

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РУХУ КРАНОВОГО МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ  
ПРИ ВИКОРИСТАННІ ЧАСТОТНОГО КЕРУВАННЯ ПРИВОДОМ

В.С. ЛОВЕЙКІН, доктор технічних наук, професор

Ю.О. РОМАСЕВИЧ, кандидат технічних наук

В.А. ГОЛДУН, аспірант\*

*Наведено динамічний аналіз режиму розгону кранового механізму переміщення. Він показаний у вигляді тримасової динамічної моделі. Характер зовнішнього збурення є кінематичним: задається швидкість приведеної до поступального руху маси приводного двигуна. Діаграми зміни швидкості двигуна відповідають „стандартним” функціям зміни частоти у частотних перетворювачах, від яких живиться двигун. Показано, що динамічні процеси у приводі крана із позицій величини енергії залишкових коливань елементів приводу можна не враховувати у реальних процесах розгону та гальмування крана.*

**Ключові слова:** *тримасова модель, частотний перетворювач, енергія, коливання, електропривод.*

Кранові механізми переміщення характеризуються повторно-короткочасним режимом роботи [3, 6, 7, 9]. Їх перехідні процеси становлять основну частину від тривалості усього циклу переміщення, тому виникає необхідність у дослідженні динаміки перехідних процесів крана.

Велику кількість кранів нині обладнують частотно-керованим асинхронним електроприводом [2], який дозволяє керувати частотою обертання двигуна і навіть його електромагнітним моментом [10-12]. При цьому досягається майже повна керованість краном. Однак реалізація керування потребує використання спеціальних мехатронних систем, які б збирали у

\* *Науковий керівник – доктор технічних наук, професор В.С. Ловейкін*

режимі реального часу інформацію про показники руху крана та керували частотним перетворювачем [8]. Існує велика кількість кранів, які не обладнуються мехатронними системами керування, однак обладнуються частотними перетворювачами. Постає питання, який із „стандартних” режимів зміни частоти перетворювача [10-12] вибрати для зміни швидкості руху крана? Для того, щоб відповісти на це питання необхідно оцінити динаміку його руху при кожному із „стандартних” законів зміни частоти напруги живлення двигуна за допомогою частотного перетворювача. Це дасть змогу без витрат на проектування і виготовлення системи керування зменшити небажані показники руху крана за рахунок можливостей сучасних частотних перетворювачів.

Для проведення досліджень необхідно задатись математичною моделлю вантажопідйомного крана. Для цього спочатку обирають динамічну модель. У першому наближенні динамічна модель механізму переміщення крана із вантажем може бути двомасовою [2, 3, 6, 7, 9]. Однак можна розглядати її детальніше. Для цього необхідно збільшити кількість мас у динамічній моделі крана, наприклад, досліджувати тримасову модель [3, 4].

У більшості робіт зовнішнім збуренням, яке діє на кран, є динамічне – це зусилля та/або моменти від приводного двигуна, від сил інерції та стохастичні впливи [1-6]. Однак сучасні частотні перетворювачі керують, як правило, саме частотою обертання двигуна. При цьому використовуються інтелектуальні алгоритми стабілізації та відпрацювання частоти обертання двигуна. Тому доцільніше використовувати кінематичне задання збурення у крановій системі. Тобто дослідження динаміки необхідно проводити при зміні швидкості однієї із мас динамічної моделі крана.

**Мета дослідження** полягає в оцінці залишкової енергії коливань у елементах кранового механізму переміщення при заданні різних законів розгону приводу механізму.

**Методика досліджень.** Для досліджень приймемо динамічну модель, показану на рис. 1.

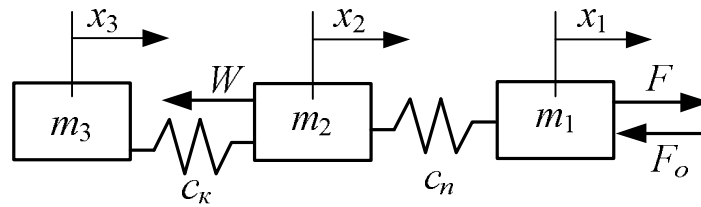


Рис. 1. Динамічна тримасова модель крана із вантажем на гнучкому підвісі

Така динамічна модель представляє рух крана із вантажем на гнучкому підвісі, враховуючи динамічні процеси, що виникають у приводі крана. Прийнята динамічна модель описується такою системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_n (\tilde{o}_1 - \tilde{o}_2) + F_0 = F; \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_k (\tilde{o}_2 - \tilde{o}_3) + W = c_n (\tilde{o}_1 - \tilde{o}_2); \\ m_3 \ddot{x}_3 = c_k (\tilde{o}_2 - \tilde{o}_3), \end{cases} \quad (1)$$

