

## ЗМЕНШЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБАХ ГІБРИДНИХ СИЛОВИХ СИСТЕМ ГІРНИЧОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

**Вступ.** Зменшення динамічних навантажень в електромеханічних системах потужних гібридних транспортних засобів (ГТЗ) підвищує надійність та безпеку руху при зниженні зносу силового обладнання. ГТЗ мають значну перспективу в гірничій галузі, тому слід привернути більше уваги розробці новітніх законів руху, що забезпечують зменшення динамічних навантажень, особливо в розгалужених електромеханічних системах зі слабким або відсутнім демпфіруванням (рис.1).

**Огляд стану питання.** Відомо [1 – 6], що закони керування, які обмежують ривок основного рушійного органу на шахтних підйомних установках (ШПУ), забезпечують покращання динаміки електромеханічної системи, отже на ГТЗ слід скористатися певним досвідом ШПУ.

В [6] запропоновані різноманітні закони керування ШПУ, що забезпечують мінімізацію перерегулювання прискорення барабану. Закони керування [6] базуються на інформації про основні (та кратних їм) власні частоти коливань електромеханічної системи та дозволяють забезпечити їх демпфірування.

**Мета роботи** – зменшення динамічних навантажень в електромеханічних системах ГТЗ за рахунок демпфірування певного гармонійного складу коливань системи.

**Постановка задачі.** З метою зменшення динамічних навантажень в електромеханічних системах ГТЗ розробити спосіб демпфірування певного гармонійного складу коливань.

**Матеріали дослідження.** Проаналізуємо розглянуті в [6] закони керування, що враховують дві та три основні власні частоти коливань електромеханічної системи ГТЗ (рис.1).

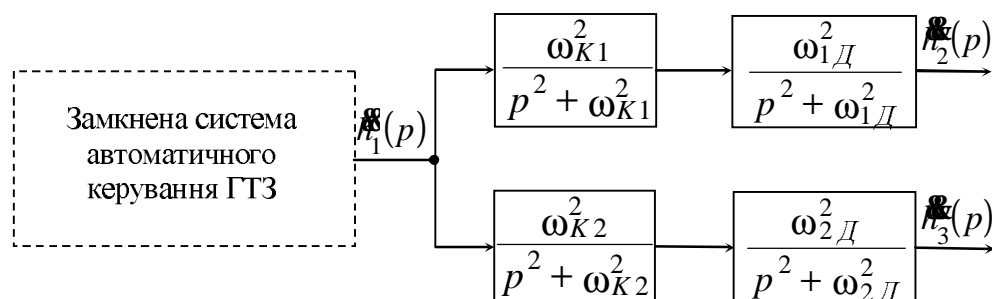


Рис. 1. Спрощена структурна схема розгалуженої електромеханічної системи зі слабким або відсутнім демпфіруванням

Для закону керування за двома основними власними частотами коливань, функція керування у часі записується так (для періоду розгону до номінальної швидкості):

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1(t) &= \int_t^{t+\tau_p} \ddot{x}_1(t) dt; & \ddot{x}_1(t) &= \int_t^{t+\tau_p} \ddot{x}_1(t) dt; & \ddot{x}_{1\max} &= f_{\max}(t) \ddot{\omega}_0; \\ \ddot{x}_1 &= \frac{1}{2} \left\{ f(t) + f\left(t - \frac{\tau_1}{2}\right) + f(t - t_{yc}) + f\left(t - \frac{\tau_1}{2} - t_{yc}\right) \right\}; & \mathcal{C}_0 &= \frac{2\omega}{0}; & \mathcal{C}_1 &= \frac{2\omega}{1}, \end{aligned} \quad (1)$$

де  $\ddot{x}_1, \ddot{x}_2$  – завдання на прискорення та ривок основного рушійного органу, відповідно, м/с<sup>2</sup>;  $f(t)$  – імпульсна функція (довжина імпульсу –  $\tau_0$ , максимальне значення –  $\ddot{x}_{1\max}$ );  $t_P$  – час досягнення номінальної (максимальної) швидкості, с;  $t_{yc}$  – час до моменту зменшення прискорення основного рушійного органу, с;  $\tau_1, \tau_2$  – відповідно основний період коливань електромеханічної системи на момент збільшення та зменшення прискорення основного рушійного органу, с;  $\mathcal{C}_0, \mathcal{C}_1$  – основні (найменші) власні частоти коливань електромеханічної системи ГТЗ, рад/с.

