

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РОБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАСИТЕЛЯ КОЛИВАНЬ НА ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ СТІЛОВОЇ СИСТЕМИ САМОХІДНИХ КРАНІВ

1. Актуальність роботи

Зменшення динамічних навантажень, виникаючих при перехідних процесах під час підймання вантажу, являється актуальною задачею. Одним із способів зменшення цих навантажень є включення в силовий ланцюг стрілової системи демпферів і гасителів коливань. В більшості випадків дослідники розглядають застосування гасителів коливань і демпферів в вантажопідйомних машинах з позиції поглинання енергії або корекції пружно-інерційних параметрів системи [1, 2]. При цьому не враховується вплив робочих характеристик гасителів коливань на тривалість перехідних процесів. Слід також зазначити, що некоректне розміщення цих пристроїв може не дати бажаного ефекту, а іноді призвести до збільшення амплітуди динамічних коливань.

2. Постановка задач

Таким чином, ця задача динаміки вантажопідйомних кранів потребує подальшого вирішення, а одним з найбільш актуальних напрямків досліджень є пошук закономірностей взаємодії гасителів коливань з елементами металоконструкції і механізму підйому.

3. Основний матеріал

Для оцінки впливу робочої характеристики (лінійної, прогресивної, регресивної) гасителя коливань включеного в систему підвіски вантажу на перехідний процес був змодельований рух стрілової системи на цих режимах.

Диференціальні рівняння руху записані згідно [3].

Другий етап руху

$$\begin{aligned}
 m_n \cdot \frac{d^2 y_n}{dt^2} + P_{K2} - P_{\Gamma n} - P_{dq} &= 0; \\
 m_c \cdot \frac{d^2 y_c}{dt^2} - (P_{K2} - P_{\Gamma n}) + k_{Dc} \cdot \frac{dy_c}{dt} + c_c \cdot y_c &= 0. \\
 P_{K2} = c_\epsilon (y_n - y_c) + k_{D\epsilon} \cdot (\dot{y}_n - \dot{y}_c) &= Q.
 \end{aligned} \tag{1}$$

Третій етап руху

$$\begin{aligned}
 m_n \cdot \frac{d^2 y_n}{dt^2} + P_{K3} - P_{\Gamma n} - P_{dq} &= 0, \\
 m_c \cdot \frac{d^2 y_c}{dt^2} - (P_{K3} - P_{\Gamma n}) + k_{Dc} \cdot \frac{dy_c}{dt} + c_c \cdot y_c &= 0, \\
 m_\epsilon \cdot \frac{d^2 y_\epsilon}{dt^2} - (P_{K3} - P_{\Gamma n}) + m_\epsilon \cdot g &= 0, \\
 P_{K3} = c_\epsilon (y_n - y_c - y_\epsilon) + k_{D\epsilon} \cdot (\dot{y}_n - \dot{y}_c - \dot{y}_\epsilon)
 \end{aligned} \tag{2}$$

Початкові умови для другого етапу руху мають вигляд:

$$Y_0 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0,16 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} y_n = Y_1; \\ \dot{y}_n = Y_2; \\ y_c = Y_3; \\ \dot{y}_c = Y_4. \end{matrix}$$

Початкові умови для третього етапу руху:

$$Y_0 = \begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} y_n = Y_1; \\ \dot{y}_n = Y_2; \\ y_c = Y_3; \\ \dot{y}_c = Y_4; \\ y_\epsilon = Y_5; \\ \dot{y}_\epsilon = Y_6. \end{matrix}$$

В диференціальні рівняння (1), (2) введено робочу характеристику гасителя у вигляді сили опору $P_{\Gamma n}$, яка відповідає лінійній, прогресивній і регресивній характеристиці:

$$P_{r1} = c_r (y_n - y_e) + \psi (\dot{y}_n - \dot{y}_e);$$

$$P_{r2} = c_r (y_n - y_e) + \psi (\dot{y}_n - \dot{y}_e)^2;$$

$$P_{r3} = c_r (y_n - y_e) + \psi (\dot{y}_n - \dot{y}_e)^{1/2}.$$

З метою визначення сили опору гасителя P_{rn} побудована розрахункова схема (рис. 1).

