

Література

1. Karachun, V.V. Mass-Exchange and Aeration in Bioreactors [Текст]: моногр. / V.V. Karachun, M.S. Trivailo, V.N. Mel'nick. – «Корнійчук», 2012. – 128 с.
2. Патент № 29484, Україна, МПК (2006), С12М3/00. Апарат для культивування клітин [Текст] / Тривайло М.С., Карачун В.В., Мельник В.М., Сабол С.Ф., Шибецький В.Ю.; заявл. 10.10.2007; опубл. 10.01.2008, Бюл. № 1. – 1 с.
3. Патент № 29485, Україна, МПК (2006), С12М3/00. Апарат для культивування клітин [Текст] / Тривайло М.С., Карачун В.В., Мельник В.М., Бородій Ю.П., Кривець О.О.; заявл. 10.10.2007; опубл. 10.01.2008, Бюл. № 1. – 1 с.
4. Патент № 29483, Україна, МПК (2006), С12М3/00. Апарат для культивування клітин [Текст] / Тривайло М.С., Карачун В.В., Мельник В.М., Холявік О.В., Пахолко С.А.; заявл. 10.10.2007; опубл. 10.01.2008; Бюл. № 1. – 1 с.
5. Мельник, В.М. Масообмін і аерація в біореакторах [Текст] / В.М. Мельник, М.С. Тривайло, В.В. Карачун. – К.: «Корнійчук», 2009. – 96 с.

**Abstract**

*The article discloses the nature of possible formation in the fluid-aggregate culture medium of the fermenter of concentration zones of energy of space and vibrational motion of mass in the form of the cylindrical caustic, generated by sound vibrations of a case under the influence of the external ultrasonic radiation, and the formation of the high-intensity heat-mass exchange of the working medium along with with the global elimination of passive areas and deadzones.*

*Under the assumption of a significant wave size of the fermenter, applying the methods of ray acoustics we have outlined the caustic surfaces. We have pointed out the possibility of the formation of less represented radial bands of active energy of the medium as a result of the spectra interference.*

*The results could be used in biotechnology to improve the performance of industrial production of biologically active media and vaccines.*

*We have outlined a real possibility of using the phenomenon of the wave coincidence to smooth the temperature gradient over the entire volume of the fermenter.*

**Key words:** caustic zone, spatial resonance

*В статті знайдені закономірності, які впливають на процес гасіння коливань під час підйому вантажу. Теоретично обґрунтовано місце встановлення демпфера в стріловій системі самохідних кранів*

**Ключові слова:** динамічні коливання, зусилля, демпфер, вантаж, стрілова система

*В статье найдены закономерности, которые влияют на процесс гашения колебаний при подъеме груза. Теоретически обосновано место установки демпфера в стреловой системе самоходных кранов*

**Ключевые слова:** динамические колебания, усилия, демпфер, груз, стреловая система

УДК 621.87

## ДОСЛІДЖЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО РОЗМІЩЕННЯ ДЕМПФЕРА В СТІЛОВІЙ СИСТЕМІ САМОХІДНОГО КРАНА

**О.С. Подоляк**

Кандидат технічних наук

Кафедра металорізального обладнання і транспортних систем

Українська інженерно-педагогічна академія

вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003

Контактний тел.: (057) 733-78-18

E-mail: podoliak09@rambler.ru

### 1. Вступ

Під час роботи стрілових самохідних кранів виникають повздовжні коливання в металоконструкції і канатах

стрілової системи, що приводить до зменшення втомлювальної міцності і погіршує умови нормальної експлуатації крана. Найбільших значень коефіцієнт динамічності набуває при підйомі вантажу з жорсткої основи.

**2. Аналіз літературних джерел і постановка проблеми**

Проблемі зменшення коливань металоконструкцій вантажопідіймних машин присвячено багато робіт. В роботі Н.А. Лобова [1] пропонується використовувати демпфер в системі підвіски вантажу, в роботі В.Ф. Семенюка [2] говориться про ефективність встановлення гідравлічного демпфера в металоконструкцію козлового крана. З огляду видно, що проблемі гасіння коливань стрілових самохідних кранів присвячено замало уваги а дослідження іноді носять суперечливий характер.

