

increased requirements for the electromechanical (pneumatic) elements of the regulatory system.

The presented method of simulation of the operation of two-phase opener provides justification invariant to the action-reaction of the soil on drive system with an established and desired copy modes, the surface roughness of the field. For the case of position control davlyatova disk coulter system pneumoperitoneum mechanism, the optimal parameters of the regulation system are: spring stiffness $c_u=360$ kg/cm, damping coefficient $d=120$ Ns/m, time constant, damping coefficient and the gain control module actuator according $T=0.1$ s, $\xi=0.1$, $K=4.9$.

Key words: *modeling, two-phase coulter system, model of operation, optimum mode*

УДК 534

ВИКОРИСТАННЯ ІНТЕГРАЛУ ДЮАМЕЛЯ У АНАЛІЗІ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН

**Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак, кандидати технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

М. І. Діхтерук

**Київський національний університет будівництва і
архітектури**

e-mail: sivakim@ukr.net

Анотація. Для визначення динамічних навантажень у пружному елементі (канаті) механізму підйому вантажу крана використана двомасова модель. Визначення коефіцієнта динамічності та пружної сили, яка виникає у канаті у процесі підйому вантажу («з підхватом» чи «з ваги»), здійснено за допомогою інтегралу Дюамеля. У якості необхідних режимів руху приводних механізмів підйому вантажу на ділянках перехідних процесів використані ті, що обґрунтовані в роботі як оптимальні. Обґрунтована динамічна модель навантажень пружних елементів вантажопідйомних машин при використанні різних способів підйому вантажу («з ваги», «з підхватом» з землі), на основі якої проведений конкретний аналіз залежності коефіцієнта динамічності від часу при використанні інтегралу Дюамеля.

© Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак, М. І. Діхтерук, 2017

Ключові слова: *інтеграл Дюамеля, аналіз, динаміка, навантаження канати, крани, пуск*

Постановка проблеми. Продуктивність і надійність вантажопідйомних машин, які інтенсивно використовуються у сучасному виробництві і, зокрема у АПК, а також точність виконання ними розвантажувальних-навантажувальних, транспортних і монтажних операцій суттєво залежить від динамічних навантажень у пружних елементах гнучких робочих органів, приводу і металоконструкцій. Величини цих навантажень залежать від ділянки руху вантажопідйомної машини чи її механізму. Найбільші динамічні навантаження виникають на ділянках перехідних процесів (пуск, гальмування, реверсування руху). У роботі [1] показано, що під час гальмування у процесі спуску вантажу коефіцієнт динамічності у пружних елементах кранових механізмів досягає величини 2,5 і більше.

Одним із шляхів зменшення цих навантажень є вибір необхідних режимів руху приводних механізмів на ділянках перехідних процесів, адже саме вказані режими суттєво впливають на динамічні навантаження у пружних елементах (канатах) вантажопідйомних машин, наприклад, у механізмах підйому вантажу.

У процесах пуску/гальмування таких механізмів неминуче виникають небажані коливання їх окремих пружних ланок (канатів). Змінна складова сил таких пружних коливань може бути настільки великою, що сумарні миттєві значення їх суттєво перевищують статичні і інерційні навантаження й можуть призвести до перевантажень й руйнувань окремих деталей вантажопідйомних машин. Більш того, у багатьох механізмах підйомно-транспортних машин динамічні навантаження відіграють вирішальну роль. Для змінних сил є однією з основних причин втомного руйнування деталей. Практично 90% руйнувань деталей вантажопідйомних машин мають характер втомлюваності, і втрачаються вони у результаті дії саме змінних динамічних навантажень. Тому вказана вище проблема є актуальною і, на думку авторів даного дослідження вимагає подальшого всебічного і поглибленого вивчення, особливо для різних способів підйому вантажу кранами («з ваги», «з підхватом», наприклад, з землі).

Аналіз останніх досліджень. Для визначення динамічних навантажень у пружному елементі, наприклад в канаті, у першому наближенні з достатньою ступінню точності може бути використана двомасова модель, запропонована у роботах [1–5]. Динамічні навантаження визначені у пружному елементі за допомогою

двомасової моделі, на (5...10)% відрізняються від дійсних динамічних навантажень. Мінімізації динамічних навантажень у пружних елементах вантажопідйомних машин за рахунок оптимізації режимів руху приводних механізмів на ділянках перехідних процесів присвячена робота [6]. Проте автор вказаної роботи розглядає лише один спосіб підйому вантажу – «з ваги». Крім того вплив вказаних режимів руху приводних механізмів на характер зміни і максимальні значення динамічних навантажень у канаті при підйомі вантажу під час пуску визначається на основі аналізу залежності від часу коефіцієнта зміни динамічних навантажень, який у [6] введений як відношення динамічної складової зусилля у пружному елементі до сили інерції вантажу при підйомі його з постійним прискоренням (без врахування пружності каната). Але згідно дослідженням авторів [2, 3] існує ще й статична складова зусиль, які виникають у канаті, зокрема, при підйомі його «з ваги» і, особливо, при підйомі «з підхватом» з землі, коли необхідно коректно визначити статичні зусилля, діючі у канаті, у період контакту вантажу з основою. Саме розв'язанню цих задач і присвячене дане дослідження.

