consequently, at equal coupling conditions on all wheels load- coupling conditions will be different.

Key words: vehicle,braking, antilock system, algorithm of processing, contact area.

Дата надходження в редакцію: 10.09.2013р.

Рецензент: д.ф.-м.н., професор Кузема О.С.

УДК 628.16

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИ ЭФФЕКТИВНАЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩАЯ ТЕХНОЛОГИЯ СУШКИ И ГРАНУЛЯЦИИ МИНЕРАЛЬНОГО УДОБРЕНИЯ С ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ВЫРАБОТКОЙ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ И ХОЛОДА НА ОСНОВЕ ПРИНЦИПОВ КОГЕНЕРАЦИИ И ТРИГЕНЕРАЦИИ

А. М. Павлюченко, д.т.н., профессор, Сумской национальный аграрный университет

Настоящая работа посвящена созданию энергосберегающей технологии сушки и грануляции минерального удобрения на основе термодинамического анализа с целью снижения потерь эксергии (энергетического потенциала) топлива и продуктов его сгорания. Эта задача решена на применении принципа когенерации для последовательной выработки тепла и дополнительно электроэнергии из топлива и принципа тригенерации для получения из топлива тепла и дополнительно электроэнергии и холода. Применение соответственно принципов когенерации и тригенерации основано на введении в технологический цикл мобильной газотурбинной установки и холодильных машин. Это позволяет получить самый высокий эксергетический (реальный).

Ключевые слова: энергосберегающая технология, коэффициент полезного действия, эксергия, грануляция, минеральные удобрения.

Постановка проблемы в общем виде.

В настоящее время актуальными являются проблемы энергосбережения и рационального использования топливно-энергетических ресурсов в различных отраслях промышленности. Особенно остры эти проблемы для энергоемких технологий таких, как сушка и грануляция минерального удобрения, например аммофоса на ОАО «Сумыхимпром».

В странах ЕС накопились знания и практический опыт в энергосбережении. Энергоэффективные меры содержат мировые достижения в области технических и информационных технологий, которые нашли практическое применение. Для осуществления реального энергосбережения в странах ЕС создана инфраструктура энергосбережения, индустрия и сервис специального энергосберегающего технологического и диагностического оборудования. Энергоэффективность в ЕС заложена в системе образования, а инфраструктура энергосбережения потребовала высокой квалификации ученых, инженеров, экономистов, энергоменеджеров, энергоаудиторов, преподавателей вузов. В странах ЕС действуют межгосударственные программы энергоэффективности и Европейская энергетическая Хартия. В странах ЕС улучшаются показатели энергоэффективности действующих технологий на предприятиях, уменьшается удельное потребление электроэнергии, природного газа, пара, сжатого

газа и других топливно-энергетических ресурсов, снижается себестоимость продукции, улучшаются экологические показатели.

Химическая промышленность является одной из энергоемких отраслей, включая ОАО «Сумыхимпром». Технология сушки и грануляции аммофоса и других минеральных удобрений на ОАО «Сумыхимпром» является энергозатратной и требует модернизации с точки зрения энергосбережения. При этом энергосберегающая технология сушки и грануляции удобрений должна быть наукоемкой. Наукоемкость энергосберегающей технологии основывается на применении методов термодинамики и теории теплообмена.

Настоящая работа посвящена решению задачи создания энергосберегающей высокого уровня технологии сушки и грануляции минеральных удобрений, например аммофоса, на ОАО «Сумыхимпром» на основе термодинамического анализа, направленного на рациональное использование энергетического потенциала топлива (природного газа) в отличие от существующих технологий на этом предприятии, в которых имеются значительные потери эксергии (работоспособности) как топлива, так и рабочего тела (продуктов сгорания природного газа), и различные необратимые потери, связанные с процессами теплообмена и смешивания высокотемпературных продуктов сгорания и холодного вторичного воздуха, подаваемого вентилятором, для