

УДК 62-83

С.П. Савич

ЗНИЖЕННЯ КОЛИВАЛЬНОСТІ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ МЕХАНІЗМІВ ПІДЙОМУ З АСИНХРОННИМ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ

Розглядається електромеханічна система з електроприводом ПЧ-АД, в якій зменшуються коливання завдяки використанню оптимальної жорсткості механічної характеристики. Остання може бути отримана в замкнутому за швидкістю асинхронному електроприводі з частотним керуванням. Запропоновано структурну схему, отримано необхідні вирази для розрахунку параметрів цієї схеми.

Ключові слова : електромеханічна система, асинхронний електропривод, механічна характеристика, оптимальна жорсткість.

S.P. Savich

DECLINE OF VIBRATING ELECTRICAL AND MECHANICAL SYSTEMS MECHANISM OF RECOVERY FROM AN ASYNCHRONOUS DRIVE

An electromechanical system with electric IF-AD, in which the fluctuations are reduced by using optimal hardness mechanical properties. The latter can be obtained in closed-in speed asynchronous electric drive with frequency control. The proposed block diagram and obtained the necessary expressions to calculate the parameters of this scheme.

Keywords: dvomasova EMC, asynchronous electric, mechanical characteristics, optimal stiffness.

С.П. Савич

СНИЖЕНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНОСТИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ МЕХАНИЗМОВ ПОДЪЕМА С АСИНХРОННЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ

Рассматривается электромеханическая система с электроприводом ПЧ-АД, в которой уменьшаются колебания благодаря использованию оптимальной жесткости механической характеристики. Последняя может быть получена в замкнутом по скорости асинхронном электроприводе с частотным управлением. Предложена структурная схема, получены необходимые выражения для расчета параметров этой схемы.

Ключевые слова: электромеханическая система, асинхронный электропривод, механическая характеристика, оптимальная жесткость.

Відомо, що кранові механізми підйому являють собою типову двомасову механічну частину (ДМЧ), представлену на рис.1 [1,4], де J_1, J_2 – моменти інерції ротора двигуна і вантажу, C_{12}, b_{12} – еквівалентні коефіцієнти жорсткості і в'язкого тертя лінви відповідно; M – момент двигуна, M_c – статичний момент навантаження від вантажу. Узагальненими координатами є кути повороту мас φ_1 та φ_2 . Похідні $\dot{\varphi}_1$ та $\dot{\varphi}_2$ є відповідно кутовими швидкостями ω_1 і ω_2 . Разом з електричною частиною (частотний перетворювач, асинхронний двигун, відповідні зворотні зв'язки) ця механічна частина є електромеханічною системою (ЕМС).

Задача даної роботи зводиться до аналізу коливань в ЕМС, коли електропривод працює на механічних характеристиках з різною жорсткістю β (зокрема на природній характеристиці) для різних співвідношень моментів інерції механізму і двигуна (J_2 / J_1).

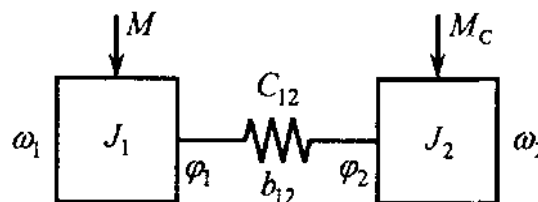


Рис. 1. Розрахункова схема механізму підйому

Відомо, що коли $\beta = 0$ або $\beta = \infty$, електропривід не демпфує коливань ЕМС, тобто коливання в цьому разі без врахування в'язкого тертя ($b_{12} = 0$) не затухають [3]. Проте в ЕМС, у якій жорсткість механічної характеристики кінцева, тобто якщо $0 < |\beta| < \infty$, коефіцієнт при r характеристичного рівняння не дорівнює нулю. Це означає, що здійснюється демпфування коливань ЕМС електроприводом, який працює на характеристиці з кінцевою негативною жорсткістю. Очевидно тому існує така оптимальна жорсткість механічної характеристики β , при якій демпфування коливань найбі-

