

10. Григоров О.В. Совершенствование рабочих характеристик крановых механизмов: дисс. на соиск. степ. доктора техн. наук: 05.05.05 / Григоров Отто Владимирович. – Х., 1995. – 386 с.

11. 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.

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

УДК 621.87

В. С. ЛОВЕЙКІН, докт. техн. наук, Г. В. ШУМІЛОВ.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

ДИНАМІКА СПАРЕНОЇ РОБОТИ КРАНОВИХ МЕХАНІЗМІВ ПРИ ПЕРЕМІЩЕННІ ТА ОПУСКАННІ ВАНТАЖУ

Постановка проблеми. Під час роботи механізмів підйому та зміни вильоту баштового крана виникають маятникові коливання вантажу, що призводять до значних динамічних навантажень не тільки в металоконструкціях, а і у приводних механізмах крана. Ці навантаження приводять до втомного руйнування конструкції крана і передчасного виходу обладнання з ладу. Коливання вантажу при роботі крана є практично неконтрольованими, що значно ускладнює позиціонування вантажу та піддає небезпеці стропувальників.

Для вирішення даної проблеми пропонується побудувати математичну модель динаміки зміни вильоту і опускання вантажу, після чого можна буде зробити висновки про характер динамічних навантажень та можливість їх мінімізації шляхом керування привідними механізмами крана.

Аналіз публікацій. З кінця 50-х, початку 60-х років почалось систематичне вивчення динаміки вантажопідіймальних машин та розробка методів по зменшенню впливу динамічних навантажень. Дослідженнями динамічних навантажень та причин їх виникнення займались такі вчені, як М.С. Комаров [1], М.О. Лобов [2], С.А. Казак [5] С.Т. Сергєєв [6], А.О. Смахов і Н.І. Єрофєєв [7] Р.П. Герасимьяк і Лещьов В.О. [8] та ін.

М.С. Комаров [1] дослідив динамічні явища, що виникають в процесі експлуатації вантажопідіймних машин та виклав методи аналітичного визначення розрахункових зусиль,

що виникають в елементах цих машин. Розкрито причини виникнення динамічних навантажень, характер їх зміни та їх математичне вираження, що дало можливість обирати оптимальні залежності параметрів вантажопідйомних машин. Вантажопідйомні машини розглядаються як пружні системи з декількома ступенями вільності, з урахуванням пускових та гальмівних характеристик.

М.О. Лобов в монографії [2] провів докладний аналіз і систематизацію методів теоретичного визначення та зменшення динамічних навантажень мостових та козлових кранів.

В монографії [4] наведено методи та підходи до проектування та математичного моделювання механізмів вантажопідйомних машин. Моделювання базується на комплексних динамічних критеріях оцінки та оптимізації нестационарних режимів руху механізмів вантажопідйомних машин. Значна увага приділена механізмам підйому та переміщення вантажу, а також навантаженням на металоконструкції кранів.

Значний внесок в дослідження динаміки вантажопідіймальних машин вніс С.А. Казак. В роботі [5] Казак С.А., на основі дво- та три масових моделей вивчаються динамічні навантаження, що виникають при підйманні вантажу мостовим краном.

Результати досліджень, проведених С.Т. Сергєєвим [6] свідчать, що коливальні зусилля, які виникають в підйомних канатах вантажопідіймальних машин та механізмів, суттєво впливають на їх надійність та довговічність.

А.О. Смахов і Н.І. Єрофєєв [7] розгорнули способи побудови математичних моделей ПТМ, обґрунтували параметри керування та критерії оптимізації.

Р.П. Герасимьяк і Лещьов В.О. [8] розглянули складні електромеханічні системи кранових механізмів підйому та переміщення вантажної каретки, подано їх математичний опис та результати моделювання. Детально проаналізовані коливання підвішеного вантажу при поступальному русі вантажної каретки.

В працях [3], [9] не тільки розглянуто причини виникнення та характер коливань вантажу при роботі кранового візка, а і запропоновано методи їх усунення, розгорнуто викладені методи оптимізації режимів руху основних механізмів крану.

Проаналізувавши дослідження, що проводилися в області виникнення коливань вантажу та методах їх усунення, помічено, що розрахунки в основному проводилися для ізольованої роботи певного механізму, при цьому дослідження спареної роботи механізмів баштового крану та коливань вантажу, які при цьому виникають, не розглядалися. Відомо, що при роботі баштових кранів найпоширенішою є саме спарена робота механізмів.

Тому, спираючись на існуючі дослідження, пропонується дослідити спарену роботу механізмів зміни вильоту та підйому вантажу(при опусканні вантажу) баштового крана.