де  $m_1$  – приведений до поступального руху момент інерції приводу;  $m_2$  – приведена до поступального руху маса крана (кранового візка);  $m_3$  – приведена до поступального руху маса вантажу;  $x_1, x_2, x_3$  – координати центрів відповідних мас,  $F$  – приведене приводне (тягове або гальмівне) зусилля приводу;  $F_0$  – приведена сила сухого тертя у приводі;  $W$  – сила опору переміщенню крана;  $c_n$  – приведена жорсткість приводу;  $c_k$  – приведена поперечна жорсткість гнучкого підвісу [7] ( $c_k = m_3 \frac{l}{g}$ , де  $l$  - довжина гнучкого підвісу,  $g$  - прискорення вільного падіння).

Параметром, який задає рух у системі є зусилля  $F$ . Однак будемо досліджувати динаміку системи при заданні швидкості маси  $m_1$ . Це відповідає заданню частоти напруги живлення двигуна, що виконується частотним перетворювачем. Варто відзначити, що сучасні частотні перетворювачі мають досить хороші динамічні показники, щодо керування швидкістю руху двигуна.

Для оцінки руху крана із вантажем на гнучкому підвісі необхідно знайти вираз  $\tilde{o}_3 = \tilde{o}_3(\tilde{o}_1)$ . Пояснимо чому саме таку функцію необхідно шукати. Якщо буде відома функція  $\tilde{o}_3$ , то функцію  $\tilde{o}_2$  неважко буде знайти із третього

рівняння системи (1). Для цього представимо третє рівняння системи (1) у такому вигляді:

$$\tilde{\sigma}_2 = \tilde{\sigma}_3 + \frac{m_3}{c_{\hat{e}}} \ddot{x}_3. \quad (2)$$

Отже, після знаходження залежності  $\tilde{\sigma}_3 = \tilde{\sigma}_3(\tilde{\sigma}_1)$ , ми можемо легко записати всі функції  $\tilde{\sigma}_1$ ,  $\tilde{\sigma}_2$  та  $\tilde{\sigma}_3$ . Залежність  $\tilde{\sigma}_3 = \tilde{\sigma}_3(\tilde{\sigma}_1)$  подамо у вигляді диференціального рівняння, яке можна отримати із системи рівнянь (1):

$$\overset{IV}{\tilde{\sigma}_3} + \tilde{\sigma}_3 \dot{A}_1 + \tilde{\sigma}_3 \dot{A}_2 = \tilde{\sigma}_1 \frac{c_i c_{\hat{e}}}{m_2 m_3} + \dot{A}_3, \quad (3)$$

де  $\dot{A}_1$ ,  $\dot{A}_2$ ,  $\dot{A}_3$  - коефіцієнти, що залежать від параметрів системи

$$\left( \dot{A}_1 = \frac{\left( \frac{m_3}{c_{\hat{e}}} + \frac{m_3}{c_i} + \frac{m_2}{c_i} \right) c_i c_{\hat{e}}}{m_2 m_3}, \dot{A}_2 = \frac{c_i c_{\hat{e}}}{m_2 m_3}, \dot{A}_3 = -W \frac{c_i c_{\hat{e}}}{m_2 m_3} \right).$$

Диференціальне рівняння (3) є неоднорідним. Його розв'язок є сумою загального розв'язку відповідного однорідного диференціального рівняння та частинного розв'язку неоднорідного рівняння. Перший доданок завжди буде один і той самий:

$$\tilde{\sigma}_3^* = C_1 \hat{a}^{t \sqrt{\frac{-A_1 - \sqrt{A_1^2 - 4A_2}}{2}}} + C_2 \hat{a}^{-t \sqrt{\frac{-A_1 - \sqrt{A_1^2 - 4A_2}}{2}}} + C_3 \hat{a}^{t \sqrt{\frac{-A_1 + \sqrt{A_1^2 - 4A_2}}{2}}} + C_4 \hat{a}^{-t \sqrt{\frac{-A_1 + \sqrt{A_1^2 - 4A_2}}{2}}}, \quad (4)$$

де  $C_1, C_2, C_3, C_4$  - постійні інтегрування. Другий залежатиме від виду функції  $\tilde{\sigma}_1$ :  $\tilde{\sigma}_3^{**} = \tilde{\sigma}_3^{**}(x_1)$ . Будемо задавати „стандартні” закони зміни частоти напруги живлення двигуна, які реалізує частотний перетворювач. Такими законами є: лінійний, U-подібний, S-подібний. Запишемо аналітичні вирази для швидкостей, які відповідають вказаним законам зміни частоти:

для лінійного закону - 
$$\dot{x}_1 = \frac{t}{T} v, \quad (5)$$

для U-подібного закону - 
$$\dot{x}_1 = \frac{t}{T^2}v(2T - t), \quad (6)$$

для S – подібного закону - 
$$\dot{x}_1 = \frac{t^2}{T^3}v(3T - 2t), \quad (7)$$

де  $T$  – тривалість процесу розгону до швидкості  $v$ ;  $v$  – усталена швидкість руху двигуна, яка відповідає частоті задання у частотному перетворювачі;  $t$  – час.