льше, тобто коли коефіцієнт демпфування ζ коливальної ланки приймає максимальне значення ζ_{max} . Це оптимальне значення β визначено в [2]. Типове характеристичне рівняння ЕМС для схеми на рис. 1, коли $b_{12} = 0$,

$$T_M T^2 p^3 + T_2^2 p^2 + T_M p + 1 = 0, \quad (1)$$

далі представлене в стандартному вигляді добутком відповідних характеристичних поліномів інерційної ланки і ланки другого порядку (коливальної)

$$\left(\frac{k}{\Omega_0} p + 1 \right) \left(\frac{1}{\Omega_0^2} p^2 + \frac{2 \cdot \zeta}{\Omega_0^2} p + 1 \right) = 0, \quad (2)$$

де T_M – електромеханічна стала часу електропривода, коли $C_{12} = \infty$, T і T_2 – сталі часу, однозначно пов'язані з частотою коливань ДМЧ Ω і Ω_2 ; Ω_0 і ζ – частота і коефіцієнт демпфування коливальної ланки, $\kappa = \frac{\Omega_0}{\Omega_1}$ відношення сталих часу інерційної $\left(T_1 = \frac{1}{\Omega_1} \right)$ і коливальної $\left(T_0 = \frac{1}{\Omega_0} \right)$ складових.

Якщо прирівняти відповідні коефіцієнти при p^3 , p^2 і p в лівих частинах (1) і (2), отримаємо три рівняння. Спільне їх рішення дозволяє зв'язати реальні параметри ЕМС J_1 , J_2 , β , C_{12} з такими фіктивними величинами, як Ω_0 і ζ , які характеризують показники якості електромеханічної системи. Таким чином, отримана формула для максимального значення коефіцієнта демпфування

$$\zeta_{max} = 0,5 (\sqrt{\gamma} - 1), \quad (3)$$

де коефіцієнт співвідношення мас

$$\gamma = \frac{J_1 + J_2}{J_1}.$$

З (3) випливає, що максимальне демпфування коливань залежить лише від співвідношення моментів інерції, і якщо $\gamma \geq 9$, то $\zeta_{max} \geq 1$, а ЕМС перестає бути коливальною.

Забезпечити ζ_{max} , тобто найкраще демпфування коливань, можна, реалізувавши оптимальну жорсткість механічної характеристики електропривода; її значення можна розрахувати за виразом, який одержано в [2]

$$\beta_{opt} = J_1 \cdot \Omega_2 \sqrt[4]{\left(\frac{J_1 + J_2}{J_1} \right)^3}, \quad (4)$$

де $\Omega_2 = \sqrt{\frac{C_{12}}{J_2}}$ – частота коливань одномасової механічної частини.

Для аналізу коливань моделюємо ЕМС в такому режимі: електропривод, який працює на природній характеристиці при неробочому ході, навантажуюмо номінальним моментом ($M_c = M_n = const$) і задаючись різними значеннями моменту інерції механізму ($J_2 = var$) при постійному значенні моменту інерції двигуна, знімаємо осцилограми моменту пружної ланки $M_{12}(t)$ та швидкостей обох мас; їх далі порівнюємо з аналогічними залежностями, знятими при тих же параметрах ЕМС, але якщо електропривод працює на характеристиці з оптимальною жорсткістю. Для моделювання системи обираємо двигун краново-мета-лургійної серії, тип 4МТКН 160 L6/16.

Механізми підйому характеризуються відношеннями приведених моментів інерції $J_2/J_1 \leq 0,2$, а механізми горизонтального переміщення кранів – навпаки, $J_2/J_1 \geq 6,0$. Задаємось значенням коефіцієнта жорсткості $C_{12} = 423 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і проводимо розрахунок для такого конкретного співвідношення моментів інерції $J_2/J_1 \in [6; 2; 0,5; 0,2]$, які включають обидва типи механізмів.