Мета роботи полягає в моделюванні та аналізі реального руху елементів механізмів підйому(при опусканні вантажу) та переміщення каретки, враховуючи зміну довжини каната механізму підйому та зміни вильоту вантажу, в процесі їх спареної роботи, що дасть

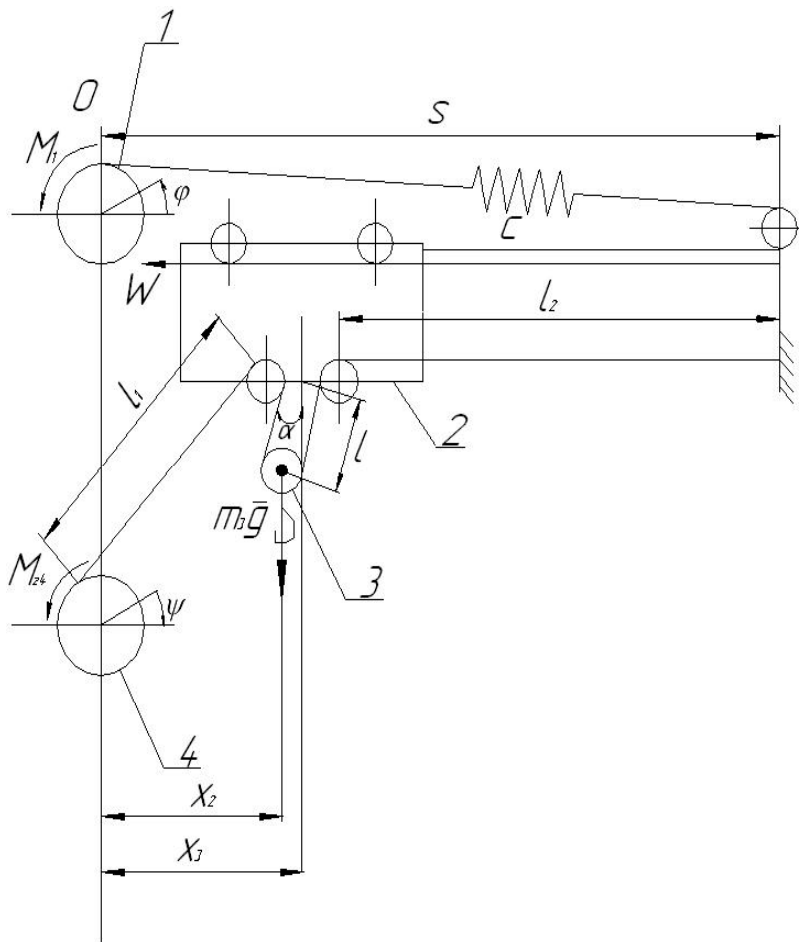


Рис.1. Динамічна модель переміщення і опускання вантажу.

можливість визначити небажані фактори при одночасному переміщенні та опусканні вантажу.

Основний зміст роботи.

Математична модель є центральним етапом у дослідженні, проектуванні або керуванні будь-якої системи. Для побудови математичної моделі необхідно скласти динамічну модель системи. Розглядається спарена робота механізмів підйому та зміни вильоту вантажу баштового крана, вантаж опускається.

Припускаємо, що всі елементи механізмів зміни вильоту та підйому є твердими тілами, окрім каната переміщення

візка, який вважається пружним елементом та в процесі роботи змінює свою довжину, а отже і пружність. Вважаємо, що всі елементи крана рухаються у вертикальній площині, а вантаж коливається на гнучкому підвісі. Приймаємо, що статичний опір переміщенню кранового візка є постійною величиною, оскільки відхилення поліспавної системи від вертикалі в процесі зміни вильоту вантажу є незначними і вони практично не змінюють величину статичного опору. Разом з тим інерційні навантаження, що діють на візок в результаті відхилення вантажу є значними і їх необхідно враховувати. Вважаємо, що опускання вантажу здійснюється за рахунок реверсування асинхронного двигуна, без додаткового керування.

В результаті прийнятих припущень розроблена динамічна модель сумісного руху механізмів зміни вильоту і підйому вантажу, яка представлена на рис 1.

