

УДК 621.873

Ловейкін В.С., д.т.н., Ромасевич Ю.О., к.т.н.

## ДИНАМІЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ КРАНОВОГО МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ

**Постановка проблеми.** Для керування крановими механізмами переміщення останнім часом досить часто використовують частотні перетворювачі [1-3]. Вони практично витіснили традиційні електроприводи постійного струму та приводи на основі асинхронних двигунів із фазним ротором. Дійсно, частотно-керовані електроприводи наближаються за своїми регульовальними властивостями до двигунів постійного струму і навіть за окремими показниками в дечому їх перевищують. За енергетичними показниками частотне керування, як відомо [4, 5], є надзвичайно ефективним. Таким чином, необхідно чітко знати властивості (регульовальні, енергетичні, динамічні) сучасного частотного приводу та вміти їх використовувати. Що стосується кранових механізмів, то тут використання частотного електроприводу пов'язане із важливою задачею – усуненням коливань вантажу закріпленого на гнучкому підвісі. Необхідно знаходити певний компроміс між задачами усунення коливань вантажу і використання електроприводу без перевантажень. Для цього потрібно синтезувати керування, яке б задовольняло вказані вимоги. Однак, більш ефективним буде керування, яке дає змогу поєднати вказані задачі, і більше того, задовольнити деякі додаткові вимоги, які формуються у вигляді критеріїв оптимізації руху крана із вантажем.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Задачею усунення коливань вантажу закріпленого на гнучкому підвісі займалось багато дослідників [6-15]. Ці дослідження базувались на методах оптимального керування: варіаційного числення, принципу максимуму, динамічного програмування та теорії моментів. Отримані результати є оптимальними за певними критеріями: енергетичними, швидкодії, кінематичними, динамічними тощо. Необхідно зазначити, що оптимальні за одними критеріями закони руху крана є неоптимальними за іншими. Наприклад, оптимальне за швидкістю керування є неоптимальним за енергетичними витратами, динамічними та кінематичними показниками. Це пояснюється тим, що у процесі руху крана його швидкість може змінювати свій знак на протилежний, що досягається за рахунок реверсування електроприводу. При цьому витрачається значна кількість електроенергії. Зміна знаку електромагнітного моменту двигуна при оптимальному керуванні викликає підвищення коефіцієнту

динамічності у приводі крана: отже такий режим руху є неоптимальним за цим показником.

Крім того, існує значний масив результатів, присвячених задачі усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі, які можна назвати раціональними. Для їх знаходження не використовуються методи оптимального керування, а інші методи, наприклад, нечіткої логіки [16, 17]. Результати оптимальні за допомогою цього методу мають свої недоліки та переваги. Головна їх перевага – керування представляється у вигляді зворотного зв'язку, головний недолік – значна амплітуда коливань вантажу протягом процесу усунення коливань, що у деяких випадках неприпустимо із технологічних міркувань.

**Постановка мети та задач дослідження.** Метою приведеного дослідження є синтез оптимального за термінальними критеріями керування, яке б дозволило усувати коливання вантажу закріпленого на гнучкому підвісі протягом перехідних режимів руху крана. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання: 1) обґрунтувати для проведення досліджень динамічну та математичну моделі руху крана із вантажем на гнучкому підвісі; 2) провести розрахунок раціонального способу усунення коливань вантажу при незмінності знаку моменту на валу двигуна; 3) встановити бажані і небажані властивості даного способу; 4) встановити термінальні критерії, за якими буде здійснено оптимізацію руху крана; 5) виконати синтез оптимального керування краном, яке б характеризувалось бажаними показниками відомого раціонального способу.

**Виклад основного матеріалу.** Для досліджень приймемо динамічну модель, яка показана на рис. 1. Таку динамічну модель використовували багато дослідників [6-20]. Приведена на рис. 1. модель руху крана із гнучким підвісом вантажу описується такою системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + m_2\ddot{x}_2 = F - W\text{sign}\dot{x}_1; \\ \ddot{x}_2 + \frac{g}{l}(x_2 - x_1) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де  $m_1$  – приведена до поступального руху маса приводного механізму і крана;  $m_2$  – маса вантажу;  $x_1, x_2$  – координати центрів мас відповідно крана і вантажу;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $l$  – довжина гнучкого підвісу,  $F$  – сумарне тягове або гальмівне зусилля, що діє на кран;  $W$  – приведена сила опору переміщенню крана. Точка над символом означає диференціювання за часом.

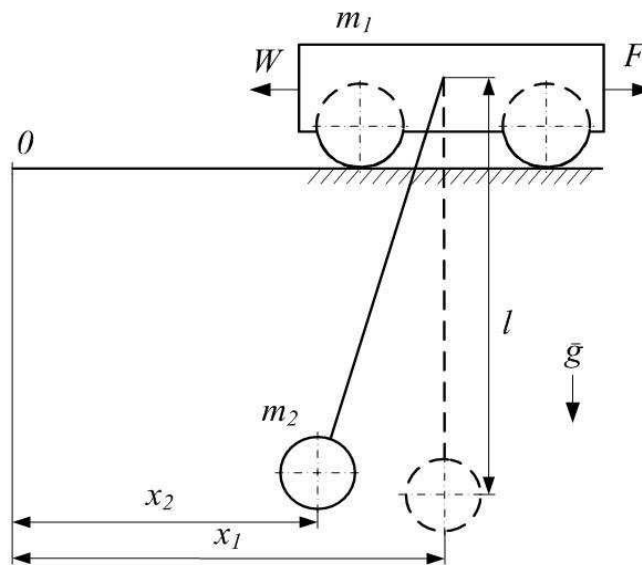


Рис. 1. Динамічна модель двомасової системи

Будемо вважати, що при переміщенні крана протягом розгону не змінюється напрям його швидкості, тобто  $sign \dot{x}_1 = 1$ . Дане твердження обґрунтовується такими положеннями: прийmemo, що кран (точка підвісу вантажу) рухається за таким законом:

$$x_1 = \begin{cases} \frac{t^2 v_1}{2T_1^2}, & \text{при } t \in [0, T_1]; \\ v_1 \left( t - \frac{T_1}{2} \right), & \text{при } t \in [T_1, T_1 + \Delta T]; \\ \frac{v_1(t^2 - T_1^2 - 2t\Delta T + (T_1 + \Delta T)^2)}{2T_1}, & \text{при } t \in [T_1 + \Delta T, 2T_1 + \Delta T], \end{cases} \quad (2)$$

