

СИНТЕЗ ТРИКОНТУРНОЇ СИСТЕМИ РЕГУЛЮВАННЯ ПОЛОЖЕННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДА ВІЗКА МОСТОВОГО КРАНУ

О.І. Толочко, Д.В. Бажутін, О.І. Пронін
Донецький національний технічний університет

Обговорюється доцільність використання системи керування положення електропривода візка мостового крану для здійснення демпфування коливань вантажу. Наведено порівняльний аналіз двох варіантів регуляторів швидкості. Наведено результати моделювання як доказ ефективності роботи системи.

Кранові установки із механізмами поступального пересування вантажів є важливою складовою процесу виробництва, в тому числі металургійного. Вони поєднують між собою окремі виробничі етапи, що виконуються на установках, які неможливо поєднати між собою безпосередньо, наприклад, пересування ковша із розплавленим металом, заготовок для прокату тощо. При цьому в процесі руху виникають коливання підвішеного вантажу, які призводять до погіршення показників використання обладнання ті можуть спричинити аварійні ситуації. Тому необхідно розробляти методи гасіння цих коливань.

Одним із найпоширеніших способів є керування із використання генератора траєкторії, яка розраховується таким чином, щоб повністю загасити коливання вантажу по закінченні процесу розгону та гальмування електропривода візка. Найпростіші з таких траєкторій розраховані для розімкнених систем без зворотних зв'язків [1]. Але недоліком таких систем є суттєві коливання моменту та струму електродвигуна, що погіршує його тепловий режим. Пропонується використовувати систему підпорядкованого регулювання положення електропривода візка мостового крану для підтримування необхідного значення моменту протягом всього процесу позиціонування.

Основою для створення системи регулювання є математичний опис об'єкта. Застосувавши рівняння Лагранжа другого роду, отримаємо таку систему диференціальних рівнянь [2]:

$$\begin{aligned} (M + m) \frac{d^2 s(t)}{dt^2} - mL \frac{d^2 \varphi(t)}{dt^2} \cos \varphi + mL \frac{d\varphi^2(t)}{dt} \sin \varphi(t) &= F(t), \\ - mL \frac{d^2 s(t)}{dt^2} \cos \varphi(t) + mL^2 \frac{d^2 \varphi(t)}{dt^2} + mgL \sin \varphi(t) &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

У рівняннях прийнято такі позначення:

M – маса візка;

F – зусилля, прикладене до візка із вантажем;

m – маса вантажу;

L – довжина канату;

g – прискорення сил тяжіння;

s – лінійне переміщення візка;

φ – кут відхилення канату від вертикалі.

Рівняння (1) є нелінійними, що ускладнює процес оптимізації. В [1,2] показано, що при пересуванні візка значення кута відхилення канату від вертикалі приймає досить невеликі значення, завдяки чому можна прийняти:

$$\varphi \approx 0, \quad \cos \varphi \approx 1, \quad \sin \varphi \approx \varphi, \quad \omega^2 \approx 0. \quad (2)$$

В такому випадку рівняння (3) стають лінійними:

$$\begin{aligned} (M + m) \frac{d^2 x(t)}{dt^2} - mL \frac{d^2 \varphi(t)}{dt^2} &= F(t), \\ -mL \frac{d^2 s(t)}{dt^2} + mL^2 \frac{d^2 \varphi(t)}{dt^2} + mLg\varphi(t) &= 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Для синтезу системи регулювання необхідно отримати передавальну функцію об'єкта., яка для рівнянь (3) запишеться у вигляді [3]:

$$G_v(s) = \frac{1}{M + m} \cdot \frac{T_1^2 s^2 + 1}{s(T_2^2 s^2 + 1)}, \quad (4)$$

де $T_1 = \sqrt{L/g}$, $T_2 = 1/\Omega$, $\Omega = \sqrt{\frac{g(M + m)}{L \cdot M}}$ - кутова частота коливань вантажу.

За відомим загальним алгоритмом синтезу системи підпорядкованого регулювання, першим синтезується внутрішній контур - контур сили (сила в даному випадку приймається такою, що є пропорційній моменту та струму двигуна).

Приймемо, що в якості електропривода візка застосовується асинхронний двигун із системою векторного керування. Тоді, враховуючи швидкодію сучасних перетворювачів частоти, весь контур можна записати у вигляді аперіодичної ланки:

$$G_F(s) = \frac{1}{T_\mu s + 1} \quad (5)$$

де $T_\mu = 0.002$ с – мала некомпенсована стала часу.

Розглянемо дві можливі структури регулятора швидкості. Перша з них має наступну передавальну функцію:

$$G_{Rv}(s) = \frac{(M + m)}{2T_\mu (T_1/T_2)} \cdot \frac{T_2 s + 1}{T_1 s + 1} \quad (6)$$

Такий регулятор лише частково компенсує коливальні властивості об'єкта, тому для забезпечення бажаного співвідношення частоти різку та частоти аперіодичного контуру струму вводимо коригування у коефіцієнт підсилення.