В цій моделі за узагальнені координати прийняті: кутові координати повороту відповідно барабанів механізмів переміщення візка і підйому вантажу - φ і ψ ; лінійні координати центрів мас візка x_2 і вантажу x_3 . Для складання рівнянь руху розробленої моделі використаємо рівняння Лагранжа другого роду, які для цієї моделі мають вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= Q_{\varphi} - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} - \frac{\partial T}{\partial \psi} &= Q_{\psi} - \frac{\partial \Pi}{\partial \psi}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} - \frac{\partial T}{\partial x_2} &= Q_{x_2} - \frac{\partial \Pi}{\partial x_2}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_3} - \frac{\partial T}{\partial x_3} &= Q_{x_3} - \frac{\partial \Pi}{\partial x_3}, \end{aligned} \quad (1)$$

де T - кінетична енергія системи; Π - потенціальна енергія системи; t - час; $Q_{\varphi}, Q_{\psi}, Q_{x_2}, Q_{x_3}$ - узагальнені сили, які відповідають узагальненим координатам.

Визначимо кінетичну та потенціальну енергії системи:

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} I_{n1} \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{x}_3^2 + \frac{1}{2} I_{n4} \dot{\psi}^2 + \frac{1}{8} m_3 \dot{\psi}^2 R_4^2; \\ \Pi &= \frac{1}{2} c(R_1 \varphi - x_2)^2 + m_3 g l \cdot \cos \alpha + \frac{m_3 g R_2 \psi}{n}. \end{aligned} \quad (2)$$

Підставивши вирази кінетичної та потенціальної енергій (2) в рівняння Лагранжа другого роду (1), отримано систему рівнянь руху механізмів зміни вильоту і підйому вантажу(3), де барабани виконують обертовий рух, а вантаж та каретка – поступальний:

$$\begin{cases} I_{n1} \ddot{\varphi} + c(\varphi R_1 - x_2) R_1 = M_1; \\ m_2 \ddot{x}_2 = -W + c(\varphi R_1 - x_2) - m_3 g \frac{x_2 - x_3}{l}; \\ \ddot{x}_3 = g \frac{x_2 - x_3}{l}; \\ \left(I_{n4} + \frac{m_3 R_4^2}{n^2} \right) \ddot{\psi} + \frac{m_3 g R_4}{n} = -M_{z4}. \end{cases} \quad (3)$$

Рушійний та гальмівний моменти на валах двигунів визначаються за формулою Клосса [10] та приведені до осей барабанів мають вигляд:

$$M_1 = \frac{u_1 \cdot 2 \cdot M_{1\max} \cdot \eta_1}{1 - \frac{\phi'}{w_1} + \frac{skr_1}{1 - \frac{\phi'}{w_1}}}; \quad M_{24} = \frac{u_4 \cdot 2 \cdot M_{4\max} \cdot \eta_4}{1 + \frac{\psi'}{w_4} + \frac{skr_4}{1 + \frac{\psi'}{w_4}}}, \quad (4)$$

$$l = \frac{1}{2}(l_k - l_1 - s + x_2 - R_4\psi), \quad c = \frac{E \cdot A}{2s - x_2},$$

де c - жорсткість канату; E - модуль пружності каната; A - площа поперечного перерізу каната; s - повний хід вантажної каретки; M_1 - рушійний момент на барабані механізму зміни вильоту вантажу; M_{24} - гальмівний момент на барабані механізму підйому вантажу; R_1, R_4 - радіуси барабанів відповідно механізмів переміщення каретки та підйому вантажу; W - сила статичного опору переміщення каретки; n - кратність поліспасту; m_2, m_3 - маси відповідно каретки і вантажу; I_{n1}, I_{n4} - відповідно приведені до осей повороту барабанів моменти інерції привідного механізму переміщення каретки та підйому вантажу; $M_{1\max}, M_{4\max}$ - максимальні (критичні) моменти двигунів механізмів підйому та зміни вильоту; u_1, u_4 - передаточні числа редукторів; η_1, η_4 - ККД передачі двигун-барабан відповідних механізмів; skr_1, skr_4 - критичне ковзання двигунів; w_1, w_4 - номінальна кутова швидкість барабанів, g - прискорення вільного падіння; l_k - повна довжина каната механізму підйому вантажу.

Отримана система рівнянь розв'язується при наступних початкових умовах, які враховують пружність каната: $\phi = 0, \dot{\phi} = 0; \psi = 0; \dot{\psi} = 0; x_2 = 0; \dot{x}_2 = 0; x_3 = 0, \dot{x}_3 = 0$.

