



ISSN 2311-0368 (Print)  
ISSN 2409-1049 (Online)

**Підйомно-  
транспортна  
техніка**

**Подъёмно-  
транспортная  
техника**

**Hebezeuge  
und  
Fördermittel**

**1(57)  
2018**

ISSN 2311-0368 (Print)  
ISSN 2409-1049 (Online)

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ТА ВИРОБНИЧИЙ ЖУРНАЛ

Підйомно-транспортна техніка

1(57)

Подъемно-транспортная техника

2018

Hebezeuge und Fördermittel

виходить чотири рази на рік

**ЗАСНОВАНИЙ У ВЕРЕСНІ 2001 РОКУ**

Засновник: Одеський національний політехнічний університет,  
Підйомно-транспортна академія наук України

---

*Редакційна колегія*

Бойко А.О. – доктор технічних наук, професор  
Григоров О.В. – доктор технічних наук, професор  
Дашенко О.Ф. – доктор технічних наук, професор  
Колісник М.П. – кандидат технічних наук, професор  
Крупко В.Г. – кандидат технічних наук, доцент  
Ловейкін В.С. – доктор технічних наук, професор  
Малащенко В.О. – доктор технічних наук, професор  
Мартовицький Л.М. – кандидат технічних наук, доцент  
Михайлов Є.П. – кандидат технічних наук, доцент  
Ракша С.В. – доктор технічних наук, професор  
Семенюк В.Ф. – доктор технічних наук, професор  
Ситник М.П. – доктор технічних наук  
Смирнов Г.Ф. – кандидат технічних наук, професор  
Суглобов В.В. – доктор технічних наук, професор

Головний редактор: **Семенюк В.Ф.**

Заступник головного редактора: **Смирнов Г.Ф.**

Відповідальний секретар редакції: **Вудвуд О.М.**

---

Журнал зареєстрований Міністерством юстиції України 13 вересня 2001 р.  
Реєстраційний номер КВ-5475 і входить у перелік наукових видань України, в яких публікуються результати дисертаційних робіт на присудження наукових ступенів доктора і кандидата технічних наук (постанова президії ВАК - липень 2010 року, поновлено наказом МОН України №996 від 11.07.2017).

Друкується за рішенням вченої ради Одеського національного політехнічного університету (протокол № 6 від 26.07.2018).

Адреса редакції: 65044, м. Одеса,

пр. Шевченка 1, ОНПУ

Тел.. (048) 705-85-50, 705-85-49.

E-mail: uni06450@gmail.com

Електронна версія журналу – <http://ptt-journals.net>

Здано у набір 26.07.2018.

Підписано до друку 30.07.2018.

Формат 17x26. Тираж 100.



**ЗМІСТ**

Коруняк П. С., Малащенко В. О., Ніщенко І. І. <b>ДИНАМІКА ПЕРЕМІЩЕННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ПЕРЕСУВНОГО ПРИБОРУ ПО ШОРСТКІЙ ПОВЕРХНІ.....</b>	4
Кириченко І. Г., Ковалевський С. Г., Безсонов М. М., Костенко Д. К. <b>ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ САМОХІДНОГО СКРЕПЕРА ПРИ РОБОТІ НА СХИЛІ ЗА ДОПОМОГОЮ КОМП'ЮТЕРНОЇ МОДЕЛІ.....</b>	12
Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г., Остапушенко О. П. <b>АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЯХ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ПРИ ПІДЙОМІ ВАНТАЖУ З ЗЕМЛІ.....</b>	19
Малащенко В. О., Стрілець О. Р., Стрілець В. М., Савлук А. П. <b>ОБГРУНТУВАННЯ БУДОВИ ТА ПРИНЦИПУ РОБОТИ ВАНТАЖНОГО ГАЛЬМА У ВИГЛЯДІ ЗАМКНУТОЇ ГІДРОСИСТЕМИ.....</b>	33
Пимонов І. Г., Пимонова Е. В. <b>ДИАГНОСТИКА АКСИАЛЬНОПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ МЕТОДОМ ИЗМЕРЕНИЯ В ОДНОЙ ТОЧКЕ.....</b>	40
Кіндрацький Б. І., Літвін Р. Г. <b>КОЛИВАЛЬНІ ПРОЦЕСИ У ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ З ДВОМАСНИМ МАХОВИКОМ ПІД ЧАС РОБОТИ ДВИГУНА НА ХОЛОСТОМУ ХОДІ.....</b>	45
Проценко В. О. <b>ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КАНАТНО-РОЛИКОВОЇ МУФТИ.....</b>	55
Ромасевич Ю. О. <b>АНАЛІЗ ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМІВ РУХУ СТРИЧКОВИХ КОНВЕЄРІВ.....</b>	66
Вудвуд А. Н. <b>СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ МОСТОВОГО КРАНА.....</b>	76
Чаюн І. М. <b>ДЕФОРМИРОВАННО-НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПОДЪЕМНОЙ ЛЕНТЫ.....</b>	82
Семенюк В. Ф., Лингур В. Н. <b>ОЦЕНКА И МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ УСТРОЙСТВ БЕЗОПАСНОСТИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН.....</b>	90

УДК 621-752

Коруняк П. С., к.т.н., Малащенко В. О., д.т.н., Ніщенко І. І., к.ф-м.н.  
Національний університет „Львівська політехніка”

## ДИНАМІКА ПЕРЕМІЩЕННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ПЕРЕСУВНОГО ПРИБОРУ ПО ШОРСТКІЙ ПОВЕРХНІ

**Постановка проблеми.** Підвищення ефективності роботи обладнання автоматизованого виробництва з точки зору їх конструкції та енергозатрат завжди залишається актуальним завданням для конструкторських колективів. Важливим фактом в цьому набуває впровадження у виробничі процеси специфічних вібраційних механізмів. Так, застосування вібраційних транспортних модулів, вібраційних транспортно-маніпулювальних модулів як допоміжного обладнання значно розширює функціональні можливості схем і конструкцій існуючого обладнання, що створене на традиційних засадах [1]. Цікавим та особливим у вирішенні подібних завдань є використання вібраційних пересувних пристроїв. За допомогою цих пристроїв можна переміщати вироби у будь якому напрямку та траєкторіями у межах робочої зони, також монтувати на них невеличкі маніпулятори [2 – 6].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Впровадження вібраційних транспортних модулів і вібраційних транспортно-маніпулювальних модулів, у яких число ступенів вільності може сягати до трьох (за потреби, деякі конструкції можуть мати чотири), у гнучку виробничу систему уможливує здійснення маніпуляцій з деталями (заготовками, виробами, пристроями) на площині. Змінюючи параметри вібрації несучої поверхні, можна реалізувати як прямолінійні рухи у взаємно перпендикулярних напрямках і під кутом до них, так і рух за криволінійною траєкторією, зокрема, по колу у прямому і зворотному напрямках [1].

Вібраційне пересування є одним із проявів ефекту вібраційного переміщення тіла внаслідок одержання направлених рухів за рахунок направленої дії збурювального зусилля. Взаємодія цього пристрою з даним середовищем або силовим полем визначає швидкість руху транспортованого матеріалу. Енергія, яка необхідна для пересування, може надходити як з внутрішнього джерела пристрою так і ззовні.

В роботах [2, 3] представлений самохідний вібраційний пересувний пристрій, у якому завдяки дебалансного віброзбудника направленої дії генерується гармонійна збурювальна сила  $F_0 \sin \omega t$ , під заданим кутом  $\alpha$  до поверхні, що створює ефект пересування об'єкта (вправо або вліво). Такий рух описуються диференціальними

рівняннями

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= mA\omega^2 \sin(\omega t + \varepsilon) - F(\dot{x}); \\ m\ddot{y} &= mB\omega^2 \sin \omega t - mg \cos \alpha + N, \end{aligned} \quad (1)$$

де  $F(\dot{x})$  і  $N$  – сила сухого тертя і нормальна реакція;

$A$  і  $B$  – амплітуди коливань у взаємно перпендикулярних напрямках;

$\omega$  – кругова частота;

$\varepsilon$  – зсув фаз.

Іншим прикладом вібраційного пересування є пристрій, схему якого наведено в [2, 3, 4]. Там механічна система складається з двох тіл, перше з яких (масою  $m_1$ ) може переміщатися у горизонтальній площині, а друге (масою  $m_2$ ) кріпиться до тіла 1 за допомогою пружних елементів і переміщається відносно нього вздовж напрямних, що похилені до горизонту під кутом  $\alpha$ . Такий рух механічної системи з внутрішнім ступенем вільності під дією зовнішніх сил, сил пружності і збурювальної електромагнітної сили описується:

$$\begin{aligned} M \frac{d^2 x}{dt^2} + m_2 \frac{d^2 s}{dt^2} \cos \alpha &= T_1; \\ m_2 \frac{d^2 s}{dt^2} \sin \alpha &= N - Mg. \end{aligned} \quad (2)$$

де  $N$  - нормальна реакція;

$T_1$  – сила тертя;

$M = m_1 + m_2$  – загальна маса механічної системи;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – пришвидшення вільного падіння.

Ще одним диференціальним рівнянням, що описує відносний рух маси  $m_2$  під дію збурювальної сили є

$$m_2 \frac{d^2 s}{dt^2} = -cs + F(t), \quad (3)$$

де  $c$  - жорсткість пружини.

Перетворюючи систему рівнянь (2), одержуємо

$$M \frac{d^2 s}{dt^2} + m_2 \frac{d^2 s}{dt^2} (\cos \alpha + f \sin \alpha) = -fMg, \quad (4)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання.

**Мета роботи.** На підставі аналізу відомих схем пристроїв запропонувати конструкцію прогресивного вібраційного пересувного пристрою з внутрішнім ступенем вільності та дослідити його рух по шорсткій поверхні у довільному напрямку.

**Виклад основного матеріалу.** На рис. 1 показані дослідні взірці вібраційних пересувних пристроїв. Вони відрізняється від [4] тим, що вібропривід знаходиться на горизонтальній осі і може переміщатися

вздовж неї (рис. 1. б, привід непоказаний). У центральному положенні пристрою, відбуватиметься прямолінійний рух, а із зміщенням від нього – криволінійний рух. Зміна траєкторії руху пояснюється зміною центру ваги механічної системи. Таким чином, виконаний за такою схемою пристрій може рухатись будь-якою траєкторією.

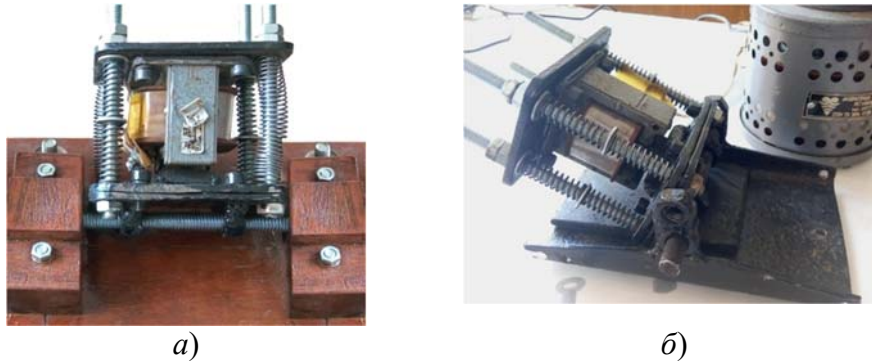


Рис. 1. Дослідні взірці пересувних вібраційних пристроїв: а) – з циліндричним шарніром; б) – з циліндричним шарніром та можливістю пересування вздовж його осі

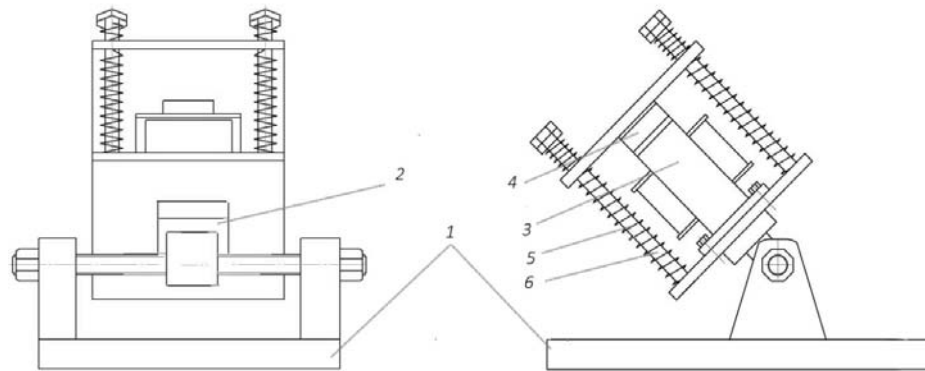


Рис. 2. Пересувний вібраційний пристрій з циліндричним шарніром та можливістю пересування вздовж його осі: 1 – платформа; 2 – циліндричний шарнір; 3, 4 - статор і якорь електромагнітного віброприводу, 5 - циліндричні пружини; 6 – напрямні

Дослідимо динаміку руху пристрою, зображеного на рис. 1 і 2. Механічна система складається з двох тіл. Тіло 1, центр мас якого знаходиться у точці С, має масу  $m_1$  і момент інерції відносно центра мас  $I_1$ . Це тіло здійснює плоско паралельний рух. Оскільки воно контактує із зовнішньою площиною своєю плоскою поверхнею, то задамо її трьома точками, тобто тіло 1 контактує з нерухомою основою в точках А, В, Д (рис. 3). Тіло 2 розглядаємо як маса  $m_2$  з центром мас у точці  $C_2$ , яка може здійснювати відносний прямолінійний рух вздовж напрямної  $n$ , що кріпиться до тіла 1 у точці К. Слід зауважити, що відрізок СК – перпендикулярний до напрямної  $n$ , яка, у свою чергу,

утворює з горизонтальною площиною кут  $\alpha$ . Під час руху на механічну систему діють зовнішні сили: сили ваги  $m_1g, m_2g$ ; нормальні реакції  $\vec{N}_A, \vec{N}_B, \vec{N}_D$ ; сили тертя  $\vec{T}_A, \vec{T}_B, \vec{T}_D$  та внутрішня збурювальна сила  $F(t)$ , яка приводить у відносний рух масу  $m_2$ , причому

$$F(t) = \begin{cases} F_o \sin \omega t, & F \geq 0, \\ 0, & F < 0, \end{cases} \quad (5)$$

де  $F_o$  – амплітуда збурювальної сили;  $\omega$  – кругова частота.