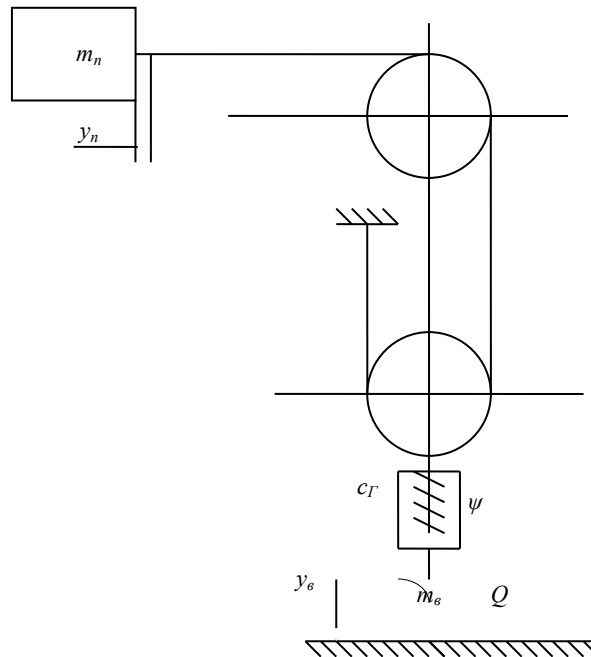


Рис. 1 – Розрахункова схема для визначення сили опору гасителя коливань.

Тут:

c_r – жорсткість пружного елемента гасителя коливань;

y_n, y_e – шляхи пройдені масами m_n, m_e від початку координат;

ψ – коефіцієнт гідравлічного тертя (опору);

Q – вага вантажу.

Введемо наступні позначення:

$$y_n = Y_1; \quad \dot{y}_n = Y_2;$$

$$y_c = Y_3; \quad \dot{y}_c = Y_4;$$

$$y_e = Y_5; \quad \dot{y}_e = Y_6.$$

Тоді замість системи диференціальних рівнянь другого порядку (1, 2)

отримана система рівнянь першого порядку:

- другий етап руху:

$$\begin{cases} \dot{y}_n = Y_2; \\ \ddot{y}_n = (P_{dq} + P_{\Gamma n} - P_{k2})/m_n; \\ \dot{y}_c = Y_4; \\ \ddot{y}_c = [(P_{k2} - P_{\Gamma n}) - P_c]/m_c. \end{cases} \quad (3)$$

- третій етап руху:

$$\begin{cases} \dot{y}_n = Y_2; \\ \ddot{y}_n = (P_{dq} + P_{\Gamma n} - P_{k3})/m_n; \\ \dot{y}_c = Y_4; \\ \ddot{y}_c = [(P_{k3} - P_{\Gamma n}) - P_c]/m_c; \\ \dot{y}_s = Y_6; \\ \ddot{y}_s = (P_{k3} - P_{\Gamma 3}) - m_s \cdot g/m_s. \end{cases} \quad (4)$$

4. Обговорення результатів рішення диференціальних рівнянь руху

Підставивши в рівняння (3), (4) початкові умови для другого і третього етапу руху [3] отримано залежності, які характеризують перехідний процес підйому вантажу (рис.2 – 4) з урахуванням робочої характеристики гасителя коливань.

З рисунку 2 видно, як змінюється амплітуда коливань зусиль в вантажних канатах, стрілі і приводі механізму підйому при різних робочих характеристиках (закон зміни опору) гасителя коливань. Так в порівнянні з графіком (рис. 2, а) коли гаситель коливань відсутній видно, що закон зміни опору гасителя суттєво впливає на амплітуду і час загасання коливань зусиль. Очевидно, що найбільш ефективно на ці показники впливає регресивний закон (рис. 2, г) в відмінності від лінійного (рис. 2, б) і прогресивного (рис. 2, в).