Проведемо розрахунки динаміки руху механізмів підйому та пересування вантажної каретки крана КБ-674А, з параметрами:

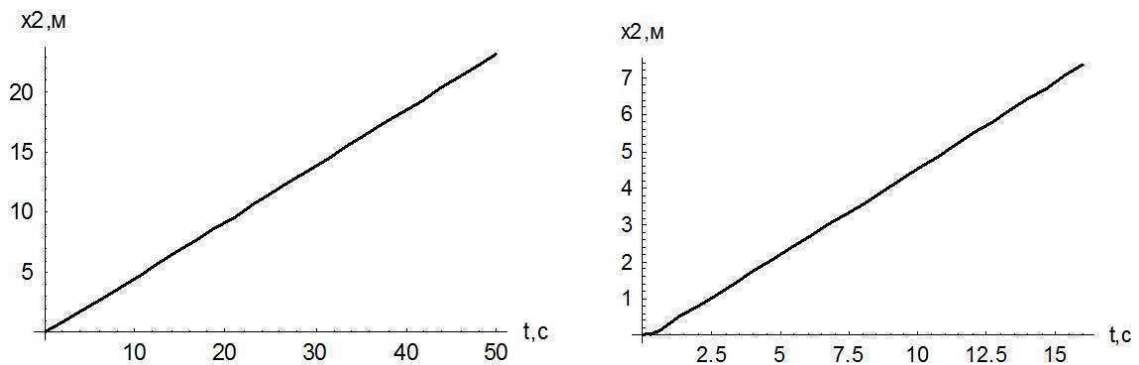


Рис. 2. Графік зміни переміщення візка.

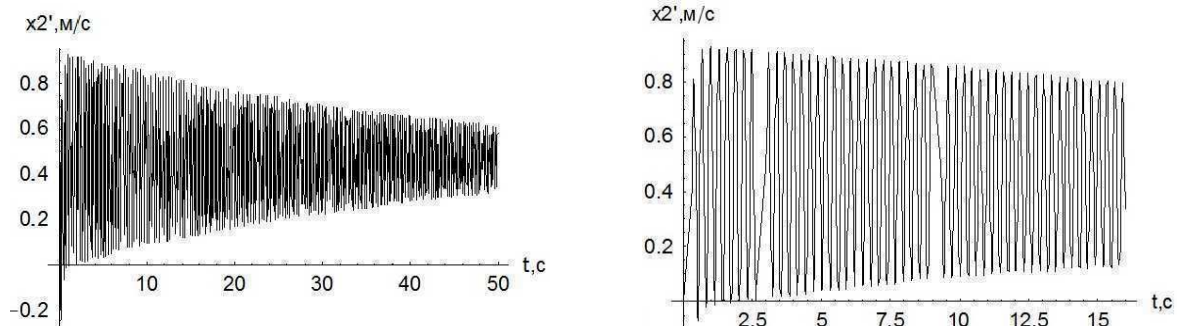


Рис. 3. Графік зміни швидкості візка.

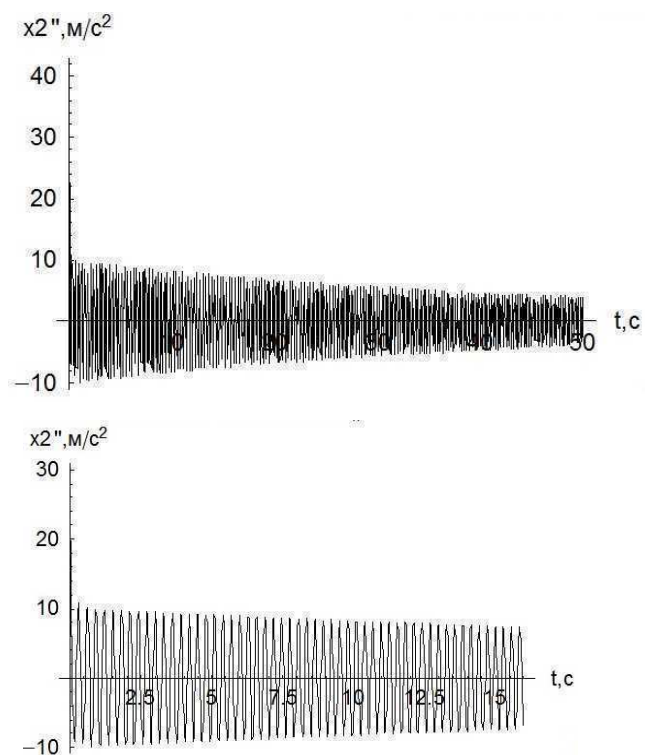


Рис. 4. Графік зміни прискорення візка.