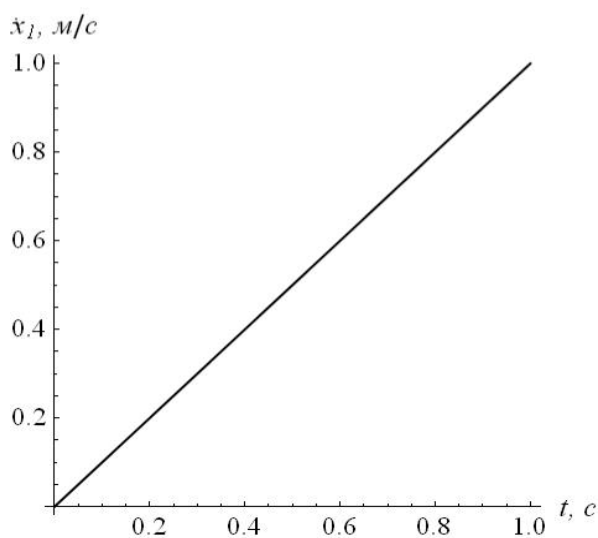
Крім того, оцінимо також динаміку кранової системи при такому законі руху маси  $m_1$ :

$$\dot{x}_1 = \frac{t^3}{T_1^5}v(6t^2 - 15Tt + 10T^2). \quad (8)$$

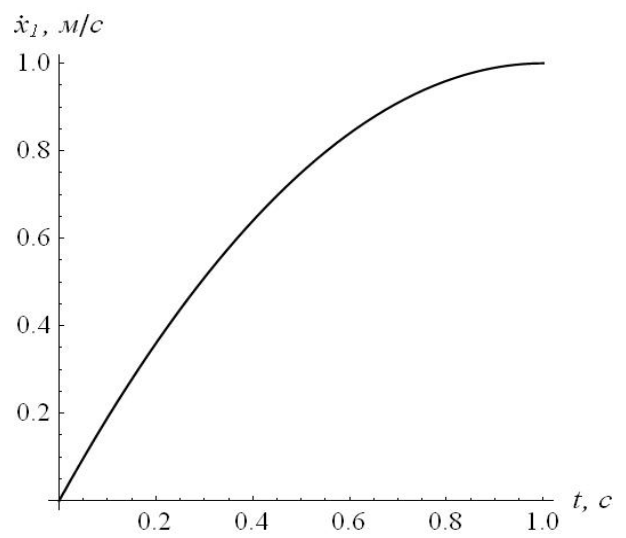
Закон (8) умовно назвемо S-подібним плавним. На рис. 2 показані графіки функцій (5)-(8) при  $v=1 \text{ м/с}$  та  $\dot{\vartheta}=1 \text{ рад/с}$ .

Розв'язок диференціального рівняння (3) включає чотири постійні інтегрування. Для їх знаходження необхідно задати початкові умови. Будемо розглядати рух кранової системи протягом пуску. Тоді початковими умовами для всіх фазових координат є нульові:

$$\begin{cases} \tilde{\vartheta}_1(0) = \dot{\tilde{\vartheta}}_1(0) = 0; \\ \tilde{\vartheta}_2(0) = \dot{\tilde{\vartheta}}_2(0) = 0; \\ \tilde{\vartheta}_3(0) = \dot{\tilde{\vartheta}}_3(0) = 0. \end{cases} \quad (9)$$