Мета досліджень. У роботі обґрунтована динамічна модель навантажень пружних елементів вантажопідйомних машин при використанні різних способів підйому вантажу («з ваги», «з підхватом» з землі), на основі якої проведений конкретний аналіз залежності коефіцієнта динамічності від часу при використанні інтегралу Дюамеля [7].

Результати досліджень. Розглянемо динамічні навантаження у двомасовій системі з лінійною жорсткістю C й масами m_1 та m_2 , на які діють рушійні сили $P(t)$ й сили опору $Q(t)$. Саме до такої системи можна звести механізми підйому вантажу кранів [3], де жорсткість канатів поліспастві набагато менше жорсткості самого приводу. Під дією зовнішніх сил $P(t)$, $Q(t)$ у неусталений періоду пружній системі виникають коливні процеси. При цьому прийняті позначення робіт [2,3,6]: m_1 , m_2 – зведені до підйомного канату маси відповідно приводного механізму з барабаном і вантажу; C – жорсткість канату; $Q(t)$ – сила опору (ваги), яка для підйому «з ваги» дорівнює m_2g (g – прискорення вільного падіння), а для підйому «з підхватом» з землі описується наступним законом:

$$Q(t) = \begin{cases} m_2g \frac{t}{\tau_0}, & 0 \leq t \leq \tau_0; \\ m_2g, & t > \tau_0. \end{cases} \quad (1)$$

У (1) t – час, $\tau_0 = \frac{m_2g}{cv_y}$ – тривалість контакту вантажу з основою, v_y – швидкість установленою підйому вантажу після закінчення процесів (зокрема пуску). Саме такий закон (1) для підйому вантажу

«з підхватом» з землі зазначений у [3]. Стосовно рушійної сили приводу $P(t)$ використаємо залежності, наведені у [6]:

$$P(t) = Q(t) + (m_1 + m_2)a_i(t), \quad (2)$$

де: $a_i(t)$ – функція прискорення того або іншого режиму руху приводного механізму. Зокрема, у [6] використані такі закони $a_i(t)$:

$$\begin{cases} a_1(t) = \frac{v_y}{t_p}; a_2(t) = 2 \left(\frac{v_y}{t_p} \right) \left(1 - \frac{t}{t_p} \right); \\ a_3(t) = 12 \frac{v_y t}{t_p^2} \left(1 - \frac{t}{t_p} \right)^2; a_4(t) = 60 \left(\frac{v_y t^2}{t_p^3} \right) \left(1 - \frac{t}{t_p} \right)^3. \end{cases} \quad (3)$$

У (3) t_p – тривалість розгону вантажу.

Слід зазначити, що на відміну від роботи [3], у даному дослідженні рушійна сила приводу є функцією часу t .

Диференціальні рівняння руху мас m_1 , m_2 у перехідний період роботи механізму підйому вантажу (у процесі пуску) мають вид:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + C(x_1 - x_2) = P(t); \\ m_2 \ddot{x}_2 - C(x_1 - x_2) = -Q(t). \end{cases} \quad (4)$$

Система рівнянь (4) адекватно описує обидва способи підйому вантажу: «з ваги» й «з підхватом» з землі.

Якщо ввести позначення $x = (x_1 - x_2)$ – різницю переміщень відповідно першої та другої мас, тоді (4) можна звести до одного диференціального рівняння для x :

$$\ddot{x} + \lambda^2 x = \frac{\tilde{P}(t)}{m}, \quad (5)$$

$$\text{де: } \lambda^2 = \frac{c}{m}; m = \frac{m_1 m_2}{(m_1 + m_2)}; \tilde{P}(t) = \frac{m_2}{(m_1 + m_2)} P(t) + \frac{m_1}{(m_1 + m_2)} Q(t).$$

Загальний розв'язок (5) при використанні інтеграла Дюамеля [7] має вигляд:

$$x(t) = x_0 \cos \lambda t + \frac{1}{\lambda} \dot{x}_0 \sin \lambda t + \frac{1}{\lambda m} \int_0^t \tilde{P}(t) \sin[\lambda(t - \theta)] d\theta, \quad (6)$$

