

УДК 621.863.2:534.11

**ЗМЕНШЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ  
У КАНАТІ БАРАБАННОГО ОДНОКІНЦЕВОГО ПІДЙОМНИКА**

©Осипова Т. М.

*Українська інженерно-педагогічна академія***Інформація про автора:**

**Осипова Тетяна Миколаївна:** ORCID: 0000-0002-1915-4734; tanya\_338@gmail.com; асистент кафедри металоріжучого обладання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Проведено аналіз літературних джерел по вивченню коливальних процесів у канатах підйомників. Раніше динамічні процеси в канатах підйомників розглядалися без застосування демпфуючих пристроїв, тобто коливання канатів загасали за рахунок його дисипативних властивостей.

Наведено еквівалентну крутильну схему однокінцевого підйомника для визначення динамічних навантажень у його канатопроводі з обліком дисипації каната й демпфуючого пристрою, що значно поглинає поздовжні коливання, зменшує амплітуду й час загасання коливальних процесів.

Отримано математичний опис динамічних процесів коливального характеру двохмасової системи з невагомим канатом у вигляді звичайного диференціального рівняння в моментах сил пружності з постійними коефіцієнтами. Результати рішення диференціального рівняння представлені у вигляді осцилограм. Визначено область раціональних параметрів дисипативних коефіцієнтів демпфуючого пристрою, при яких коефіцієнт динамічності каната значно зменшується й прагне до 1.

**Ключові слова:** підйомник; динамічні навантаження; демпфуючий пристрій; коефіцієнт дисипації; коефіцієнт динамічності.

**Осипова Т. Н.** «Уменьшение динамических нагрузок в канате барабанного одноконцевого подъемника».

Проведен анализ литературных источников по изучению колебательных процессов в канатах подъемников. Ранее динамические процессы в канатах подъемников рассматривались без применения демпфирующих устройств, то есть колебания канатов затухали за счет его диссипативных свойств.

Приведена эквивалентная крутильная схема одноконцевого подъемника для определения динамических нагрузок в его канатопроводе с учетом диссипации каната и демпфирующего устройства, которое значительно поглощает продольные колебания, уменьшает амплитуду и время затухания колебаний.

Получено математическое описание динамических процессов колебательного характера двухмассовой системы с невесомым канатом в виде обыкновенного дифференциального уравнения в моментах сил упругости с постоянными коэффициентами. Результаты решения дифференциального уравнения представлены в виде осциллограмм. Определена область рациональных параметров диссипативных коэффициентов демпфирующего устройства, при которых коэффициент динамичности каната значительно уменьшается и стремится к 1.

**Ключевые слова:** подъемник; динамические нагрузки; демпфирующее устройство; коэффициент диссипации; коэффициент динамичности.

**Osyrova T.** “Diminishing of dynamic loadings is in rope of drum oneend lift”.

The analysis of literature sources on the study of oscillatory processes in ropes of lifts is carried out. Previously, dynamic processes in ropes of hoists were considered without the use of damping devices, that is, the rope's oscillations were damped due to its dissipative properties.

An equivalent torsion scheme of a single-end hoist is provided to determine dynamic loads in its cableway, taking into account the dissipation of the rope and the damping device, which significantly absorbs longitudinal oscillations, reduces the amplitude and damping time of the oscillations.

A mathematical description of the dynamic processes of the vibrational nature of a two-mass system with a weightless rope is obtained in the form of an ordinary differential equation in moments of elastic forces with constant coefficients. The results of solving the differential equation are presented in the form of oscillograms. The region of rational parameters of the dissipative coefficients of the damping device is determined, under which the rope dynamic coefficient decreases significantly and tends to 1.