де  $v_1$  - проміжна швидкість руху крана;  $T_1$  - тривалість розгону крана до заданої швидкості;  $\Delta T$  - тривалість руху крана на проміжній швидкості  $v_1$ ;  $t$  - час. Для проведення подальших досліджень прийmemo, що:

$$v_1 = \frac{v}{2}, \quad (3)$$

де  $v$  - ustalena швидкість крана. Вираз (3) використовується лише в рамках даного дослідження і не є універсальним.

Для того, щоб наочно оцінити рух крана приведемо його графік зміни швидкості при розгоні (рис. 2).

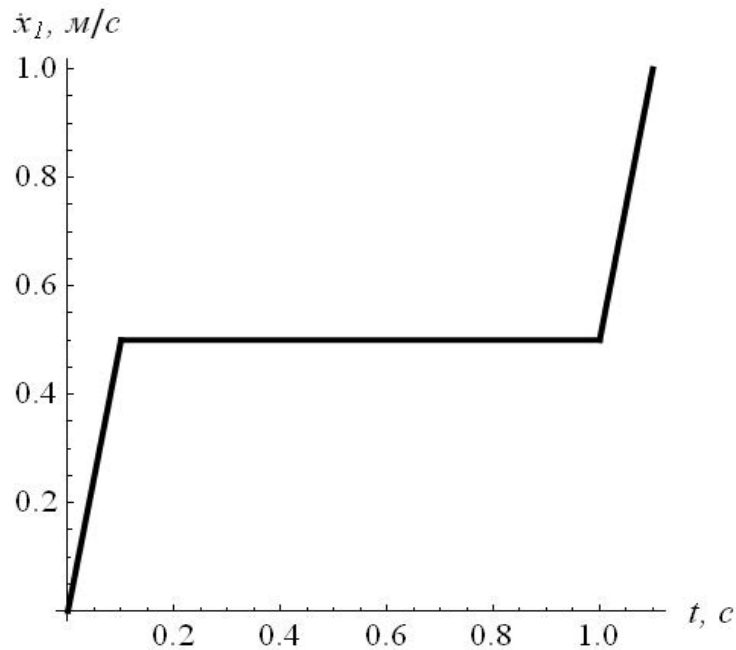


Рис. 2. Графік зміни швидкості крана протягом розгону

Для побудови графіка на рис. 2 прийнято:  $v = 1 \text{ м/с}$ ,  $\Delta T = 0,9 \text{ с}$ ,  $T_1 = 0,1 \text{ с}$ .

Зазначимо, що діаграма зміни швидкості приведена на рис. 2 досить легко реалізується за допомогою сучасного частино-керованого приводу. Для цього необхідно провести лише три налаштування: встановити дві номінальні швидкості, причому перша у двічі менша другої, а друга рівна швидкості усталеного руху крана, також необхідно встановити тривалість розгону  $T_1$ .

Надалі знайдемо закони руху вантажу для кожного етапу: для  $t \in [0, T_1]$ ,  $t \in [T_1, T_1 + \Delta T]$  і для  $t \in [T_1 + \Delta T, 2T_1 + \Delta T]$ . Знаходження законів руху вантажу пов'язане із розв'язування диференціального рівняння:

$$x_{2i} + \Omega_0^{-2} \ddot{x}_{2i} = x_{1i}, \quad (4)$$

де  $x_{2i}$  - шуканий закон руху вантажу на  $i$ -тому етапі руху;  $x_{1i}$  - закон руху крана на  $i$ -тому етапі руху;  $\Omega_0$  - частота власних коливань нерухомого маятника ( $\Omega_0 = \sqrt{\frac{g}{l}}$ ). Показник  $i$  пробігає значення від 1 до 3 по мірі руху крана із вантажем. Приймаємо нульовими початкові умови для першого етапу руху. Для другого та третього етапів руху вантажу початкові умови знаходяться за умовою „зшивки” розв'язків,

тобто кінцеві умови для першого етапу є початковими для другого, аналогічно кінцеві умови для другого етапу є початковими для третього.

Не будемо приводити хід розв'язку приведеної задачі, а лише запишемо остаточні результати:

$$x_2 = \begin{cases} \frac{1}{2T_1\Omega_0^2} (v_1(-2 + t^2\Omega_0^2 + 2\cos(t\Omega_0))), \text{ } nпу \text{ } t \in [0, T_1]; \\ \frac{1}{2\Omega_0^2} ((2t - T_1)v_1\Omega_0 + (2x_2(T_1) - T_1v_1)\Omega_0 \cos((t - T_1)\Omega_0) + 2(\dot{x}_2(T_1) - v_1) \times \\ \times \sin((t - T_1)\Omega_0)), \text{ } nпу \text{ } t \in [T_1, T_1 + \Delta T]; \\ \frac{1}{2T_1\Omega_0^2} (v_1(-2 + (t^2 + 2tT_1 - T_1^2 - 2t(T_1 + \Delta T)^2 + (T_1 + \Delta T)^2)\Omega_0^2) + (2v_1 + T_1 \times \\ \times (T_1v_1 - 2(T_1 + \Delta T)v_1 + 2\dot{x}_2(T_1 + \Delta T))\Omega_0^2) \cos((t - T_1 - \Delta T)\Omega_0) + 2T_1(\dot{x}_2(T_1 + \\ + \Delta T) - v_1)\Omega_0 \sin((t - T_1 - \Delta T)\Omega_0)), \text{ } nпу \text{ } t \in [T_1 + \Delta T, 2T_1 + \Delta T]. \end{cases} \quad (5)$$