**3. Мета і задачі дослідження**

Знайти закономірності які впливають на процес гасіння коливань під час підйому вантажу. Теоретично обґрунтувати місце встановлення демпфера в стріловій системі самохідних кранів.

**4. Математична модель**

Для дослідження динамічних процесів була розроблена тримасова еквівалентна схема, яка дозволяє враховувати особливості конструкції підвіски вантажу і стріли, вплив дисипативних сил і коефіцієнта демпфування гасителя коливань, та зведену силу двигуна (рис. 1).

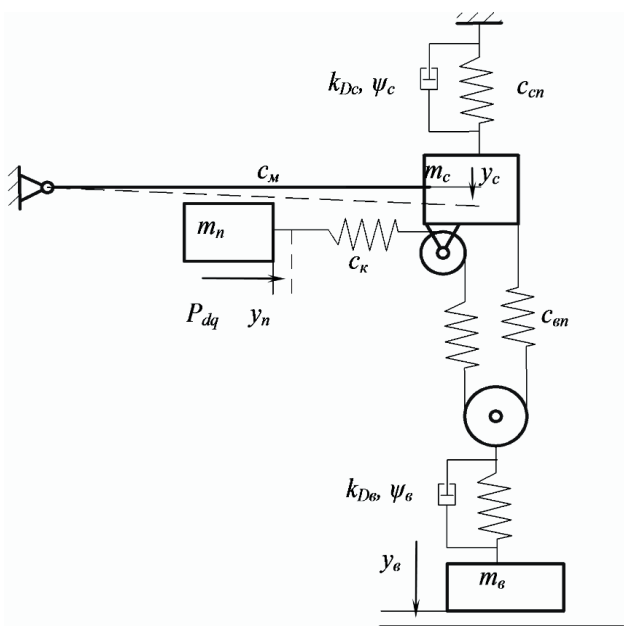


Рис. 1. Еквівалентна схема стрілової системи самохідного крана

Еквівалентна схема складається з таких елементів:  $m_n, m_c, m_b$  – зведені маси відповідно обертових частин приводу механізму піднімання, стріли, вантажу, кг;  $c_m$  – коефіцієнт жорсткості металоконструкції стріли крана, Н/м;  $c_{cn}$  – коефіцієнт жорсткості стрілової підвіски, Н/м;  $c_k$  – коефіцієнт жорсткості вантажного каната на ділянці від барабана до підвіски вантажу, Н/м;  $c_{bn}$  – коефіцієнт жорсткості вантажної підвіски, Н/м;  $k_{Dc}$  –

коефіцієнт дисипації стріли, Н·с/м;  $k_{Db}$  – коефіцієнт дисипації вантажних канатів, Н·с/м;  $\psi_c, \psi_b$  – коефіцієнти опору (демпфування) гасителів коливань у стріловій системі і системі підвіски вантажу;  $P_{dq}$  – зведена сила двигуна, Н;  $y_n, y_c, y_b$  – шляхи, пройдені відповідно масами  $m_n, m_c, m_b$  від початку координат.

При складанні математичної моделі розглянуто процес підймання вантажу «з підхватом», що включає три етапи: перший - етап холостого ходу, коли маса обертових частин приводу  $m_n$  під впливом зведеної до канатів сили двигуна  $P_{dq}$  вибирає сумарний зазор  $\Delta_k$  у канатах і приводі; другий етап - розвиток навантаження в канатах до зусилля в них, рівному вазі вантажу  $Q$ , причому маса  $m_b$  протягом другого етапу перебуває в стані спокою; третій етап - спільний рух всіх пружно зв'язаних мас системи.

На першому етапі вибирається зазор  $\Delta_k$  у канатах і приводі, а динамічні навантаження в металоконструкції і в канатах відсутні.