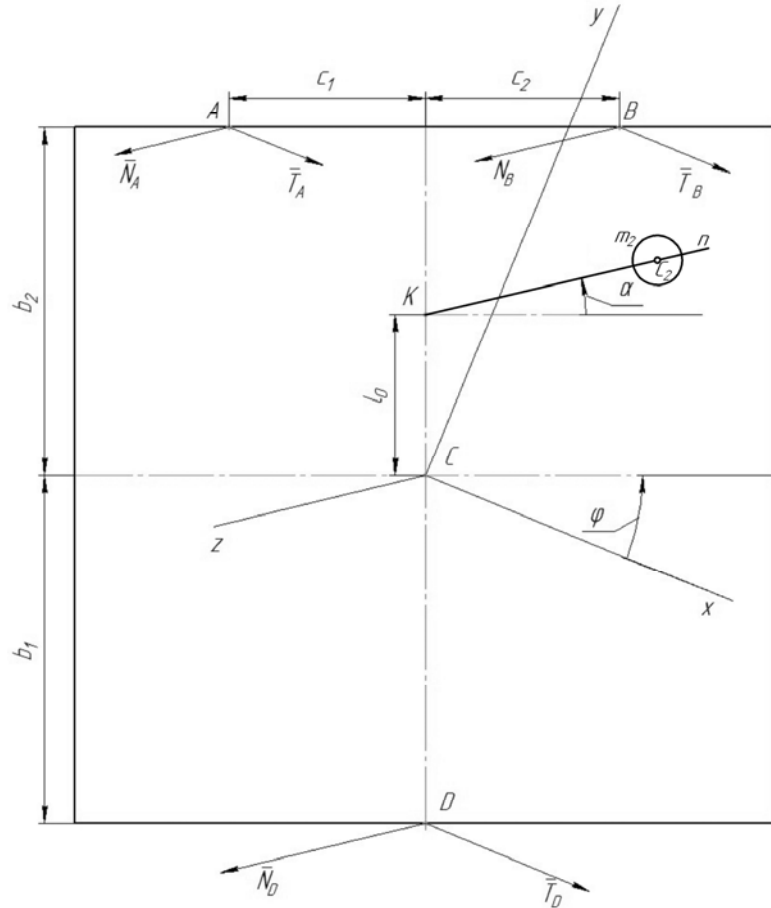


Рис. 3. Розрахункова схема вібраційного пересувного пристрою

Врахуємо у механічній системі головний вектор  $(-m\vec{a}_c)$  і головний момент  $(-I_1\ddot{\varphi})$  сил інерції тіла 1, а також силу інерції  $(-m\vec{a}_2)$  тіла 2. Згідно принципу Даламбера, система сил є зрівноваженою, а тому можна записати для неї шість рівнянь рівноваги:

$$\sum_{k=1}^n (\vec{F}_{kz}) = 0; \quad N_A + N_B + N_D - (m_1 + m_2)g - m_2 a_{rz} = 0;$$

$$\begin{aligned}
 \sum \mathbf{M}_{AB}(\vec{F}_K) &= 0; m_1 g b_2 + m_2 g (b_2 - l_o) - N_D (b_1 + b_2) + \\
 m_2 a_{rz} (b_2 - l_o) - m_2 (a_{rx} \sin \varphi - a_{ry} \cos \varphi) K C_2 \sin \alpha &= 0; \\
 \sum_{k=1}^n (\vec{F}_{kx}) &= 0; T_{Ax} + T_{Bx} + T_{Dx} - m_1 a_{cx} - m_2 a_{2x} = 0; \\
 \sum \mathbf{M}_{DC}(\vec{F}_K) &= 0; N_A c_1 - N_B c_2 + m_2 a_{2z} K C_2 \cos \alpha - \\
 - m_2 (a_{2x} \cos \varphi + a_{2y} \sin \varphi) K C_2 \sin \alpha &= 0; \tag{6} \\
 \sum_{k=1}^n (\vec{F}_{ky}) &= 0; T_{Ay} + T_{By} + T_{Dy} - m_1 a_{cy} - m_2 a_{2y} = 0; \\
 \sum \mathbf{M}_z(\vec{F}_k) &= 0; \\
 - (T_{Ax} \cos \varphi + T_{Ay} \sin \varphi) b_2 + (T_{Ax} \sin \varphi - T_{Ay} \cos \varphi) c_1 - \\
 - (T_{Bx} \cos \varphi + T_{By} \sin \varphi) b_2 - (T_{Bx} \sin \varphi - T_{By} \cos \varphi) c_2 - \\
 - (T_{Dx} \cos \varphi + T_{Dy} \sin \varphi) b_1 - I_1 \ddot{\varphi} + m_2 (a_{2x} \cos \varphi + \\
 + a_{2y} \sin \varphi) l_o + m_2 (a_{rx} \sin \varphi - a_{ry} \cos \varphi) K C_2 \cos \alpha &= 0.
 \end{aligned}$$

Ще одне рівняння можна одержати, якщо відокремити тіло 2 і спроектувати всі сили, що діють на нього (включаючи сили інерції) на напрямок відносного руху  $n$

$$-m_2 a_{2s} - cs + F(t) = 0, \tag{7}$$

де  $a_{2s}$  – проекція вектора пришвидшення тіла 2 на напрямку  $n$ ,  $c$  – жорсткість пружини;  $K C_2 = s_o + s(t)$ ;  $s$  – відхилення маси  $m_2$  від положення статичної рівноваги внаслідок дії збурювальної сили  $F(t)$ .

Розглянемо кінематику даної механічної системи. Оскільки тіло 1 здійснює плоско паралельний рух, досить знати як рухається полюс (точка С) –  $x_c(t)$ ,  $y_c(t)$  і закон обертального руху  $\varphi(t)$  навколо полюса. Тоді маємо:

$$\begin{aligned}
 a_{cx} &= \frac{d^2 x_c}{dt^2}; \quad a_{cy} = \frac{d^2 y_c}{dt^2}; \\
 V_{Ax} &= \frac{dx_c}{dt} + \frac{d\varphi}{dt} (c_1 \sin \varphi - b_2 \cos \varphi); \quad V_{Ay} = \frac{dy_c}{dt} - \frac{d\varphi}{dt} (c_1 \cos \varphi + b_2 \sin \varphi); \\
 V_{Bx} &= \frac{dx_c}{dt} - \frac{d\varphi}{dt} (c_2 \sin \varphi + b_2 \cos \varphi); \quad V_{By} = \frac{dy_c}{dt} + \frac{d\varphi}{dt} (c_2 \cos \varphi - b_2 \sin \varphi); \\
 V_{Dx} &= \frac{dx_c}{dt} + \frac{d\varphi}{dt} b_1 \cos \varphi; \quad V_{Dy} = \frac{dy_c}{dt} - \frac{d\varphi}{dt} b_1 \sin \varphi; \tag{8} \\
 V_A &= \sqrt{V_{Ax}^2 + V_{Ay}^2}; \quad V_B = \sqrt{V_{Bx}^2 + V_{By}^2}; \quad V_D = \sqrt{V_{Dx}^2 + V_{Dy}^2}.
 \end{aligned}$$



Точкова маса  $m_2$  здійснює складний рух, а тому її пришвидшення можна визначити з рівняння

$$a_2 = a_{\text{від}} + a_{\text{нер}} + a_{\text{кор}}. \quad (9)$$

Відносне пришвидшення  $a_{\text{від}} = \frac{d^2 s}{dt^2}$  направлене вздовж напрямної  $n$ , а пришвидшення Коріоліса дорівнює

$$a_{\text{від}} = 2 \frac{ds}{dt} \frac{d\varphi}{dt} \cos \alpha, \quad (10)$$

і направлене перпендикулярно до напрямної  $n$  і осі Cz. Переносне пришвидшення складається з пришвидшення полюса (точка C) і пришвидшення маси  $m_2$  в обертальному русі площини навколо осі Cz.

Проекції прискорення  $\vec{a}_2$  маси  $m_2$  на осі координат та напрямну  $n$  ( $a_{2s}$ ) записано:

$$\begin{aligned} a_{2z} &= \frac{d^2 s}{dt^2} \sin \alpha; \\ a_{2x} &= \frac{d^2 s}{dt^2} \cos \alpha \cos \varphi + \frac{d^2 x_C}{dt^2} - \dot{\varphi}^2 (KC_2 \cos \alpha \cos \varphi - l_o \sin \varphi) - \\ &- \frac{d^2 \varphi}{dt^2} (l_o \cos \varphi + KC_2 \cos \alpha \cos \varphi) - 2 \frac{ds}{dt} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cos \alpha \sin \varphi; \\ a_{2y} &= \frac{d^2 s}{dt^2} \cos \alpha \sin \varphi + \frac{d^2 y_C}{dt^2} - \dot{\varphi}^2 (KC_2 \cos \alpha \sin \varphi - l_o \cos \varphi) - \\ &- \frac{d^2 \varphi}{dt^2} (KC_2 \cos \alpha \cos \varphi - l_o \sin \varphi) - 2 \frac{ds}{dt} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cos \alpha \cos \varphi; \\ a_{2s} &= \frac{d^2 s}{dt^2} - \dot{\varphi}^2 l_o (\cos \varphi)^2 - \frac{d^2 \varphi}{dt^2} l_o \cos \alpha + \frac{d^2 x_C}{dt^2} \cos \alpha \cos \varphi + \\ &+ \frac{d^2 y_C}{dt^2} \cos \alpha \sin \varphi. \end{aligned} \quad (11)$$

Під час руху сила тертя визначається через нормальні реакції:

$$\vec{T}_A = -fN_A \frac{\vec{V}_A}{|\vec{V}_A|}; \quad \vec{T}_B = -fN_B \frac{\vec{V}_B}{|\vec{V}_B|}; \quad \vec{T}_D = -fN_D \frac{\vec{V}_D}{|\vec{V}_D|}, \quad (12)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання.

Підставляючи вирази (10), (11), (12) в рівняння (6), (7) і одержуємо систему диференціальних рівнянь, з яких можна знайти закони руху  $x_c(t), y_c(t), \varphi(t), s(t)$  та нормальні реакції  $\vec{N}_A, \vec{N}_B, \vec{N}_D$ , а

розв'язок її чисельними методами у середовищі *MATLAB*, одержані залежності, які відображені графічно на рис. 4 – 5.

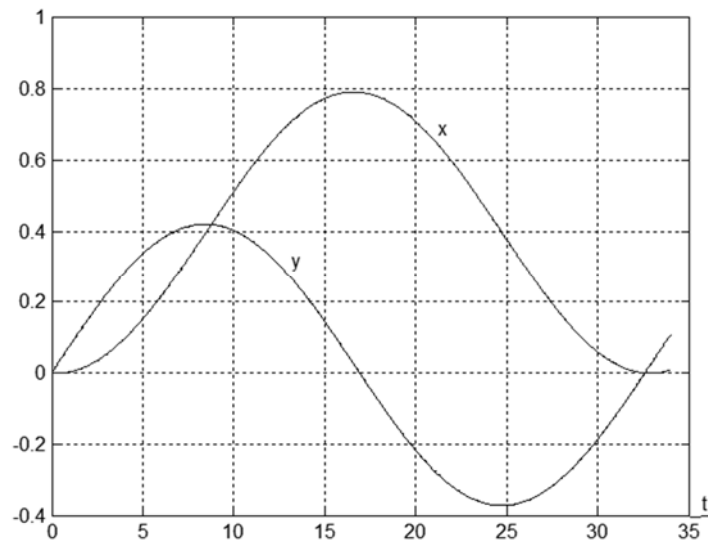


Рис. 4. Графіки зміни координат центра мас платформи у часі

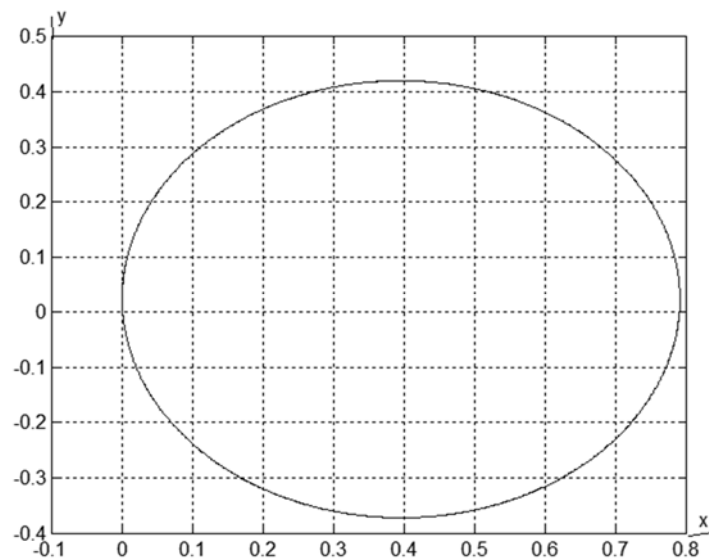


Рис. 5. Траєкторія руху центра мас платформи

**Висновок.** 1. Запропоновано принципово нову конструкцію та описано принцип функціонування вібраційного пересувного пристрою, що може знайти своє застосування для переміщення вантажів за будь-якими траєкторіями руху;

2. Для конкретних конструктивних параметрів та режимів роботи вібраційного пересувного пристрою одержані аналітичні залежності, які уможливають дослідити кінематику та визначити траєкторію його руху.

3. Отримані графічні значення основних параметрів руху підтверджують можливість існування запропонованих пристроїв та є підґрунтям для подальших досліджень нових транспортних засобів.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Повидайло В.О. Вібраційні процеси та обладнання / В.О. Повидайло // -Львів. Вид. Національного університету “Львівська політехніка”, 2004. – 248 с.
2. Блехман И.И. Что может вибрация? / И.И. Блехман // - М.: Наука, 1988. – 208 с.
3. Блехман И.И. Вибрационная механика / И.И. Блехман // - М.: Физматлит, 1994. – 400 с.
4. Малащенко В.О. Вібраційне пересування по шорсткій поверхні /П.С. Коруняк, І.І. Ніщенко // Науково-технічний та виробничий журнал: Підйомно-транспортна техніка. № 3 (55), 2017. – С. 33 - 39.
5. Вибрации в технике: Справочник: в 6 т. / ред. совет: В. Н. Чоломей (председ.)// - М. : машиностроение, 1981.
4. Вибрационные процессы и машины / под ред. Э. Э. Лавендела //.- 1981. - 509 с.
6. Гончаревич И.Ф. Вибрация – нестандартный путь: вибрация в природе и технике / И.Ф. Гончаревич // - М.: Наука, 1986. – 209 с.

УДК 621.869

Кириченко І. Г., д.т.н., Ковалевський С. Г., к.т.н., Безсонов М. М., асп.,  
Костенко Д. К., магістр

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ САМОХІДНОГО СКРЕПЕРА ПРИ РОБОТІ НА СХИЛІ ЗА ДОПОМОГОЮ КОМП'ЮТЕРНОЇ МОДЕЛІ

**Анотація.** В статті наведено результати досліджень показників стійкості самохідного скрепера на схилі за допомогою розробленої комп'ютерної моделі. В якості основних чинників, що впливають на граничний кут схилу, при якому скрепер втрачає стійкість, були прийняті ступінь заповнення ковша ґрунтом та напрям руху по схилу. Встановлено, що граничний кут схилу, при якому скрепер втрачає стійкість, спочатку зростає при збільшенні ваги ґрунту в ковші, а потім зменшується при максимальному заповненні ковша.

**Ключові слова:** скрепер, комп'ютерна модель, схил, стійкість, граничний кут, ґрунт, ковш, напрям руху.

**Аннотація.** В статті приведені результати досліджень показателів устойчивости самоходного скрепера на уклоне при помощи разработанной компьютерной модели. В качестве основных факторов, которые влияют на предельный угол уклона, при котором скрепер теряет устойчивость, были приняты степень заполнения ковша ґрунтом и направление движения по уклону. Установлено, что предельный угол уклона, при котором скрепер теряет устойчивость, сначала растет при увеличении веса ґрунта в ковше, а затем уменьшается при максимальном заполнении ковша.

**Ключевые слова:** скрепер, компьютерная модель, уклон, устойчивость, предельный угол, ґрунт, ковш, направление движения.

**Zusammenfassung.** Im Artikel werden die Ergebnisse der Forschungen der Indikatoren der Stabilität des selbstfahrenden Schabers auf der Piste mit Hilfe des entwickelten Computermodells gegeben. Als Hauptfaktoren, die den Neigungswinkel beeinflussen, bei dem der Abstreifer die Stabilität verliert, wurden der Füllgrad der Pfanne mit Erde und die Bewegungsrichtung entlang der Neigung angenommen. Es wurde festgestellt, dass der Neigungswinkel, bei dem der Abstreifer die Stabilität verliert, zuerst mit zunehmendem Gewicht des Bodens in der Pfanne zunimmt und dann mit der maximalen Füllung des Eimers abnimmt.

**Stichworte:** Schaber, Computermodell, Bias, Stabilität, Grenzwinkel, Boden, Eimer, Fahrtrichtung.

**Вступ.** Огляд напрямів підвищення ефективності роботи самохідного скрепера показав, що існуючі засоби дозволяють забезпечити заповнення ковша ґрунтом «з шапкою», результатом чого є зниження стійкості машини в транспортному режимі, особливо при роботі на схилах. Проведення досліджень за допомогою розроблених комп'ютерних моделей дозволяє зменшити витрати та час експериментів, забезпечити безпеку персоналу під час проведення випробувань.

Таким чином, дослідження показників стійкості самохідного скрепера при роботі на схилі та встановлення граничних значень основних чинників, дозволить підвищити ефективність роботи скрепера.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Відомо багато досліджень стійкості автомобілів та тракторів [1,2,9,10], сільськогосподарських машин [3,11] результати яких не можуть бути використані для оцінки поведінки скреперів на схилі.

Роботи з підвищення стійкості скреперів присвячені дослідженню тягово-зчіпних, маневрених якостей, керованості машини при взаємодії коліс самохідного скрепера з опорною поверхнею при повороті [4,5].