Знайдемо тепер вирази, які описують кінцеві значення положення та швидкості вантажу:

$$x_2(2T_1 + \Delta T) = \frac{v_1}{T_1\Omega_0^2} (-1 + T_1(2T_1 + \Delta T)\Omega_0^2 + \cos(T_1\Omega_0) - \cos((T_1 + \Delta T)\Omega_0) + \cos((2T_1 + \Delta T)\Omega_0)), \quad (6)$$

$$\dot{x}_2(2T_1 + \Delta T) = \frac{v_1}{T_1\Omega_0} (2T_1\Omega_0 - \sin(T_1\Omega_0) + \sin((T_1 + \Delta T)\Omega_0) - \sin((2T_1 + \Delta T)\Omega_0)). \quad (7)$$

На основі виразів (6) та (7) знайдемо формулу, яка описує енергію залишкових коливань вантажу на гнучкому підвісі:

$$E(2T_1 + \Delta T) = E_{кин} (2T_1 + \Delta T) + E_{ном} (2T_1 + \Delta T) = \frac{m_2 v_1^2}{2T_1^2 \Omega_0^2} (2 - 2\cos(T_1\Omega_0) - \\ - 2\cos(\Delta T\Omega_0) + 2\cos((T_1 + \Delta T)\Omega_0) - \cos((2T_1 + \Delta T)\Omega_0)\Omega_0). \quad (8)$$

де  $E_{кин} (2T_1 + \Delta T)$  - кінетична енергія коливань вантажу в момент часу  $2T_1 + \Delta T$ , тобто у момент закінчення розгону крана;  $E_{ном} (2T_1 + \Delta T)$  - потенціальна енергія коливань вантажу в момент часу  $2T_1 + \Delta T$ .

Поставимо задачу: знайти розв'язок рівняння:

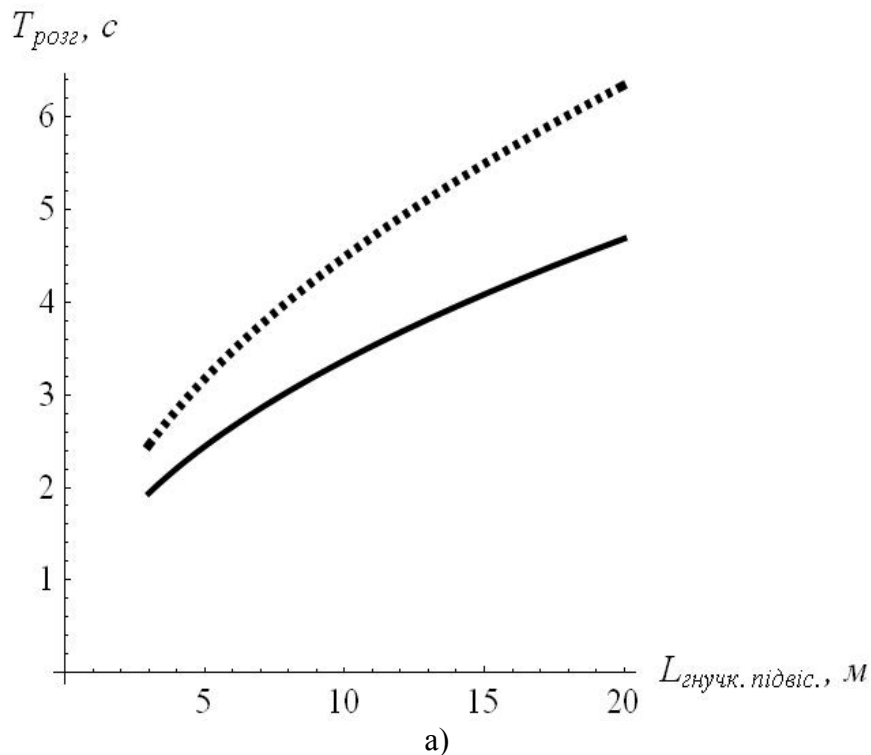
$$E(2T_1 + \Delta T) = 0 \quad (9)$$

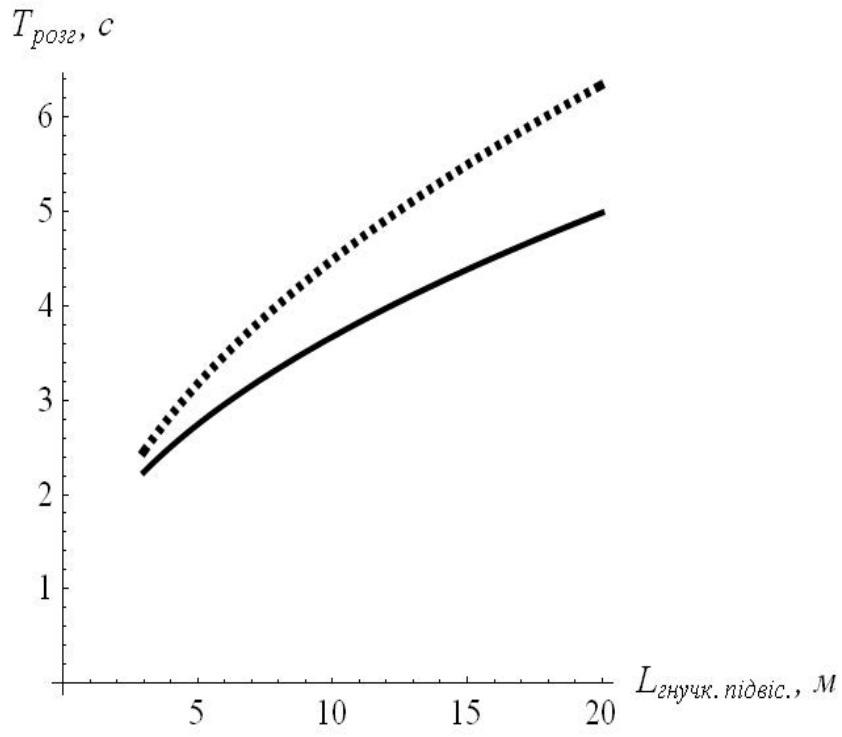
відносно параметра  $\Delta T$ . Рівняння (9) є трансцендентним алгебраїчним рівнянням, розв'язок якого представляється у такому вигляді:

$$\Delta T = \frac{\pi}{\Omega_0} - T_1. \quad (10)$$

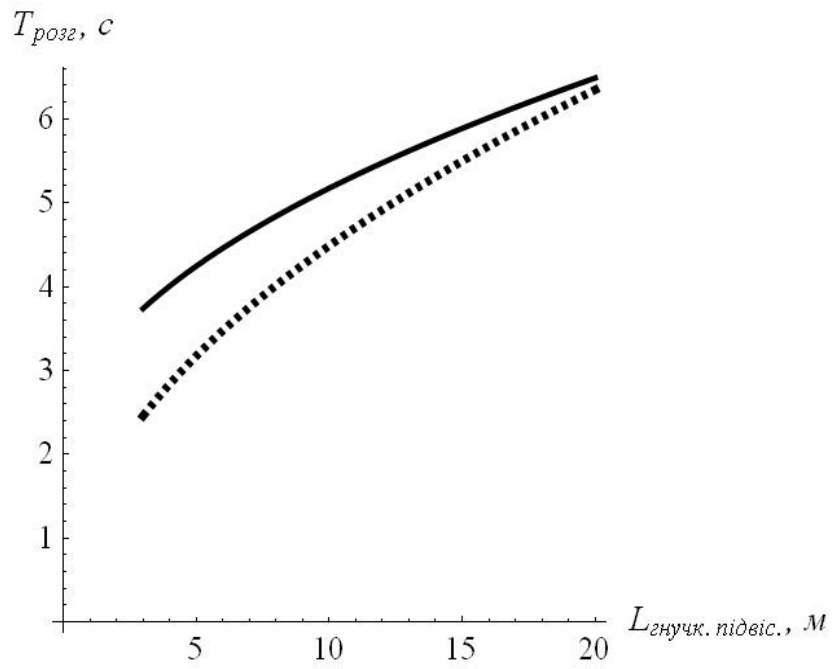
Приведемо порівняння за швидкодією усунення коливань вантажу отриманого та відомого [18, 19] способів. Для цього побудуємо графік функції тривалості процесу усунення коливань вантажу від аргументу довжини гнучкого підвісу (рис. 3).

На рис. 3. штриховою лінією зображено графік для способу описаного в [18, 19] (спосіб, при якому тривалість розгону рівна тривалості періоду власних коливань вантажу рухомого математичного маятника помноженому на  $2\pi$ ). Аналізуючи графіки приведені на рис. 3. можна прийти до висновку, що до деякої межі тривалості  $T_1$  закон руху крана (2) за швидкодією переважає „базовий” закон, запропонований у працях [18, 19].

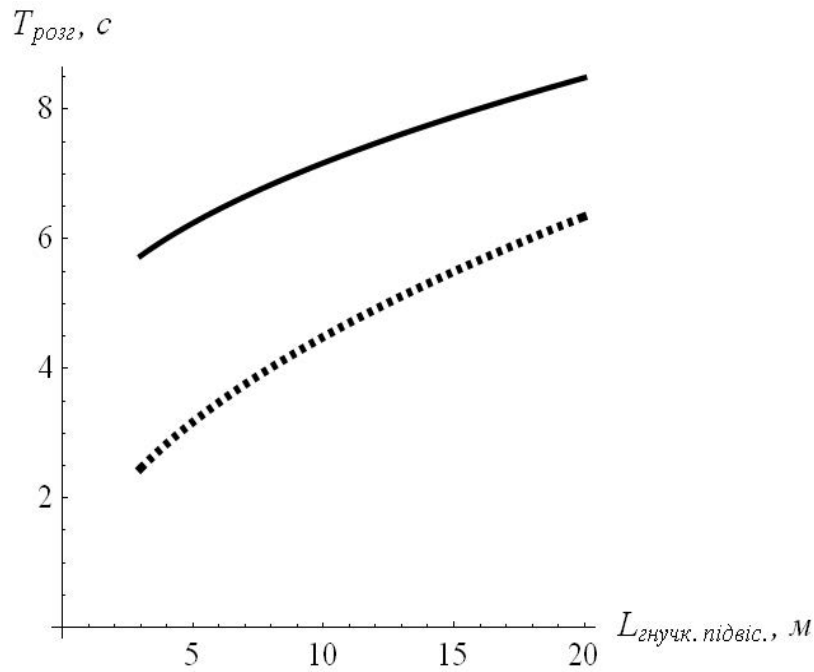




б)



в)



г)

Рис. 3. Графіки тривалості розгону до номінальної швидкості крана при різній тривалості розгону до проміжної швидкості  $T_1 = 0,2 c$

(а),  $T_1 = 0,5 c$     (б),  $T_1 = 2 c$     (в),  $T_1 = 4 c$     (г)

Можна просто отримати значення  $T_1$  при якому ще доцільно за критерієм швидкодії використовувати закон руху (2). Для цього необхідно розв'язати рівняння, яке встановлює рівність тривалостей розгону за законами (2) та за „базовим” законом [18, 19]. У розгорнутому вигляді це рівняння записується таким чином:

$$T_1 + \frac{\pi}{\Omega_0} = \frac{2\pi}{\Omega_0} \sqrt{\frac{m_1}{m_1 + m_2}}. \quad (11)$$

Розв'язок рівняння (11) такий:

$$T_1 = \frac{\pi}{\Omega_0} \left( 2 \sqrt{\frac{m_1}{m_1 + m_2}} - 1 \right). \quad (12)$$

Приведемо графіки функції динамічної складової приводного зусилля, яке дозволяє реалізувати заданий спосіб (рис. 4).