а



б

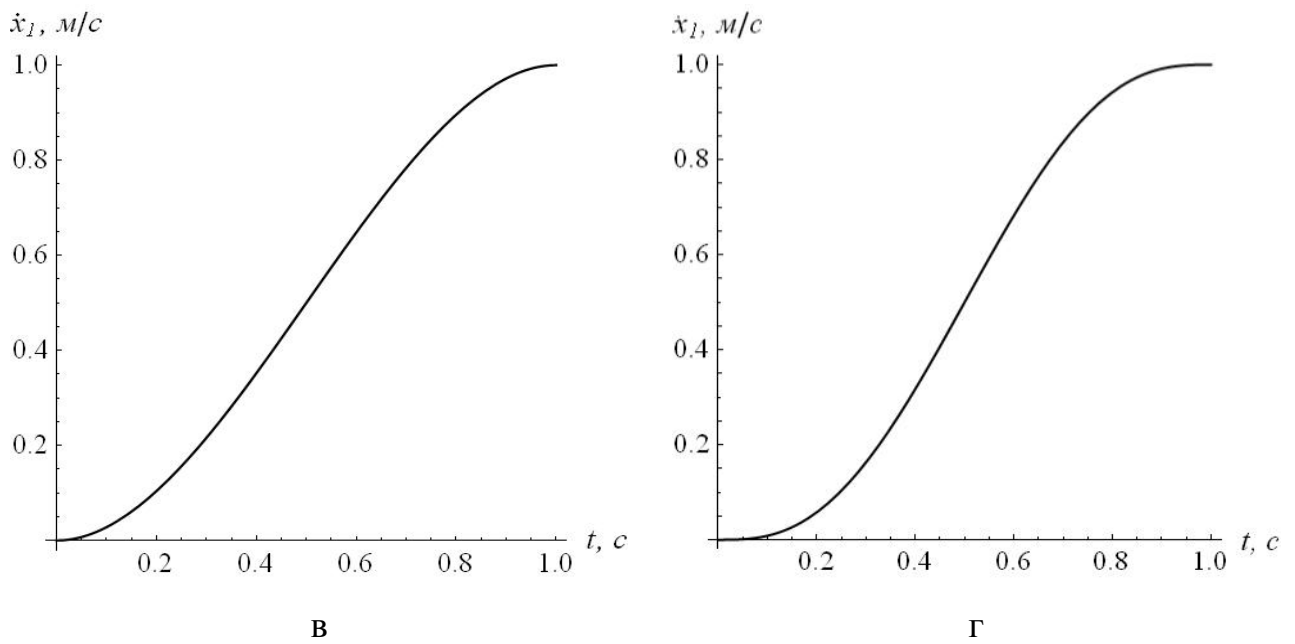


Рис. 2. Закони зміни швидкості маси  $m_1$  при розгоні: а - лінійний, б - U-подібний, в - S-подібний, г - S-подібний плавний

Із умов (9) можна записати початкові умови для руху маси  $m_3$ :

$$\tilde{\alpha}_3(0) = \tilde{\beta}_3(0) = \tilde{\gamma}_3(0) = \tilde{\delta}_3(0) = 0. \quad (10)$$

Тепер запишемо праві частини диференціального рівняння (3) для законів руху (5)-(8). Для лінійного закону (5):

$$\tilde{\alpha}_1 \frac{c_i c_{\hat{e}}}{m_2 m_3} + \dot{A}_3 = t^2 B_1 + A_3, \quad (11)$$

де  $B_1$  - коефіцієнт ( $B_1 = \frac{v}{2T} \frac{c_i c_{\hat{e}}}{m_2 m_3}$ ).

Для U-подібного закону (6):

$$\tilde{\alpha}_1 \frac{c_i c_{\hat{e}}}{m_2 m_3} + \dot{A}_3 = t^3 D_1 + t^2 D_2 + A_3, \quad (12)$$

де  $D_1, D_2$  - коефіцієнти ( $D_1 = \frac{-v}{3T^2} \frac{c_i c_{\hat{e}}}{m_2 m_3}$ ,  $D_2 = \frac{v}{T} \frac{c_i c_{\hat{e}}}{m_2 m_3}$ ).

Для S-подібного закону (7):

$$\tilde{\alpha}_1 \frac{c_i c_{\tilde{e}}}{m_2 m_3} + \dot{A}_3 = t^4 E_1 + t^3 E_2 + A_3, \quad (13)$$

де  $E_1, E_2$  - коефіцієнти ( $E_1 = \frac{-v}{3T^3} \frac{c_i c_{\tilde{e}}}{m_2 m_3}$ ,  $E_2 = \frac{v}{T^2} \frac{c_i c_{\tilde{e}}}{m_2 m_3}$ ).

Для S-подібного плавного закону (8):

$$\tilde{\alpha}_1 \frac{c_i c_{\tilde{e}}}{m_2 m_3} + \dot{A}_3 = t^6 G_1 + t^5 G_2 + t^4 G_3 + A_3, \quad (14)$$

де  $G_1, G_2, G_3$  - коефіцієнти ( $G_1 = \frac{v}{T^5} \frac{c_i c_{\tilde{e}}}{m_2 m_3}$ ,  $G_2 = \frac{-3v}{T^4} \frac{c_i c_{\tilde{e}}}{m_2 m_3}$ ,  $G_3 = \frac{5v}{2T^3} \frac{c_i c_{\tilde{e}}}{m_2 m_3}$ ).