**Key words:** lift; dynamic loadings; damping device; dissipation coefficient; coefficient of dynamic quality.

### **1. Вступ**

У процесі експлуатації барабанних однокінцевих піднімальних установок у канаті виникають максимальні динамічні навантаження коливального характеру. Ці коливання викликають збільшення навантажень у канаті в порівнянні зі стаціонарними значеннями й, отже, зменшується запас міцності піднімального каната, а в клітьових підйомниках відбувається порушення вестибулярного апарата робітників. Тому актуальною є необхідність зменшити коливання піднімальної посудини на канаті. У роботі для зменшення динамічних навантажень у канаті однокінцевого підйомника пропонується застосувати демпфуючий пристрій, що встановлюється в причіпній ланці піднімальної посудини і дозволить поліпшити експлуатаційні характеристики підйомника в цілому.

### **2. Аналіз літературних даних**

У канатах підйомників різних галузей промисловості виникають коливальні перехідні процеси, дослідженням яких з метою їхнього зменшення займалися такі автори [1-8]. Раніше динамічні процеси в канатах підйомників розглядалися без застосування демпфуючих пристроїв, тобто коливання канатів загасали за рахунок його дисипативних властивостей [9, 10]. Необхідно розглянути динамічні процеси коливального характеру в канаті однокінцевої піднімальної установки з урахуванням маси каната, наведеної від вузла коливань, власної дисипації каната й коефіцієнтів дисипації демпфуючих пристроїв. Для зменшення коливань каната й піднімальної посудини в конструктивну схему підйомників необхідно додати демпфуючий пристрій, розташований між канатом і кліттю в підвісному пристрої [1], і визначити область його раціональних динамічних параметрів.