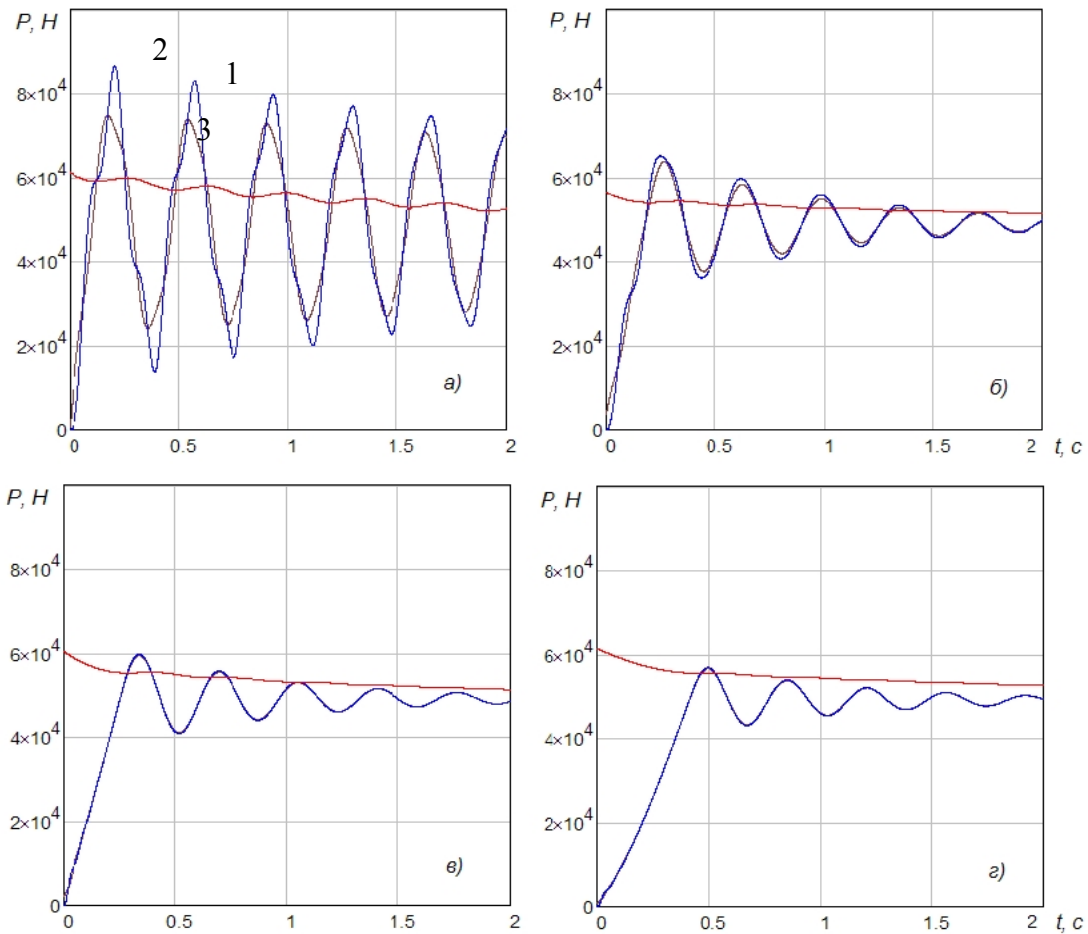


Рис. 2 – Графіки зміни зусиль в часі при різних робочих характеристиках гасителя коливань: *а* – без гасителя; *б* – лінійна характеристика; *в* – прогресивна характеристика; *г* – регресивна характеристика; 1 – зусилля в вантажних канатах (P_K); 2 – зусилля в стрілі (P_c); 3 – зусилля приводу (P_d).

Переміщення зведених мас, що моделюють рух стрілової системи приведені на рис. 3.