За формулою (4) розраховані β_{opt} механічних характеристик та їх номінальні швидкості для різних співвідношень моментів інерції. Ці дані внесені до табл.1, а на рис. 2 зображено відповідні механічні характеристики. Для природної характеристики цього двигуна $\beta_{пр} = 4,335 \text{ (Нмс)}$, $\omega_n = 96,34 \text{ рад/с}$.

Розрахунки підтверджують висновок [2] про те, що найменша оптимальна жорсткість має бути при $\gamma = 3$. Вони також свідчать, що жорсткість усіх оптимальних характеристик більша природної, тому і швидкості двигуна при номінальному навантаженні теж більші.

Розрахунок перехідних процесів виконується в пакеті “Simulink” програми Matlab, в якому моделюємо відповідну двомасову ме-

ханічну частину (рис. 3). Результати моделювання для моменту пружності M_{12} наведені на рис 4 і в табл. 2.

В таблиці наведені значення перерегулювання σ і декременту затухання α . Останній на оптимальній характеристиці вдвічі більший, ніж на природній.

1. Оптимальна жорсткість механічних характеристик і відповідна номінальна швидкість

$\frac{J_2}{J_1}$	$\beta_{\text{ОПТ, Н.мс}}$	ω_n , рад/с
6	14	102,12
2	12,84	101,9
0,5	15,27	102,34
0,2	20,42	102,94

2. Перерегулювання і логарифмічний декремент затухання

J_2		Перерегулювання і декремент затухання M_{12}			
J_2/J_1	кг·м ²	σ , %, для характеристик		α , для характеристик	
		природної	оптимальної	природної	оптимальної
6	0,9	0	0	--	--
2	0,3	0	20,5	--	0,167
0,5	0,075	43,7	62,87	0,04	0,22
0,2	0,03	77,03	82,04	0,054	0,121

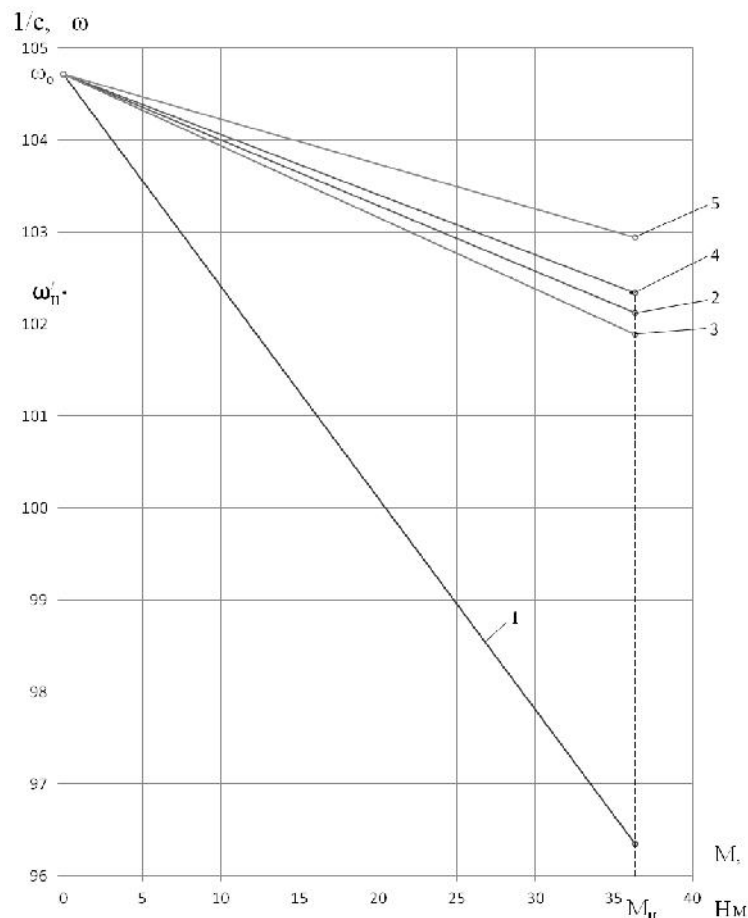


Рис. 2. Механічні характеристики: 1 – природна; 2, 3, 4, 5 – оптимальні при $J_2/J_1 = 6$ (2), $J_2/J_1 = 2$ (3), $J_2/J_1 = 0,5$ (4) і $J_2/J_1 = 0,2$ (5)