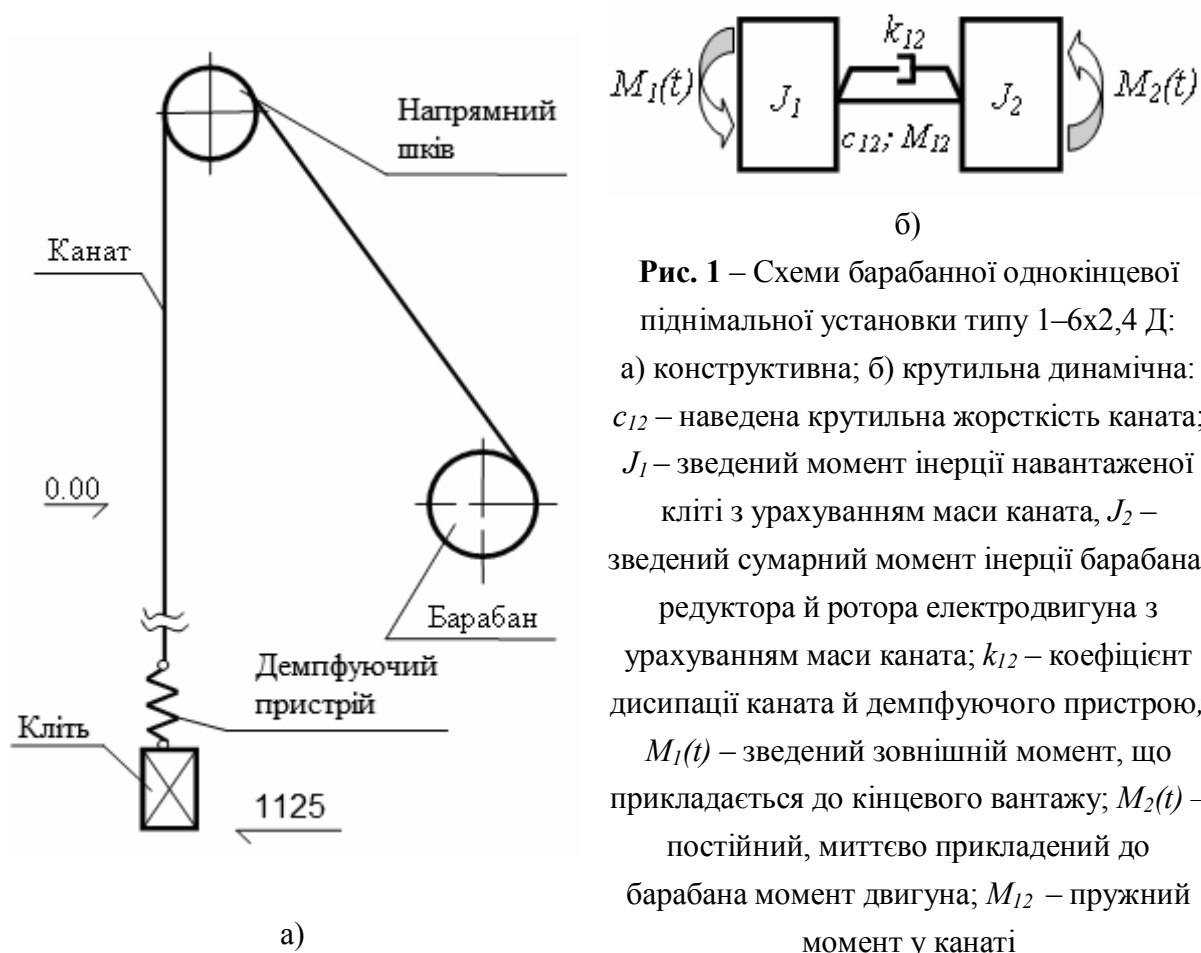
### **3. Мета й завдання дослідження**

Метою даної роботи є визначення динамічних навантажень у канатопроводі барабанного однокінцевого підйомника і їхнє зменшення за рахунок введення в причіпний пристрій кліті демпфуючого пристрою.

Для досягнення поставленої мети необхідно одержати еквівалентну динамічну крутильну систему підйомника з дискретними масами й пружною ланкою – канатом і демпфуючим пристроєм. При варіюванні коефіцієнтами дисипації демпфуючого пристрою визначити коефіцієнти динамічності каната підйомника й область раціональних параметрів дисипативних коефіцієнтів демпфера.

#### 4. Динамічні процеси в канаті однокінцевої піднімальної установки

До розгляду прийемо барабанний однокінцевий підйомник типу 1–6х2,4 Д, конструктивна (див. рис. 1 а) і динамічна схеми (див. рис. 1 б) якого представлені на рис. 1.



**Рис. 1** – Схеми барабанної однокінцевої піднімальної установки типу 1–6х2,4 Д: а) конструктивна; б) крутильна динамічна:  $c_{12}$  – наведена крутильна жорсткість каната;  $J_1$  – зведений момент інерції навантаженої кліті з урахуванням маси каната,  $J_2$  – зведений сумарний момент інерції барабана, редуктора й ротора електродвигуна з урахуванням маси каната;  $k_{12}$  – коефіцієнт дисипації каната й демпфуючого пристрою;  $M_1(t)$  – зведений зовнішній момент, що прикладається до кінцевого вантажу;  $M_2(t)$  – постійний, миттєво прикладений до барабана момент двигуна;  $M_{12}$  – пружний момент у канаті

При складанні еквівалентної динамічної схеми підйомника прийемо наступні спрощення: вали й канати вважаємо невагомими пружними ланками; довжину каната під час силового перехідного процесу вважаємо постійної; ротор двигуна, сполучні муфти, редуктор, органи навивки, напрямні шківів й піднімальні посудини вважаємо дискретними масами; моменти електродвигуна, гальма й сили ваги кінцевих вантажів вважаємо постійними миттєво прикладеними величинами [1]; один із двох двигунів є резервним і не з'єднаний з валопроводом; копрові шківів вважаємо невагомими; маси канатів приведемо до дискретних мас підйомника від вузла коливань на основі рівності кінетичних енергій по методу С. П. Тимошенко – С. М. Кожевнікова [11, 12].