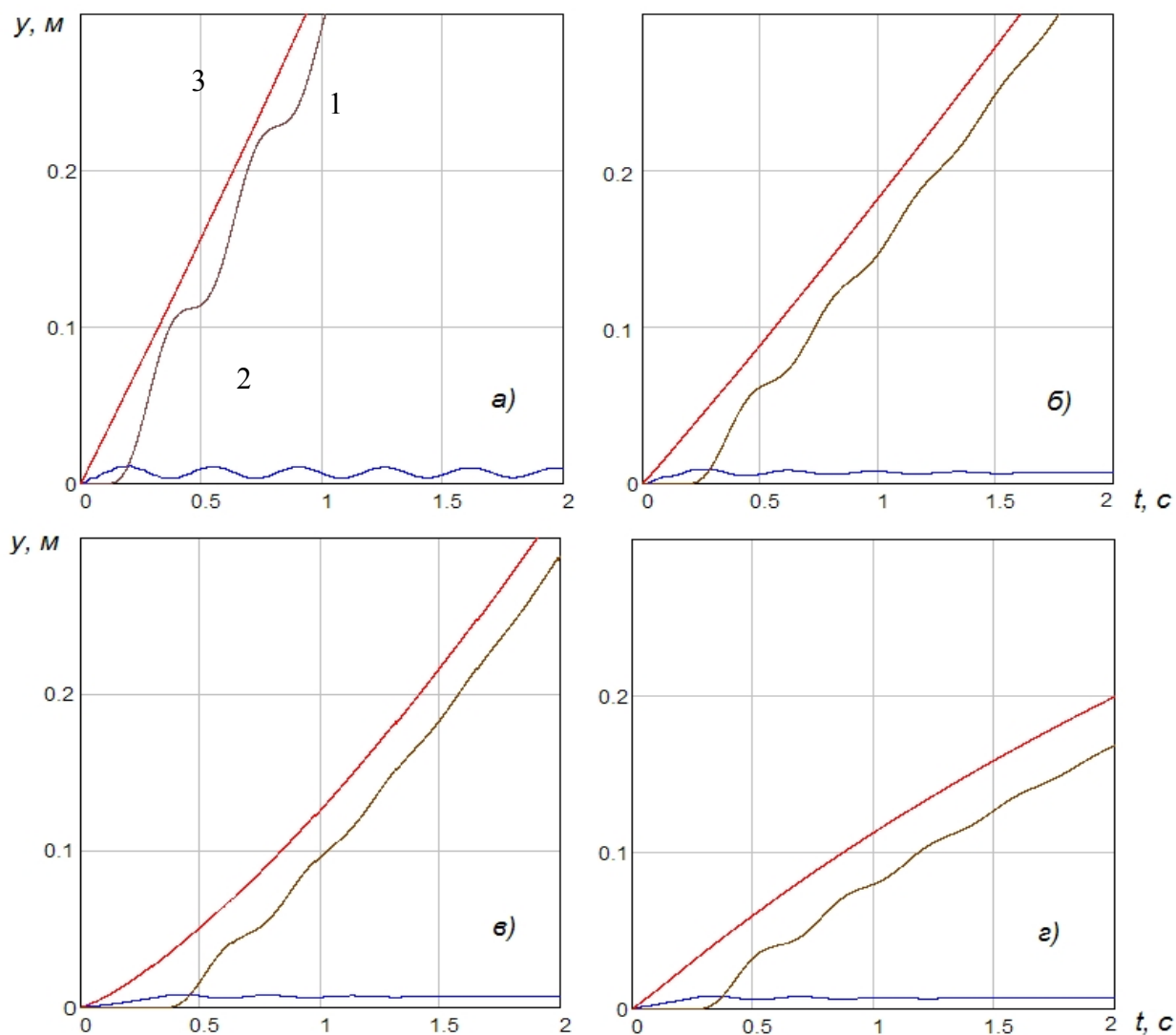


Рис. 3 – Графік переміщень при різних робочих характеристиках гасителя коливань: *а* – без гасителя коливань; *б* – лінійна характеристика; *в* – прогресивна характеристика; *г* – регресивна характеристика; 1 – переміщення вантажних канатів (y_n); 2 – переміщення стріли (y_c); 3 – переміщення приводу (y_n).