Другий етап руху описується рівняннями

$$m_n \cdot \frac{d^2 y_n}{dt^2} + P_{K2} - P_{dq} = 0;$$

$$m_c \cdot \frac{d^2 y_c}{dt^2} - P_{K2} + (k_{Dc} + \psi_c) \cdot \frac{dy_c}{dt} + c_c \cdot y_c = 0.$$

(1)

Закінчується другий етап руху при натягуванні вантажних канатів

$$P_{K2} = c_b (y_n - y_c) + (k_{Db} + \psi_b) \cdot (\dot{y}_n - \dot{y}_c) = Q.$$

Третій етап руху описується рівняннями:

$$m_n \cdot \frac{d^2 y_n}{dt^2} + P_{K3} - P_{dq} = 0,$$

$$m_c \cdot \frac{d^2 y_c}{dt^2} - P_{K3} + (k_{Dc} + \psi_c) \cdot \frac{dy_c}{dt} + c_c \cdot y_c = 0,$$

$$m_b \cdot \frac{d^2 y_b}{dt^2} - P_{K3} + m_b \cdot g = 0,$$

(2)

де  $P_{K3} = c_b (y_n - y_c - y_b) + (k_{Db} + \psi_b) \cdot (\dot{y}_n - \dot{y}_c - \dot{y}_b)$  – натягу канатах на третьому етапі руху.

Слід зазначити, що коефіцієнт жорсткості стріли  $c_c$  визначається як сумісна жорсткість металоконструкції стріли  $c_m$  і стрілової підвіски  $c_{cn}$ , а коефіцієнт жорсткості вантажного поліспасти  $c_b$  визначається як сума послідовно з'єднаних жорсткостей вантажного канату на ділянці від барабана до підвіски вантажу  $c_k$  і підвіски вантажу  $c_{bn}$ .

Рішення математичної моделі було здійснено методом запропонованим в роботі [3].

**5. Обґрунтування раціонального розміщення демпфера в стріловій системі**

Наступною задачею було обґрунтування місця встановлення гасителя коливань в стріловій системі крана. Визначивши коефіцієнти диференціальних рівнянь і підставивши їх в рівняння (1, 2), а також початкові умови для другого і третього етапу руху

[3] отримано залежності зміни зусиль в вантажних канатах і металоконструкції стріли в часі для трьох випадків: підймання вантажу без урахування гасителя коливань (рис. 2); підймання вантажу з урахуванням гасителя коливань в системі підвіски вантажу (рис. 3) і з урахуванням гасителя в системі підвіски стріли (рис. 4). При розрахунках величина коефіцієнту опору (демпфування) гідравлічних гасителів  $\psi$  змінювалась в межах 20-60. В результаті рішення системи диференціальних рівнянь на ПЕОМ методом Рунге-Кутти отримані залежності при підйманні вантажу вагою 5000 кг з жорсткої основи, початкова швидкість 0,16 м/с.

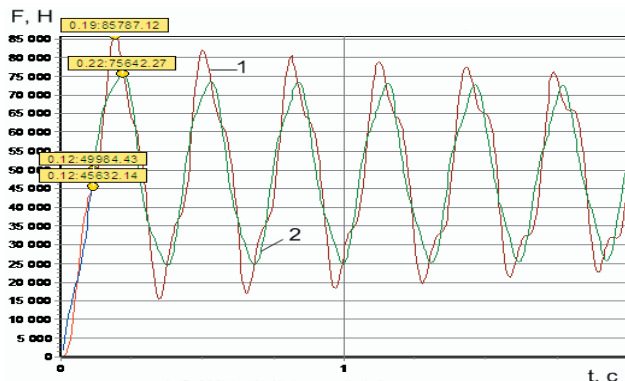


Рис. 2. Зміна зусилля F в часі t при підйманні вантажу вагою 5 т з жорсткої основи без гасителів коливань: 1 – зусилля в стрілі; 2 - зусилля в вантажній підвісці