Тепер необхідно задатись показником, за яким будемо проводити оцінку динаміки руху кранової динамічної системи. Таким показником оберемо відносну енергію залишкових коливань елементів крана. Залишкова потенціальна енергія у крановій системі, при якій небажані коливання його елементів будуть присутні знаходиться за таким виразом:

$$\dot{A}_{\text{ін}}(\dot{O}) = \frac{\tilde{n}_i}{2} \left( \tilde{\alpha}_1(\dot{O}) - \tilde{\alpha}_2(\dot{O}) - \frac{W}{c_i} \right)^2 + \frac{\tilde{n}_{\tilde{e}}}{2} (\tilde{\alpha}_2(\dot{O}) - \tilde{\alpha}_3(\dot{O}))^2. \quad (15)$$

Такий вираз означає суму потенціальних енергій запасених у жорстких елементах  $\tilde{n}_i$  та  $\tilde{n}_{\tilde{e}}$ , при цьому для подолання опору руху  $W$  пружний зв'язок  $\tilde{n}_i$  має бути розтягнутий, а отже має певну енергію. Ця енергія має залишатись при усталеному русі, тобто коли коливання елементів крана відсутні. Тому у виразі (15) у перших дужках міститься доданок  $-\frac{W}{c_i}$ .

Залишкову кінетичну енергію у крановій системі, при якій небажані коливання його елементів будуть присутні, знаходимо за таким виразом:

$$\dot{A}_{\tilde{e}i}(\dot{O}) = \frac{m_2}{2} (\tilde{\alpha}_2(\dot{O}) - v)^2 + \frac{m_3}{2} (\tilde{\alpha}_3(\dot{O}) - v)^2. \quad (16)$$

Вираз (15) означає суму кінетичних енергій коливань мас  $m_2$  та  $m_3$  відносно маси  $m_1$  у кінці розгону крана із вантажем.

Подальший аналіз показує, що для всіх законів справедлива рівність:

$$\dot{A}(\dot{\theta})_{T \rightarrow 0} = \lim_{T \rightarrow 0} (\dot{A}_{\ddot{\theta}}(\dot{\theta}) + \dot{A}_{\dot{\theta}^2}(\dot{\theta})) = \frac{1}{2} \left( (m_2 + m_3)v^2 + \frac{W^2}{c_i} \right). \quad (17)$$

Тому будемо проводити оцінку динаміки руху кранової системи за таким показником:

$$\tilde{A}(T) = \frac{\dot{A}_{\dot{\theta}^2}(T) + \dot{A}_{\ddot{\theta}}(T)}{\dot{A}(\dot{\theta})_{T \rightarrow 0}}. \quad (18)$$

Таким чином, показник (18) дає змогу оцінити відносну енергію залишкових небажаних коливань у приводі крана та коливань вантажу відносно точки його закріплення залежно від тривалості розгону крана. Цей показник є безрозмірним, оскільки чисельник і знаменник мають однакові розмірності (Джоуль). Надалі для кожної правої частини (11)-(14) диференціального рівняння (3) необхідно знайти частинний розв'язок  $i$ , додаючи загальний розв'язок (4) однорідного диференціального рівняння та знайдені частинні неоднорідні розв'язки, отримати невідомі функції переміщення маси  $m_3$  для різних законів руху маси  $m_1$  (5)-(8). Не будемо зупинятись на описі вказаних розрахунків та наводити остаточні результати для показника (18) оскільки вони об'ємні. Покажемо лише графічну інтерпретацію одержаних результатів. На рис. 3: закону (5) відповідає штрихова товста лінія, закону (6) – суцільна тонка лінія, закону (7) – штрихова тонка лінія, закону (8) – суцільна сіра товста лінія. Точками позначені величини часу  $T$ , які є кратними до тривалості періоду власних коливань динамічної двомасової кранової системи, тобто:

$$\dot{\theta} = i\pi \sqrt{\frac{m_3}{\tilde{n}_e}}, \quad i = 2, 4, 6... \quad (19)$$