**Динаміка та міцність машин**

Коливальні процеси в канаті піднімальної установки типу 1–6х2,4 Д (див. рис. 1 а) опишемо наступним звичайним неоднорідним диференціальним рівнянням у моментах сил пружності з постійними коефіцієнтами [1]:

$$\ddot{M}_{12} + k_{12} \left( \frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) \dot{M}_{12} + \left( \frac{c_{12}}{J_1} + \frac{c_{12}}{J_2} \right) M_{12} = \frac{c_{12}}{J_1} M_1(t) + \frac{c_{12}}{J_2} M_2(t). \quad (1)$$

Стационарний напружений стан двохмасової системи (див. рис. 1 а) дорівнює:

$$M_{12}^{стац} = M_1(t) \frac{J_2}{J_1 + J_2} + M_2(t) \frac{J_1}{J_1 + J_2}. \quad (2)$$

Коефіцієнти динамічності в канаті підйомника визначаються за формулою:

$$\mu_{12}^{max} = \frac{M_{ij}^{дин. max}}{M_{12}^{стац}}, \quad (3)$$

де  $M_{12}^{дин. max}$  – максимальний динамічний момент у пружному зв'язку (визначається по осцилограмі на підставі рішення диференціального рівняння (1)).

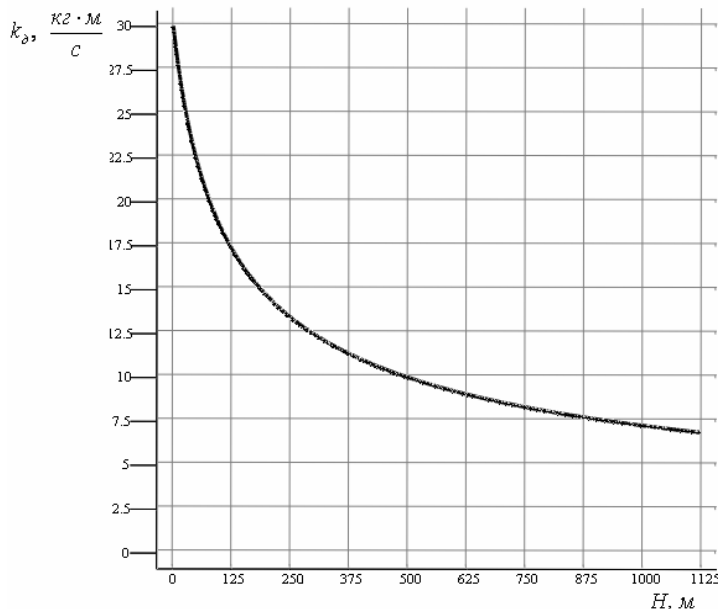
Коефіцієнт дисипації каната знайдений по відомому коефіцієнті жорсткості [13]:

$$\lambda_k = \frac{\delta \sqrt{c_k \cdot m_{сп}}}{\pi}, \quad (4)$$

де  $\delta = 0,23$  – логарифмічний декремент коливань, визначений по осцилограмам з [2];

$c_k$  – жорсткість каната;

$m_{сп}$  – маса кінцевого вантажу.



**Рис. 2** – Залежність коефіцієнтів дисипації каната однобарабанного підйомника типу 1–6х2,4 Д від висоти підйому

урахуванням дисипацій каната і демпфуючого пристрою (см. рис. 3 б и рис. 4 б) представлені на осцилограмах на рис. 3 и рис. 4.