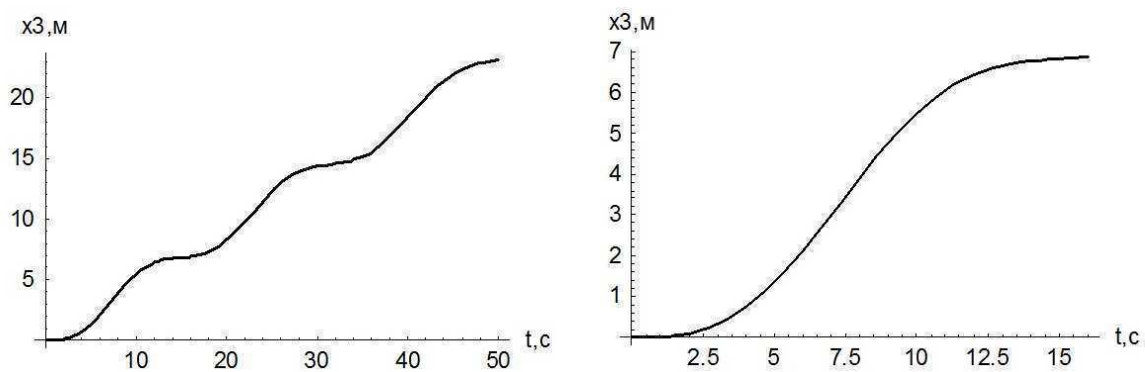


Рис. 5. Графік зміни переміщення вантажу.

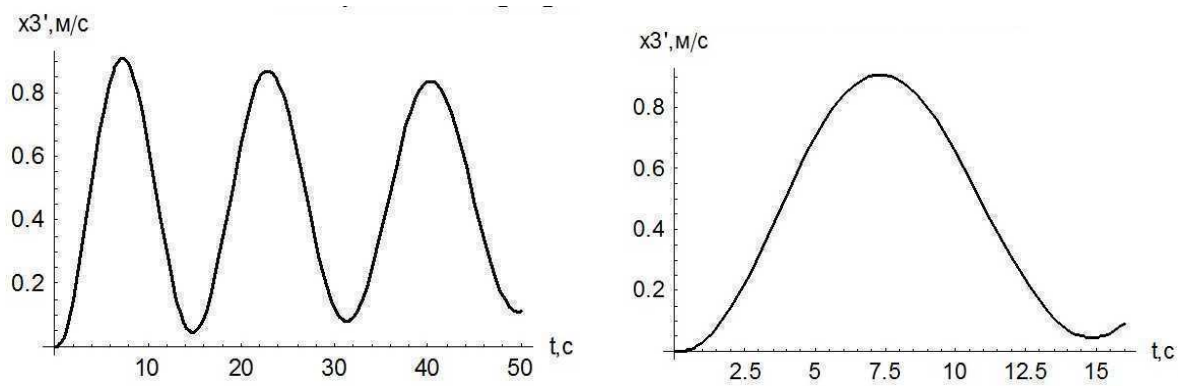


Рис. 6. Графік зміни швидкості вантажу.

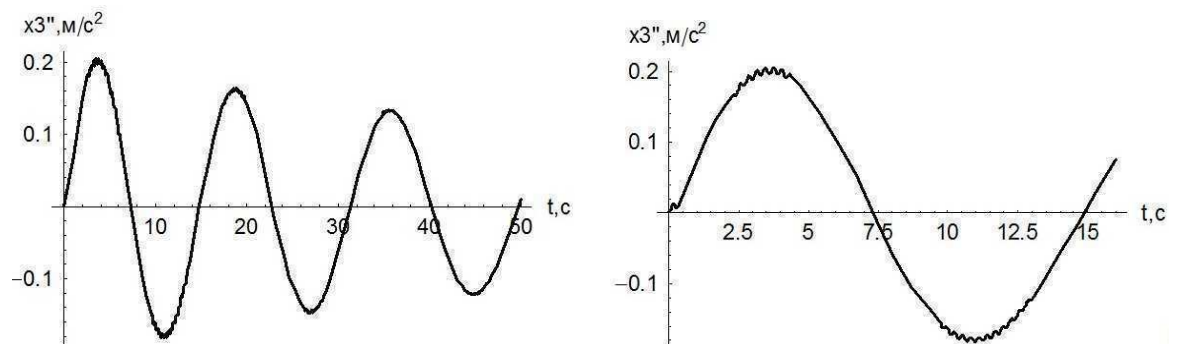


Рис. 7. Графік зміни прискорення вантажу.