де: $x_0 = x(t)|_{t=0}$; $\dot{x}_0 = \dot{x}(t)|_{t=0}$. Зокрема, для підйому вантажу «з підхватом» з землі маємо:

$$\dot{x}_0 = 0; x_0 = 0. \quad (7)$$

Для підйому вантажу «з ваги» маємо:

$$\dot{x}_0 = 0; x_0 = \frac{\tilde{P}(0)}{c}. \quad (8)$$

Отже, остаточно для кожного зі способів підйому вантажу маємо наступний розв'язок (5) ($t \in [0; t_p]$):

а) Для підйому «з підхватом» з землі –

$$x(t) = \frac{1}{\lambda m} \int_0^t \tilde{P}(t) \sin[\lambda(t - \theta)] d\theta; \quad (9)$$

б) Для підйому «з ваги» –

$$x(t) = \frac{\tilde{P}(0)}{c} \cos \lambda t + \frac{1}{\lambda m} \int_0^t \tilde{P}(t) \sin[\lambda(t - \theta)] d\theta. \quad (10)$$

Коефіцієнт динамічності для підйому вантажу «з ваги» визначають наступним чином для $t \in [0; t_p]$:

$$k_{\text{дин}}^{(1)}(t) = \cos \lambda t + \frac{c}{m\lambda \tilde{P}(0)} \int_0^t \tilde{P}(\theta) \sin[\lambda(t - \theta)] d\theta = \cos \lambda t + \frac{\lambda}{\tilde{P}(0)} \int_0^t \tilde{P}(\theta) \sin[\lambda(t - \theta)] d\theta. \quad (11)$$

Коефіцієнт динамічності для підйому вантажу «з підхватом» з землі визначають наступним чином:

а) $t \in [0; \tau_0]$ –

$$k_{\text{дин}}^{(2)}(t) = \frac{\lambda}{\tilde{P}(0)} \int_0^t \tilde{P}(\theta) \sin[\lambda(t - \theta)] d\theta; \quad (12)$$

б) $t \in (\tau_0; t_p]$ –

$$k_{\text{дин}}^{(2)}(t) = \frac{\lambda}{\tilde{P}(\tau_0)} \int_{\tau_0}^t \tilde{P}(\theta) \sin[\lambda(t - \theta)] d\theta. \quad (13)$$

Зазначимо, що величина динамічного зусилля, яке виникає у канаті для $t \in [0; t_p]$, визначається зі співвідношення:

$$F_{\text{дин}}(t) = C(x_1 - x_2) = Cx(t), \quad (14)$$

де: $x(t)$ визначається законом (9) чи (10).

На рис. 1 - ... наведені залежності $x(t), \dot{x}(t), \ddot{x}(t), F_{\text{дин}}(t), k_{\text{дин}}(t)$ для кожного з режимів руху приводного механізму $a_i(t)$ та способів підйому вантажу («з ваги» чи «з підхватом» з землі) для $t \in [0; t_p]$.

Аналіз графіків, поданих на вказаних рисунках, показує, що для будь-яких способів підйому вантажу й усіх законів руху приводного механізму, котрі визначаються залежністю $a_i(t), i = (1,4)$, залежності $F_{\text{дин}}(t)$ й $k_{\text{дин}}(t)$ мають осмислюючий характер. Лише на етапі підйому вантажу «з підхватом» у період $t \in [0; \tau_0)$ вони мають монотонний зростаючий характер.

Висновки

1. При всіх режимах пуску приводного механізму підйому вантажу кранів, які визначаються законом $a_i(t), i = (1,4)$, для підйому вантажу способом «з ваги», $k_{\text{дин}}^{(1)}(t)$ не перевищує 2 й має осмислюючий характер, як і залежність $F_{\text{дин}}(t)$ за введеного у даній статті коректного значення $k_{\text{дин}}(t)$, що включає статичні й динамічні навантаження, виникаючі у канаті.

2. При всіх режимах пуску приводного механізму підйому вантажу кранів, які визначаються законом $a_i(t), i = (1,4)$, для підйому вантажу «з підхватом» на інтервалі часу $t \in [0; \tau_0]$ $k_{\text{дин}}^{(2)}(t)$ монотонно зростає до значення 1, а $F_{\text{дин}}(t)$ до значення, навколо которого відбувається у подальшому на інтервалі $(\tau_0; t_p]$ коливання: $k_{\text{дин}}^{(2)}(t)$ навколо одиничного значення (до max 2), а $F_{\text{дин}}(t)$ до вдвічі більшого значення, досягнутого у момент $F_{\text{дин}}(\tau_0)$. Знову ж таки цей результат можна отримати лише статичні й динамічні навантаження, виникаючі у канаті.