Аналіз графіків (рис. 3) свідчить, що при різних характеристиках гасителя коливань змінюється закономірність переміщень зведених мас і розмах коливань мас вантажу і стріли.

Графіки зміни швидкості зведених мас при різних характеристиках гасителя коливань показано на рис. 4.

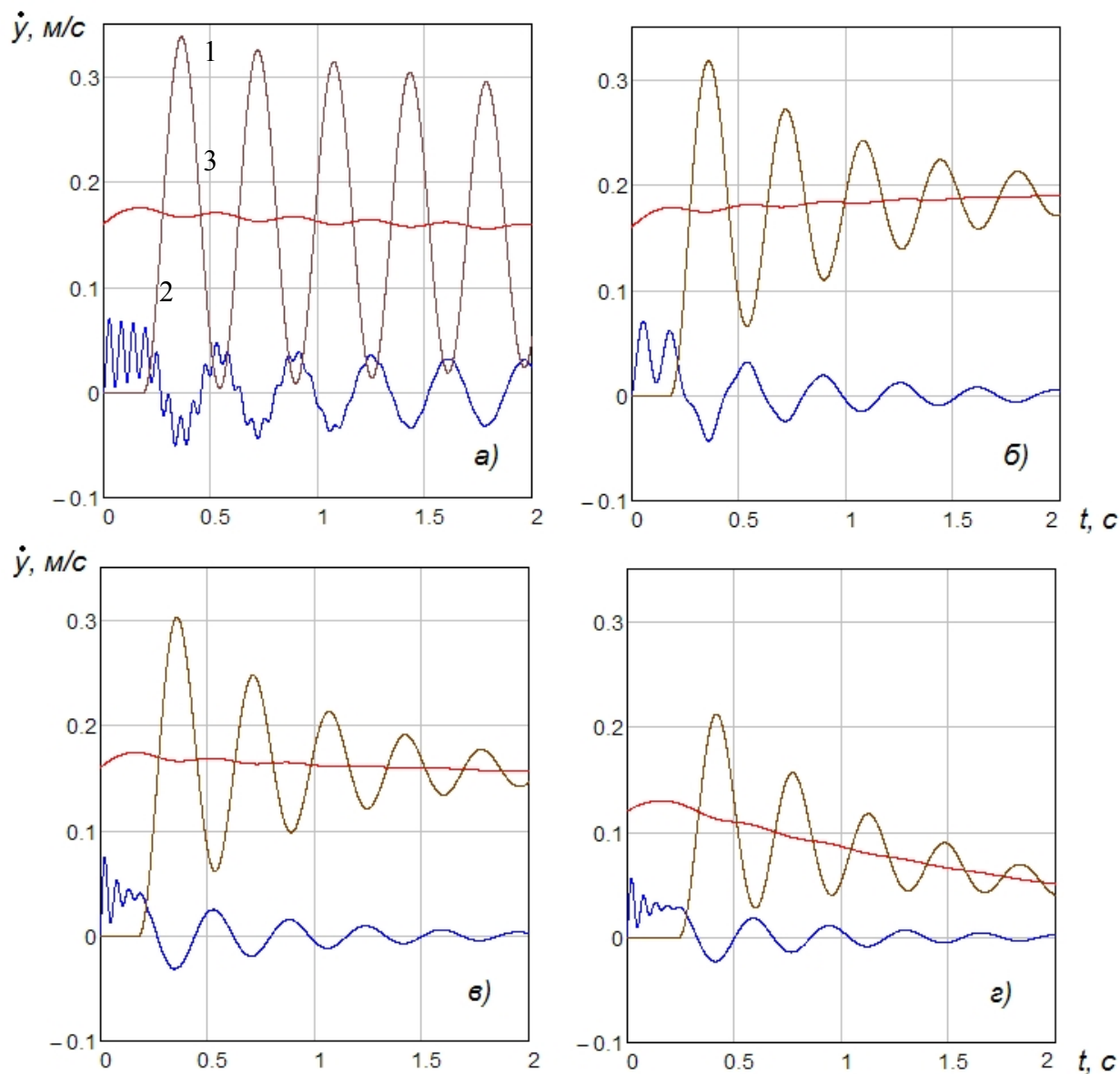


Рис. 4 – Графік швидкостей при різних робочих характеристиках гасителя коливань: *а* – без гасителя коливань; *б* – лінійна характеристика; *в* – прогресивна характеристика; *г* – регресивна характеристика; 1- швидкість зведеної маси вантажу (\dot{y}_a); 2 – швидкість зведеної маси стріли (\dot{y}_n); 3 – швидкість зведеної маси приводу (\dot{y}_r).