Аналізуючи графік функції динамічної складової приводного зусилля приходимо до висновку, що вона (функція) має розривний



характер. Подальший аналіз способу усунення коливань вантажу показує його цінну властивість: незмінність знаку динамічної складової приводного зусилля. Динамічна складова приводного зусилля згідно першого рівняння системи (1) записується таким чином:

$$F_{дин} = m_1\ddot{x}_1 + m_2\ddot{x}_2. \quad (13)$$

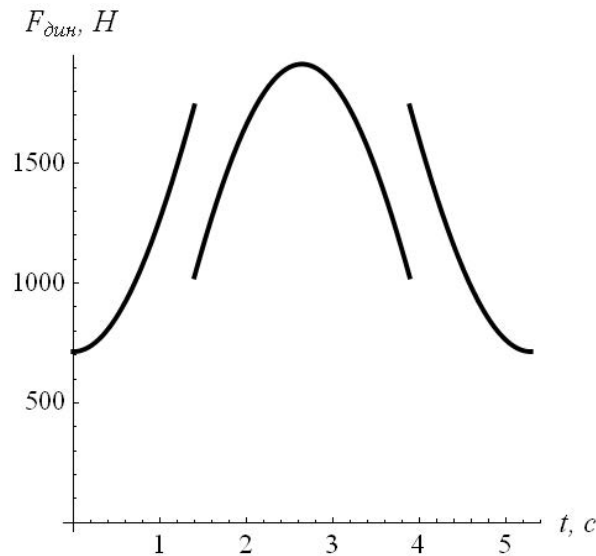


Рис. 4. Графік зміни динамічної складової зусилля приводу для закону (2), (10)

Дійсно, прискорення крана – це кусочно-постійна функція, яка не має від’ємних значень: перший та третій етапи кран рухається із додатній прискоренням, а другий із нульовим. Що стосується прискорення вантажу, то аналіз цієї функції дає змогу встановити те, що вона також додатна на всьому проміжку розгону крана. Таким

$$F_{дин} \geq 0.$$

чином, є справедливою нерівність

Огляд патентної інформації показує, що спосіб описаний вище вже є відомим – він запатентований фірмою Konecranes [21, 22]. Перейдемо до недоліків способу. Головний недолік даного способу

керування рухом крана – розривність функції  $F_{дин}$ . Крім того, на початку та у кінці розгону  $F_{дин}$  не рівна нулю, що додатково збільшує динамічну навантаженість кранового приводу та викликає струмові перевантаження електродвигуна та частотного перетворювача. Звичайно ці небажані властивості можна зменшити шляхом подовженні тривалості розгону крана до проміжної швидкості.

Поставимо задачу: знайти таке керування, при якому б забезпечувались вимоги щодо невід'ємності функції  $F_{\text{дин}}$  із одночасною мінімізацією термінальних критеріїв:

$$\begin{cases} F_{\text{дин}}^2(0) \rightarrow \min; \\ F_{\text{дин}}^2(2T_1 + \Delta T) \rightarrow \min. \end{cases} \quad (14)$$

Абсолютні мінімуми термінальних функціоналів (14) досягаються за умов:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1(0) = \ddot{x}_2(0) = 0; \\ \ddot{x}_1(2T_1 + \Delta T) = \ddot{x}_2(2T_1 + \Delta T) = 0. \end{cases} \quad (15)$$

Для забезпечення умов (15) необхідно певним чином підібрати функцію  $x_1$ . Прийmemo функцію  $x_1$  у такому вигляді:

$$x_1 = \begin{cases} \frac{t^3(t-2T_1)v_1}{2T_1^3}, \text{ при } t \in [0, T_1]; \\ v_1 \left( t - \frac{T_1}{2} \right), \text{ при } t \in [T_1, T_1 + \Delta T]; \\ \frac{v_1}{2T_1^3} (-t^4 - 6t^2(T_1 + \Delta T)(2T_1 + \Delta T) + t^3(6T_1 + 4\Delta T) - (2T_1 + \Delta T)(2T_1^3 + 4T_1^2\Delta T + 4 \times \\ \times T_1\Delta T^2 + \Delta T^3) + 2t(6T_1^3 + 12T_1^2\Delta T + 9T_1\Delta T^2 + 2\Delta T^3)), \text{ при } t \in [T_1 + \Delta T, 2T_1 + \Delta T]. \end{cases} \quad (16)$$

Приведемо графік функції швидкості руху крана (рис. 5).

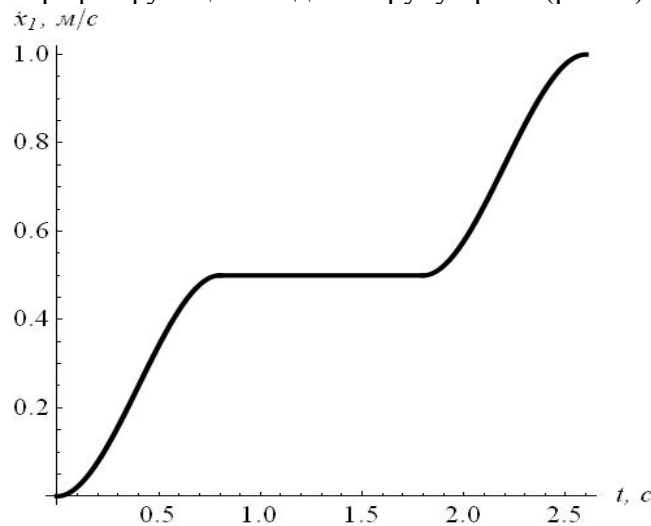


Рис. 5. Графік зміни швидкості крана протягом розгону

Не будемо зупинятись на методиці знаходженні енергії залишкових коливань вантажу при русі крана за законом (16), оскільки

вона подібна до приведеної вище для закону (2). Зазначимо, що закон руху (16) також можна досить просто реалізувати за допомогою частотно-керованого асинхронного електроприводу крана. Для цього необхідно лише змінити профіль кривої, за яким здійснюється розгін із лінійного на S-подібний [1]. Однак, тут необхідно зробити одне зауваження: для лінійних та S-подібних ділянок зміни швидкості крана повинна бути виконана умова рівності переміщення крана на величину  $\frac{v_1 T_1}{2}$ .