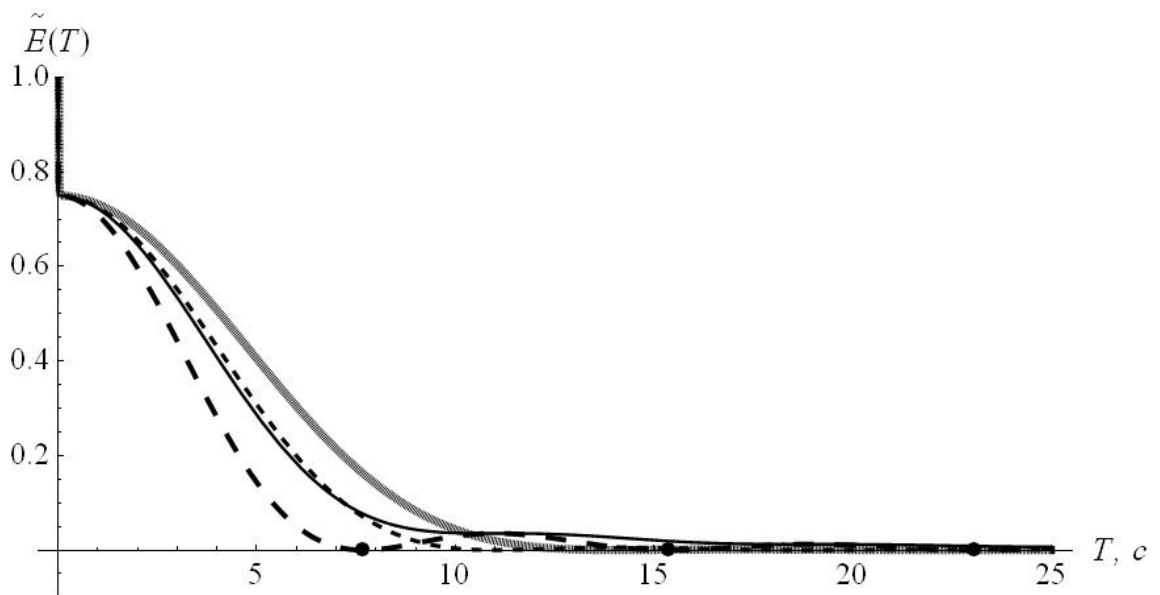


Рис. 3. Графіки енергії залишкових коливань елементів крана та вантажу при різних законах зміни швидкості маси  $m_1$

Із графіків (див. рис. 3) видно, що енергія залишкових коливань із збільшенням тривалості перехідного процесу зменшується. Цікавим є те, що на початку графіків спостерігаємо стрибок енергії. Для з'ясування його природи покажемо аналогічний рисунок, але для значно меншої тривалості розгону (рис. 4).

Через значні осциляції графік функції (18) для S-подібного плавного закону не наводимо. Аналіз графіків показує, що вже незначна (фізично нереалізована) тривалість розгону дає значне зменшення енергії коливань. Це відбувається за рахунок зменшення енергії коливань маси  $m_2$  - вона становить

$$\frac{m_2}{m_2 + m_3} \text{ від всієї енергії коливань.}$$

Для побудови графіків використовували такі параметри:  $m_1 = 100 \hat{e} \hat{a}$ ,  $m_2 = 500 \hat{e} \hat{a}$ ,  $m_3 = 1500 \hat{e} \hat{a}$ ,  $\tilde{n}_i = 5 \cdot 10^6 \hat{I} / \hat{i}$ ,  $\tilde{n}_e = 10^3 \hat{I} / \hat{i}$ ,  $W = 0,2 \cdot m_2 g$  (за цих параметрів частота коливань у приводі дорівнює 100 Гц, а вантажу відносно точки його закріплення - 0,8 Гц). Тому одна четверта енергії коливань елементів крана „зникає” вже при незначній тривалості розгону крана.

