

2. Таран І.А. Математическа модель руху рудничного локомотива в умовах гальмування [Текст] / І.А. Таран // Вибрації в техніці та технологіях. – 1999. – № 3 (12). – С. 47–49.
 3. Дерюгін О.В. Динаміческа модель шахтного локомотива з еластично-в'язкими продольними зв'язками в ходовій частині [Текст] / О.В. Дерюгін // Металургіческа та гірничорудна промисловість. – 1998. – №3. – С. 92–93.
 4. Сердюк А.А. Розробка математическої моделі гальмування шахтного локомотива дисковим гальмом [Текст] / А.А. Сердюк, А.Г. Моця // Гірничя електромеханіка та автоматика: Наук.-техн. зб. – Дніпропетровськ: НГУ, 2002. – Вип. 69. – С. 127–132.
 5. Моця А.Г. Вибір раціональних параметрів дискового гальма шахтного локомотива з багатосекторним гальмівним диском [Текст] / А.Г. Моця // Гірн. електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. – 2003. – Вип. 71. – С. 75–82.
 6. Проців В.В. Експериментальне визначення характеристик сцеплення шахтного локомотива в режимі гальмування [Текст] / В.В. Проців, А.Г. Моця // Геотехн. механіка: міжвід. зб. наук. праць. – 2002. – Вип. 40. – С. 231–236.
 7. Моця А.Г. Інтегрування диференціального рівняння теплопровідності для визначення теплової навантаженості дискового гальма шахтного локомотива [Текст] / А.Г. Моця // Наук. вісн. НГУ. – 2012. – № 3. – С. 86–91.
- Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук., проф. Шкрабцем Ф.П.*

УДК 629.038:629.075:681.5.03

А.А.Самойленко, Д.В.Ципленков, канд.-ти техн. наук

(Україна, Дніпропетровськ, Державний ВНЗ "Національний гірничий університет")

ЕФЕКТИВНЕ ДЕМПФІРУВАННЯ КОЛИВАНЬ В РОЗГАЛУЖЕНИХ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ СИЛОВИХ СИСТЕМАХ ГІБРИДНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ГІРНИЧОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

Вступ. Демпфірування пружних коливань в розгалужених електромеханічних системах потужних гібридних транспортних засобах (ГТЗ) підвищує надійність та безпеку руху при зменшенні зносу силового обладнання. ГТЗ мають значну перспективу в гірничій галузі, тому слід привертити особливу увагу розробці новітніх законів руху, що забезпечують зменшення динамічних навантажень, особливо в розгалужених електромеханічних системах зі слабким або відсутнім демпфіруванням (рис.1). Найбільш розповсюдженими та найбільш ефективними є закони, що ґрунтуються на обмеженні другої похідної швидкості [1 – 6]. Наприклад, закони керування, які обмежують ривок, забезпечують покращання динаміки електромеханічних систем швидкохідних ліфтів і шахтних підійомних установок (ШПУ), отже на ГТЗ слід скористатися певним досвідом систем підйому.

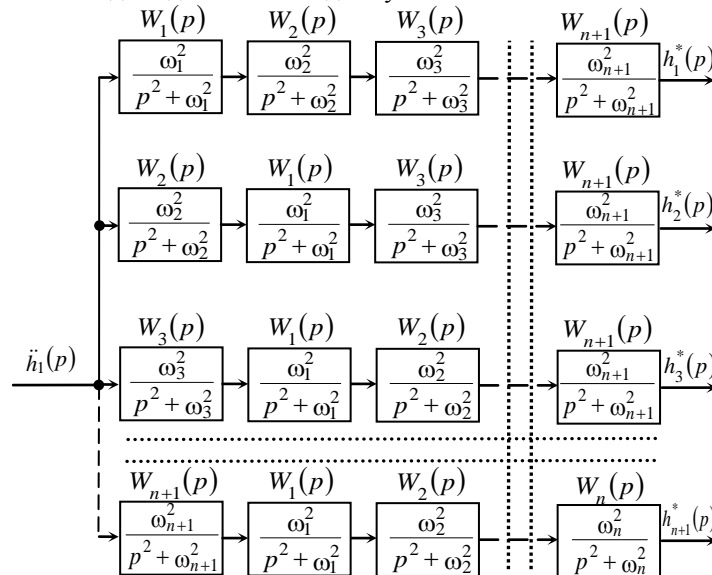


Рис. 1. Спрощена структурна схема розгалуженої електромеханічної системи зі слабким або відсутнім демпфіруванням

Огляд стану питання. Вперше на необхідність обмеження ривку було звернено увагу при експлуатації швидкохідних ліфтів [1], де було встановлено, що обмеження ривку запобігає негативним впливам на людину, але, як з'ясувалось, також обмеження ривку позитивно відбивається на динаміці підіймальних канатів.