Запишемо вираз енергії залишкових коливань вантажу:

$$E(2T_1 + \Delta T) = \frac{288m_2 v_1^2 \cos\left(\frac{1}{2}(T_1 + \Delta T)\Omega_0\right)^2 \left(T_1 \Omega_0 \cos\left(\frac{T_1 \Omega_0}{2}\right) - 2 \sin\left(\frac{T_1 \Omega_0}{2}\right)\right)^2}{T_1^6 \Omega_0^6} \quad (17)$$

Трансцендентне рівняння (17) має розв’язок, який співпадає із (10). Таким чином, зробивши лише одне налаштування у частотному перетворювачі переходимо від раціонального керування до

оптимального. Представимо графік зміни функції  $F_{дин}$  (рис. 6).

Аналіз графіка представленого на рис. 6 показує, що розриви функції першого роду зникли, що позитивно позначається на приводі

та металокопструкції крана. Однак, функція  $F_{дин}$  для закону (10), (16) має різкі перегини у точках переходу від одного етапу до іншого – це є небажаною властивістю закону руху, оскільки може викликати „м’які”

удари у кінематичних зачепленнях приводу. Значення  $F_{дин}$  посередині інтервалу розгону не змінилось.

Для того, щоб забезпечити експлуатацію механізму переміщення крана без „м’яких” ударів необхідно забезпечити виконання наступних умов:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1(0) = \ddot{x}_2(0) = \ddot{x}_1(T_1) = \ddot{x}_2(T_1) = 0; \\ \ddot{x}_1(T_1 + \Delta T) = \ddot{x}_2(T_1 + \Delta T) = \ddot{x}_1(2T_1 + \Delta T) = \ddot{x}_2(2T_1 + \Delta T) = 0; \end{cases} \quad (18)$$

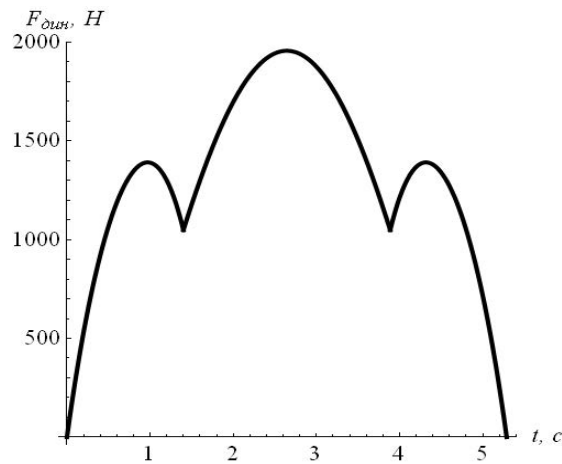


Рис. 6. Графік зміни динамічної складової зусилля приводу для закону (10), (14)

Забезпечення умов (18) дає змогу синтезувати оптимальний закон руху за термінальними критеріями:

$$\begin{cases} F_{дин}^2(0) \rightarrow \min; \dot{F}_{дин}^2(0) \rightarrow \min; \\ \dot{F}_{дин}^2(T_1) \rightarrow \min; \\ \dot{F}_{дин}^2(T_1 + \Delta T) \rightarrow \min; \\ F_{дин}^2(2T_1 + \Delta T) \rightarrow \min; \dot{F}_{дин}^2(2T_1 + \Delta T) \rightarrow \min. \end{cases} \quad (19)$$

Не будемо приводити розв'язок даної задачі, оскільки вона подібна до наведених вище, а лише проілюструємо кінцевий результат (рис. 7). Зазначимо, що закон зміни динамічної складової приводного зусилля графік якого приведено на рис. 7, доставляє абсолютні мінімуми термінальним критеріям (19).

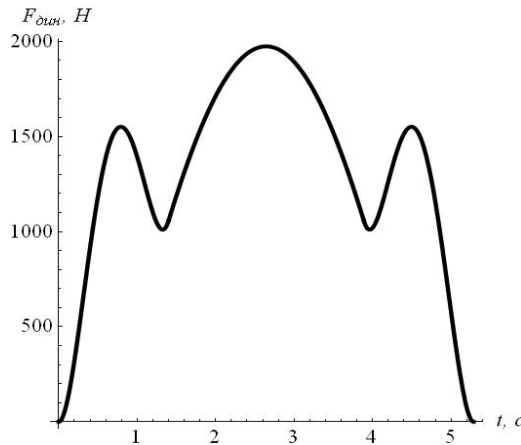


Рис. 7. Графік зміни динамічної складової зусилля приводу для екстремалі термінальних критеріїв (17)