Дослідження системи повороту будівельних машин та розробка концепції взаємодії елементів системи машина – місцевість, з формулюванням ряду вимог до машини для виконання її призначення з мінімальними економічними витратами, вибір оптимального співвідношення між основними параметрами машини виконано в роботі [6]

Розробка комплексу показників ефективності для вибору раціональної конструктивної схеми і складання методики визначення параметрів поворотного механізму одноосьових тягачів самохідних скреперів, з урахуванням екологічних і економічних факторів впливу обраного конструктивного рішення поворотного механізму на маневрені якості самохідної машини розглянуто в роботі [7].

Світовий досвід досліджень транспортних систем свідчить про тенденції збільшення долі віртуальних експериментів при проектуванні та випробуваннях машин, що дозволяє знизити вартість та час створення нової техніки [8,12]

Підводячи підсумок аналізу виконаних досліджень необхідно відзначити, що в розглянутих роботах не досліджувалась робота самохідного скрепера при транспортуванні ґрунта на схилі з точки зору забезпечення стійкості машини.

**Мета роботи.** Метою досліджень роботи самохідного скрепера на схилі за допомогою розробленої комп'ютерної моделі було встановлення основних чинників, що впливають на показники стійкості.

**Основна частина.** Побудова комп'ютерної моделі самохідного скрепера проводилося в програмному комплексі Autodesk Inventor, який надає широкий спектр можливостей, має зрозумілий інтерфейс, простоту оперування командами і доступність використання в не комерційних цілях. Якщо для проведення такого роду досліджень використовувати справжні машини, то витрати на паливо, транспортування, усунення несправностей складуть значних величин.

Проведення досліджень на комп'ютерній моделі не виключає проведення натурального експерименту та порівняння результатів з комп'ютерним, що дає можливість отримати картину реальних подій, показує похибки та відхилення, які між ними встановлюються.

При створенні комп'ютерної моделі були визначені обґрунтовані обмеження та спрощення, наприклад, не були враховані взаємодії внутрішніх вузлів машини, кріплення її елементів між собою, скрепер розглядався як жорстка конструкція тягача та скрепера, шарнірно з'єднані між собою тяговою рамою.

Редагування маси елементів, які були використані у збірці, проводилося безпосередньо в середовищі динамічного проектування, при зміні параметра маси програма автоматично визначала центр інерції.

При моделюванні тягача скрепера, задавалась його форма, маса та положення в просторі відносно його колісної вісі та тягової рами. а також були враховані взаємозв'язки елементів збірки (рис. 1а).

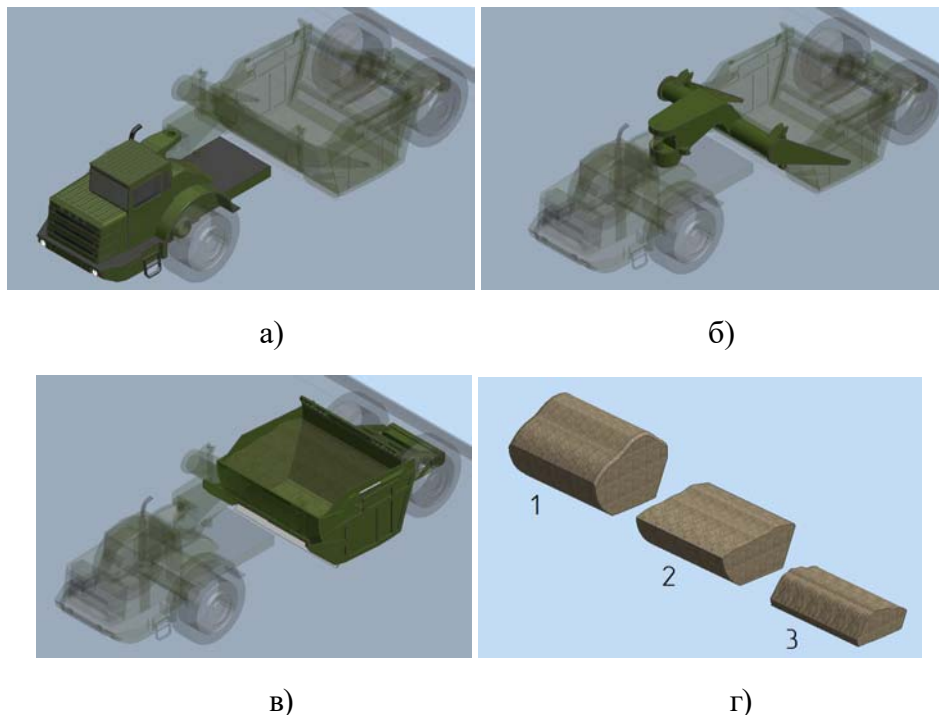


Рисунок 1 – Моделювання основних вузлів самохідного скрепера

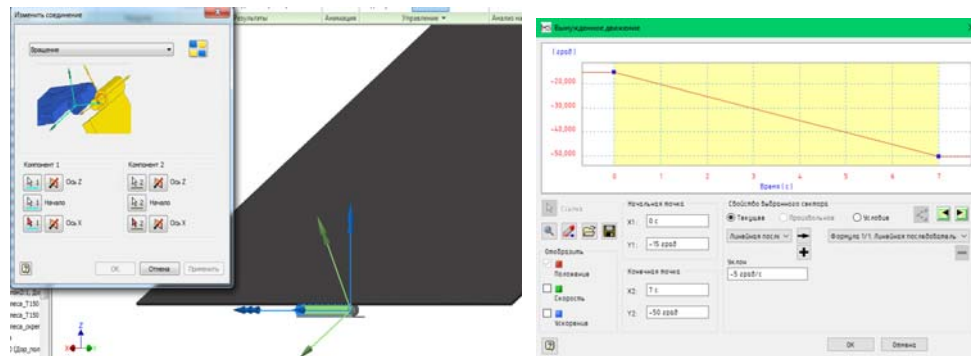
Моделювання тягової рами, яка є перехідною ланкою між тягачем та скрепером, проводилося при допущенні, що в транспортному режимі рама є нерухомою відносно ковша скрепера. З'єднання рами з тягачем задавалося у вигляді шарніра, завдяки чому була можливість встановлювати різні варіанти повороту тягача, виходячи з розрахункового критичного кута складування и в подальшому фіксувати це значення кута (рис.1б).

При моделюванні ківша з колісною віссю, між ними задавалося з'єднання шарнірного характеру але на відміну від шарнірного з'єднання тягача з рамою всі ступені свободі не були зафіксовані, а залишалось вільним обертання по своїй осі (рис.1в).

Для моделювання наповнення ковша були створені додаткові елементи, які імітували об'єм та вагу ґрунта (рис.1 г). Перший елемент імітував завантаження ковша з «шапкою», другий дорівнював повному завантаженню, без надлишку, третій відповідав заповненню ковша на половину.

Випробування на стійкість проводилися на віртуальному стенді, який мав можливість зміни куту опорної поверхні з розташованим скрепером. Стенд складається з двох частин: нижня нерухома та верхня рухома. Остання має одну ступінь свободи. Обертання здійснюється завдяки шарнірному з'єднанню (рис. 2а).

Примусовий рух верхньої поверхні, задавався залежністю кута нахилу від часу, з урахуванням початкової та фінальної крапки лінії графіка. Таким чином імітувалося поведіння скрепера при знаходженні на різних схилах (рис. 2б).



а) б)  
Рисунок 2 - Віртуальний стенд для випробування на стійкість

Після створення стенду у відкриту збірку було додано комп'ютерну модель самохідного скрепера, встановлено взаємозв'язок між колесами скрепера і опорною поверхнею за допомогою 3D контакту, задано необхідні параметри в 3D контакті для приближення

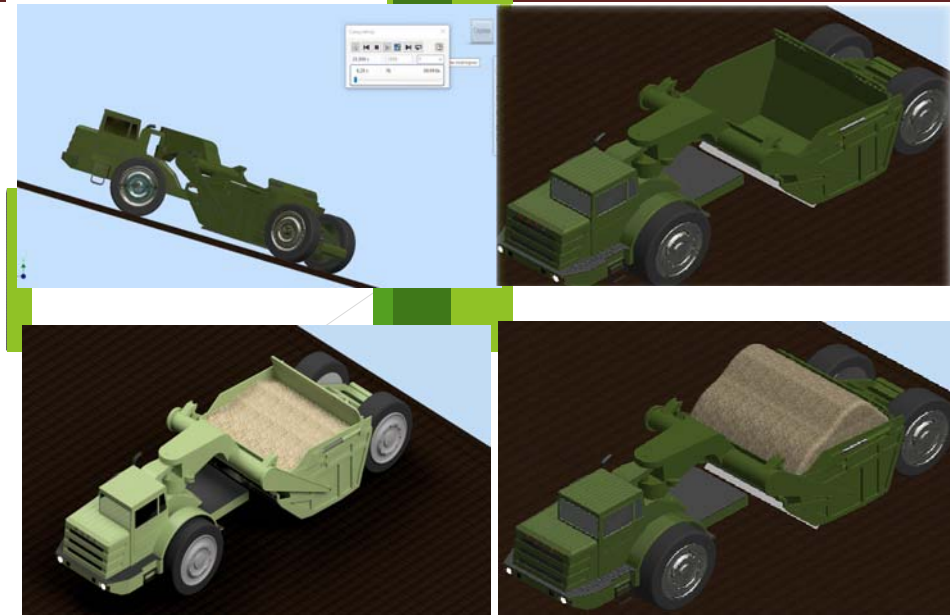


Рисунок 3 – Розташування скрепера на стенді

до реальних умов роботи, які включають до себе показники жорсткості, демпфування та тертя (рис. 3).

Проведені дослідження на комп'ютерній моделі дозволили визначити граничні кути нахилу рухомої частини стенду, при яких скрепер втрачає стійкість за рахунок перекидання, в залежності від виду та ваги ґрунту в ковші, а також напрямку перекидання: вперед і назад (рис.4). Ківш скрепера під час проведення експериментів був заповнений видами ґрунту, які мали різну питому вагу, що, в свою чергу, приводило до зміни положення центру ваги машини в цілому. У якості ґрунтів використовувалися наступні: глина з питомою вагою у розпушеному вигляді –  $1,9 \text{ т/м}^3$ , суглинок –  $1,7 \text{ т/м}^3$ , супесь –  $1,5 \text{ т/м}^3$ .

Слід зауважити, що перекидання вперед виникало при русі машини вниз по схилу, а перекидання назад, у випадку коли скрепер рухався на підйом. В обох випадках скрепер виконував поворот з критичним кутом складування між тягачем та ковшем, що визначає найгірші умови праці.

Наявність шарніра між тягачем та скрепером допускає відрив від опорної поверхні якого-небудь колеса однієї з частин машини до моменту торкання з опорною поверхнею виступаючих частин секцій.

При цьому тягач, повертаючи щодо скреперного ковша, може перекидатися вперед, з відривом від опори зовнішнього по повороту колеса, або назад, з відривом від опори внутрішнього по повороту колеса напівпричіпної секції. Саме відрив будь якого колеса від поверхні стенда приймався за втрату стійкості машини в цілому.



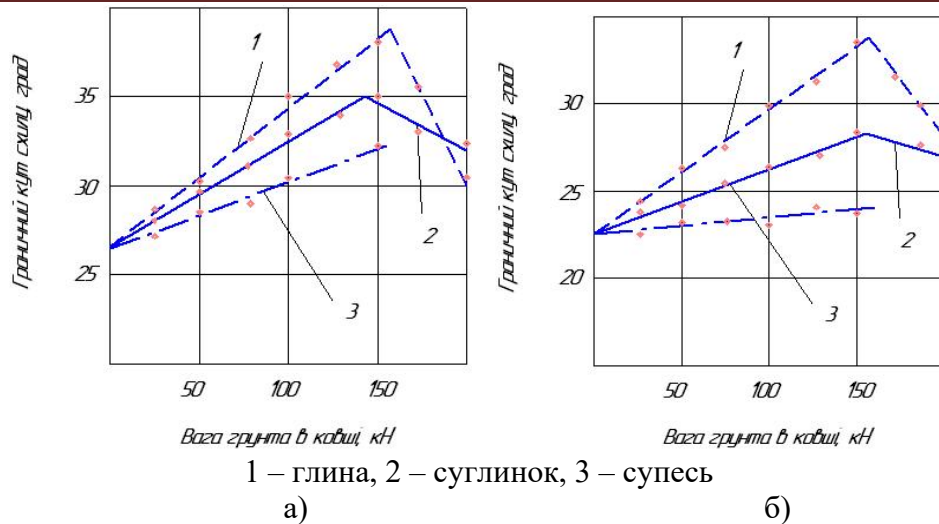


Рисунок 4 – Залежність граничного кута схилу від ваги ґрунту в ковші при перекиданні вперед а), та назад б)

**Висновки.** Огляд напрямів підвищення ефективності роботи самохідного скрепера показав, що існуючі засоби дозволяють забезпечити заповнення ковша ґрунтом «з шапкою», результатом чого є зниження стійкості машини в транспортному режимі, особливо при роботі на схилах.

Проведення експериментів за допомогою розробленої комп’ютерної моделі самохідного скрепера дозволило визначити граничні кути схилу, при яких скрепер втрачає стійкість, в залежності від ступіня заповнення ковша ґрунтом, напрямку руху по схилу та типу ґрунту при невеликих витратах, в порівнянні з натурними випробуваннями.

Результати досліджень показали, що максимальна величина кута схилу за умови не врати стійкості при русі скрепера вниз по схилу дорівнює 39 град, в тому випадку, якщо ківш повністю заповнен глиною. При збільшені або зменшені ступіню заповнення ковша граничний кут зменшується та досягає мінімальних значень – 33 град для суглінка і супесі.

Аналогічна картина спостерігається за умови руху скрепера вгору по схилу та можливості перекидання назад, але значення граничних кутів зменшується відповідно до 34 та 23 град, що обумовлено збільшенням можливого максимального значення критичного кута складування між тягачем і ковшем скрепера.

Отримані дані, які, безумовно, повинні бути підтверджені математичним та фізичним моделюванням, а також, певною мірою, - натурними експериментами, є підставою для визначення раціональних режимів роботи самохідного скрепера при виконанні транспортуваних операцій в умовах пересіченої місцевості.

---

## ЛІТЕРАТУРА

1. Забельшинский З.Э. Оценка устойчивости шарнирно-сочлененного колесного трактора и тракторного поезда в различных дорожных условиях / З.Э. Забельшинский, М.А. Подригало, Е.А. Дубинин // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ" : сб. науч. тр. Темат. вып.: Автомобиле- и тракторостроение. – Харьков: НТУ "ХПИ" – 2015. – № 8 (1117). – С. 3-10.
2. Подригало М.А. Оценка устойчивости и управляемости автомобиля по собственной частоте его колебаний в плоскости дороги // М.А. Подригало, Д.М. Клец, В.И. Гацько // Автомобильная промышленность, 2014. – № 5 – С. 29 – 33.
3. Хайліс Г.А. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин: навчальний посібник / Г.А. Хайліс, Д.М. Коновалюк // К.: НМК ВО, 1992. – 320 с
4. Хмара Л.А. Машины для земляных работ / Л.А. Хмара, С.В. Кравець, В.В. Нічке // Рівне-Дніпропетровськ-Харків, 2010. – 557 с.
5. Кириченко И.Г. Модульная концепция проектирования технологических машин для строительного производства: монография / И.Г. Кириченко // Х.: ХНАДУ, 2002. – 120 с.
6. Баловнев В.И. Подобие и моделирование в системе проектирования дорожно-строительных машин: учеб. пособие / В.И. Баловнев // М.: МАДИ, 2014. – 148 с.
7. Павлов В.П. Дорожно-строительные машины / В.П. Павлов, Г.Н. Карасев // Сиб. федер. ун-т, 2011.– 172 с.
8. Колесникович А.Н. Виртуальные испытания транспортных средств на статическую устойчивость / А.Н. Колесникович, В.Б. Альгин, С.В. Харитончик // Сб. науч. трудов НИРУП «Белавтотракторостроение» -Минск. - 2004. – С.229-233.
9. Boyuan, L. Two-layer structure based adaptive estimation for vehicle mass and road slope under longitudinal motion / L. Boyuan, Jiawei Z, Haiping D, // Measurement. 2017. – Vol. 95. – p. 439 – 455.
10. Yang, X. Fuzzy Logic Based Control of the Lateral Stability of Tractor Semitrailer Vehicle / X.Yang, J. Song, J Gao, // Mathematical Problems in Engineering. – 2015. - 692912.
11. Dieumet D. Online adaptive observer for rollover avoidance of reconfigurable agricultural vehicles / D. Dieumet, T. Benoit; L. Roland, // Computers and electronics in agriculture. - 2016. – Vol. 126. – p. 32 – 34.
12. Zhen L. Modeling agricultural tractor motion on sloping ground considering longitudinal and lateral gradients / L. Zhen, M. Muneshi, I. Eiji // Journal of the faculty of agriculture kyushu. – 2016. - Vol. 61. – p. 147 – 152.