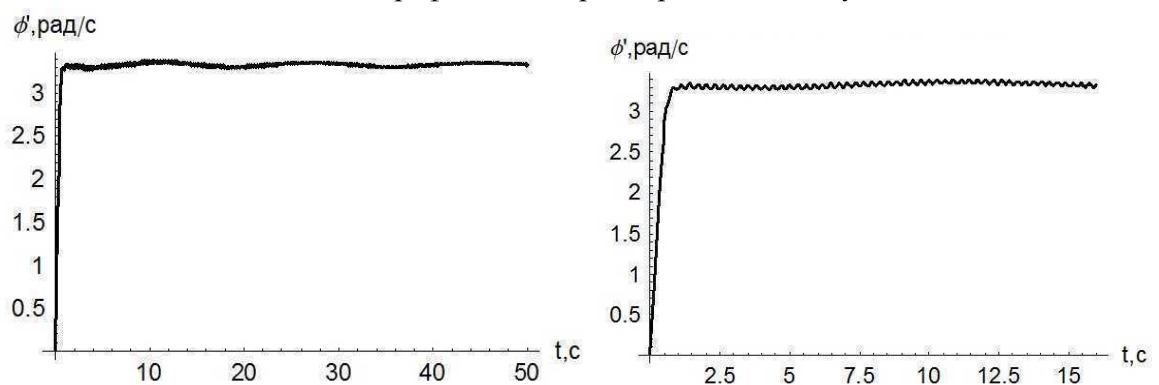


Рис. 8. Графік зміни кутової швидкості барабана вантажної каретки.

$$I_{n1} = 11654H \cdot m^2; \quad I_{n4} = 54101H \cdot m^2; \quad R_1 = 0,14m; \quad R_4 = 0,295m; \quad m_2 = 500 \text{ кг}; \quad m_3 = 10000 \text{ кг};$$

$$g = 9,81 \frac{M}{c^2}; \quad M_{1\max} = 2464H \cdot m; \quad M_{4\max} = 4729H \cdot m; \quad skr_1 = 0,54; \quad skr_4 = 0,6; \quad W = 7296H;$$

$$l_k = 143m; \quad l_1 = 20m; \quad s = 31m; \quad E = 1,7 \cdot 10^{11} \text{ Па}; \quad A = 77,5 \cdot 10^{-6} m^2; \quad w_1 = 3,24 \text{ рад/с}; \quad w_4 = 4,43 \text{ рад/с};$$

$$\eta_1 = 0,97; \quad \eta_4 = 0,95; \quad u_1 = 29,06; \quad u_4 = 12,64.$$

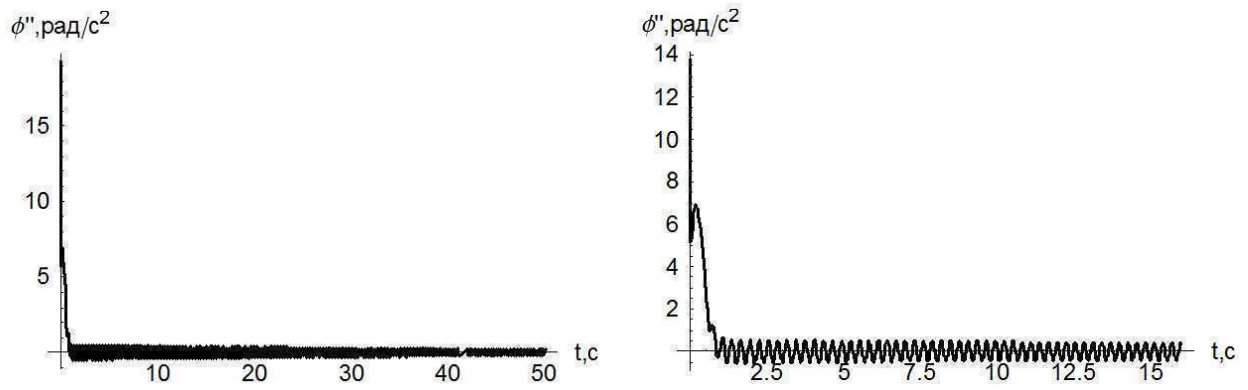


Рис. 9. Графік зміни прискорення барабана вантажної каретки.