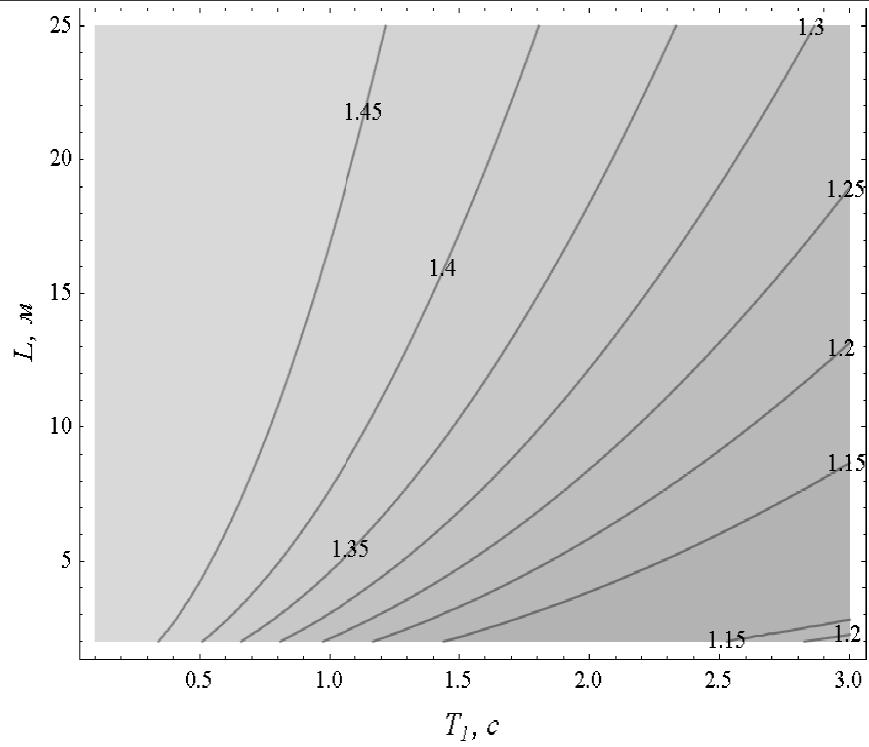
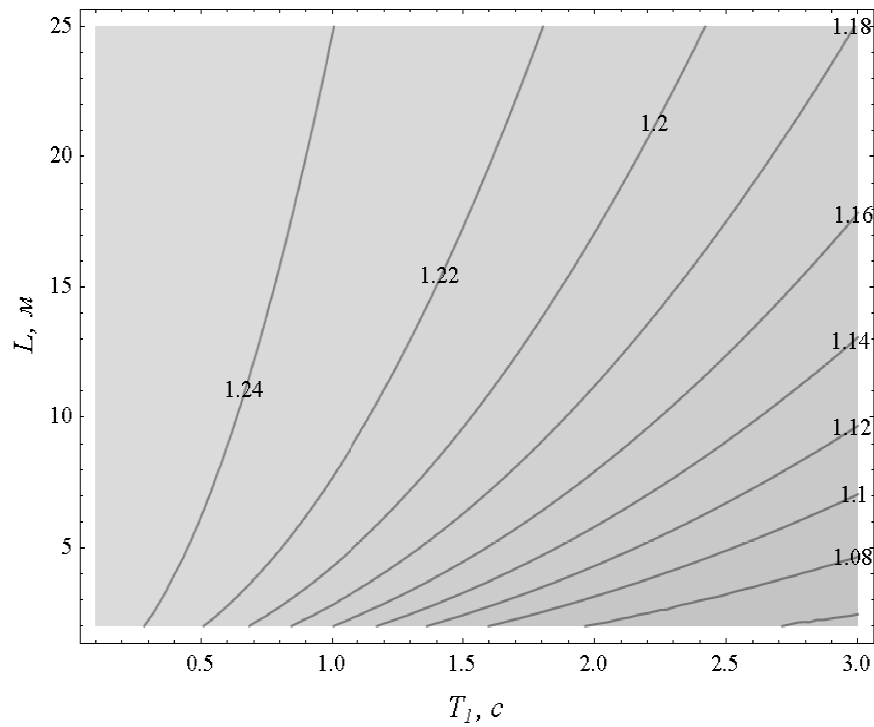
Відзначимо, що значення  $F_{дин}$  у середині інтервалу руху для даного закону не змінилось у порівнянні із законом (10), (16). Для більш детального дослідження отриманих законів руху введемо показник відношення максимальних значень динамічних складових приводного зусилля для відповідних законів  $\gamma = \frac{F_{дин1}}{F_{дин2}}$ . Приведемо вирази:

$$\gamma = \begin{cases} \frac{3(8m_2 + (m_1 + m_2)T_1^2\Omega_0^2 - 8m_2 \cos\left(\frac{T_1\Omega_0}{2}\right) - 4m_2T_1\Omega_0 \cos\left(\frac{T_1\Omega_0}{2}\right))}{2T_1^3}, & \text{нпу } t \in [0, T_1]; \\ 1, & \text{нпу } t \in [T_1, T_1 + \Delta T]; \\ \frac{3(8m_2 + (m_1 + m_2)T_1^2\Omega_0^2 - 8m_2 \cos\left(\frac{T_1\Omega_0}{2}\right) - 4m_2T_1\Omega_0 \cos\left(\frac{T_1\Omega_0}{2}\right))}{2T_1^3}, & \text{нпу } t \in [T_1 + \Delta T, 2T_1 + \Delta T] \end{cases} \quad (20)$$

для відношення максимальних зусиль на відповідних етапах руху законів (2) та (16). Аналогічний показник для законів руху (16) та закону руху, який на рис. 7, має такий вигляд:

$$\gamma = \begin{cases} \frac{60}{T_1^2\Omega_0^2} + \frac{5(-48m_1 - 32m_2 + (m_1 + m_2)T_1^2\Omega_0^2 + 32m_2 \cos\left(\frac{T_1\Omega_0}{2}\right))}{4(8m_2 + (m_1 + m_2)T_1^2\Omega_0^2 - 8m_2 \cos\left(\frac{T_1\Omega_0}{2}\right) - 4m_2T_1\Omega_0 \cos\left(\frac{T_1\Omega_0}{2}\right))}, & \text{нпу } t \in [0, T_1]; \\ 1, & \text{нпу } t \in [T_1, T_1 + \Delta T]; \\ \frac{60}{T_1^2\Omega_0^2} + \frac{5(-48m_1 - 32m_2 + (m_1 + m_2)T_1^2\Omega_0^2 + 32m_2 \cos\left(\frac{T_1\Omega_0}{2}\right))}{4(8m_2 + (m_1 + m_2)T_1^2\Omega_0^2 - 8m_2 \cos\left(\frac{T_1\Omega_0}{2}\right) - 4m_2T_1\Omega_0 \cos\left(\frac{T_1\Omega_0}{2}\right))}, & \text{нпу } t \in [T_1 + \Delta T, 2T_1 + \Delta T]. \end{cases} \quad (21)$$

Для отриманих залежностей приведемо графіки функцій (20) та (21). На рис. 8 та рис. 9 числами розташованими на лініях показані значення показника  $\gamma$  в залежності від довжини гнучкого підвісу  $L$  та тривалості розгону крана до проміжної швидкості  $T_1$ .