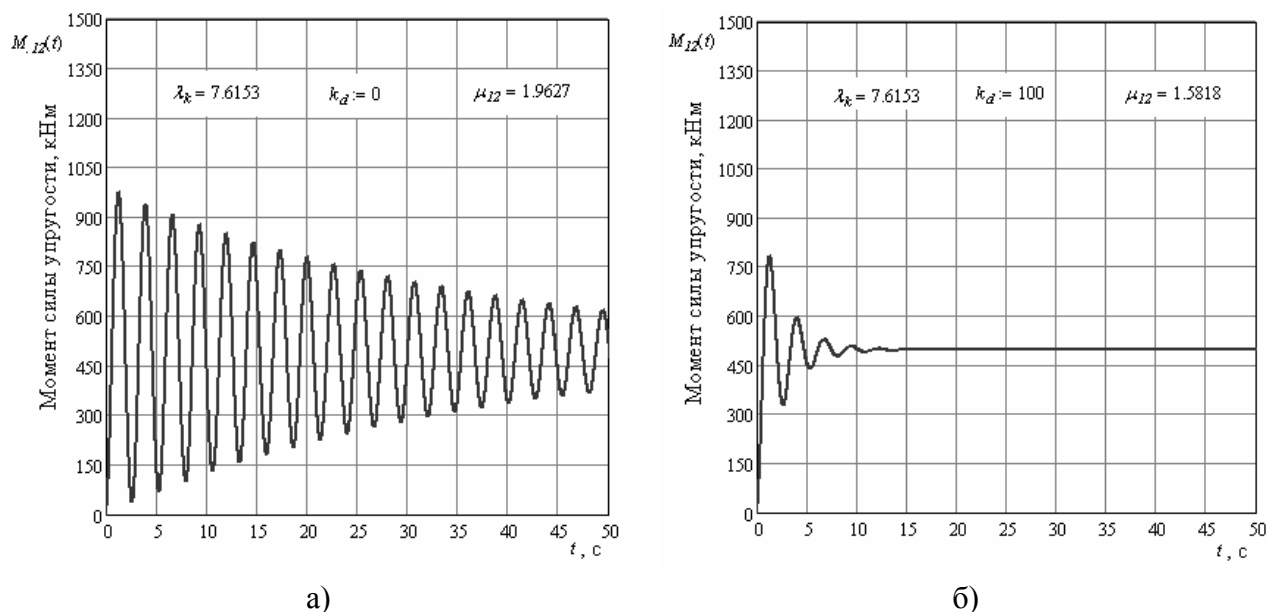
Значення коефіцієнтів дисипації каната для однокінцевої піднімальної установки змінюються залежно від довжини каната й кінцевого вантажу й наведені на рис. 2.

Коефіцієнт дисипації гілки каната  $k_{в.до}$  дорівнює:

$$k_{в.к} = \lambda_k + k_d, \quad (5)$$

де  $k_d$  – коефіцієнт дисипації демпфуючого пристрою.

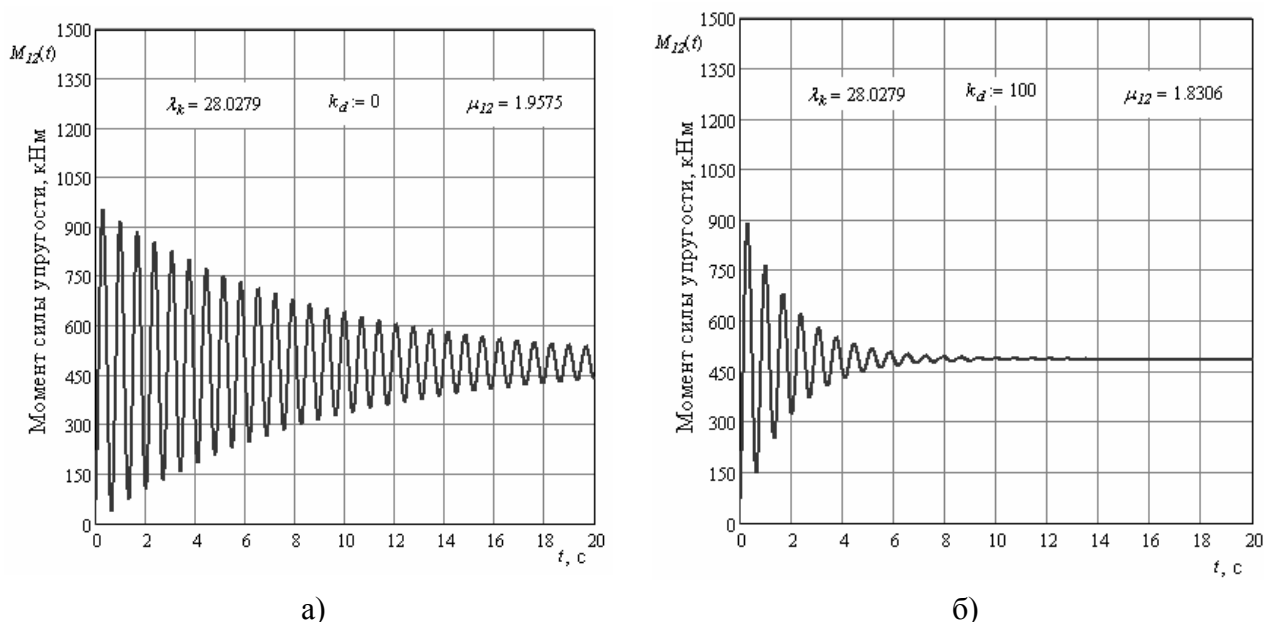
Коливання зусилля в гілці каната при приложенні постійних зовнішніх моментів  $M_1(t)$  і  $M_2(t)$  з урахуванням тільки дисипацій каната (див. рис. 3 а і рис. 4 а); з