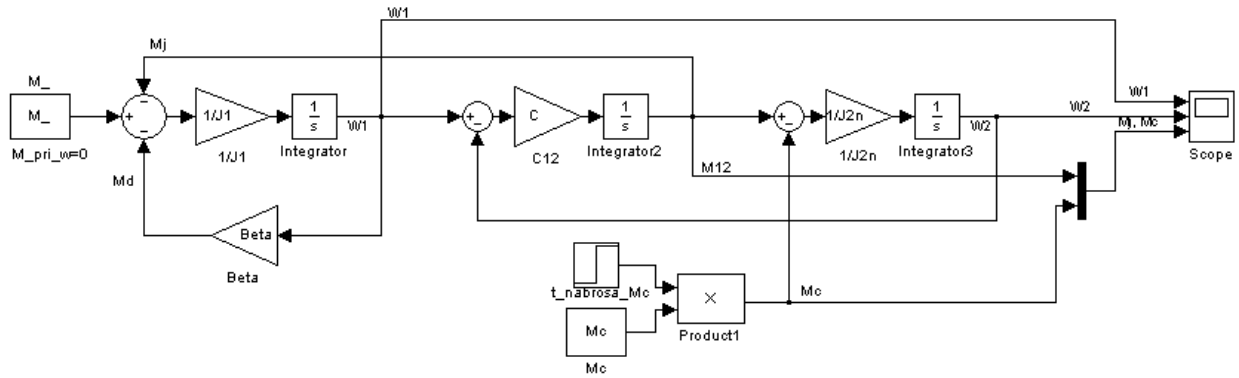


Рис. 3. Модель двомасової механічної частини

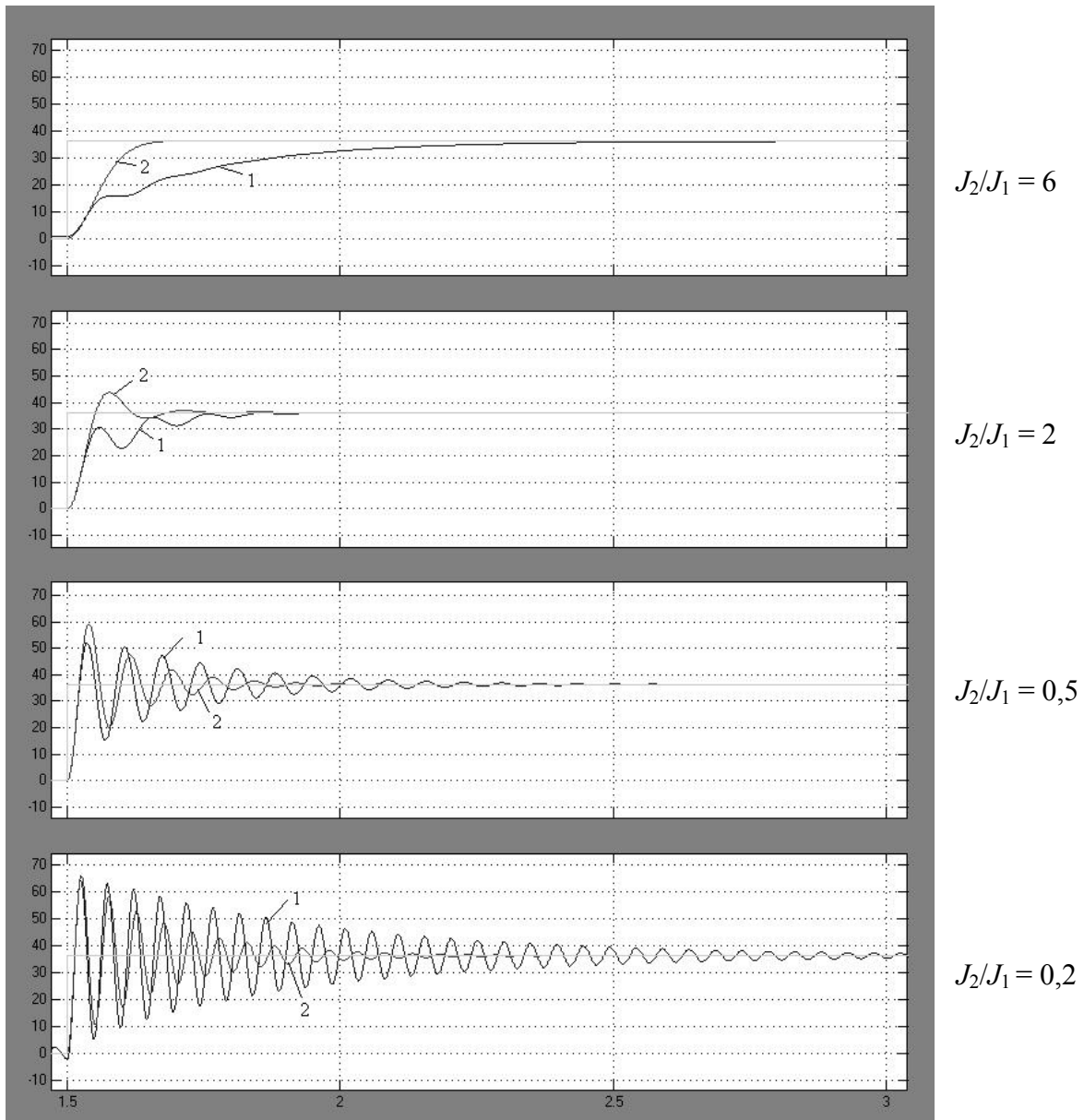


Рис. 4. Графіки перехідних процесів M_{12} при роботі на природній (1) і оптимальній (2) характеристиках

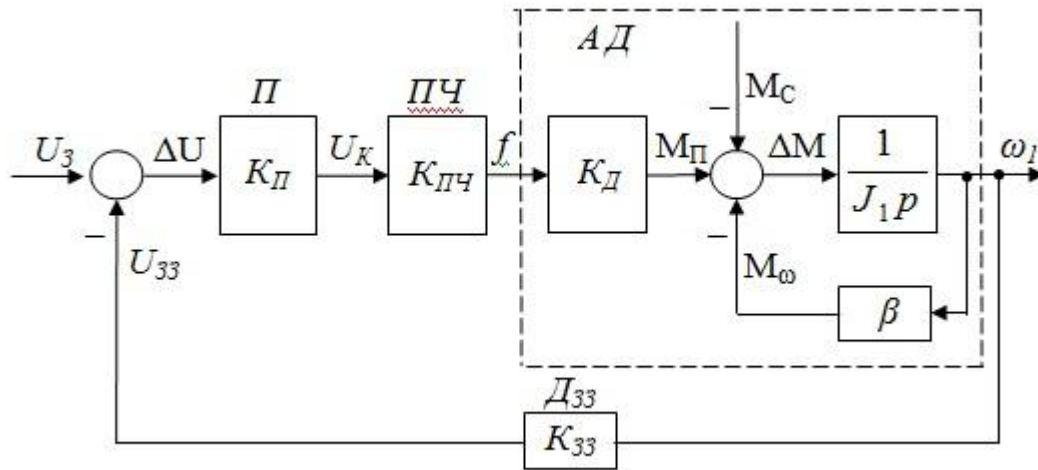


Рис. 5. Структурная схема ПЧ-АД

Як це видно з результатів моделювання, даних в табл.2, коливання ЕМС при роботі на оптимальній характеристиці значно менші, ніж на природній. Особливо це проявляється при невеликих значеннях J_2 , тобто є сенс переходити до оптимальної характеристики для механізмів з невеликим значенням $\gamma = (J_1 + J_2) / J_1$, а саме це характерне для кранових механізмів підйому.