3. Отримані вище результати за допомогою використання інтеграла Дюамеля, можуть бути у подальшому використанні для уточнення і вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку механізмів підйому вантажу кранів різними способами («з ваги», «з підхватом») як на стадіях їх проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації, що дозволить у подальшому зменшити коливання динамічних навантажень у канаті, збільшить продуктивність крана, його надійність функціонування, точність позиціонування вантажу при виконанні монтажних операцій.

Список літератури

1. Волков Д. П. Динамические нагрузки в универсальных экскаваторах-кранах. Москва. Машгиз. 1958. 269 с.
2. Гоберман Л. А. Степанян К. В., Яркин А. А., Заленский В. С. Теория, конструкция и расчёт строительных и дорожных машин. Москва. Машиностроение. 1979. 407 с.
3. Иванченко Ф. К. Расчёты грузоподъёмных и транспортирующих машин. Киев. Выща школа 1978. 576 с.
4. Кожевников С. Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. Киев. Наукова думка. 1986. 288 с.
5. Ловейкин В. С. Расчёты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. Киев. УМК МО. 1990. 166 с.
6. Ловейкин В. С. Мінімізація динамічних навантажень у пружних елементах вантажопідйомних машин. Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. 1998. Вип. 52. С. 63–68.
7. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний. Москва. Высшая школа 1980. 408 с.

References

1. Volkov, D. P. (1958). Dynamic load in a universal excavator-cranes. Moscow. Mashgiz. 269.
2. Goberman, L. A., Stepanyan, K. V., Yarkin, A. A., Zalensky, V. S. (1979). Theory, design and calculation of building and road machines. Moscow. Engineering. 407.
3. Ivanchenko, F. K. (1978). Calculations of hoisting and conveying machines. Kiev. Visa shkolu. 576.
4. Kozhevnikov, S. N. (1986). The dynamics of unsteady processes in machines. Kiev. Scientific thought. 288.
5. Loveikin, V. S. (1990). Calculation of optimum modes of movement of construction machinery. Kiev. UMK MO. 1990. 166.
6. Loveikin, V. S. (1998). Minimization of dynamic loads in elastic elements of lifting machines. Mining, construction, road and reclamation machines. Vol. 52. 63–68.
7. Biderman, V. L. (1980). Theory of mechanical vibrations. Moscow. High school. 408.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ИНТЕГРАЛА ДЮАМЕЛЯ В АНАЛИЗЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Ю. В. Човнюк, И. М. Сивак, Н. И. Діхтерук

Аннотация. Для определения динамических нагрузок в упругом элементе (канате) механизма подъёма груза крана

использованная двухмассовая модель. Определение коэффициента динамичности и упругой силы, которая возникает в канате в процессе подъёма груза («с подхватом» или «с веса»), осуществлено с помощью интеграла Дюамеля. В качестве необходимых режимов движения приводных механизмов подъёма груза на участках переходных процессов использованы обоснованные в работе как оптимальные. Обоснована динамическая модель нагрузок упругих элементов грузоподъемных машин при использовании различных способов подъёма груза («по весу», «с подхватом» с земли), на основе которой проведен конкретный анализ зависимости коэффициента динамичности от времени при использовании интеграла Дюамеля.

Ключевые слова: интеграл Дюамеля, анализ, динамика, нагрузка канаты, краны, пуск

USE OF INTEGRAL OF DUHAMEL IN ANALYSIS DYNAMIC LOADS THE ELASTIC ELEMENTS OF LIFTING MACHINES

Yu. V. Chovnyuk, I. M. Sivak, N. I. Dihteruck

Abstract. To determine the dynamic loads in the elastic element (rope) of the lifting mechanism of the crane load, a two-mass model is used. Determination of the coefficient of dynamism and the elastic force that occurs in the rope during the lifting of the load ("with picking up" or "from weight") is carried out using the Duhamel integral. As the necessary modes of movement of the drive mechanisms of lifting the load on the sections of transient processes, the ones justified are used as optimal ones. The dynamic model of loadings of elastic elements of load-lifting machines is proved at use of various ways of lifting of cargo ("on weight", "with picking up" from the ground), on the basis of which the concrete analysis of dependence of factor of dynamism on time is carried out at use of Duhamel integral.

Key words: duhamel integral, analysis, dynamics, load ropes, cranes, start-up