**Рис. 3** – Коливання моменту сили пружності в гілці каната при підйомі вантажу з обрію 1025 м: а) з обліком тільки дисипації каната; б) з обліком дисипацій каната й демпфуючого пристрою

З рис. 3 видно, що при введенні демпфуючого пристрою коливання каната зменшуються:

- ✓ по максимальній амплітуді пружного моменту від 974,64 кН до 785,5 кН;
- ✓ за часом загасання від 100 с до 15 с;
- ✓ за коефіцієнтом динамічності від 1,963 до 1,582.



**Рис. 4** – Коливання моменту сили пружності в короткій гілці каната при опусканні кінцевого вантажу з нульового обрію: а) з обліком тільки дисипації каната; б) з обліком дисипацій каната й демпфуючого пристрою

Характеристика динамічних процесів на рис. 4 аналогічна рис. 3, що при введенні демпфуючого пристрою коливання каната зменшуються:

- ✓ по максимальній амплітуді пружного моменту від 951,778 кНм до 890,1 кНм;

**Динаміка та міцність машин**

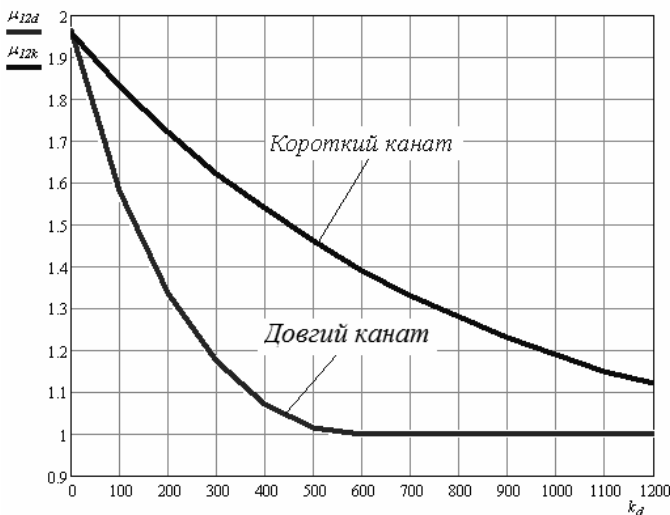
- ✓ за часом загасання від 30 с до 10 с;
- ✓ за коефіцієнтом динамічності від 1,957 до 1,83.

**5. Вибір області раціональних параметрів коефіцієнтів дисипації демпфуючого пристрою**

Визначимо раціональний коефіцієнт дисипації демпфуючого пристрою за коефіцієнтами динамічності канатів барабанної однокінцевої (див. табл. 1 і рис. 5) піднімальної установки.