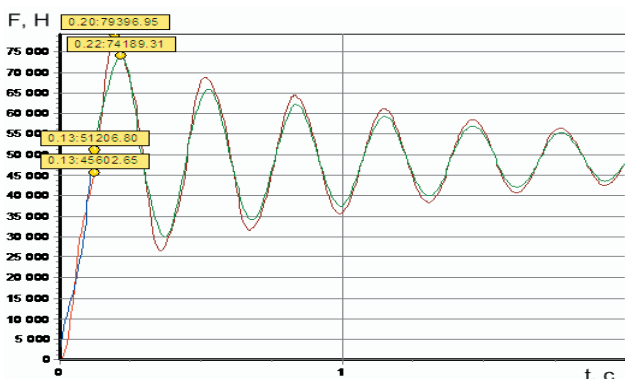


Рис. 3. Зміна зусилля F в часі t при встановленні гасителя коливань в підвісці вантажу

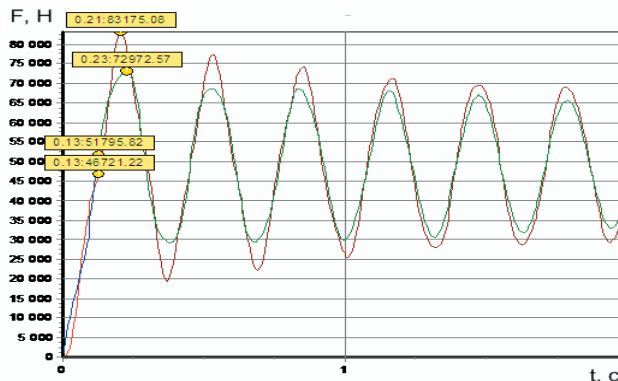


Рис. 4. Зміна зусилля F в часі t при встановленні гасителя коливань в підвісці стріли

## 6. Висновки

З отриманих залежностей видно, що при встановленні гасителя коливань в підвісці вантажу спостерігається підвищення якісних показників перехідного процесу, а саме: зменшення часу затухання коливань до 2 секунд; зусилля в стрілі і вантажних канатах з 85 кН до 79 кН; коефіцієнта динамічності з 1,7 до 1,58. Значного впливу гасителя коливань на тривалість часу розгону не спостерігається. Очевидно, що найбільш суттєво гаситель коливань, встановлений в підвіску вантажу, впливає на час затухання коливань. Також з рис. 4 видно, що встановлення гасителя в систему підвіски стріли не дає значного впливу на затухання коливань і тому є неефективним.

## Література

1. Лобов, Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. [Текст] / Н.А. Лобов - М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
2. Семенюк, В.Ф. Теоретическое определение места установки гасителей колебаний металлоконструкции козловых кранов [Текст] / В.Ф. Семенюк // Вестник НТУ «ХПИ». – 1999. - № 48. – С. 48 – 54.
3. Подоляк, О.С. Математична модель процесу гасіння коливань металоконструкції стрілових самохідних кранів [Текст] / О.С. Подоляк, Л.А. Родіонов, А.О. Павлова // Вісник НТУ «ХПІ» – 2009. – № 28.- С. 88-99.

### Abstract

*During the operation of boom cranes, the longitudinal dynamic fluctuations appear in metalware and in ropes of the boom system. This leads to the reduction of fatigue strength and impairs the conditions of the normal operation of the crane. One of the criteria for assessing the quality indices of the transients is a dynamism coefficient, which has the greatest values when lifting a load from a stiff foundation. To study the dynamic processes a mathematical model was developed. It permitted to take into account the peculiarities of the design of suspension of the load and boom, the reduced strength of the drive, the effect of dissipative forces and the coefficient of damping of oscillation absorbers. After the solution of the differential equations we have obtained the dependences of formations of forces in the elements of metalware. Due to these dependencies we have determined that installation of the damper in the suspension of the load increased significantly the qualitative indices of the transients. Also the dependences showed that the installation of the damper in the system of the boom suspension had had no significant effect on the damping of oscillations and had been ineffective*

**Keywords:** dynamic fluctuations, forces, damper, load, boom system