Недолік такого закону керування – залежність максимального значення завдання на ривок та прискорення основного рушійного органу від періоду коливань однієї з налагоджуваних власних частот (у даному випадку  $\mathcal{C}_0$ ).

Закон керування за трьома основними власними частотами коливань не має такого недоліку, причому функція керування ривком основного рушійного органу у часі має наступний вигляд:

$$\ddot{x}_1 = \frac{1}{4} \left\{ f(t) + f\left(t - \frac{\tau_1}{2}\right) + f\left(t - \frac{\tau_2}{2}\right) + f(t - t_{yc}) + f\left(t - t_{yc} - \frac{\tau_1}{2}\right) + f\left(t - t_{yc} - \frac{\tau_2}{2}\right) \right\}, \quad (2)$$

де  $\tau_2, \tau_2'$  – один з основних періодів коливань електромеханічної системи ГТЗ на момент збільшення та зменшення прискорення основного рушійного органу, відповідно, с.

Слід зазначити, що параметри  $\tau_0$  та  $\tau_1, \tau_2$  можна взаємно варіювати, змінюючи час зростання (зменшення) прискорення основного рушійного органу.

Відповідно до (2), оптимальним за швидкодією буде рух за умов:

$$\tau_1 < \tau_2 \text{ та } \frac{2\tau_0 + \tau_1 + \tau_2}{2\tau_1 + \tau_0 + \tau_2} > 1.$$

Проаналізуємо відносну амплітуду коливань прискорень  $\ddot{x}_2, \ddot{x}_3$  в електромеханічній системі ГТЗ зі слабким або відсутнім демпфіруванням (рис.1) при використанні закону керування за двома власними частотами коливань ГТЗ (за

умови, що в електроприводі повністю скомпенсовані негативні пружні зв'язки, а САК безінерційна) при  $\tau_1^* = \tau_1'$  та  $t_i = \tau_2'$ :

$$\Delta \mathbb{A}_2 = \left| \frac{\omega_{K1}^2 \tau_{1D}' \mathbb{A}_{1\max}}{\pi t_i (\omega_{K1}^2 - \omega_{1D}^2)} \sin \frac{\pi t_i}{\tau_{1D}'} \cos \frac{\pi \tau_1'}{2\tau_{1D}'} \right|;$$

$$\Delta \mathbb{A}_3 = \left| \frac{\omega_{K2}^2 \tau_{2D}' \mathbb{A}_{1\max}}{\pi t_i (\omega_{K2}^2 - \omega_{2D}^2)} \sin \frac{\pi t_i}{\tau_{2D}'} \cos \frac{\pi \tau_1'}{2\tau_{2D}'} \right|,$$

де  $\omega_{1D} = \frac{2\pi}{\tau_{1D}'}$ ,  $\omega_{2D} = \frac{2\pi}{\tau_{2D}'}$  – частоти коливань відповідних ланок ГТЗ, рад/с;

$\tau_{2D}'$  – період коливань відповідних ланок ГТЗ, с;  $t_i$  – довжина задаючого імпульсу, с;  $\tau_1^*$  – розраховане (задане) значення сталої часу  $\tau_1'$ , що використовується в задаючому пристрої для формування сигналу керування, с

Відносна амплітуда коливань прискорень  $\mathbb{A}_2$ ,  $\mathbb{A}_3$  в електромеханічній системі ГТЗ зі слабким або відсутнім демпфіруванням (рис.1) при використанні закону керування за трьома власними частотами коливань ГТЗ (в електроприводі повністю скомпенсовані негативні пружні зв'язки, а САК безінерційна) при  $\tau_1^* = \tau_1'$  та  $\tau_2^* = \tau_2'$ :

$$\mathbb{A}_2 = \left| \frac{\mathbb{A}_{1\max} (a_1 + a_2)}{2\pi \tau_0 (\omega_{K1}^2 - \omega_{1D}^2)} \right|;$$

$$\mathbb{A}_3 = \left| \frac{\mathbb{A}_{1\max} (a_3 + a_4)}{2\pi \tau_0 (\omega_{K2}^2 - \omega_{2D}^2)} \right|,$$