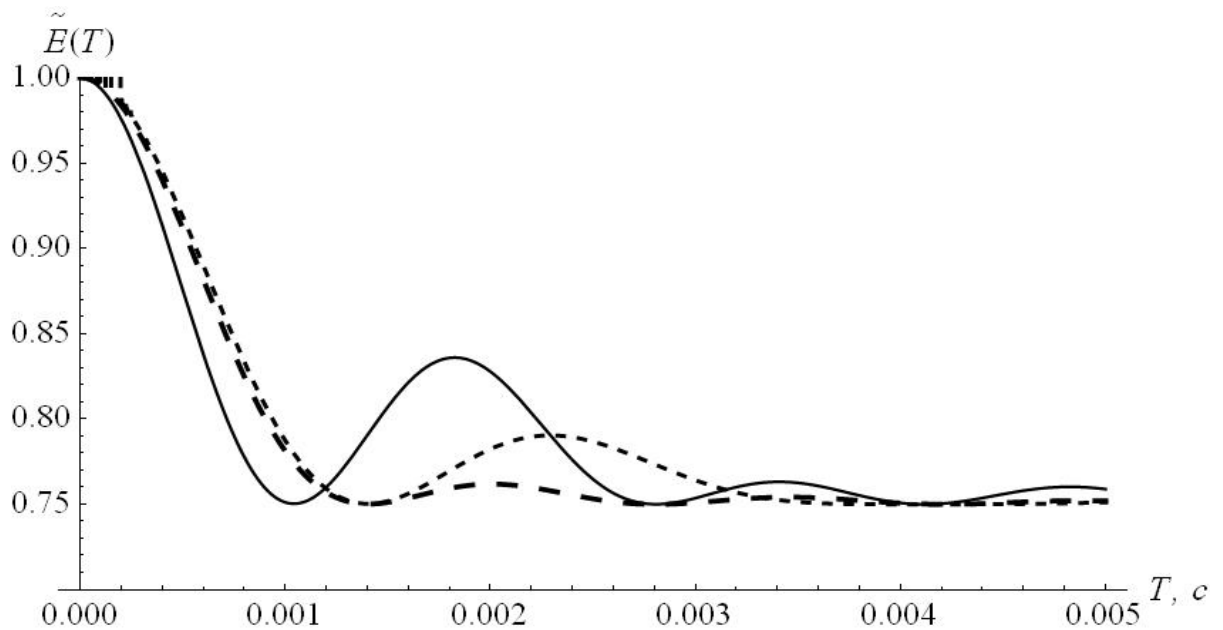


Рис. 4. Графіки енергії залишкових коливань елементів крана та вантажу при різних законах зміни швидкості маси  $m_1$  для невеликої тривалості розгону цієї маси

Таким чином, можна зробити попередній висновок: фізично реалізовані тривалості перехідних процесів (одиниці секунд) крана дають змогу усунути високочастотні коливання у його приводі. Цей висновок також можна „підкріпити” так: у моделі (1) не враховане в’язке тертя у приводі. Якщо його врахувати, то отримаємо ще швидше затухання енергії коливань.

Аналіз графіка для закону (5) (див. рис. 3) показує, що енергія коливань перетворюється у нуль при (19). Якщо наперед невідоме значення  $m_3$  та  $\tilde{n}_e$ , то використовувати цей закон не рекомендується. При такій ситуації ( $m_3$  та  $\tilde{n}_e$  невідомі) варто використовувати закон (7) або (8). В останньому випадку необхідно збільшувати тривалість перехідного процесу щоб досягти значного зменшення енергії коливань. Закон (6) також не рекомендується використовувати, оскільки енергія залишкових коливань є відносно великою навіть при значній тривалості розгону. Загалом, висновки щодо отриманих графіків (див. рис. 3) можна перенести із дослідження двомасової динамічної моделі крана із вантажем, в якій не враховується приведена пружність приводу. Покажемо графіки (див. рис. 3) у іншому масштабі – це дозволить

проаналізувати залишкову величину показника (18) для значної тривалості перехідного процесу.

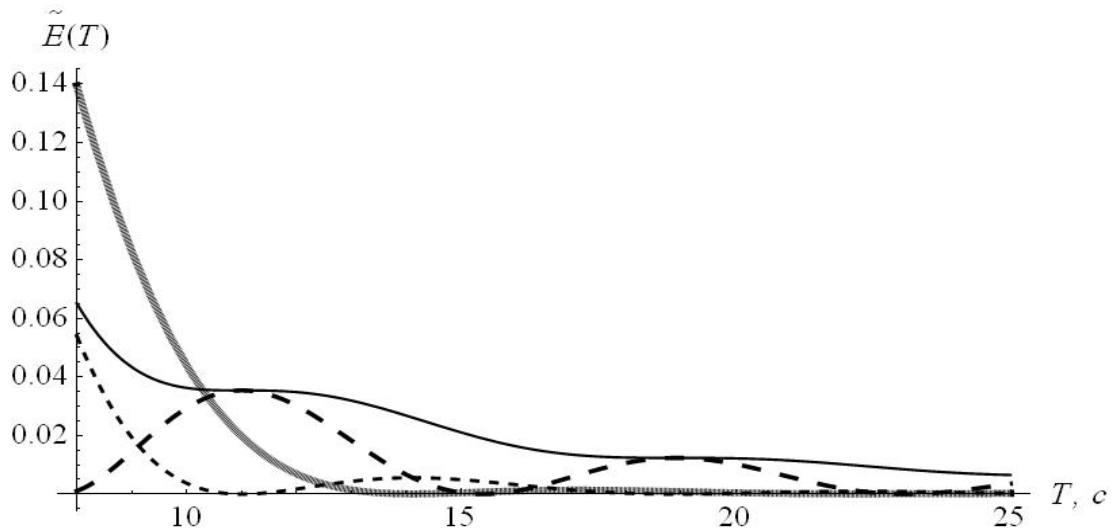


Рис. 5. Графіки енергії залишкових коливань елементів крана та вантажу за різних законів зміни швидкості маси  $m_1$  для значної тривалості розгону цієї маси

Аналізуючи рис. 5 можна зробити висновок, що збільшення тривалості перехідного процесу дозволяє зменшити показник (18) для всіх законів (5)-(8). Крім того, збільшення плавності руху приводу крана зумовлює певні зміни у динаміці крана. Ці зміни полягають у тому, що із збільшенням плавності руху необхідно збільшувати тривалість перехідного процесу для досягнення практичної відсутності енергії залишкових коливань елементів крана.