Рис. 8. Графік зміни  $\gamma$  для законів (2) та (16)Рис. 9. Графік зміни  $\gamma$  для закону (16) та для екстремалі критеріїв (19)

### Висновок

Приведені дослідження дали змогу математично обґрунтувати відомий спосіб усунення коливань вантажу закріпленого на гнучкому підвісі. Даний спосіб у дослідженні названо раціональним оскільки при його реалізації динамічна складова приводного зусилля не змінює свій знак. Це є цінною властивістю закону руху, оскільки виключає значні струмові перевантаження електроприводу крана та динамічні навантаження у кінематичних зачепленнях приводу. Однак, раціональне керування має певні небажані характеристики: розриви першого роду функції динамічної складової приводного зусилля та нерівність її нулю на початку та у кінці розгону. Було поставлено задачу синтезувати такий закон руху при якому залишились би бажані характеристики закону руху і були мінімізовані небажані, що є задачею оптимального керування. У даному дослідженні було знайдено розв'язок такої задачі та проаналізовано отримані результати. Встановлено, що реалізація оптимального закону руху крана досягається відповідним налаштуванням опції частотного перетворювача. Було поставлено більш „жорсткіші” умови для оптимізації руху крана та отримано розв'язок задачі. Збільшення термінальних критеріїв для синтезу оптимального керування дає ще кращі показники руху крана із збереженням бажаних характеристик для попереднього закону руху. Що стосується величини динамічної складової приводного зусилля у середині інтервалу розгону крана, то вона не змінилась.

### ЛІТЕРАТУРА

1. FR-E700. Преобразователь частоты. Инструкция по эксплуатации (FR-E720 EC, FR-E740 EC): [каталог]. – [Москва: Mitsubishi Electric Europe B.V.]. – 526 с.: іл.
2. Руководство пользователя преобразователей MICROMASTER 440: [каталог]. – [Санкт-Петербург: Санкт-Петербургский технический центр поддержки SIEMENS]. – 140 с.: іл.
3. Altivar 31. Преобразователи частоты для асинхронных электродвигателей. Руководство по программированию: [каталог]. – [Telemecanique]. – 77 с.: іл.
4. Фираго Б.И. Теория электропривода: учебн. пособие / Б.И. Фираго, Л.Б. Павлячик. – Мн.: ЗАО „Техноперспектива”, 2004. – 527 с.
5. Панкратов В.В. Энергооптимальное векторное управление асинхронными электроприводами: учебн. пособие / В.В. Панкратов, Е.А. Зима. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2005. – 120 с.

6. Бушер В.В. Асинхронный электропривод подъемно-транспортных механизмов с микропроцессорным управлением: автореф. дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.09.03 „Электрические комплексы и системы, включая их управление и регулирование” / В.В. Бушер. – Одесса, 1993. – 16 с.

7. Мельникова Л.В. Автоматизация технологического процесса перемещения механизма с подвешенным грузом средствами микропроцессорного управления: дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: 05.09.03 / Мельникова Любовь Васильевна. - Одесса, 2000. – 116 с.

8. Свиргун В.П. Разработка оптимальных законов управления мостовым грейферным краном и применение микропроцессорной системы для их реализации: автореф. дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.05.05 „Подъемно-транспортные машины” / В.П. Свиргун. – Х., 1989. – 15 с.

9. Смехов А.А. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами / А.А. Смехов, Н.И. Єрофєєв. – М.: Машиностроение, 1975. – 239 с.

10. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин / [Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г., Пастушенко С.І.]. – К.-Миколаїв: РВВ МДАУ, 2004. – 286 с.

11. Будиков Л.Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа / Будиков Л.Я. – Луганск: Издательство ВУГУ, 1997. – 210 с.

12. Герасимьяк Р.П. Анализ и синтез крановых электромеханических систем / Р.П. Герасимьяк, В.А. Лещєв. – Одесса.: СМІЛ, 2008. – 192 с.

13. Черноусько Ф.Л. Управление колебаниями / Черноусько Ф.Л., Акуленко Л.Д., Соколов Б.Н. - М.: Наука, 1980. - 384 с.

14. Геронимус Я.Л. О некоторых методах определения оптимального закона движения, рассматриваемого как управляющее воздействие / Я.Л. Геронимус, М.М. Перельмутер // Машиноведение. – 1966. – № 6. – С. 6-24.

15. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / Ловейкин В.С. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.

16. Терехов В.М., Осипов О.И. Системы управления электроприводов: учебник / Терехов В.М., Осипов О.И.; под ред. Терехова В.М. – Саратов: Изд. центр „Академия”, 2005. – 300 с.

17. Сохадзе А.Г. Мехатронная система грузоподъемного крана для автоматической стабилизации положения груза и управления его движением: дисс. на соиск. степ. канд. тех. наук: 05.02.05 / Сохадзе Александр Георгиевич. – Новочеркасск, 2006. – 218 с.



- 
18. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин / Комаров М.С. – М.: Машиностроение, 1969. – 206 с.
  19. Казак С.А. Динамика мостовых кранов / Казак С.А. – М.: Машиностроение, 1968. – 331 с.
  20. Лобов Н. А. Динамика грузоподъемных кранов / Лобов Н. А. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
  21. Пат. 2007/0023378 А1 США МПК В66С 13/06. Method for controlling a crane / Mikko Porma, Kimmo Hytonen; заявник та власник KCI Konecranes PLC; заявл. 16.07.2004; опубл. 22.06.2006.
  22. Пат. 7484632 В2 США МПК В66С 13/06. Method for controlling a crane / Kimmo Hytonen; заявник та власник KCI Konecranes PLC; заявл. 16.07.2004; опубл. 13.01.2006.