З рисунку 4 видно, що застосування різних робочих характеристик гасителя коливань приводить до зміни розмаху і часу загасання коливань швидкостей зведених мас стрілової системи.

Висновки

Отже з порівняльного аналізу графіків зусиль, переміщень і швидкостей елементів стрілової системи при підйомі вантажу «з підхватом» і застосуванні гідравлічного гасителя коливань з різними робочими характеристиками видно, що найбільш ефективним є включення в силовий ланцюг підвіски вантажу гасителя коливань з регресивною робочою характеристикою. Так графік зусиль показав (рис. 2), що коефіцієнт динамічності металокопструкції стріли при відсутності гасителя (рис. 2, а) становить 1,7, при застосуванні гасителя з лінійною характеристикою (рис 2, б) 1,35, гасителя з прогресивною характеристикою (рис 2, в) 1,22 і гасителя з регресивною характеристикою (рис. 2, г) 1,11. Суттєве зменшення амплітуди коливань зусиль спостерігається і в вантажних канатах.

Слід також зазначити, що застосування гасителя коливань з регресивною робочою характеристикою приводить до значного згасання коливань зусиль, переміщень і швидкостей елементів стрілової системи на другій секунді руху.

Список використаних джерел

1. Семенюк В. Ф. Математическая модель процесса гашения колебаний металлокопструкции козлового крана / В. Ф. Семенюк, А. П. Марцинкевич // Підвищення ефективності технології та техніки для виконання вантажно-розвантажувальних, будівельних і колійних робіт на залізничному транспорті / Харк. держ. акад. залізн. трансп. – Х., 1999. – № 36. – С. 3–11.
2. Дорохов Н. Ю. Динамическое гашение колебаний мостових кранов с применением волновых цепных передач : дис. ... канд. техн. наук / Н. Ю. Дорохов. – Краматорск, 2006. – 135 с.
3. Подоляк О. С. Математична модель процесу гасіння коливань металлокопструкції стрілових самохідних кранів / О. С. Подоляк, Л. А. Родіонов, А. О. Павлова // Вісн. Нац. техн. ун-ту «ХП». – Х., 2009. – Вип. 28. – С. 88–99.

Подоляк О.С., Мельниченко О.А. «Дослідження впливу робочих

характеристик гасителя коливань на динамічні навантаження елементів стрілової системи самохідних кранів».

В роботі досліджуються закономірності взаємодії гідравлічного гасителя коливань з елементами стрілової системи самохідного крану при підйманні вантажу з урахуванням його робочих характеристик.

Ключові слова: гаситель коливань; стріла; вантаж; канати; механізм підймання.

Подольак О.С., Мельниченко А.А. «Исследование влияния рабочих характеристик гасителя колебаний на динамические нагрузки элементов стреловой системы самоходных кранов».

В статье исследуются закономерности взаимодействия гидравлического гасителя колебаний с элементами стреловой системы самоходного крана при поднимании груза с учетом его рабочих характеристик.

Ключевые слова: гаситель колебаний; стрела; груз; канаты; механизм подъема.

Podolyak O.S., Melnichenko O.A. “Research influence of operating performances of vibration dampener on the dynamic loads of boom system elements of mobile cranes”.

In the article occurrence of influence of hydraulic vibration dampener with boom system elements of mobile crane by load hoisting with taking into account his operating performances.

Key words: vibration dampener, boom, load, ropes, hoisting mechanism.

Стаття надійшла до редакції 17 травня 2010 р.