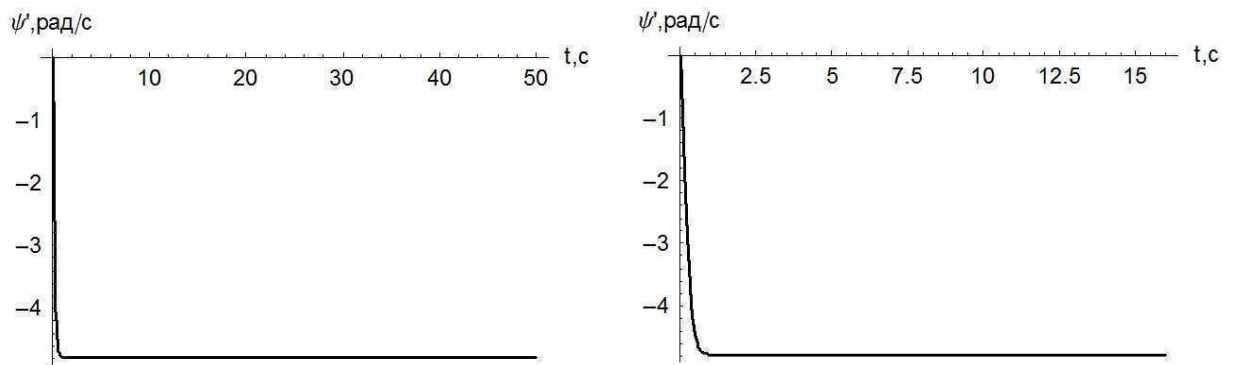


Рис. 10. Графік зміни кутової швидкості барабана механізму підйому вантажу.

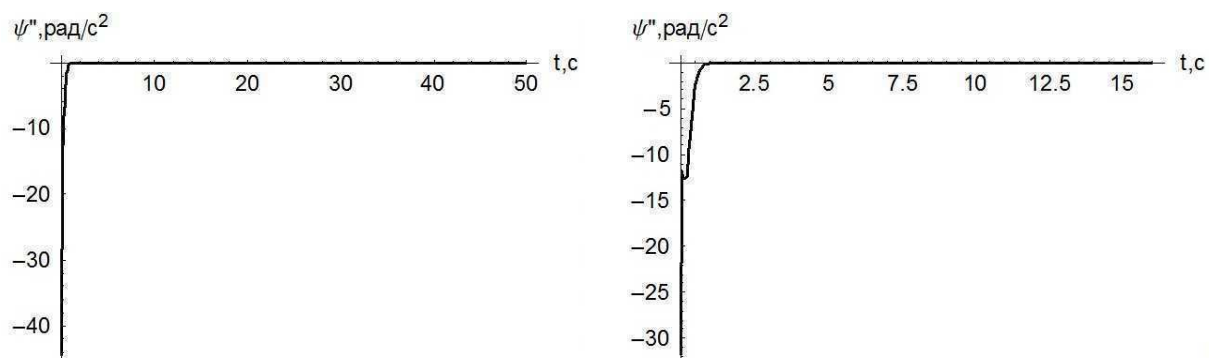


Рис. 11. Графік зміни прискорення барабана механізму підйому вантажу.

Підставивши параметри в рівняння (4) та систему рівнянь руху (3) і розв'язавши її чисельним методом допомогою комп'ютерної програми «Wolfram Mathematica», отримаємо графіки залежностей кінематичних характеристик (переміщень, швидкостей і прискорень) окремих елементів від часу, побудовані для проміжків 50с (а) і 5с (б).

Проаналізуємо отримані графіки:

Координата переміщення візка (рис. 2) змінюється майже рівномірно, з невеликими коливаннями на початку руху. Це пов'язано з так-названим ривком, що виникає під час пуску двигуна.

На графіку зміни координати швидкості візка (рис. 3) помітні значні її коливання, що мають синусоїдальний характер. Найбільша амплітуда коливань спостерігається на початку руху, і поступово зменшується, що пов'язано із врахуванням пружності канату, який на початку руху працює як пружина. До 30-ї секунди коливання, викликані пружністю каната значно згасають, але до 50-ї секунди лишається деяка амплітуда коливань, середнє значення швидкості складає приблизно 0,45 м/с, також присутні коливання викликані розхитуванням вантажу.

Координата прискорення візка (рис. 4) також має значну амплітуду коливань на початку руху, в процесі руху коливання прискорення візка поступово згасають та до 50-ї секунди амплітуда зміни прискорення все ж залишається, а середнє значення прискорення близьке до 0.

В процесі руху частота коливань як швидкості, так і прискорення візка збільшується, а амплітуда коливань зменшується. Ріст частоти коливань вантажу пов'язаний із зменшенням довжини канату механізму зміни вильоту та відповідним збільшенням його пружності. Згасання амплітуди коливань пов'язано з тим, що після пуску двигуна візок рухається практично рівномірно і велике значення амплітуди коливань, викликане пуском механізму, поступово згасає.

На графіках, що відповідають зміні координат вантажу (рис. 5-7) добре видно поведінку всіх складових руху вантажу. Повний цикл коливання вантажу відбувається приблизно за 15с. В цей час швидкість вантажу компенсується швидкістю руху візка та близька до нуля. На графіку переміщення вантажу (рис. 5) видно, що в деякий момент вантаж майже не рухається, так як рух візка і коливання вантажу накладаються одне на інше. Приблизно на 7,5 секунді швидкість вантажу максимальна, а прискорення рівне нулю, при проходженні цієї точки вантаж починає рухатись в зворотному напрямку. Амплітуда коливань швидкості вантажу протягом всього часу зменшується, як і амплітуда коливань прискорення вантажу, це відбувається внаслідок опускання вантажу та збільшення довжини під-

вісу вантажу. В процесі руху також помітно зменшується частота коливань швидкості та прискорення (рис. 6-7) вантажу, що також пов'язано із збільшенням довжини підвісу вантажу.