### Висновки

1. Моделювання перехідних процесів механізму переміщення крана із вантажем на гнучкому підвісі проводилось із застосуванням тримасової динамічної моделі. Як зовнішнє збурення використовували „стандартні” закони зміни частоти напруги живлення асинхронного приводного двигуна механізму.
2. Динаміку руху оцінювали на основі запропонованого показника енергії залишкових коливань у елементах механізму переміщення крана.

3. Незначна тривалість процесу розгону двигуна призводить до відчутного зменшення прийнятого показника.
4. При використанні „стандартних” законів зміни частоти напруги живлення за допомогою частотного перетворювача механізм переміщення крана можна розглядати як двомасовий, а коливання елементів привода не враховувати.
5. Висновки, зроблені для двомасової динамічної моделі механізму, можна перенести на тримасову. Тобто, вже двомасова динамічна модель руху крана із вантажем є прийнятною для оцінки енергії залишкових коливань елементів системи „кран-вантаж”.
6. Збільшення плавності руху привода кранового механізму переміщення зумовлює необхідність збільшення тривалості перехідного процесу. Тому необхідно досить зважено підходити до питання вибору того чи іншого „стандартного” закону зміни частоти у частотному перетворювачі, який живить асинхронний приводний двигун. Якщо на тривалість перехідного процесу не накладається обмежень, варто вибирати плавні закони зміни швидкості привода, якщо ж такі обмеження існують - необхідно виконувати синтез оптимальних за певними критеріями законів руху крана, у тому числі за критерієм швидкодії.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины / Гайдамака В.Ф. – К.: Вища школа, 1989. – 328 с.
2. Герасимьяк Р.П. Анализ и синтез крановых электромеханических систем / Р.П. Герасимьяк, В.А. Лещёв. – Одесса.: СМІЛ, 2008. – 192 с.
3. Грузоподъемные краны. Кн. 2 / Шеффлер М., Дресиг Х., Курт Ф.; [пер. с немецкого М.М. Рунов, В.Н. Федосеев]; под ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1981. – 287 с.
4. Казак С.А. Динамика мостовых кранов / С.А. Казак – М.: Машиностроение, 1968. – 331 с.
5. Ковальский Б.С. Грузоподъемные машины. Передвижение кранов / Б.С. Ковальский – Х.: ХВКИУ, 1963. – 167 с.
6. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин / М.С. Комаров – М.: Машиностроение, 1969. – 206 с.
7. Лобов Н. А. Динамика грузоподъемных кранов / Н.А. Лобов – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
8. Ловейкін В.С. Оптимізація режимів руху кранових механізмів / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. – К.-Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2011. - 307с.
9. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин / [Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г., Пастушенко С.І.]. – К.-Миколаїв: РВВ МДАУ, 2004. – 286 с.
10. Руководство пользователя преобразователей MICROMASTER 440: [каталог]. – [Санкт-Петербург: Санкт-Петербургский технический центр поддержки SIEMENS]. – 140 с.
11. Altivar 31. Преобразователи частоты для асинхронных электродвигателей. Руководство по программированию: [каталог]. – [Telemecanique]. – 77 с.
12. FR-E700. Преобразователь частоты. Инструкция по эксплуатации (FR-E720 EC, FR-E740 EC): [каталог]. – [Москва: Mitsubishi Electric Europe B.V.]. – 526 с.

## **Динамический анализ движения кранового механизма перемещения при использовании частотного управления приводом**

***В.С. Ловейкин, Ю.А. Ромасевич, В.А. Голдун***

*Приведен динамический анализ режима разгона кранового механизма перемещения. Механизм представляется в виде трёхмассовой динамической модели. Характер внешнего воздействия является кинематическим: задается скорость приведенной к поступательному движению массы приводного двигателя. Диаграммы изменения скорости двигателя отвечают „стандартным” функциям изменения частоты в частотных преобразователях, от которых питается двигатель. Показано, что динамические процессы в приводе крана с позиций величины энергии остаточных колебаний элементов привода можно не учитывать в реальных процессах разгона и торможения двигателя.*

***Ключевые слова:*** трёхмассовая модель, частотный преобразователь, энергия, колебания, электропривод.

## **Crane movement mechanism moving at use of frequency control by a drive dynamic analysis**

***V. Lovejkin, J. Romasevich, V. Goldun***

*The dynamic analysis of a mode of dispersal crane the moving mechanism is resulted in research. The mechanism is represented as 3-mass dynamic model. On character of external influence it is the kinematic: speed of the weight led to progress drive is set. Diagrams of change of speed of the engine correspond to "standard" functions of change of frequency in frequency converters. It is shown that dynamic processes in a drive of the crane from positions of drive elements fluctuations residual energy a can to be considered in real processes of dispersal and drive braking.*

***Keywords:*** 3-mass model, the frequency converter, energy, fluctuations, the electric drive.