Другий варіант структури регулятора швидкості передбачає повну компенсацію коливальних властивостей об'єкта. Передавальна функція такого регулятора має вигляд:

$$G_{Rv_1}(s) = \frac{(M + m)}{2T_\mu} \cdot \frac{T_2^2 s + 1}{T_1^2 s + 1} \quad (7)$$

Для перевірки правильності синтезу регулятора швидкості проведемо моделювання із використанням нелінійної математичної моделі (1). Отримуємо графіки перехідних функцій замкнених систем із регулятором швидкості, наведені на рис. 1.

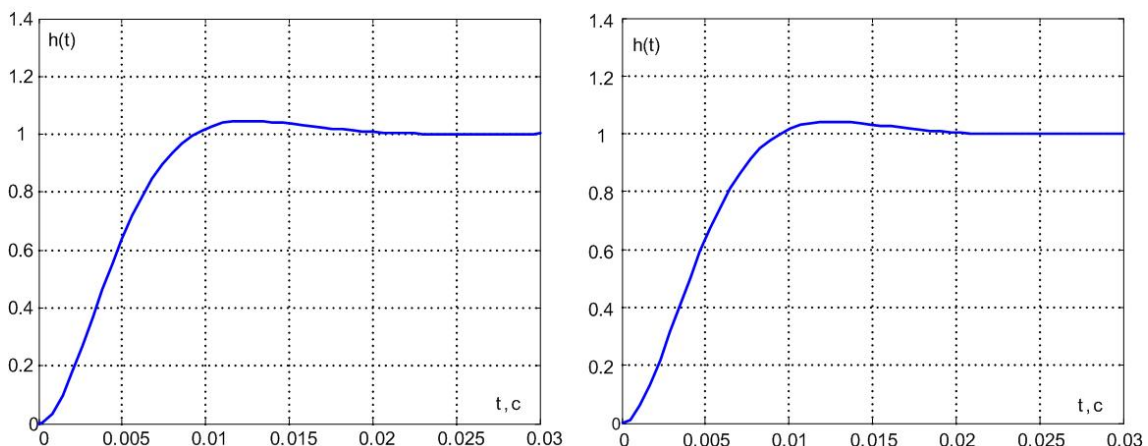


Рис. 1. Перехідні функції для замкненої системи з регулятором швидкості: зліва – із частковою, справа – із повною компенсацією

Різниця між регуляторами несуттєва і складається дещо повільнішому процесу досягнення усталеного значення у випадку використання регулятора із частковою компенсацією.

Останнім етапом синтезу систему регулювання є вибір регулятора положення. Задамося пропорційною структурою цього регулятора. Тоді, відповідно до традиційної методики, передавальні функції регуляторів положення матимуть такий вигляд, для першої та другої структури регулятора швидкості відповідно:

$$G_{R_x}(s) = k_{R_x} = \frac{1}{4T_\mu(T_1/T_2)}, \quad G_{R_{x_1}}(s) = k_{R_{x_1}} = \frac{1}{4T_\mu}. \quad (8)$$

Коефіцієнт підсилення регулятора положення обираємо таким, що у два рази менше за коефіцієнт передачі замкненого контуру швидкості. Для перевірки правильності отримаємо графіки перехідних функцій для обох регуляторів, наведені на рис. 2.

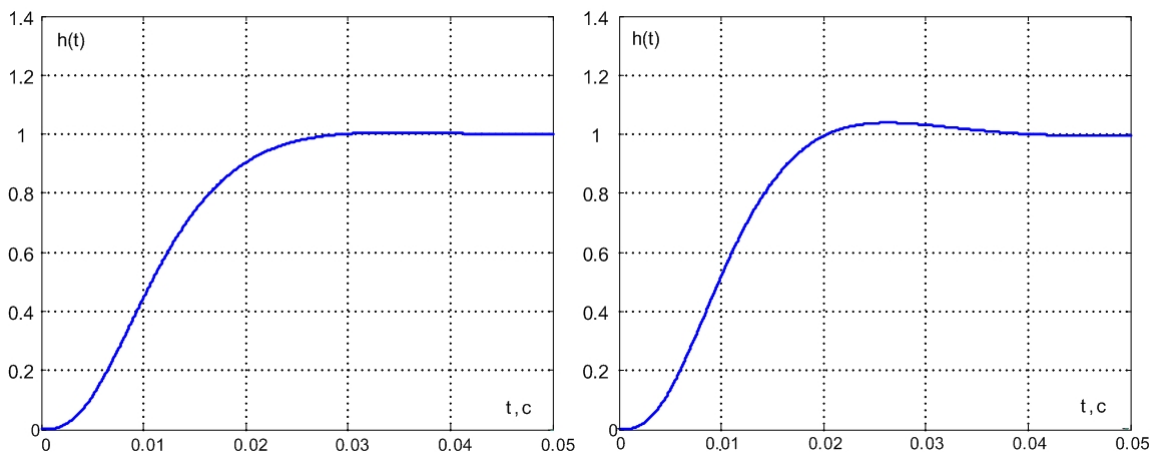


Рис. 2. Перехідні функції регуляторів положення для: зліва – регулятора швидкості із частковою компенсацією; справа – регулятора швидкості із повною компенсацією

Із графіків видно, що регулятор положення, синтезований для регулятора швидкості із повною компенсацією, має більшу швидкодню, хоча і більше перерегулювання. Оскільки для підтримки на заданому рівні моменту двигуна необхідна максимальна швидкодня, система регулювання із повною компенсацією коливальності об'єкта має переваги для застосування при моделювання процесу позиціонування візка мостового крану, результати яких наведені на рис. 3.