УДК 621.873 (07)

Човнюк Ю. В., к.т.н.<sup>1,2</sup>, Діктерук М. Г., к.т.н.<sup>2</sup>,  
Остапущенко О.П., к.т.н.<sup>2</sup><sup>1</sup> Національний університет біоресурсів і природокористування  
України, м. Київ<sup>2</sup> Київський національний університет будівництва і архітектури

## АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЯХ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ПРИ ПІДЙОМІ ВАНТАЖУ З ЗЕМЛІ

**Анотація.** Запропонований універсальний метод аналізу динамічних навантажень у металоконструкціях вантажопідйомних кранів для процесів підйому вантажу з землі. Розраховані аналітичним шляхом динамічні навантаження, котрі при функціонуванні кранів у перехідних режимах виникають саме у вказаних металоконструкціях у вигляді коливань, які в них генеруються, крім статичних та інерційних навантажень, що призводить до додаткових напружень. Динамічні навантаження у металоконструкціях крана при підйомі вантажу з землі моделюються зростаючими у часі зусиллями згідно з прямолінійним законом протягом певного інтервалу часу, а потім стають сталими (певної постійної величини). Обчислені значення динамічного коефіцієнта та встановлені його залежності від основних параметрів крана.

**Ключові слова:** аналіз, навантаження, металоконструкція, вантажопідйомний кран, підйом, вантаж.

**Аннотация.** Предложен универсальный метод анализа динамических нагрузок в металлоконструкциях грузоподъемных кранов для процессов подъема груза с земли. Рассчитаны аналитически динамические нагрузки, которые при функционировании крана в переходных режимах возникают именно в указанных металлоконструкциях в виде колебаний, которые в них генерируются, кроме статических и инерционных нагрузок, что приводит к дополнительным напряжениям. Динамические нагрузки в металлоконструкциях крана при подъеме груза с земли моделируются возрастающими во времени усилиями в соответствии с прямолинейным законом в течение некоторого интервала времени, а потом становятся постоянными (некоторой постоянной величины). Вычислены значения динамического коэффициента и установлены его зависимости от основных параметров крана.

**Ключевые слова:** анализ, динамика, нагрузка, металлоконструкция, грузоподъемный кран, подъем, груз.

---

© Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г., Остапущенко О.П.,

**Abstract.** *A universal method for the analysis of dynamic loads in the metal structures of lifting cranes for processes of lifting cargo from the ground is proposed. Analytic dynamic loads are calculated analytically, which, when the crane functions in transient modes, arise precisely in these metal structures in the form of oscillations that are generated in them, in addition to static and inertial loads, which lead to additional stresses. Dynamic loads in the crane metal structures, when lifting cargo from the ground, are modeled by time-escalating efforts in accordance with the rectilinear law for some time interval and then become constant (of some constant value). The values of the dynamic coefficient are calculated and its dependencies on the main crane parameters are established.*

**Key words:** *analysis, dynamics, load, metalconstruction, load-lifting crane, lifting, cargo.*

### **Постановка проблеми.**

В процесі роботи вантажопідйомного крана у перехідних режимах (пуск, гальмування, реверсування) металокопункція знаходиться під впливом коливань, які у ній виникають, окрім статичних й інерційних напружень з'являються додаткові, котрі змінюються за гармонічним законом.

Слід також зазначити, що при роботі вантажопідйомних кранів спостерігаються і коливання вантажу, закріпленого на канаті. Все це викликає нерівномірний рух як самих кранів, так і їх вантажних візків (наприклад, у мостових кранів), виникають додаткові навантаження на силові елементи кранових механізмів, створюються різноманітні незручності при їх експлуатації, що необхідно враховувати при уточнених розрахунках як самих кранів, їх металокопункцій, так і (мехатронних) систем управління ними.

Існуючі методи аналізу вимушених коливань вантажу на канатах, металокопункцій кранів за класичною схемою математичного аналізу та найпростішою схемою двомасової системи для різних законів зміни у часі ( $t$ ) вимушеної сили ( $F(t)$ ) вимагають, на думку авторів даного дослідження, подальшого уточнення та вдосконалення з метою оптимізації енергосилових та кінематичних характеристик руху як самих систем управління кранів при їх пуску/гальмуванні чи реверсуванні, так і пошуку нових економічно обґрунтованих методів керування ними, котрі, зокрема, суттєво знижують напруження у металокопункціях вантажопідйомних механізмів.

**Аналіз публікацій по темі дослідження.** Розрахунок вимушених коливань вантажу на канаті зазвичай проводять за найпростішою схемою двомасової системи [1–7]. При цьому не враховують дисипативні процеси (поглинання енергії), які неминуче

відбуваються при цьому, а також зміни у часі  $F(t)$  - вимушеної сили.

Для обґрунтування методу розрахунку вимушених коливань кранових систем та їх елементів (металоконструкцій) у період їх пуску застосований підхід авторів [8]. Результати робіт [1,8] використані у даному дослідженні.

**Мета даної роботи** полягає у обґрунтуванні методу розрахунку вимушених коливань металоконструкцій вантажопідійомних кранів у період їх пуску, а також методу управління виникаючими коливаннями (вантаж на канаті), за якого вказані коливання (у т.ч. металоконструкцій крану) мінімальні. При цьому враховані особливості зміни у часі  $(t)$  силового фактору  $(F(t))$  та існує можливість створення економічно виправданої системи управління крановою системою у режимі її пуску.

**Виклад основного змісту дослідження.**

Відомо [1], що рівняння руху мас у перехідний період роботи вантажопідійомного механізму крана для схеми двомасової пружної системи при її поступальному русі (рис.1) може бути зведене до рівняння:

$$\ddot{x} + \omega^2 \cdot x = \frac{m_2 \cdot P + m_1 \cdot Q}{m_1 \cdot m_2}, \quad \omega = \sqrt{\frac{c \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}}, \quad (1)$$

де  $x = x_1 - x_2$  - різниця переміщень мас,  $C$  - жорсткість каната,  $P$  - рушійна сила,  $Q$  - сила опору,  $m_{1,2}$  - маси вантажопідійомного механізму та вантажу відповідно.

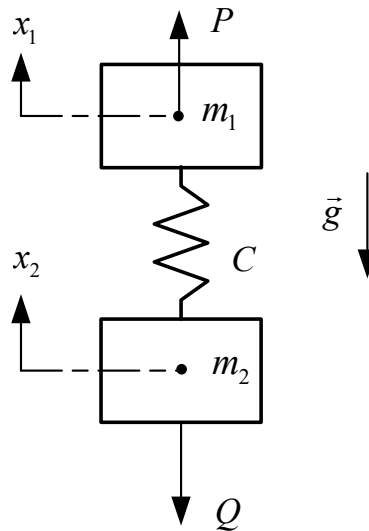


Рисунок 1 – Схема двомасової пружної системи при поступальному русі ( $\vec{g}$  - вектор прискорення вільного падіння)

1. Метод аналізу вимушених коливань кранової системи.

Рівняння руху (1) може бути проінтегроване у загальному вигляді за довільної правої частини – вимушеної сили

$$\frac{F(t)}{m} = \frac{m_2 \cdot P(t) + m_1 \cdot Q}{m_1 \cdot m_2} \quad (Q = \text{const}) \quad [8]. \text{ Для цього його}$$

перепишемо у вигляді:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt}(\dot{x} + i\omega x) - i\omega(\dot{x} + i\omega x) = \frac{1}{m} \cdot F(t); \\ i^2 = -1, m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}, F(t) = \frac{m_2 P(t) + m_1 Q}{m_1 + m_2}, \end{cases} \quad (2)$$

або

$$\frac{d\xi}{dt} - i\omega\xi = \frac{1}{m} \cdot F(t), \xi = \dot{x} + i\omega x. \quad (3)$$

(Крапка над символом означає диференціювання цієї величини по часу  $t$ ).

Рівняння (3) вже не другого, а першого порядку. Без правої частини його розв'язок був би  $\xi(t) = A \cdot \exp(i\omega t)$  з постійною  $A$ . Користуючись загальним правилом, шукаємо розв'язок неоднорідного рівняння у вигляді  $\xi(t) = A(t) \cdot \exp(i\omega t)$  і для функції  $A(t)$  отримаємо рівняння:

$$\dot{A}(t) = \frac{1}{m} \cdot F(t) \cdot \exp(-i\omega t). \quad (4)$$

Інтегруючи його, матимемо розв'язок рівняння (3) у вигляді:

$$\xi(t) = \exp(i\omega t) \left\{ \int_0^t \frac{1}{m} \cdot F(\tilde{t}) \cdot \exp(-i\omega\tilde{t}) d\tilde{t} + \xi_0 \right\}, \quad (5)$$

де постійна інтегрування  $\xi_0$  обрана таким чином, щоб представляти собою значення  $\xi$  у момент  $t = 0$ . Це і є шуканий загальний розв'язок; функція  $x(t)$  подається наступним виразом:

$$x(t) = \frac{\text{Im}(\xi(t))}{i\omega}, \quad (6)$$

а функція  $\dot{x}(t)$ :

$$\dot{x}(t) = \text{Re}(\xi(t)) \quad . \quad (7)$$

2. Визначення вимушених коливань кранової системи під впливом сили  $F(t)$  за початкових умов  $t=0$ , при яких система знаходиться у положенні рівноваги.

Визначимо закон руху  $x(t)$  кранової системи при початкових умовах  $x|_{t=0} = \dot{x}|_{t=0} = 0$ . При цьому вважаємо  $P = \text{const}$ , а  $Q(t)$  визначається для ситуації, коли сили опору  $Q(t)$  зростають за певний час за лінійним законом, а потім залишаються постійними. Такі випадки мають місце, наприклад, при підйомі вантажу з землі.

Графік зростання навантажень показаний на рис. 2.

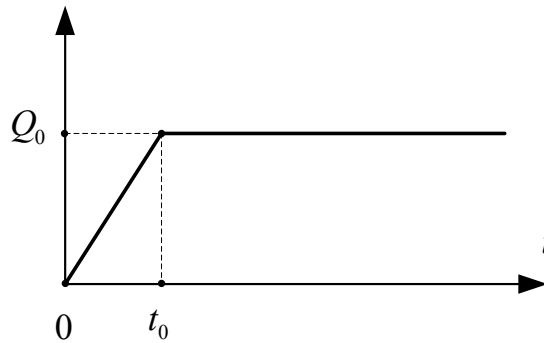


Рисунок 2 – Графік зміни  $Q(t)$  при підйомі вантажу з землі

Залежність  $Q(t)$  має наступний вигляд:

$$Q(t) = \begin{cases} Q_0 \cdot \frac{t}{t_0}, & t \in [0, t_0); \\ Q_0 = \text{const}, & t \in [t_0, \infty) \end{cases} \quad (8)$$

Використовуючи метод припасування, можна отримати наступний результат:

$$\begin{cases} x(t) = \frac{F_0}{m\omega^2} + \sqrt{c_1^2 + c_2^2} \sin\{\varphi + \omega t - \omega t_0\}; \varphi = \text{arctg}\left(\frac{c_1}{c_2}\right); \\ c_1 = \frac{F_0}{mt_0\omega^3} \sin(\omega t_0); c_2 = \frac{F_0}{mt_0\omega^3} (1 - \cos[\omega t_0]); \\ F_0 = \frac{(m_1 Q_0 + m_2 P)}{(m_1 + m_2)}. \end{cases} \quad (9)$$

Динамічні навантаження  $P_{\text{дин}}(t)$  у канаті після розв'язку диференціального рівняння (3) з підстановкою значень  $Q(t)$  за (8) можна подати таким виразом:

$$P_{\text{дин}}(t) = F_0 + F_0 \frac{\sin\left(\frac{\omega t_0}{2}\right)}{\left(\frac{\omega t_0}{2}\right)} \sin(\omega t + \varphi - \omega t_0). \quad (10)$$

Нехай  $T = \frac{2\pi}{\omega}$  - період власних коливань системи,  $\lambda = \frac{t_0}{T}$  - параметр навантаження системи [1], а  $F_0$  - постійна складова сил пружного типу у канаті, тоді (10) можна подати наступним чином:

$$P_{\text{дин}}(t) = F_0 + F_0 \frac{\sin(\pi\lambda)}{(\pi\lambda)} \sin(\omega t + \varphi - \omega t_0). \quad (11)$$

Амплітуда динамічних складових зусиль у пружних зв'язках (канатах) залежить від швидкості зростання у часі зовнішніх навантажень, а точніше, від співвідношення тривалості зростання навантажень на проміжку часу  $t \in [0, t_0]$  до періоду власних коливань системи  $T$ . Фазовий кут  $\psi$  дорівнює:

$$\psi = \varphi - \omega t_0. \quad (12)$$

Значення амплітуди динамічних зусиль у канаті можна визначити за допомогою коефіцієнта динамічності ( $k_d$ ) за формулою:

$$k_{\text{дmax}} = 1 + \frac{\sin(\pi\lambda)}{\pi\lambda} = 1 + \frac{\sin\left(\frac{\pi t_0}{T}\right)}{\left(\frac{\pi t_0}{T}\right)}. \quad (13)$$

Слід зазначити, що значення  $k_{\text{дmax}}$  (13) коефіцієнт динамічності ( $k_d$ ) набирає у моменти часу ( $t^*$ ):

$$\omega t^* + \varphi - \omega t_0 = \frac{\pi}{2} + 2n\pi, \quad n = 0, 1, 2, \dots \quad (14)$$

З (14) маємо для  $t^*$ :



$$t^* = \frac{\left(\frac{\pi}{2} + 2n\pi + \omega t_0 - \varphi\right)}{\omega} = \left(\frac{\pi}{2} + 2n\pi + \omega t_0 - \operatorname{arctg}\left[\operatorname{ctg}(\pi\lambda)\right]\right) \quad (15)$$

Графік динамічного коефіцієнта  $k_{\text{д.макс}}$  у вигляді функції параметра навантаження  $\lambda$  поданий на рис. 3.

При  $\left(\frac{t_0}{T}\right) \approx \frac{1}{2}$  залежність (13) набуває вигляду:

$$k_{\text{д.макс}} \approx 1 + \frac{T}{(\pi t_0)}. \quad (16)$$

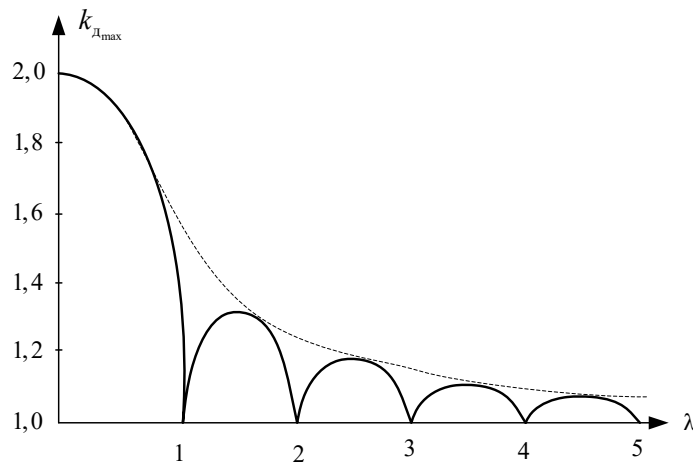


Рисунок 3 – Динамічний коефіцієнт  $k_{\text{д.макс}}$  як функція параметру навантаження  $\lambda$

Графік залежності (16) поданий на рис. 3 пунктиром.

Чим більший час зростання зовнішнього навантаження ( $P = \text{const}$ ), тим менше амплітуда динамічних зусиль у зв'язках (канатах). При  $\lambda \geq 5$  динамічні навантаження у пружних зв'язках не перевищують 1,8% від статичних і ними можна знехтувати.