Використання асинхронного електропривода з перетворювачем частоти (ПЧ-АД) дає змогу отримати механічні характеристики з необхідною жорсткістю, більшою, ніж на природній характеристиці. Для реалізації таких характеристик запропоновано структурну схему електропривода ПЧ-АД, яку наведено на рис. 5. На ній: П – підсилювач з K_Π (на виході напруга керування U_K), ПЧ – перетворювач частоти (на виході частота f), D_{33} – датчик зворотнього зв'язку за швидкістю з K_{33} , K_D – коефіцієнт підсилення першої ланки асинхронного двигуна; якщо вважати механічну характеристику лінійною (а на робочій ділянці це так), то пусковий момент M_Π пропорційний частоті f . Перетворивши структурну схему рис. 5, отримаємо вираз для швидкості двигуна

$$\omega_1 = \frac{K_1}{K_1 K_{33} + \beta} U_3 - \frac{1}{\frac{J_1}{K_1 K_{33} + \beta} p + 1} M_C, \quad (5)$$

а в режимі статики

$$\omega_1 = \frac{K_1}{K_1 K_{33} + \beta} U_3 - \frac{1}{K_1 K_{33} + \beta} M_C, \quad (6)$$

де $K_1 = K_n K_{nc} K_D$; β – жорсткість природної характеристики.

Задасмоь двома граничними режимами на оптимальній механічній характеристиці (рис.2), яка нас цікавить, а саме: коли $M_c = 0$, $\omega = \omega_0$, а коли $M_c = M_n$, $\omega = \omega'_n$. Якщо підставити їх почергово в (5) і (6), знайдемо дві невідомі величини, які мають забезпечити цю оптимальну характеристику: задану напругу U_3 і коефіцієнт підсилення підсилювача П:

$$K_\Pi = \frac{1}{K_{\Pi\text{ч}} K_D K_{33}} \left[\frac{M_n}{\omega_0 - \omega'_n} - \beta \right], \quad (7)$$

$$U_3 = \frac{K_\Pi K_{\Pi\text{ч}} K_D K_{33} + \beta}{K_D K_{\Pi\text{ч}} K_{D1}} \cdot \omega_0. \quad (8)$$

Таким чином, використовуючи електропривід ПЧ-АД, який може видавати частоту дещо більшу за номінальну, згідно зі схемою рис. 5 і виразами (7) і (8) можна сформулювати необхідні оптимальні механічні характеристики з жорсткістю, більшою за природну, і завдяки цьому суттєво зменшити коливальність двомасової ЕМС механізму підйому.

Список використаної літератури

1. Борцов Ю.А. Тиристорные системы электропривода с упругими связями / Ю.А. Борцов, Г.Г. Соколовский. – М.: Энергия, 1979. – 160 с.

2. Герасимьяк Р.П. Анализ и синтез крановых электромеханических систем / Р.П. Герасимьяк, В.А. Лещёв.– СМИЛ, 2008. – 192 с.

3. Ключев В.И. Теория электропривода: Учебник для вузов / В.И. Ключев – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 560 с.

4. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин / М.С. Комаров – М.: Машгиз, 1962. – 268 с.



Савич
Світлана Павлівна,
ст.викладач
каф. енергоменедж-
менту Одеськ. нац.
політехн. ун-ту

Отримано 10.02.2012

References

1. Bortsov Yu.A., Sokolovsky G.G. Thyristor Electric Drive with elastic connections. – Moscow: Energiya, 1979. – 160 p. [in Russian].

2. Gerasymiak R.P., Leshchev V.A. Analysis and Synthesis of Crane electromechanical Systems. – Smiley, 2008. – 192 p. [in Russian].

3. Klyuchev V.I. Theory of Electric Drive. – Moscow: Energoatomizdat, 1985. – 560 p. [in Russian].

4. Komarov M.S. Dynamics of lifting equipment. – Moscow: Mashgiz, 1962. – 268 p. [in Russian].