**Таблиця 1** – Коефіцієнти динамічності канатів однокінцевої піднімальної установки типу 1–6х2,4 Д при варіюванні дисипацією демпфуючого пристрою

$k_{\delta}^{довг}$ , т/с	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
$\mu_{12}^{довг}$	1,58	1,336	1,175	1,07	1,015	1	1	1	1	1	1	1
$k_{\delta}^{кор}$ , т/с	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
$\mu_{12}^{кор}$	1,83	1,72	1,62	1,54	1,46	1,39	1,33	1,28	1,23	1,19	1,15	1,12



**Рис. 5** – Залежність коефіцієнтів динамічності канатів однокінцевої піднімальної установки від дисипації демпфуючого пристрою

межах 700 – 1200 т/с, що поглинає коливання в довгому канаті до коефіцієнта динамічності, рівного одиниці, а в короткому канаті – до 1,12.

**Висновки**

Для визначення динамічних навантажень у канатопроводі барабанного однокінцевого підйомника отримана еквівалентна динамічна схема розглянутої піднімальної установки. Коливальні процеси в канаті піднімальної установки описані звичайним диференціальним рівнянням у моментах сил пружності з постійними коефіцієнтами.

Отримано значення коефіцієнтів динамічності каната підйомника при варіюванні коефіцієнтами дисипації демпфуючого пристрою і побудований графік їхньої залежності.

Аналіз характеру зміни коефіцієнтів динамічності канатів при варіюванні значеннями коефіцієнтів дисипації демпфуючого пристрою від 100 т/с до 1200 т/с показує, що зі

Проаналізувавши рис. 5, можна затверджувати, що раціональний коефіцієнт дисипації демпфуючого пристрою  $k_{\delta}$  для довгого каната (при підйомі вантажу) перебуває в межах від 300 т/с до 600 т/с при цьому коефіцієнт динамічності  $\mu_{12}$  лежить у межах 1,175...1; а для короткого каната (при опусканні вантажу)  $k_{\delta}$  перебуває в межах від 700 т/с до 1200 т/с при цьому коефіцієнт динамічності короткого каната  $\mu_{12}$  дорівнює 1,33...1,12.

Таким чином, для однокінцевої піднімальної установки типу 1–6х2,4 Д необхідно застосувати демпфуючий пристрій з дисипацією, що перебуває в

збільшенням коефіцієнтів дисипації відбувається інтенсивне зменшення коефіцієнта динамічності довгого каната (при підйомі вантажу) практично до 1, а короткого каната (при опусканні вантажу) – до 1,33...1,12 у виді їхньої великої жорсткості.

#### Список використаних джерел:

1. Федорова З. М. Подъемники : учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов / З. М. Федорова, И. Ф. Лукин, А. П. Нестеров. – К. : Вища шк., 1976. – 294 с.
2. Голубенцев А. Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами / Александр Николаевич Голубенцев. – М. : Машгиз, 1959. – 146 с.
3. Boroška Ján. Dynamic forces and an actual load of a wire rope during its operation / Ján Boroška, Janka Šaderová, Juraj Ritók // *Acta Montanistica Slovaca*. – 1996. – № 4. – P. 296-300.
4. Dagang Wang. Effect of various kinematic parameters of mine hoist on fretting parameters of hoisting rope and a new fretting fatigue test apparatus of steel wires / Dagang Wang, Dekun Zhang, Zefeng Zhang, Shirong Ge // *Engineering Failure Analysis*. – 2012. – № 22. – P. 92-112.
5. Bjoern Ernst. Determination of the redistribution shock load in climbing double rope systems / Bjoern Ernst, Wolfram Vogelb // *Engineering Failure Analysis*. – 2009. – Vol. 16, Is. 3. – P. 751-764.
6. Boroška Ján. Trends in production and using of the steel ropes / Ján Boroška, Vierošlav Molnár // *Acta Montanistica Slovaca*. – 2006. – Vol. 1. – P. 33-41.
7. Tomczyk Jerzy. Identification of the suspended on the rope load physical model / Jerzy Tomczyk // *Transport problems*. – 2010. – Vol. 5, Is. 1. – P. 33-41.
8. Gaikwad A. V. Modeling And Analysis Of A Stair Case Lift For Material Handling System / A. V. Gaikwad, P. S. Ghawde, S. J. Kadam // *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*. – 2013. – Vol. 2, Is. 7. – P. 2645-2649.
9. Ловейкин В. С. Динамическая оптимизация подъемных машин : монография / В. С. Ловейкин, А. П. Нестеров ; Восточноукр. нац. ун-т им. В. Даля. – Луганск, 2002. – 368 с.
10. Hatzigeorgiou G. D. Maximum damping forces for structures with viscous dampers under near-source earthquakes / G. D. Hatzigeorgiou, N. G. Pnevmatikos // *Engineering Structures*. – 2014. – Vol. 68. – P. 1-13. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2014.02.036>.
11. Тимошенко С. П. Теория колебаний в инженерном деле / Степан Прокофьевич Тимошенко ; [пер. с англ. Н. А. Шошина]. – 2-е изд. – М. : Л. : ГНТИ, 1932. – 341 с.
12. Кожевников С. Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / Сергей Николаевич Кожевников. – К. : Наук. думка, 1986. – 285 с.
13. Стрелков А. М. Метод определения основных характеристик шахтных подъемных установок в режиме реального времени / А. М. Стрелков // *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал)*. – 2011. – № 4. – С. 314-318.