При миттєвому зростанні навантаження (підйом вантажу з землі)  $t_0 \rightarrow 0, k_0 \rightarrow 2$ . Умова, за якої коливання у цьому випадку (для  $P_{\text{дин}}(t)$  за (10)) відсутні при  $t > t_0$ , має вигляд:

$$\omega \cdot t_0 = 2\pi n, n = 1, 2, 3, \dots \quad (17)$$

Нижче, у таблиці 1 наведені значення  $t_0, c$  для різних значень

$\omega, c^{-1}$  та  $n$ .

Наближено можна визначити час зростання навантаження у механізмі підйому:

$$t_0 = \frac{y_{ct} + \lambda_{ct}}{v_0}, \quad (18)$$

де  $y_{ct}$  - статичний прогин мосту крана,  $\lambda_{ct}$  - статичне подовження канатів поліспасти;  $v_0$  - швидкість відриву вантажу від землі.

Таблиця 1 – Значення  $t_0, c$  для різних значень  $\omega, c^{-1}$  та  $n$ .

$n$	$\omega, c^{-1}$													
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	
1	12,6	10,5	9,0	7,9	7,0	6,3	4,2	3,1	2,5	2,1	1,8	1,6	1,3	
2	27,1	21,0	18,0	15,7	14,0	12,6	8,4	6,3	5,0	4,2	3,6	3,1	2,5	
3	37,7	31,4	27,0	23,6	21,0	18,9	12,6	9,4	7,5	6,3	5,4	4,7	3,8	
4	50,3	41,9	36,0	31,4	28,0	21,9	16,8	12,6	10,0	8,4	7,2	6,3	5,0	
5	62,9	52,4	45,0	39,3	34,9	31,4	21,0	15,7	12,6	10,5	9,0	7,9	6,3	

Період коливань конструкції моста крану (період власних коливань системи  $T$ ) можна визначити з умови:

$$T = 2\pi \cdot \sqrt{\frac{m_k + m_b}{c_m}}. \quad (19)$$

Динамічні параметри спрощеної розрахункової схеми “міст – вантаж”:  $m_k$  – приведена маса крана (конструкції мосту і візка);  $m_b$  – маса вантажу, що піднімається,  $c_m$  – жорсткість конструкції мосту крана.

Приведена маса крану:

$$m_k = 0,5m_m + \tilde{m}_b + m_n, \quad (20)$$

де  $m_m$  – маса металоконструкції мосту;  $\tilde{m}_b$  – маса кранового візка;  $m_n$  – маса механізму пересування крану. Жорсткість конструкції мосту:

$$C_m = \frac{Q}{y_{ct}}, \quad (21)$$

де  $y_{ct}$  - статичний прогин мосту

$$y_{ct} = \frac{Q \cdot L^3}{2 \cdot 48 \cdot E \cdot I}, \quad (22)$$

де:  $L$  – прольот мосту;  $E$  - модуль пружності матеріалу моста;  $I$  – момент інерції перерізу їздової балки мосту відносно горизонтальної осі.

Якщо тривалість зростання навантаження  $t_0 > 0,5T$  (як це має місце у практичній ситуації при експлуатації кранів), формулу (13) можна записати у вигляді (16). Тоді тривалість зростання навантаження при підйомі вантажу краном з землі може бути знайдена за співвідношенням (18). Статичне подовження канату  $\lambda_{ст}$ :

$$\lambda_{ст} = \frac{Q \cdot l_k}{z \cdot S_k \cdot E_k}, \tag{23}$$

де  $l_k$  - довжина гілки каната;  $z$  - кількість гілок канатного поліспада;  $S_k$  - площа перерізу проволоч канату;  $E_k$  - модуль пружності канату.

Знаючи всі вихідні дані і підставляючи у формулу (16) вираз для періоду коливань (19), остаточно отримаємо динамічний коефіцієнт із врахуванням коливних навантажень при пуску механізму підйому:

$$k_d = 1 + \frac{2v_0}{(y_{ст} + \lambda_{ст})} \cdot \sqrt{\frac{m_k + m_b}{c_m}}. \tag{24}$$

Отже, значення динамічного коефіцієнта за інших однакових умов залежить від швидкості підйому вантажу. Зі збільшенням вантажопідйомності кранів швидкість підйому зменшується, а відповідно, знижується і динамічний коефіцієнт.

При гальмуванні вантажу, що опускається:

$$k_{дин_{max}} = 1 + \frac{v_0}{\sqrt{g \cdot (y_{ст} + \lambda_{ст})}}. \tag{25}$$

Динамічний коефіцієнт при пуске привода, як правило, більше, ніж при гальмуванні.

Період коливань кранових мостів зазвичай складає  $T = 0,2...0,3$  с [1]. Нижче, у таблиці 2 наведені значення  $k_{дин_{max}}$  (16) для різних значень  $T$  й  $t_0$ .

Таблиця 2 – Значення  $k_{дин_{max}}$  (16) при різних  $T$ ,  $c$  й  $t_0, c$ .

$T, c$	$t_0, c$				
	0,11	0,13	0,15	0,20	0,25
0,20	1,58	1,49	1,42	1,32	1,25
0,25	1,72	1,61	1,53	1,40	1,32
0,30	1,87	1,73	1,64	1,48	1,38

3. Оптимізація режимів руху вантажопідйомних кранів при підйомі вантажу з землі, за яких мінімізуються динамічні навантаження у металоконструкціях.

Встановимо режим руху (закон руху) вантажопідйомного механізму крана при підйомі вантажу з землі, за якого реалізується наступний критерій якості руху системи:

$$\int_0^{t_n} [k_{\text{дин}}(t)]^2 dt \Rightarrow \min, \quad (26)$$

де  $t_n$  - тривалість перехідного процесу.

Подамо рівняння руху системи у вигляді:

$$\ddot{x} + \omega^2 \cdot x = \frac{P}{m_1} + \frac{Q(t)}{m_2}, \quad (27)$$

де  $Q(t)$  заданий у вигляді (8).

Динамічне зусилля  $P_{\text{дин}}$  у канаті можна подати згідно [1] у вигляді:

$$P_{\text{дин}}(t) = C \cdot (x_1 - x_2) = C \cdot x(t). \quad (28)$$

Тоді  $k_{\text{дин}}(t)$ , який пропорціональний  $P_{\text{дин}}(t)$ , буде задовольняти критерію (26), якщо:

$$\int_0^{t_n} [x(t)]^2 dt \Rightarrow \min. \quad (29)$$

Розв'язок диференціального рівняння Ейлера, як необхідної умови реалізації (29), має вигляд:

$$x(t) = 0. \quad (30)$$

З урахуванням (30) можна наступним чином подати рівняння (диференціального типу) руху вантажопідйомного механізму при підйомі вантажу з землі:

$$\begin{cases} \ddot{x} = \frac{P}{m_1} + \frac{Q_0 \cdot t}{t_0 m_2}, P = \text{const}, t \in [0, t_0]; \\ \ddot{x} = \frac{P}{m_1} + \frac{Q_0}{m_2}, t \in [t_0, t_n] \end{cases}. \quad (31)$$

Розв'язок рівнянь (31) методом припасовування дає наступні результати:

$$\begin{cases} x(t) = \frac{P}{2m_1} \cdot t^2 + \frac{Q_0}{6m_2 t_0} \cdot t^3, t \in [0, t_0]; \\ x(t) = \frac{2 \cdot Q_0 t_0^2}{3 \cdot m_2} - \frac{Q_0 \cdot t_0}{m_2} \cdot t + \left( \frac{P}{m_1} + \frac{Q_0}{m_2} \right) \cdot \frac{t^2}{2}, t \in [t_0, t_n] \end{cases}. \quad (32)$$

Зрозуміло, що розв'язки (32) отримані за нульових початкових умов ( $x|_{t=0} = \dot{x}|_{t=0} = 0$ ).

Тоді для  $k_{\text{дин}}(t)$  маємо наступні вирази:

$$\left\{ \begin{array}{l} k_{дин}(t) = \omega^2 t^2 \left\{ \frac{\frac{m_2 P}{2} + \frac{Q_0 m_1 \cdot t}{6 t_0}}{m_2 P + Q_0 m_1 \cdot \frac{t}{t_0}} \right\}, t \in [0, t_0]; \\ k_{дин}(t) = \left\{ \frac{m_1 Q_0 \left( \frac{2}{3} \omega^2 t^2 - \omega^2 t_0 t + \frac{\omega^2 t_0^2}{2} \right)}{m_1 Q_0 + m_2 P} + \frac{m_2 P \frac{\omega^2 t^2}{2}}{m_1 Q_0 + m_2 P} \right\}, t \in [t_0, t_n]. \end{array} \right. \quad (33)$$

З виразів (33) видно, що режим руху (32) доволі ощадний, оскільки  $k_{дин}(t) < 1$  за наступних умов:

$$0 < t_0 < \frac{T}{2\pi}; \frac{T}{2\pi} \leq t_n < \frac{T}{\sqrt{2\pi}}. \quad (34)$$

Або:

$$0 < t_0 < 0,159T; 0,159T \leq t_n < 0,225T. \quad (35)$$

Введемо позначення:  $T_{1min} = 0,159T$ ;  $T_{2max} = 0,225T$ , тоді (35) можна подати у вигляді:

$$0 < t_0 < T_{1min}; T_{1min} \leq t_n < T_{2max}. \quad (36)$$

В таблиці 3 наведені значення  $T_{1min}$  та  $T_{2max}$  для типових значень  $T$ .

Таблиця 3 – Значення  $T_{1min}, c$ ,  $T_{2max}, c$  в залежності від  $T, c$ .

$T, c$	0,2	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30	0,32	0,34	0,36	0,38	0,40	0,42
$T_{1min}, c$	0,032	0,035	0,038	0,041	0,045	0,048	0,051	0,054	0,057	0,060	0,064	0,067
$T_{2max}, c$	0,045	0,050	0,054	0,059	0,063	0,068	0,072	0,077	0,081	0,086	0,090	0,095

4. Оптимізація (мінімізація) коефіцієнту динамічності у металокопункціях вантажопідійомних кранів при наявності певних умов гладкості зміни з плином часу  $Q(t)$ .

Зазвичай при пуску вантажопідійомних механізмів кранів, які піднімають вантаж з землі, реалізують закон  $Q(t)$  у вигляді (8). Проте, при цьому виникають небажані коливання вантажу, котрі слід мінімізувати (або ж повністю знищити). Якщо закон  $Q(t)$  буде

задовольняти певним умовам гладкості (їх можна легко реалізувати за допомогою слідкуючої мехатронної системи управління (керування) вантажопідйомним механізмом крана), тоді можна суттєво знизити виникаючі коливання, а  $k_{\text{дин}}(t)$  мінімізувати згідно з критерієм (26) за певного закону руху системи  $x(t)$ .

Нехай потрібно встановити  $Q(t)$ , яке задовольняє наступним умовам (рис.4):

$$Q|_{t=0} = 0; \quad Q|_{t=t_0} = Q_0; \quad \frac{dQ}{dt}|_{t=0} = 0; \quad \frac{dQ}{dt}|_{t=t_0} = 0. \quad (37)$$

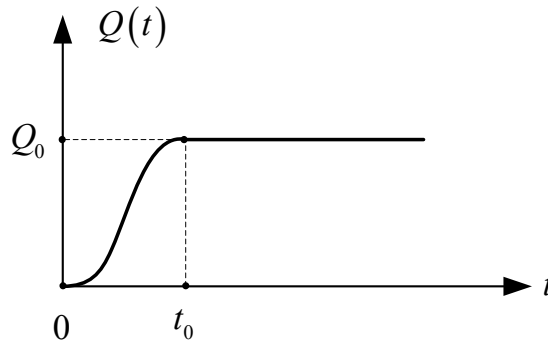


Рисунок 4 – Графік зміни  $Q(t)$  для умов (37)

Закон  $Q(t)$ , який задовольняє умовам (37), розшукуємо серед функцій типу:

$$Q(t) = a_0 + a_1 \cdot t + a_2 \cdot t^2 + a_3 \cdot t^3. \quad (38)$$

З першої та третьої умов (37) знаходимо:  $a_0 = 0$ ,  $a_1 = 0$ . Друга і четверта умови (37):  $a_2 = 3Q_0 \frac{1}{t_0^2}$ ;  $a_3 = \frac{(-2Q_0)}{t_0^3}$ . Отже, шуканий

закон  $Q(t)$ , що задовольняє умовам гладкості (37), має вигляд:

$$Q(t) = 3Q_0 \cdot \frac{t^2}{t_0^2} - 2Q_0 \cdot \frac{t^3}{t_0^3}. \quad (39)$$

Слід зазначити, що точка перегину  $Q(t)$  з (38) лежить всередині інтервалу  $0 < t < t_0$  й задовольняє умовам:

$$\frac{d^2Q}{dt^2}|_{t=t^*} = 0 \Rightarrow t^* = \frac{t_0}{2}. \quad (40)$$

Тепер закон руху системи  $x(t)$ , який задовольняє критерію якості руху (29), слід знаходити з рівняння:

$$\ddot{x} = \frac{P}{m_1} + \frac{3Q_0 \cdot t^2}{m_2 \cdot t_0^2} - \frac{2Q_0 \cdot t^3}{m_2 \cdot t_0^3}, t \in [0, t_n]. \quad (41)$$

Розв'язок (41), з урахуванням нульових початкових умов, дає наступний результат:

$$x(t) = \frac{P}{2m_1} \cdot t^2 + \frac{Q_0}{4m_2 \cdot t_0^2} \cdot t^4 - \frac{Q_0}{10m_2 \cdot t_0^3} \cdot t^5, t \in [0, t_n]. \quad (42)$$

Поточне значення  $k_{\text{дин}}(t)$  на інтервалі часу  $t \in [0, t_n]$  для закону руху системи (42) має вигляд:

$$k_{\text{дин}}(t) = \frac{C \cdot \left( \frac{Pt^2}{2m_1} + \frac{Q_0 t^4}{4m_2 t_0^2} - \frac{Q_0 t^5}{10m_2 t_0^3} \right)}{m_2 P + m_1 \cdot \left( \frac{3Q_0 t^2}{t_0^2} - 2Q_0 \cdot \frac{t^3}{t_0^3} \right)}. \quad (43)$$

Зокрема, при  $t = t_0$  з (43) маємо:

$$k_{\text{дин}}(t_0) = \omega^2 \cdot t_0^2 \cdot \frac{\left( \frac{P}{2} \cdot m_2 + 0,15Q_0 \cdot m_1 \right)}{(m_2 \cdot P + m_1 \cdot Q_0)}. \quad (44)$$

За умови (34)  $0 < k_{\text{дин}}(t_0) < 1$ , що підтверджує оптимальні властивості руху за законом (42), які мінімізують навантаження на металоконструкції вантажопідйомних кранів, котрі піднімають вантаж з землі.

### Висновки

1. Обґрунтована модель, яка адекватно описує динамічні навантаження в металоконструкціях вантажопідйомних кранів, котрі піднімають вантажі з землі.
2. Встановлені закони руху вантажопідйомних механізмів кранів, для яких мінімізуються небажані коливання, що виникають у канатах, котрі утримують вантаж, а також коефіцієнт динамічності протягом усього періоду пуску ( $t_n$ ).
3. Визначені співвідношення між  $t_0$  (тривалість зростання навантаження на канати),  $t_n$  й періодом власних коливань вантажопідйомних кранів ( $T$ ), при яких коефіцієнт динамічності  $k_{\text{дин}}(t)$  приймає мінімальні значення. Величини  $t_0$  (фактично це час відриву вантажу від землі) й  $t_n$  можуть бути контрольовані і керовані, як і закон руху вантажопідйомного механізму  $x(t)$ , за

допомогою спеціальної слідкуючої мехатронної системи управління вантажопідйомного крану.