Графіки зміни кутової швидкості та прискорення (рис. 8-9) барабана механізму пересування каретки також мають деяку амплітуду коливань, яка практично не згасає, а частота коливань зростає, що викликано пружністю канату механізму зміни вильоту та зменшенням його довжини в процесі руху. Кутова швидкість (рис. 8) набуває номінального значення - $3,24 \text{ рад/с}$ і продовжує коливатись внаслідок пружності канату та коливань вантажу, а прискорення набуває значення, близького до 0, амплітуда коливань також залишається.

На роботу механізму підйому вантажу коливання вантажу не впливають, так як канат прийнято за абсолютно тверде тіло і кут відхилення вантажу від вертикалі є незначним. Трохи більше ніж за 1 с прискорення набуває нульового значення, а кутова швидкість набуває значення $-4,77 \text{ рад/с}$, яке більше за номінальне, в зв'язку з тим, що вантаж власною вагою допомагає долати опір, що виникає в приводному механізмі. Як швидкість, так і прискорення барабану механізму підйому мають від'ємні значення в зв'язку з тим, що механізм працює в режимі реверсу, тобто на опускання вантажу.

Висновок. Дослідження спареної роботи механізмів підйому(при опусканні вантажу) та зміни вильоту вантажу баштового крана дало змогу проаналізувати поведінку вантажу та елементів приводних механізмів зміни вильоту та підйому вантажу під час їх роботи та отримати конкретні відомості про вплив коливань вантажу на барабани приводних механізмів, а також оцінити вплив зміни довжини каната механізмів зміни вильоту та підйому вантажу на кінематичні характеристики руху всіх елементів розглянутих механізмів. Зменшення коливань вантажу дозволить зменшити навантаження на привідні механізми, надійність всього крана та спростити позиціонування вантажу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Комаров М.С. Динамика грузоподъёмных машин, - М.: Машгиз, 1962. – 267с.
2. Лобов Н.А. Динамика грузоподъёмных кранов. М.: Машиностроение, 1987. – 160с.
3. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Оптимізація режимів руху кранових механізмів, - ПП Лисенко М.М., 2011. – 307с.

4. В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, М.Г. Діктерук, С.І. Пастушенко Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин. – К.- Миколаїв: Видавництво РВВ МДАУ, 2004. – 286с.
5. Казак С.А. Динамика мостовых кранов М.: Машиностроение, 1968. – 332с.
6. Сергеев С.Т. Надёжность и долговечность подъёмных канатов. – К.: Техніка, 1968. – 238с.
7. Смехов А.А., Єрофеев Н.И. Оптимальное управление подъёмно-транспортных машин. 1975. - 239с.
8. Герасимьяк Р.П., Лешёв В.А. Анализ и синтез крановых электромеханических систем, СМІЛ, 2008. – 192с.
9. Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Ромасевич Ю.О., Про можливість оптимізації режиму пуску механізму пересування кранового візка за різними критеріями. Науково-технічний та виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка», 2007. – № 3 (23). – С. 15-23
10. Вешеневский С.Н. Характеристики двигателей в электроприводе. Изд. 6-е, исправленное. М, «Энергия», 1977. – 432с.

УДК 629.017

М. В. ДЯЧУК, канд. техн. наук, Д. И. ПЕТРЕНКО, науч. соиск.

*Государственное высшее учебное заведение
«Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры»*

МОДЕЛИРОВАНИЕ АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМЫ КОЛЕСА

Актуальность. Очевидно, что «интеллектуализация» систем и агрегатов автомобиля является прогрессивным направлением повышения эффективности транспортных машин [1, 2]. К примеру, электроника контролирует функционирование двигателя (EMS), трансмиссии (ASR, TCS, EDS), тормозной системы (EBS, ABS), курсовую устойчивость (ESP, ESC), поперечную устойчивость (ARS) автомобиля [3]. Несомненное преимущество активного управления – оптимизация режимов работы систем, узлов, агрегатов; предотвращение нерегламентированных режимов, что повышает работоспособность, надежность и ресурс транспортного средства. В то же время, эффективность работы таких автоматических систем определяется совершенством алгоритмов управления. Таким образом, синтез