де

$$a_1 = \omega_{1D}^2 \tau_1' \sin \frac{\pi \tau_0}{\tau_1'} \cos \frac{\pi}{2\tau_1'} (\tau_1' + \tau_2') - \omega_{K1}^2 \tau_{1D}' \sin \frac{\pi \tau_0}{\tau_{1D}'} \cos \frac{\pi}{2\tau_{1D}'} (\tau_1' + \tau_2');$$

$$a_2 = \omega_{1D}^2 \tau_1' \sin \frac{\pi \tau_0}{\tau_1'} \cos \frac{\pi}{2\tau_1'} (\tau_1' - \tau_2') - \omega_{K1}^2 \tau_{1D}' \sin \frac{\pi \tau_0}{\tau_{1D}'} \cos \frac{\pi}{2\tau_{1D}'} (\tau_1' - \tau_2');$$

$$a_3 = \omega_{2D}^2 \tau_2' \sin \frac{\pi \tau_0}{\tau_2'} \cos \frac{\pi}{2\tau_2'} (\tau_1' + \tau_2') - \omega_{K2}^2 \tau_{2D}' \sin \frac{\pi \tau_0}{\tau_{2D}'} \cos \frac{\pi}{2\tau_{2D}'} (\tau_1' + \tau_2');$$

$$a_4 = \omega_{2Д}^2 \tau_2' \sin \frac{\pi \tau_0}{\tau_2'} \cos \frac{\pi}{2\tau_2'} (\tau_1' - \tau_2') - \omega_{К2}^2 \tau_{2Д}' \sin \frac{\pi \tau_0}{\tau_{2Д}'} \cos \frac{\pi}{2\tau_{2Д}'} (\tau_1' - \tau_2').$$

Якщо  $\tau_1^* \neq \tau_1'$  або  $\tau_2^* \neq \tau_2'$ , то функції  $\mathbb{H}_2$ ,  $\mathbb{H}_3$  не періодичні, тому простежити точку мінімуму (максимуму) функцій математично складно (необхідно порівняти локальні мінімуми або максимуми функції та визначити найбільші за модулем).

**Висновки.** На підставі проведених досліджень необхідно відзначити:

– закон керування, що задовольняє умовам (1), забезпечує демпфірування коливань електромеханічної системи ГТЗ зі слабким або відсутнім демпфіруванням за наступними власними частотами коливань:  $\mathbb{C}_2 \cdot k_1$ ;  $\mathbb{C}_1 \cdot k_2$ , де

$k_1 = 1, 2, 3, \mathbf{K}$ ;  $k_2 = 1, 3, 5, \mathbf{K}$  та в порівнянні з лінійним законом за умов  $\frac{1}{2} > \ddot{\tau}_0$

забезпечує менший час зміни прискорення;

– демпфірування коливань електромеханічної системи ГТЗ зі слабким або відсутнім демпфіруванням за наступними власними частотами коливань:  $\mathbb{C}_0 \cdot k_1$ ;  $\mathbb{C}_1 \cdot k_2$ ;  $\mathbb{C}_2 \cdot k_2$ , де  $k_1 = 1, 2, 3, \mathbf{K}$ ;  $k_2 = 1, 3, 5, \mathbf{K}$ , забезпечує закон керування, який задовольняє умові (2);

– при виконанні умови  $\ddot{\tau}_0 + \frac{1}{2} < \frac{\ddot{\tau}_2}{2}$ , закон керування за трьома власними частотами коливань забезпечує менший час зміни прискорення основно рушійного органу в порівнянні з лінійним законом (табл. 1);

– отримані аналітичні залежності дозволяють зв'язати параметри електромеханічної системи ГТЗ з законами керування за двома і трьома основними власними частотами коливань.

### Список літератури

1. Киричок Ю.Г., Чермалых В.М. Привод шахтных подъемных установок большой мощности. - М.: Недра, 1979. - 336 с.
2. Тулин В. С. Электропривод и автоматика многоканатных рудничных подъемных машин. - М.: Недра, 1964.
3. Электрооборудование лифтов массового применения/ П. И. Чутчиков, Н. И. Алексеев, А. К. Прокофьев. - М.: Машиностроение, 1983. - 168 с.
4. Оптимизация по динамическим нагрузкам электромеханических систем с задающей моделью/ В. М. Чермалых, Т. Е. Чермалых, О. Я. Яценко, Аль Юсеф Ахмад// Сб. Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика. - Харьков.: Основа, 1996. С. 79 - 80.
5. Ключев В. И. Ограничение динамических нагрузок электропривода. - М.: Энергия, 1971. 320 с.
6. 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.

**Відповідає за зміст роботи професор кафедри гірничої механіки  
Державного вищого навчального закладу «Національний гірничий університет»**