4. Результати, отримані у даному дослідженні, можуть у подальшому слугувати для уточнення і вдосконалення інженерних методів розрахунку вантажопідйомних механізмів кранів з мехатронними системами управління, котрі працюють у перехідних режимах (пуску, гальмування, реверсування) і підіймають вантаж з землі таким чином, щоб мінімізувати динамічні навантаження на металоконструкції кранів.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Иванченко Ф. К. и др. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин /Ф. К. Иванченко и др. – К.: Вища школа, 1978. – 576 с.
2. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин /М. М. Гохберг. – М.: Машиностроение, 1969. – 290 с.
3. Артоболевский И. И. Динамика машинных агрегатов на предельных режимах движения /И. И. Артоболевский, В. С. Лощинин. – М.: Наука, 1977. – 325 с.
4. Грузоподъемные машины / М. П. Александров, Л. Н. Колобов, Н. А. Лобов и др. – М.: Машиностроение, 1986. – 400 с.
5. Грузоподъемные краны / Под ред. М. П. Александрова. – М.: Машиностроение. – Кн. 1. – 1981. – 216 с.; Кн. 2. – 1981. – 287 с.
6. Лобов Н. А. Динамика грузоподъемных кранов /Н. А. Лобов.- М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
7. Казак С. А. Динамика мостовых кранов /С .А.Казак. – М.: Машиностроение, 1968. – 472 с.
8. Ландау Л. Д. Теоретическая физика. Т. 1. Механика /Л. Д. Ландау, Е. М. Лифшиц. – М.: Наука, 1965. – 204 с.



УДК 621.833.65

Малащенко В. О., д.т.н., Стрілець О. Р., к.т.н., Стрілець В. М., к.т.н.,  
Савлук А. П., студент  
Національний університет „Львівська політехніка”

## ОБГРУНТУВАННЯ БУДОВИ ТА ПРИНЦИПУ РОБОТИ ВАНТАЖНОГО ГАЛЬМА У ВИГЛЯДІ ЗАМКНУТОЇ ГІДРОСИСТЕМИ

**Анотація.** Обґрунтовано будову гальма, яке містить шестеренчастий гідронасос, короткі трубопроводи, регулювальний кран, зворотні клапани і ємність для рідини. Всі елементи, у вигляді замкнутої гідросистеми, змонтовані на корпусі шестеренчастого гідронасоса, вал якого з'єднаний з одним з валів редуктора приводу механізму піднімання вантажу. За напрямком підйому вантажу шестеренчастий гідронасос приводиться в роботу та перекачує рідину по відкритому колу гідросистеми. По закінченні піднімання вантаж зупиняється і своєю вагою створює зворотний обертальний момент, тобто напрямок обертання вала та насоса міняється і стопориться, бо зворотне коло гідросистеми закрито регулювальним краном.

**Аннотация.** Обоснована конструкция тормоза, которая состоит из шестеренчатого гидронасоса, трубопроводов, регулирующего крана, обратных клапанов и емкости для жидкости. Все детали, в виде замкнутой гидросистемы, смонтированы на корпусе шестеренчатого гидронасоса, вал которого соединен с одним из валов редуктора привода механизма подъема груза. В направлении подъема груза шестеренчатый гидронасос приводится в действие и перекачивает жидкость по открытому кругу гидросистемы. По окончании подъема груз останавливается и своим весом создает обратный крутящий момент, то есть направление вращения вала и насоса меняется – происходит стопорение, потому что обратный круг гидросистемы закрыт регулирующим краном.

**Abstract.** Considered structure of the brake, which contains a gearbox hydraulic pump, short pipelines, control valve, return valves and a tank for the liquid. All parts, in the form of a closed hydrosystem, are mounted on the housing of a gear hydraulic pump, whose shaft is connected to one of the shafts of the gear unit for the mechanism of lifting the load. In the direction of lifting the load, the gear-type hydraulic pump is put into operation and pumping the liquid through the open circuit of the hydrosystem. At the end of lifting the load stops and its weight creates a reversible torque, that is, the direction of rotation of the shaft and pump

---

*changes and stops, because the return circle of the hydrosystem is closed by the control cock.*

**Постановка проблеми.** Для надійної роботи вантажопідійомних, транспортуючих, транспортних та інших машин і обладнання необхідні пристрої, які забезпечують безпеку їх нормальної експлуатації. Сам процес роботи цих пристроїв називають гальмуванням, а пристрої – гальмами. Гальма у механізмах піднімання вантажів мають зупиняти ці механізми та утримувати вантаж на висоті, а також забезпечувати повільне опускання вантажу з регульованою швидкістю. У механізмах пересування та повороту, гальма використовують для зупинки візка або крана на заданому шляху. В транспортерах та елеваторах гальма служать для зупинки цих машин і запобігання їх зворотного руху. Будова та принцип роботи колодкових, стрічкових, дискових і вантажоупорних гальм описані, наприклад, у [1-5] та інших технічних літературних джерелах. Основним недоліком таких гальм є складність конструкції, використання у них фрикційних зв'язків, що приводять до інтенсивного спрацювання деталей, та не продуктивні затрати енергії на опускання вантажів. Актуальною науково-технічною задачею є розробка нових гальм, які конструктивно простіші та виключають фрикційні зв'язки. Тому пропонується нове гальмо у вигляді замкнутої гідросистеми, розроблене на рівні патентів на винаходи і корисні моделі [6-10], які усувають вказані недоліки.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Гальмам вантажопідійомних, транспортуючих, транспортних та інших машин і пристроїв присвячена велика кількість робіт, з яких тут розглянуті найбільш блиски до поставленої задачі статті [11–14].

В [11] приводиться оцінка теплового балансу складених шківів стрічково-колодкових гальм бурової лебідки при їх повітряно-рідинному охолодженні.

В [12] розглядаються статично збалансовані гальма (SBBs) у яких привод менш енергоємний. Вони не вимагають будь-якої сили приведення, щоб підтримувати гальмівний момент, а лише необхідно перемістити невелику масу, щоб його змінювати.

В [13] приводиться будова і принцип роботи магнітореологічного гальма – пристрою, який передає обертальний момент через зсувну силу рідини MR. Рідина розміщується між обертальними і фіксованими дисками, а на рідину накладається магнітне поле.

В [14] досліджуються електромагнітні гальма з застосуванням вихрових струмів, вказується ряд переваг, наприклад, безконтактна робота, швидка реакція, зменшення кількості деталей. Основний недолік – гальмівний момент обмежений низькими швидкостями.

Із аналізу останніх публікацій видно, що науковці та проектувальники і конструктори продовжують шукати шляхи покращення конструкції і принципу роботи гальма.

**Метою роботи** є опис будови і принцип роботи нового гальма у вигляді замкнутої гідросистеми, отримати аналітичні вирази для його розрахунків у залежності від умов роботи та зробити висновки про можливість і доцільність застосування у вантажопідйомній та іншій техніці

**Виклад основного матеріалу.** На рис. 1 показана гідравлічна схема гальма, яка складається з шестерінчастого гідронасоса 1, [15], коротких трубопроводів 2, регулювального крана 3, зворотних клапанів 4, 5, 6 і ємності для рідини 7. Всі складові деталі монтуються на корпусі 8 гідронасоса 1. Далі вантажоупорний зупинник корпусом 8 приєднується до корпуса 9 (рис.2) редуктора приводу механізму підйому вантажу гвинтами 10, а вал 11 приводу гідронасоса 1 з'єднується з валом 12 редуктора приводу механізму піднімання вантажу з'єднанням [16].

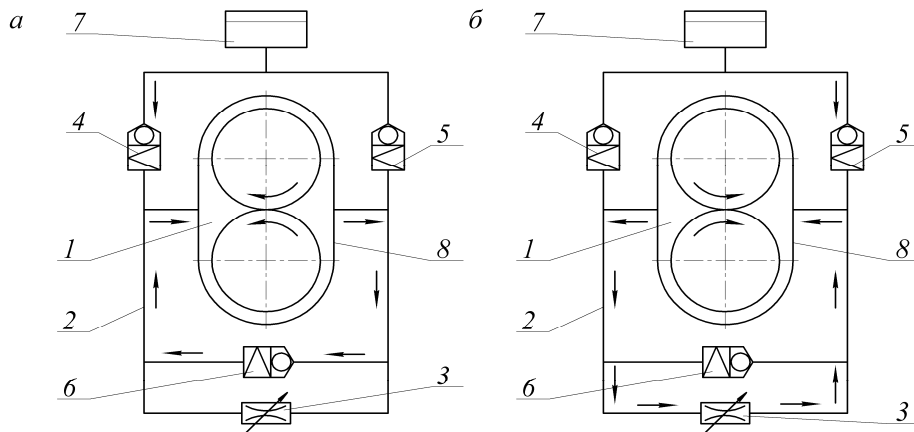


Рисунок 1 – Гідравлічні схеми гальма:

*а* – робота при підніманні вантажу; *б* – робота при опусканні вантажу.

Гальмо працює за таким принципом. При обертанні вала 12 (рис.2) редуктора приводу механізму за напрямком підйому вантажу шестеренчастий гідронасос приводиться в роботу, а саме перекачує рідину по першому замкнутому колу (див. рис. 1,а). У цей час регулювальний кран 3 закритий. По закінченні піднімання вантаж зупиняється і своєю вагою створює зворотний обертальний момент, тобто напрямок обертання вала 12 міняється на зворотний. При цьому міняється напрямок обертання шестеренчастого насоса.

Так як система замкнута регулювальним краном 3 і зворотними клапанами 5 і 6 здійснюється стопоріння шестеренчастого гідронасоса і вала 12, тепер піднятий вантаж знаходиться в підвішеному стані.

Для опускання вантажу відкривається регулювальний кран 3. Рідина рухається по другому замкнутому колу (див. рис. 1, б), а саме через шестеренчастий гідронасос і регулювальний кран 3. При цьому обертається шестеренчастий гідронасос, вал 12 і вантаж плавно опускається. При закритті регулювального крана 3 гідросистема стопориться, припиняється рух рідини по другому замкнутому колу гідросистеми. Зупиняється рух шестеренчастого гідронасоса, вала 12 і опускання вантажу припиняється. Дозаповнення гідросистеми рідиною здійснюється із ємності 7 через зворотні клапани 5 і 6.

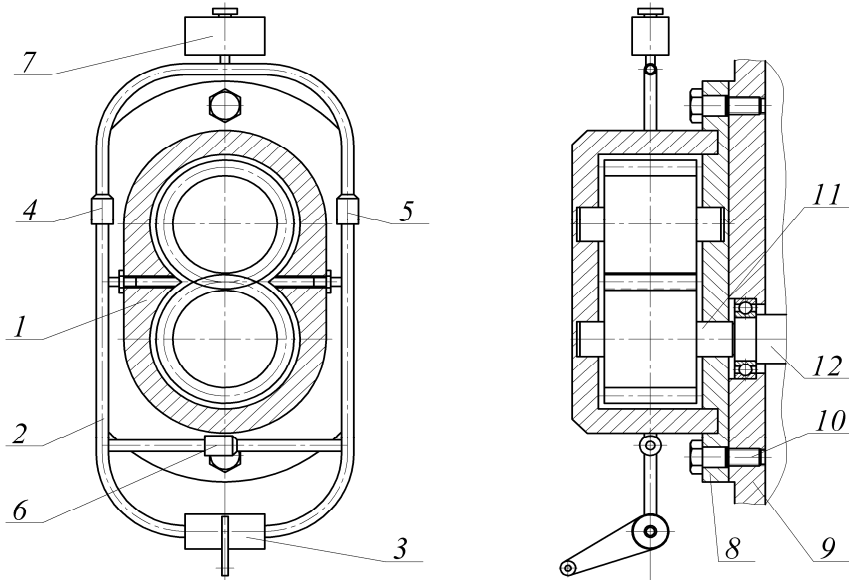


Рисунок 2 – Конструктивна блок - схема установки гальма на редукторі механізму підйому вантажу

Таке гальмо поліпшує експлуатаційні показники внаслідок спрощення керування опусканням вантажу, зменшення енергетичних затрат на опускання вантажу, збільшення довговічність пристрою за рахунок відсутності пар тертя.

Для розрахунку будь-якого гальма визначають розрахунковий гальмівний момент,  $M_{\Gamma}$

$$M_{\Gamma} = K_{\Gamma} \frac{Q_6 D_0}{2i_n u_m} \eta_m, \quad (1)$$

де  $K_{\Gamma}$  – коефіцієнт запасу гальмування;  $Q_6$  – вантажопідйомність;  $D_0$  – діаметр барабана по осі каната;  $i_n$  – кратність поліспасти;  $u_m$  – передаточне число механізму підйому вантажу, від вала барабана до вала установки гальма;  $\eta_m = 0,80 \dots 0,85$  – коефіцієнт корисної дії механізму підйому вантажу.

В якості насоса в замкнутій гідросистемі рекомендуються шестеренні гідронасоси зовнішнього зачеплення [15], як такі, що відрізняються простотою конструкції, компактністю, надійністю у роботі, довговічністю, нечутливістю до перевантажень, малою вартістю. Вітчизняною промисловістю випускаються шестеренні гідронасоси з прямозубим зовнішнім зачепленням НШ-4, НШ-6, НШ-10, НШ-32, НШ-50, НШ-71, НШ-100, НШ-125, НШ-150, де число у марці означає робочий об'єм у  $см^3$ . Деякі параметри шестеренчастих насосів (за даними [18],) вибрані та подані у вигляді табл. 1

Таблица 1

Деякі дані для шестеренчастих насосів

Марка насоса	Габаритні розміри ( $l \times b \times h$ ), мм	Діаметр вихідного вала, $d$ , мм	Діаметр напірного отвору, $d_y$ , мм	Піковий тиск, $p_{max}$ , МПа
НШ-4	133x93x115	16	12	25
НШ-6	138x93x115	16	12	25
НШ-10	93x93x115	16	14	28
НШ-32	126x124x155	25	16	28
НШ-50	149x148x159	30	25	28
НШ-71	198x210x202	32	27	28
НШ-100	180x184x206	34	40	28
НШ-125	189x184x206	34	50	28
НШ-150	218x184x206	34	60	28

Вибір гідронасоса для гальма, у вигляді замкнутої гідросистеми рекомендуємо виконують за діаметром вихідного вала, який визначається за таким виразом

$$d = \sqrt{M_G / (0,2[\tau_k])} \tag{2}$$

де  $M_G$  – гальмівний момент;  $[\tau_k] = 15...30$  МПа – занижені допустимі напруження кручення для матеріалу вала.

В замкнутій гідросистемі розрахунку підлягають трубопроводи, по яких рухається рідина і вони є найбільш вразливими. Внутрішній діаметр трубопроводів вибираємо рівним напірному отвору гідронасоса. Товщина стінок труб  $s$ , як і всі види їх з'єднань розраховуються за максимальним тиском [17]. Небезпечним для труб є розрив по твірній. Тоді товщина стінки дорівнює

$$s = \frac{p_{max} d_y}{2[\sigma_p]} + c, \tag{3}$$

де  $p_{max}$  – максимальний тиск рідини в трубах, який може створити гідронасос;  $[\sigma_p]$  – допустимі напруження на розтяг для матеріалу труб;  $c = 1...2$  мм – збільшення товщини стінки труби з урахуванням

спрацювання;  $d_y$  – умовний прохід труби, приймається рівним діаметру отворів гідронасоса.

Піковий максимальний тиск  $p_{\max}$  рідини в трубах, який може створити гідронасос в замкнутій гідросистемі вибираємо із табл. 1 параметрів гідронасосів, або з каталогу [18].

**Висновки:**

1. Описана конструкція та принцип роботи нового вантажного гальма у вигляді замкнутої гідросистеми може бути використана різних засобах підйомно-транспортної техніки.

2. Запропоновані аналітичні вирази для розрахунків компонентів вантажного гальма у вигляді замкнутої гідросистеми можуть бути використані під час його проектування та експлуатації.

3. Встановлено, що розглянуте вантажне гальмо у вигляді замкнутої гідросистеми доцільно застосовувати у вантажопідйомній та іншій техніці, так як підвищується довговічність деталей і зменшуються енергетичні експлуатаційні затрати.

**ЛІТЕРАТУРА**

1. Александров М.П. Тормоза подъемно-транспортных машин [Текст] / М.П. Александров. – М.: Машиностроение, 1984. – 552 с.

2. Гончарук О.М. Вантажопідйомна, транспортуюча і транспортна техніка [Текст] / О.М. Гончарук, В.М. Стрілець. Рівне: НУВГП, 2008. – 345 с.

3. Іванченко Ф.К. Розрахунки вантажопідйомних і транспортуючих машин [Текст] / Ф.К. Іванченко, В.С. Бондарев, Н.П. Колесник, В.Я. Барабашов. – К.: Вища школа, 1978. – 578 с.

4. Малащенко В.О. Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання [Текст] / В.О. Малащенко, В.М. Стрілець, Я.М. Новіцький, О.Р. Стрілець. – Рівне: НУВГП, 2017. – 347с.

5. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів. Державний нормативний акт про охорону праці ДНАОП № 0.00-1.03.02. – К.: МПСПУ, 2002. – 196 с.

6. Пат. 2211796 РФ, МПК F 16 D 57/06. Останов для груза перемещаемого механизмом подъема [Текст] / Куденко Н.М., Стрелец В.Н.; заявитель і обладатель патента Украинский государственный университет водного хазяйства и природопользования. - №2001107699; заявл. 21.03.2001; опубл. 10.09.03, Бюл. № 25.

7. Пат. 2211797 РФ, МПК F 16 D 57/06. Останов для груза перемещаемого механизмом подъема [Текст] /Куденко Н.М., Стрелец В.Н.; заявитель і обладатель патента Украинский государственный университет водного хазяйства и природопользования. - №2001113324/28; заявл. 14.05.2001; опубл. 10.09.03, Бюл. № 25.

8. Пат. 41191 Україна, МПК F 16 D 71/00. Вантажопорний зупинник [Текст] / Куденко М.М., Стрілець В.М.; заявник і власник патенту Рівненський державний технічний університет. - №2001032016; заявл. 27.03.01; опубл. 15.07.03, Бюл. № 7.

9. Пат. 44135 Україна, МПК В 66 D 5/32. Вантажопорний зупинник [Текст] / Куденко М.М., Стрілець В.М.; заявник і власник патенту Український державний університет водного господарства та природокористування. - №2001053400; заявл. 21.05.01; опубл. 15.03.05, Бюл. № 3.

10. Пат. 28463 Україна, МПК F 16 D 71/00. Вантажопорний зупинник [Текст] / Стрілець О.Р., Стрілець В.М.; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. - № u200708884; заявл. 01.08.07; опубл. 10.12.07, Бюл. № 12.

11. Чуфус В.М. К вопросу оценки теплового баланса составляющих шкивов ленточно-колодочного тормоза буровой лебёдки при их воздушно-жидкостным охлаждением [Текст] / В.М. Чуфус // Подъемно-транспортная техника. – Одесса: ОНПИ, 2017. – № 2 (54). – С. 73-84.

12. Plooij Michiel. Statically balanced brakes [Text] / Michiel Plooij, Tom van der Hoeven, Gerard Dunning, Martijn Wisse // Original Research Article Precision Engineering. Vol. 43. January 2016. Pages 468-478.

13. Attia E.M. Teoretical and experimental study of magneto-rheological fluid brake [Text] / E.M. Attia, N.M. Elsodany, H.A. El-Gamal, M.A. Elgohari // Original Research Article Alexandria Engineering Journal. Vol. 56. Iss. 2. June 2017. Pages 189-200.

14. Karakoc Kerem. Analytical modeling of eddy current brakes with the application of time varying magnetic fields [Text] / Kerem Karakoc, Afzal Suleman, Edvard J. Park // Original Research Article Applied Mathematical Modelling. Vol. 40. Iss. 2. 15 January 2016. Pages 1168-1179.

15. Стрілець О. Огляд і аналіз гідронасосів для замкнутих гідросистем у пристроях для керування змінами швидкості [Текст] / О. Стрілець / Матеріали 13-го міжнародного симпозіуму українських інженерів-механіків у Львові. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2017. – С. 150-151.

16. Пружне з'єднання валів на опорі [Текст] / Стрілець О.Р., Малащенко В.О., Стрілець В.М., Савлук А.П.; Заявка на патент України на корисну модель № u 2018 00076 від 02. 01. 2018

17. Стрілець В.М. Основи конструювання. Інтерактивний комплекс навчально-методичного забезпечення [Текст] / В.М. Стрілець. – Рівне: НУВГП, 2008. – 258с.

18. Насосы шестеренные. Каталог – <https://www.hydroсила.com>.

УДК 625.7.08.002.5; 616-07

Пимонов И. Г., к.т.н., Пимонова Е. В.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

## ДИАГНОСТИКА АКСИАЛЬНОПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ МЕТОДОМ ИЗМЕРЕНИЯ В ОДНОЙ ТОЧКЕ

**Аннотация.** В материалах статьи используются известные фундаментальные исследования в области гидравлики, получены математические зависимости, связывающие структурные и функциональные параметры аксиальнопоршневых насосов. Это позволяет использовать значения функциональных параметров насоса применительно к диагностической модели для осуществления метода бортового диагностирования измерением определяющего параметра в одной точке гидропривода и реализовать все преимущества этого метода.

**Анотація.** У матеріалах статті використовуються відомі фундаментальні дослідження в області гідравліки, отримані математичні залежності, які зв'язують структурні і функціональні параметри аксіальнопоршневих насосів. Це дозволяє використовувати значення функціональних параметрів насоса стосовно діагностичної моделі для роботи системи бортового діагностування виміром визначального параметра в одній точці гідроприводу і реалізувати всі переваги цього методу.

**Abstract.** The materials of the article use well-known fundamental researches in the field of hydraulics, mathematical dependences connecting the structural and functional parameters of axial piston pumps are obtained. This allows us to use the values of the pump's functional parameters with reference to the diagnostic model for implementing the onboard diagnostic method by measuring the determining parameter at one point of the hydraulic drive and realize all the advantages of this method.

**Постановка проблемы.** Техническая диагностика позволяет повысить эффективность работы строительных машин за счет поддержки их эксплуатационной производительности на высоком уровне, сокращения затрат на техническое обслуживание и ремонт. Эффективность диагностики, в значительной мере, зависит от затрат на ее осуществление. Уменьшение этих затрат производится путем разработки и совершенствования методов и средств диагностики строительных машин в том числе гидропривода, на долю которого приходится 20...80% всех отказов и значительная часть эксплуатационных затрат [1, 2, 3]. В производственных организациях

---

© Пимонов И. Г., Пимонова Е. В.



применяют съемное, быстросъемное и, наиболее перспективное, бортовое диагностическое оборудование, снизить стоимость которого, не теряя информативности, стремятся многие исследователи [1, 2, 3]. В настоящее время разработан метод, который позволяет производить диагностирование измерением определяющего параметра в одной точке гидропривода [3, 7]. Реализация этого метода позволяет уменьшить количество оборудования, встраиваемого в гидропривод, уменьшить затраты и повысить эффективность диагностирования. Основой этого метода является математическая модель гидроагрегата, которая получена для шестеренных насосов [7]. Однако такая модель отсутствует для аксиально-поршневых насосов, широко применяемых на строительных машинах.

**Основной материал. Разработка математической модели для диагностирования аксиальнопоршневого насоса.** Техническое состояние насоса устанавливается по степени изменения его определяющего диагностического параметра (производительности или объемного КПД) при постоянных воспроизводимых параметрах (частоте вращения насоса, вязкости или температуре рабочей жидкости и ее давлении) [1,7]

$$Q_H = nV_0 - Q_{yH} \quad \text{или} \quad \eta = 1 - \frac{Q_{yH}}{nV} \quad (1)$$

где  $nV_0$  - соответственно частота вращения и рабочий объем насоса;  
 $Q_{yH}$ ,  $Q_{yH}$  - соответственно производительность и внутренние перетечки насоса

$$Q_{yH} = Q_{yH} + Q_{yP} \quad (2)$$

где  $Q_{yH}$ ,  $Q_{yP}$  - соответственно внутренние перетечки в насосе по поршневым зазорам и зазорам в распределителе.

Определение утечек по поршневым зазорам производится по следующей зависимости [5]

$$Q_{yH} = \pi \cdot d \cdot \left( \frac{p \cdot S_n^3}{12 \cdot \mu \cdot L} + \frac{V_{cp} S_n}{2} \right) \cdot n_n \quad (3)$$

где  $d$  – диаметр поршня;  
 $p$  – давление на входе;  
 $S_n$  – зазор между поршнем и гильзой;  
 $\mu = \nu \cdot \rho$  – динамическая вязкость;  
 $\nu$  – кинематическая вязкость;

$$\rho = \frac{\gamma}{g} \text{ – плотность рабочей жидкости;}$$

$\gamma$  – объемный вес (весовая плотность);

$g$  – ускорение силы тяжести

$L$  – длина уплотняемого участка;

$V$  – средняя скорость движения поршня, которая определяется следующим образом

Ход поршня при повороте кривошипа насоса на угол  $\alpha$  равен [5]

$$h=x=R(1-\cos\alpha)\cos\beta=R\sin\gamma(1-\cos\alpha) \quad (4)$$

где  $R = \frac{D}{2}$  — радиус окружности центров заделки шатунов в шайбе

Тогда зависимость для мгновенной скорости движения поршня можно представить в виде (считаем шатуны бесконечно длинными) [5]

$$V_{\text{омн}} = \frac{dx}{dt} = R\sin\gamma\sin\alpha \frac{d\alpha}{dt}, \quad (5)$$

где  $\gamma=90^\circ - \beta$  – угол между осями цилиндрического блока и наклонной шайбы.

Поскольку  $\frac{d\alpha}{dt} = \omega$ , можно написать [5]

$$V_{\text{омн}} = R\omega\sin\gamma\sin\alpha, \quad (6)$$

где  $\alpha = \omega t$  – текущий угол поворота цилиндрического блока;

$\omega$  – угловая скорость;

$R$  – радиус окружности центров заделки шатунов.

В соответствии с теоремой о среднем значении функции [9] средняя скорость движения поршня определяется по следующей зависимости

$$V_{\text{cp}} = \frac{R\omega\sin\gamma \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin\alpha d\alpha}{\frac{\pi}{2}}, \quad (7)$$

Максимальный ход поршня в соответствии [4].

$$h_{\text{max}} = 2R\sin\gamma, \quad (8)$$

Используя полученные значения параметров, определяем внутренние перетечки по поршневым зазорам насоса

Определение утечек по зазорам в распределителе насоса (рис. 1) производится по следующей зависимости [8]

$$Q_{уп} = [(p_1 - p_0) - \frac{3\rho\omega^2}{20}(r_2^2 - r_1^2)] \frac{\pi S_{pn}^3}{6\mu \ln \frac{r_1}{r_2}}, \quad (9)$$

где  $p_0, p_1$  – соответственно номинальное давление на входе и на выходе насоса;

$$\rho = \frac{\gamma}{g} \text{ – плотность рабочей жидкости;}$$

$\gamma$  – объемный вес (весовая плотность);

$g$  – ускорение силы тяжести;

$\omega$  – угловая скорость;

$r_1$  – внутренний радиус;

$r_2$  – внешний радиус;

$S_{pn}$  – зазор в распределителе;

$\mu = \nu \cdot \rho$  – динамическая вязкость.

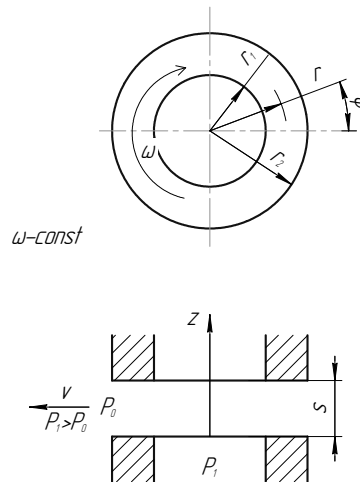


Рисунок 1 - Схема к расчету внутренних перетечек по зазорам в распределителе насоса

Среднее значение объемного коэффициента полезного действия насоса НПА 210 составляет 96%, а рассчитанное по полученным зависимостям, - 95.8%. Такое отличие вполне приемлемо для практических целей.

### **Выводы**

Разработанная математическая зависимость связывает структурные и диагностические параметры аксиально-поршневого насоса и определяет значения его функциональных параметров (коэффициента полезного действия, производительности, внутренних перетечек) с достаточной для практических целей точностью. Это позволяет реализовать все преимуществ метода бортового диагностирования измерением определяющего параметра в одной точке гидропривода, используя полученную зависимость в качестве диагностической модели.

### **ЛИТЕРАТУРА**

1. Техническая диагностика гидравлических приводов. /Т.В. Алексеева, В.Д. Бабанская, Т.М. Башта и др.; Под общ. ред. Т.М. Башты. - М.: Машиностроение, 1989. -264с.
2. Технические средства диагностирования: Справочник / В.В. Ключев, П.П. Пархоменко, В.Е. Абрамчук и др.; Под общ. ред. В.В. Ключева. - М.: Машиностроение, 1989. - 672 с.
3. Пимонов И.Г. Повышение эффективности эксплуатации строительных машин совершенствованием бортового диагностирования их гидроприводов. // Вестник Харьковского национального автомобильно – дорожного университета, сборник научных трудов. – Харьков: РИО ХНАДУ. – 2004. – вып. 27. - С. 187 – 192.
4. Пимонова Т.Г., Пимонов И.Г. Направления совершенствования диагностирования гидроприводов мобильных машин // Автомобильный транспорт: сборник научных трудов. – Харьков: РИО ХНАДУ. - 2001– вып. 6.С. 66 – 68.
5. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие. - М.: Машиностроение, 1971. - 672 с.
6. Новик И.Н. (Руководитель – к.т.н., доц. Пимонов И.Г.) Улучшение охраны труда и окружающей среды совершенствованием диагностирования гидроприводов строительных машин. // Матеріали міжнародної студентської науково практичної конференції „Безпека життя і діяльності людини”, БЖД – 2007 – Харків, ХНАДУ, 2007. – с. 74 – 75.
7. Венцель Е.С., Лысиков Е.М., Пимонов И.Г. Способ диагностирования гидропривода. Патент на изобретение №79132. МПК (2006), F15B 19/00, F04B 51/00
8. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины М.: Машиностроение, 1966. - 160 с.
9. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. М.: Наука, 1973. -832 с.

УДК 621.548

Кіндрацький Б. І., д.т.н., Літвін Р. Г., аспірант  
Національний університет «Львівська політехніка»

## КОЛИВАЛЬНІ ПРОЦЕСИ У ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ З ДВОМАСНИМ МАХОВИКОМ ПІД ЧАС РОБОТИ ДВИГУНА НА ХОЛОСТОМУ ХОДІ

**Анотація.** Розроблено у середовищі SIMULINK симуляційну модель приводу автомобіля з двомасним маховиком (ДММ) під час роботи двигуна внутрішнього згорання на холостому ході. Досліджено вплив параметрів ДММ на коливальні процеси у трансмісії та навантаженість ланок маховика і коробки перемикачів передач.

**Ключові слова:** двигун внутрішнього згорання, двомасний маховик, трансмісія, коливальний процес, симуляційна модель.

**Аннотация.** Разработано в среде SIMULINK симуляционную модель привода автомобиля с двухмассовым маховиком (ДММ) во время работы двигателя внутреннего сгорания на холостом ходу. Исследовано влияние параметров ДММ на колебательные процессы в трансмиссии, нагруженность звеньев маховика и коробки переключения передач.

**Ключевые слова:** двигатель внутреннего сгорания, двухмассовый маховик, трансмиссия, колебательный процесс, симуляционная модель.

**Abstract.** Developed in SIMULINK simulation model of cars drive with dual mass flywheel (DMF) during the internal combustion engine at idle. The influence of DMF parameters on oscillating processes in the transmission and loading of parts of the flywheel and the gearbox investigated.

**Key words:** internal combustion engine, dual mass flywheel, transmission, oscillating process simulation model.

**Вступ.** Швидкий розвиток автомобілів за останні роки сприяв створенню потужних високомоментних двигунів. Зросли поряд з цим і вимоги до комфорту водія та пасажирів. Однак оснащення сучасних автомобілів потужними низькообертливими дизельними двигунами призвело до підвищення вібрацій і шумів. Традиційні маховики з циліндричними пружинами вже не забезпечують ефективного поглинання крутильних коливань у трансмісії автомобілів у широкому діапазоні швидкостей. Крім цього, за існуючого місця для монтажу зчеплення, а тим більше при його зменшенні, класичний гасник коливань у диску зчеплення не здатний передавати зростаючі крутні

моменти, а отже, втрачає своє призначення.

Виходом з такої ситуації стало впровадження у трансмісію автомобілів двомасного маховика (ДММ), який конструктивно розділений на дві частини, одна з яких жорстко з'єднана з колінчастим валом, а друга – з вхідним валом коробки перемикачів передач (КПП). Обидві частини ДММ з'єднані між собою за допомогою упорного і радіального підшипників з можливістю відносного провертання. Між корпусами встановлена пружна демпфувальна система, призначена для поглинання коливань, які створює двигун, та плавного рухання автомобіля.