Обмежувати ривок на ШПУ вперше запропоновано в роботі [2], де згладжування по параболі переходів при трьохперіодній діаграмі швидкості та довжині періоду згладжування, який дорівнює 10 % від загального періоду зміни швидкості, забезпечує зниження динамічних навантажень в електромеханічній системі ШПУ. Такий закон обмеження ривку не враховує параметри об'єкту керування та не забезпечує демпфірування основної (найменшої) частоти коливань електромеханічної системи ШПУ в кінці періоду зміни прискорення (швидкості). Проте в роботах [3 – 5] також вважається за доцільне обмежувати другу похідну швидкості.

Найбільшу популярність в шахтному підйомі набув закон керування розглянутий в роботі [6], де було запропоновано трапецеїдальний закон зміни прискорення (лінійний закон керування), що забезпечує демпфірування основної частоти коливань електромеханічної системи ШПУ, за наступною умовою довжини періоду (t_0) обмеження прискорення барабану:

$$t_0 = \frac{2\pi k}{\omega_C}, \quad (1)$$

де ω_C – основна (найменша) власна частота коливань пружної системи, рад/с; $k = 1, 2, 3, \dots$

Слід зазначити, що закон (1) забезпечує демпфірування низькочастотних коливань обох судин ШПУ за умов, що найменші власні частоти (тони) коливань кожної вітки підіймальної установки кратні одна одній. Однак в основних типово-технологічних режимах роботи ШПУ така умова не виконується.

В [7] запропоновані різноманітні закони керування ШПУ, що забезпечують мінімізацію перерегулювання прискорення барабану. Закони керування [7] базуються на інформації про основні (та кратних їм) власні частоти коливань електромеханічної системи та дозволяють забезпечити їх демпфірування.

Мега роботи – покращення динамічних характеристик електромеханічних систем ГТЗ за рахунок демпфірування n-гармонійного складу коливань системи.

Постановка задачі. З метою покращання динаміки електромеханічних систем ГТЗ розробити спосіб демпфірування певного n-гармонійного складу коливань.

Матеріали дослідження. Згідно досліджень [7], формоутворення сигналу керування за трьома тонами коливань в загальному випадку можна розрахувати за виразами:

$$\ddot{h}_1(t) = \frac{1}{4} \left\{ f(t) + f\left(t - \frac{\tau_1}{2}\right) + f\left(t - \frac{\tau_2}{2}\right) + f\left(t - \frac{\tau_1}{2} - \frac{\tau_2}{2}\right) \right\};$$

$$\dot{h}_{1max} = f_{max}(t)\tau_0; \quad \dot{h}_1(t) = \int_t^{t+\tau_n} \ddot{h}_1(t) dt; \quad h_1(t) = \int_t^{t+\tau_n} \dot{h}_1(t) dt, \quad (2)$$

де \dot{h}_1 , \ddot{h}_1 , \dddot{h}_1 – завдання на швидкість, прискорення та ривок основного рушійного органу, відповідно, м/с, м/с², м/с³; $f(t)$ – імпульсна функція (довжина імпульсу τ_0 , максимальне значення $f_{max} = \frac{\dot{h}_{1max}}{\tau_0}$);

t_n - час досягнення номінальної (максимальної) швидкості, с; τ_1 , τ_2 – відповідно основний період (тон) коливань електромеханічної системи на момент збільшення та зменшення прискорення основного рушійного органу ГТЗ, с.

Причому час збільшення (зменшення) прискорення (зусилля) визначається

$$\tau_n = \frac{\tau_1}{2} + \frac{\tau_2}{2} + \tau_0.$$

Розглянуті в [7] закони керування забезпечують демпфірування коливань (прискорення, зусиль, моменту та швидкості) шахтної підйомної установки в кінці зміни прискорення барабану наступних тонів:

$\frac{\tau_0}{k_1}$; $\frac{\tau_1}{k_2}$; $\frac{\tau_2}{k_2}$, де $k_1 = 1, 2, 3, \dots$ – цілі невід'ємні числа; $k_2 = 1, 3, 5, \dots$ – цілі непарні невід'ємні числа. У

випадку, коли $\frac{\tau_2}{2} + \tau_0 < \frac{\tau_1}{2}$ забезпечується більший темп розгону в порівнянні з лінійним законом керування (1) та навпаки.