#### References

1. Fedorova, Z, Lukin, I & Nesterov, A 1976, *Podyemniki*, Vishcha shk., Kyiv.
2. Golubentsev, A 1959, *Dinamika perekhodnykh protsessov v mashinakh so mnogimi massami*, Mashgiz, Moskva.
3. Boroška, Ja, Šaderová, Ja & Ritók, Ju 1996, 'Dynamic forces and an actual load of a wire rope during its operation', *Acta Montanistica Slovaca*, no. 4, pp. 296-300.
4. Dagang, W, Zhang, D, Zhang, Z & Shirong, Ge 2012, 'Effect of various kinematic parameters of mine hoist on fretting parameters of hoisting rope and a new fretting fatigue test apparatus of steel wires', *Engineering Failure Analysis*, no. 22, pp. 92-112.
5. Bjoern, E & Vogelbm, W 2009, 'Determination of the redistribution shock load in climbing double rope systems', *Engineering Failure Analysis*, vol. 16, iss. 3, pp. 751-764. doi: 10.1016/j.engfailanal.2008.06.012.
6. Boroška, Já & Molnár, V 2006, 'Trends in production and using of the steel ropes', *Acta Montanistica Slovaca*, vol. 1, pp. 33-41.
7. Tomczyk, Je 2010, 'Identification of the suspended on the rope load physical model', *Transport problems*, vol. 5, iss. 1, pp. 33-41.
8. Gaikwad, A, Ghawde, P & Kadam, S 2013, 'Modeling And Analysis Of A Stair Case Lift For Material Handling System', *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, vol. 2, iss. 7, pp. 2645-2649.
9. Loveikin, V & Nesterov, A 2002, *Dinamicheskaya optimizatsiya podyemnykh mashin*, Vostochno-ukrainskiy natsionalnyy universitet im. V. Dalya, Lugansk.
10. Hatzigeorgiou, G & Pnevmatikos, N 2014, 'Maximum damping forces for structures with viscous dampers under near-source earthquakes', *Engineering Structures*, vol. 68, pp. 1-13. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2014.02.036>.
11. Timoshenko, S 1932, *Teoriya kolebaniy v inzhenernom dele*, 2<sup>nd</sup> edn, GNTI, Moskva, Leningrad.
12. Kozhevnikov, S 1986, *Dinamika nestatsionarnykh protsessov v mashinakh*, Nauk. dumka, Kyiv.
13. Strelkov, A 2011, 'Metod opredeleniya osnovnykh kharakteristik shakhtnykh podyemnykh ustanovok v rezhime realnogo vremeni', *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten (nauchno-tekhnicheskiy zhurnal)*, no. 4, pp. 314-318.

Стаття надійшла до редакції 25 жовтня 2017 р.