Із графіків видно, що коливання вантажу гасяться ефективно, а момент двигуна підтримується на заданому рівні, що свідчить про правильність синтезу системи керування.

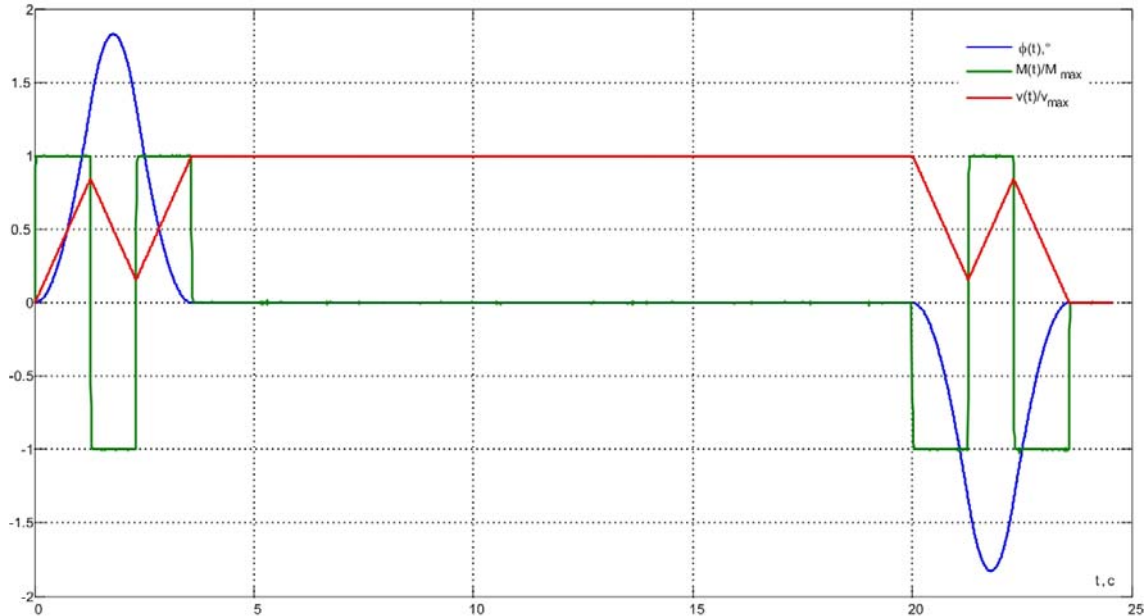


Рис. 3. Результати моделювання процесу позиціонування

Висновки

1. Гасіння коливань вантажу можливе за допомогою використання тахограм спеціальної форми, які можуть бути розрахованими на розімкнену чи замкнену систему регулювання електроприводом. У першому випадку розрахунок тахограм є складнішим, але вимоги до наявного устаткування для реалізації системи – менші. При цьому другий варіант дозволяє підтримувати момент та струм двигуна на заданому рівні, що покращує його тепловий режим.

2. Замкнена система регулювання, що забезпечує підтримування моменту двигуна на заданому рівні складається з трьох контурів – сили, швидкості та положення. Запропоновано два варіанти регуляторів швидкості – із повною та частковою компенсацією коливальності об'єкта. Система регулювання із повною компенсацією, як показують експерименти, має більшу швидкодію, а тому її пропонується використовувати при моделюванні процесу позиціонування.

3. Результати моделювання свідчать про правильність синтезу системи регулювання положення. Гасіння коливань проводиться ефективно, кут відхилення вантажу дорівнює нулю по закінченні етапів розгону та гальмування. При цьому момент двигуна підтримується на заданому рівні.

4. Усі проведені експерименти справедливі лише для тих випадків, коли параметри об'єкта відомі із великим ступенем точності. У протилежному випадку система працюватиме неефективно. Метою подальших досліджень є створення адаптивної системи регулювання, яка б компенсувала неточності при визначенні параметрів.

Бібліографія

1. Герасимьяк Р.П. Анализ и синтез крановых электромеханических систем – Одесса, СМІЛ, 2008. – 191 с.
2. A. Buch. Optimale Bewegungssteuerung von schwingungsfähigen mechatronischen Systemen mit zwei Freiheitsgraden am Beispiel eines Krans mit Pendelnder Last und elastischer Mechanik – Magdeburg, 1999. – 250 с.
3. J. Ackermann. Robuste Regelung. Analyse und Entwurf von linearen Regelungssystemen mit unsicheren Parametern. – Springer-Verlag: Berlin Heidelberg, 1993. – 420 с.