Таким чином в [7] було сформульовано правило формування сигналу керування за трьома основними власними частотами (тонами) коливань електромеханічної системи, причому дія цього закону керування на кратні частоти є побічною дією.

Тобто, за таким принципом можна сформулювати керуючий вплив в системі автоматичного керування (САК), який забезпечив би демпфірування будь-яких n -гармонійних складових. Для цього сигнал завдання на керування (рис. 2) необхідно формувати відповідно до виразів (2), причому функція завдання на ривок $\ddot{h}_1(t)$ визначається:

$$\begin{aligned} \ddot{h}_1(t) = & \frac{1}{2^n} \left\{ f(t) + f\left(t - \frac{1}{2} A_{21} \tau_1 - \frac{1}{2} A_{22} \tau_2 - \dots - \frac{1}{2} A_{2n} \tau_n\right) + \right. \\ & + f\left(t - \frac{1}{2} A_{31} \tau_1 - \frac{1}{2} A_{32} \tau_2 - \dots - \frac{1}{2} A_{3n} \tau_n\right) + \dots \\ & \left. \dots + f\left(t - \frac{1}{2} A_{2n1} \tau_1 - \frac{1}{2} A_{2n2} \tau_2 - \dots - \frac{1}{2} A_{2nn} \tau_n\right) \right\}, \end{aligned} \quad (3)$$

$$\text{де } A_{i,j} = \begin{cases} 1, \text{ якщо } i = N \frac{2^j}{2} + k; \\ 0, \text{ якщо } i \neq N \frac{2^j}{2} + k; \end{cases}$$

$$i = 1 \dots 2^n; \quad j = 1 \dots n; \quad k = 1 \dots \frac{2^j}{2}; \quad N = 1, 3, 5, \dots - \text{цілі непарні невід'ємні числа.}$$

За умов (3), САК забезпечує демпфірування коливань за наступними тонами: $\frac{\tau_0}{k_1}; \frac{\tau_1}{k_2}; \frac{\tau_2}{k_2}; \frac{\tau_3}{k_2}; \dots;$

$\frac{\tau_N}{k_2}$, де $k_1 = 1, 2, 3, \dots -$ цілі невід'ємні числа; $k_2 = 1, 3, 5, \dots -$ цілі непарні невід'ємні числа.

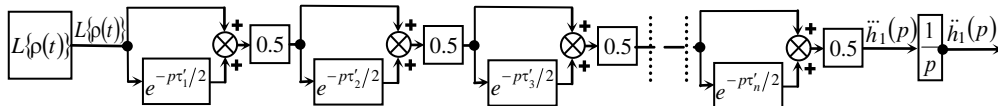


Рис.2. Структурна схема формування сигналу керування для замкненої САК при n -гармонійному керуванні ГТЗ

Висновки. Синтезовані закони програмного керування електроприводом ГТЗ можна використовувати для зменшення динамічних навантажень в слабодемпфированих електромеханічних системах, що мають певну кількість резонансних частот, як кратних так і не кратних основній (найменшій).

На підставі проведених досліджень необхідно відзначити:

– сигнал керування з використанням функції ривка, що визначений за (3), забезпечує демпфірування прискорень (швидкостей) на виході будь-якої ланки $\{W_1(p) - W_{n+1}(p)\}$ відповідно до рис. 1;

– якщо електромеханічна система містить від'ємні зворотні зв'язки за пружними зусиллями або моментами, тоді система керування повинна бути обов'язково замкненою за координатою, завдання на переміщення якої формується в задаючому пристрої, за умов, що мінімальна довжина імпульсу ривка повинна бути більшою, ніж 3 – 4 сталих часу зовнішнього контуру керування;

– отримані аналітичні залежності дозволяють зв'язати параметри електромеханічної системи ГТЗ з законами керування за n -гармонійними складовими власних частот коливань та обчислити час зміни прискорення координати руху з урахуванням техніко-технологічних обмежень об'єкту керування;

– врахування основних тонів коливання розгалужених електромеханічних систем за умови високо-точного відпрацювання САК завдання на швидкість (прискорення) при синтезі закону керування, що заснований на використанні зворотних передатних функцій консервативних ланок із відповідними сталими часу, забезпечує мінімізацію перерегулювання швидкості (прискорення) координати руху при обмеженні ривка.

Список літератури

1. Электрооборудование лифтов массового применения [Текст]/ П. И. Чутчиков, Н. И. Алексеев, А. К. Прокофьев. – М.: Машиностроение, 1983. – 168 с.
2. Тулин В. С. Электропривод и автоматика многоканатных рудничных подъемных машин. – М.: Недра, 1964. – 181 с.
3. Савастеев В.Г. Элементы оптимального режима работы автоматизированного рудничного подъема [Текст]// Сб. Автоматизация в угольной промышленности. – М.: Углетехиздат, 1956. – С. 109-126.
4. Киричок Ю.Г., Чермалых В.М. Привод шахтных подъемных установок большой мощности. – М.: Недра, 1979. – 336 с.
5. Чермалых В.М. Исследование сложных электромеханических систем: Текст лекций. – К.: КПИ, 1979. – 64 с.
6. Чермалых В.М., Рудь Б.Н., Гужовский А.Т. Исследование динамики канатов многоканатных подъемных установок при следящей системе управления приводом // Сб. Стальные канаты. – К.: Техника. – 1968. – Вып. 5. – С. 29-33.
7. Довгань С. М., Самойленко А. А. Способы формирования задающих воздействий в системах управления подъемными установками, обеспечивающие отсутствие колебаний в конце периода разгона// Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету: Наукові праці КДПУ. Кременчук: КДПУ, 2003. Вип. 2(19), Т. 1. С. 68 – 72.
Рекомендовано до друку: к-том техн. наук, проф. Івановим О.Б.

УДК 621.313.8

V.I. Panchenko, S.I. Fedorov, V.V. Sukhova (language adviser).
(Ukraine, Dnepropetrovsk, State Higher Educational Institution "National Mining University")

**EFFICIENCY OF PERMANENT MAGNET IN ELECTRIC GENERATORS
WITH MAGNETOELECTRIC EXCITATION**

As a result of creation of iron-based, neodymium-based and boron-based permanent magnet (PM) with high specific energy the range of capacity for permanent magnet machines enables them to compete with electromagnetic excitation electric cars by their parameters and excel them in weight-size parameters. Synchronous machines with PM have a relatively simple design, are featured as reliable and able to maintain long-run (from 5 to 10 years) initial technical performance . In addition, they are easy to maintain and characterized by high efficiency factor because of lack of power losses in the excitation and sliding contact. Only high price of PM limits its large-scale implementation. Therefore, at the initial stage of structural design of PM it is necessary to determine (at least approximately) the right size and weight of the magnets and estimate the associated costs.

The paper [1] proposes the formula for determining the amount of PM in electric machine in generator mode:

$$V_m = \frac{2K_d \cdot K_z \cdot S_H}{\pi^2 \cdot f \cdot K_u \cdot B_r \cdot H_c (E_0^* \cdot I_k^*)}, \quad (1)$$

where K_d – convergence ratio for longitudinal armature reaction to the form of magnetomotive force (MMF) of magnet; K_z – the depredation factor; S_H – generator capacity; f – current frequency; $K_u = u \left(\sqrt{1 - u^2 \cos^2 \varphi} - u \sin \varphi \right)$ – coefficient characterizing operating conditions; $u = \frac{U}{E_0}$ – output voltage ;

E_0 – electromotive force (EMF) at idle winding course; $\cos \varphi$ – power factor; B_r, H_c – residual magnetic induction and coercive force of the magnet; E_0^*, I_k^* – relative values of EMF E_0 and short-circuit current I_k .

Product $E_0^* \cdot I_k^*$ is for a magnet utilization factor. Ideally, when there is no dissipation of the magnetic flux of the magnets and armature winding and with zero air gap value $E_0^* \cdot I_k^* = 1$ according to [1] and use of PM would be ideal and amount of magnets can be minimal .

In the case of magnets with linear demagnetization curve we get [1]:

$$E_0^* = \frac{\Lambda_\delta^*}{1 + \Lambda_\sigma^* + \Lambda_\delta^*}; \quad (2)$$