На холостому ході ДВЗ, особливо дизельні, створюють низькочастотне гармонійне збурення, частота якого наближається до власної частоти коливань мас КПП, що призводить до циклічного навантаження валів і зубців коліс КПП. Заміна одномасного маховика на двомасний зменшує навантаженість деталей КПП, однак призводить до зростання динамічних навантажень на пружні ланки ДММ. Таке перевантаження ланок ДММ обумовлює зменшення його ресурсу, порівняно з одномасним маховиком, через руйнування пружних ланок. Тому аналіз коливних процесів у трансмісії з ДММ на різних режимах роботи, з метою пошуку шляхів підвищення його ресурсу, є актуальним і має важливе практичне значення.

**Аналіз публікацій за темою досліджень.** Аналізу конструкцій ДММ та дослідженню їх впливу на коливальні процеси у трансмісії автомобіля присвячена низка праць [1 – 8]. Вони охоплюють питання моделювання і експериментального дослідження згинних і крутильних коливань у трансмісії з ДММ, розрахунку елементів двомасного маховика за допомогою сучасних програмних комплексів, пошуку альтернативи двомасному маховику.

Однак при дослідженні крутильних коливань у приводі автомобіля з двомасним маховиком на різних режимах роботи ДВЗ не приділена належна увага. Здебільшого, в залежності від структури ДММ, дослідження побудовані на основі дво- [1] або тримасної [5] динамічних моделей з пружно-в'язкими зв'язками між первинною і вторинною масами ДММ, що не дає можливості дослідити вплив характеристики двигуна внутрішнього згорання і параметрів КПП на коливальні явища у трансмісії, навантаженість її елементів і ланок ДММ, оцінити їх вплив на роботу приводу автомобіля. Тому розроблення моделей приводу автомобілів з ДВЗ і ДММ, що комплексно описують коливальні процеси у його елементах, є актуальною задачею. Це дасть змогу більш точно оцінити взаємний вплив ДВЗ і ДММ на коливальні явища у трансмісії автомобіля на різних режимах руху.

**Мета і завдання досліджень** – розробити динамічну, математичну й симуляційну моделі трансмісії автомобіля з ДММ і

дослідити вплив конструктивних параметрів системи на навантаженість пружних ланок ДММ і КПП на холостих обертах двигуна.

**Динамічна модель трансмісії автомобіля з ДММ на холостому ході.** Двомасні маховики застосовують в автомобілях як з приводом на передню вісь, так і з приводом на задню вісь. У залежності від вибраної схеми приводу, в трансмісії застосовують відповідно двовальну або тривальну КПП. Від типу КПП залежить врахування моментів інерції обертових мас і жорсткості відповідних валів при побудові динамічних моделей приводу.

На рис. 1 наведена динамічна модель приводу автомобіля з ДММ і двовальною КПП при роботі на холостому ході, тобто, коли зчеплення замкнуте і увімкнена нейтральна передача.

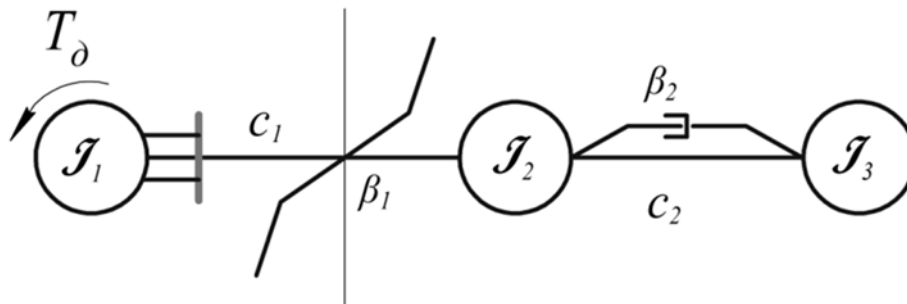


Рис. 1 – Динамічна модель приводу автомобіля з ДММ і двовальною КПП

У випадку передньопривідного автомобіля під час розподілу та зведення обертових мас і жорсткості валів КПП враховуємо, що на холостому ході, тобто на нейтральній передачі, разом з ланками зчеплення обертаються первинний вал, зубчасті колеса, з'єднані з ним нерухомо, і зубчасті колеса вторинного вала, що перебувають у постійному зачепленні з колесами первинного вала, але вільно обертаються на вторинному валу. У випадку задньопривідного автомобіля слід враховувати маси і жорсткості первинного вала КПП, проміжного вала і зубчастих коліс, з'єднаних з ним нерухомо, та зубчастих коліс, що вільно обертаються на вторинному валу.

**Математична модель трансмісії автомобіля з ДММ на холостому ході.** Коливанні явища у динамічній моделі трансмісії автомобіля з ДММ на холостому ході (див. рис. 1) опишемо такою системою звичайних диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = T_a - c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_1 \left( \frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right); \\ J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_1 \left( \frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) - c_2 (\varphi_2 - \varphi_3) + \beta_2 \left( \frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right); \\ J_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} = c_2 (\varphi_2 - \varphi_3) + \beta_2 \left( \frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right), \end{cases} (1)$$

де  $J_1$  – зведений момент інерції рухомих ланок ДВЗ: колінчастого вала, поршнів, шатунів і первинної маси ДММ;  $J_2$  – зведений момент інерції вторинної маси ДММ і рухомих мас зчеплення;  $J_3$  – зведений момент інерції рухомих ланок КПП;  $c_1$  – зведена жорсткість пружних елементів ДММ;  $c_2$  – зведена жорсткість рухомих ланок КПП;  $\beta_1$  – коефіцієнт розсіювання енергії в ДММ;  $\beta_2$  – коефіцієнт розсіювання енергії в КПП;  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  і  $\varphi_3$  – узагальнені координати (кути повороту відповідно мас  $J_1$ ,  $J_2$  та  $J_3$ ).

Зведена жорсткість  $c_2$  є величиною сталою, а зведена жорсткість пружних елементів ДММ  $c_1$  залежить від його структури. Так, при одинарних циліндричних дугових пружинах, розташованих на колі радіуса  $R$  [2], характеристика зміни пружного моменту в залежності від відносного кута повороту первинної і вторинної мас ДММ має вигляд, зображений на рис. 2,а. У випадку встановлення пружин різної жорсткості (основної і додаткової) та послідовним сприйняттям ними навантаження, зміна пружного моменту в залежності від відносного кута повороту первинної і вторинної мас ДММ має вигляд (рис. 2,б).

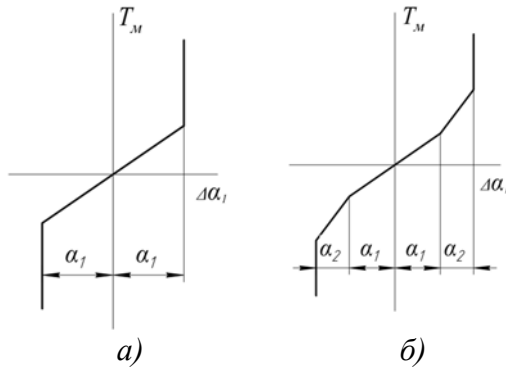


Рис. 2 – Характеристики пружних елементів ДММ:  $\alpha_1$  – відносний кут повороту мас ДММ, що відповідає деформації основної пружини;  $\alpha_2$  – відносний кут повороту мас ДММ, що відповідає спільній деформації основної і додаткової пружин

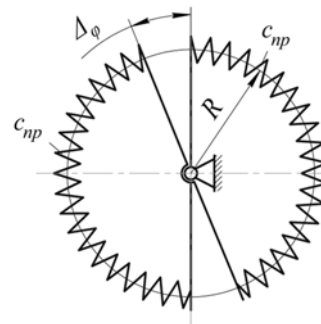


Рис. 3 – Розрахункова схема еквівалентної жорсткості ДММ на кручення:  $\Delta\varphi$  – відносний кут повороту мас  $J_1$  та  $J_2$  динамічної моделі (див. рис. 1)



Оскільки виті пружини ДММ, розташовані на колі радіуса  $R$ , сприймають навантаження стиску, то жорсткість такої системи, зведена до еквівалентної жорсткості  $c_1$  вала, що працює на кручення, визначимо зі схеми, поданої на рис. 3.

Прирівнюючи між собою крутний момент еквівалентного вала і момент, який створюють пружини ДММ відносно осі обертання маховика, запишемо:

$$c_1(\varphi_1 - \varphi_2) = 2c_{np}R^2(\varphi_1 - \varphi_2), \quad (2)$$

де  $c_{np}$  – жорсткість пружин, встановлених на колі радіуса  $R$ .

З пропорції (2) отримуємо, що жорсткість еквівалентного вала

$$c_1 = 2c_{np}R^2. \quad (3)$$

Момент ДВЗ в усталеному режимі роботи подамо у вигляді періодичної функції [8]

$$T_o = T_{o0} + T_o \sin(\omega t + \alpha), \quad (4)$$

де  $T_{o0}$  – стала складова крутного моменту ДВЗ;  $T_o$  – змінна складова крутного моменту ДВЗ;  $\omega$  – кругова частота коливань змінної складової крутного моменту ДВЗ;  $\alpha$  – зсув фаз.

**Симуляційна модель трансмісії автомобіля з ДММ на холостому ході у середовищі Simulink.** Для симуляції коливальних процесів у динамічній моделі трансмісії автомобіля з ДММ на холостому ході на основі математичної моделі (1) – (4) була побудована у середовищі Simulink симуляційна модель (рис. 4).

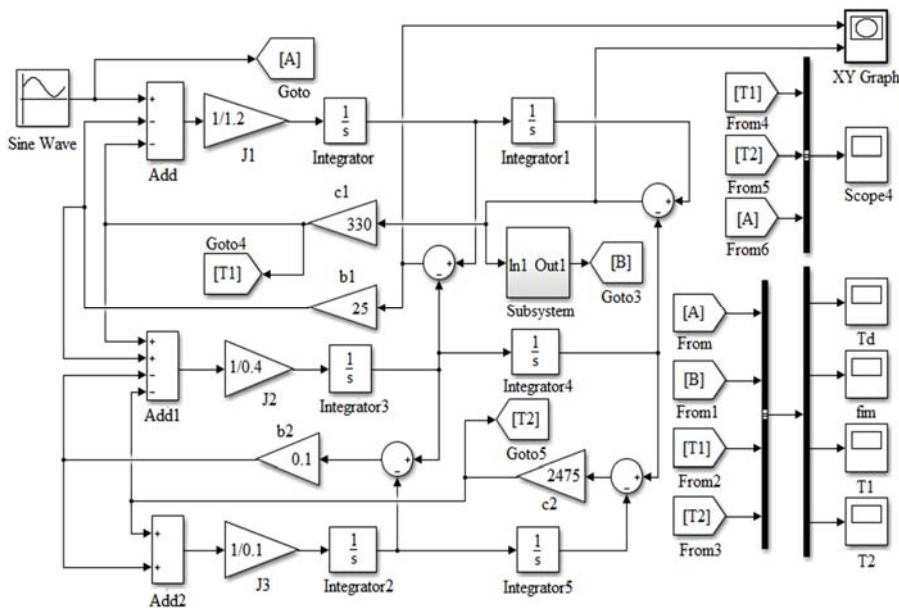


Рис. 4 – Симуляційна модель трансмісії автомобіля з ДММ на холостому ході

Реалізація симуляційної моделі на комп'ютері дала можливість простежити взаємний вплив конструктивних параметрів ДММ і КПП на динамічне навантаження їхніх ланок з врахуванням гармонійного збурення коливальних ДВЗ на обертах холостого ходу.

**Симуляція коливних процесів у приводі автомобіля з ДММ на холостому ході та їх аналіз.** За об'єкт дослідження було вибрано автомобіль Volkswagen Caddy. Скорочена технічна характеристика автомобіля наведена у табл. 1.

Таблиця 1 – Технічна характеристика автомобіля Volkswagen Caddy

Показник	Значення
Потужність двигуна, кВт/об/хв	75/4000
Максимальний обертовий момент, Н·м/об/хв	210/1900
Тип механічної КПП	двовальна п'ятисходинова

Структура ДММ, встановленого у розглянутому приводі автомобіля, має паралельну структуру, що передбачає встановлення концентрично двох пружин (великої і малої) різної жорсткості на колі однакового радіуса  $R$ . Параметри основних деталей ДММ, виміряні в лабораторії конструкції автомобілів кафедри експлуатації та ремонту автомобільної техніки Національного університету «Львівська політехніка», відповідно становлять: повна маса маховика в зібраному вигляді – 12 кг, маса ведучої частини маховика (первинна маса) становить 6,4 кг, а веденої (вторинна маса) – 5,6 кг; діаметр великої пружини  $D_1=25$  мм; діаметр дроту великої пружини  $d_1=4$  мм; діаметр малої пружини  $D_2=16$  мм; діаметр дроту малої пружини  $d_2=3$  мм; кількість витків великої пружини  $n_1=47$ ; кількість витків малої пружини  $n_2=66$ ; діаметр ведучого диска (первинної маси ДММ)  $D_0=280$  мм; діаметр веденого диска (вторинної маси ДММ)  $d_0=270$  мм; радіус кола, на якому змонтовані велика і мала пружини,  $R=120$  мм.

У результаті розрахунків встановлено, що жорсткість великої пружини  $c_{вн}=5881$  Н/м, малої пружини  $c_{мн}=5586$  Н/м. Зведений момент інерції рухомих ланок ДВЗ  $J_1=1,2$  кг·м<sup>2</sup>; зведений момент інерції вторинної маси ДММ і рухомих мас зчеплення  $J_2=0,4$  кг·м<sup>2</sup>; зведений момент інерції рухомих ланок КПП  $J_3=0,1$  кг·м<sup>2</sup>. Оскільки пружини ДММ працюють паралельно, то сумарна жорсткість пружин ДММ  $c_{пр}=11467$  Н/м. Відповідно жорсткість еквівалентного вала  $c_1=330$  Н·м/рад.

Результати симуляції коливальних процесів у трансмісії автомобіля з ДММ під час холостого ходу зображені на рис. 5 – рис. 7. Розрахунки проведені за таких сталих параметрів динамічної моделі:  $T_{до}=80$  Н·м;  $T_o=60$  Н·м;  $\omega=6$  с<sup>-1</sup>;  $\varphi=0$ ;  $J_1=1,2$  кг·м<sup>2</sup>;  $J_3=0,1$  кг·м<sup>2</sup>;  $\beta_1=25$  Н·с·м;  $\beta_2=0,12$  Н·с·м;  $c_1=330$  Н·м/рад;  $c_2=2475$  Н·м/рад.

На рис. 8 подано графік зміни крутного моменту  $T_3$  у валах трансмісії з одномасним маховиком і традиційним диском зчеплення.

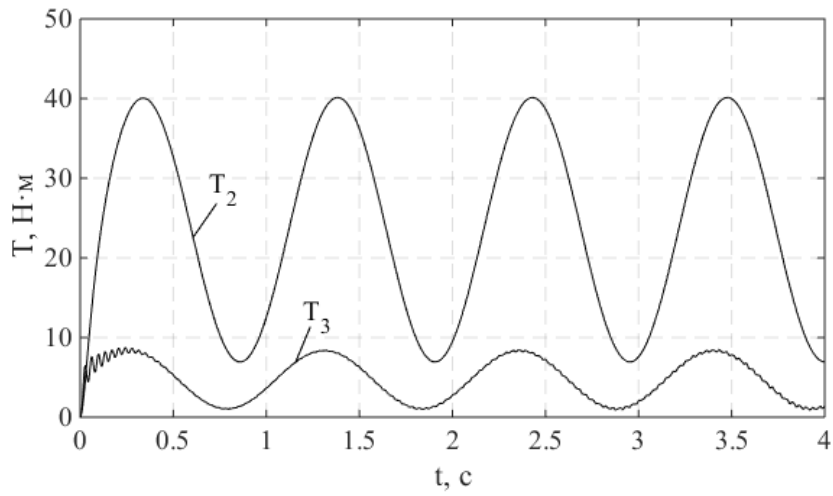


Рис. 5 – Зміна крутного моменту від часу:  $T_2$  – у ДММ,  $T_3$  – у ланках КПП:  $J_2=0,4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

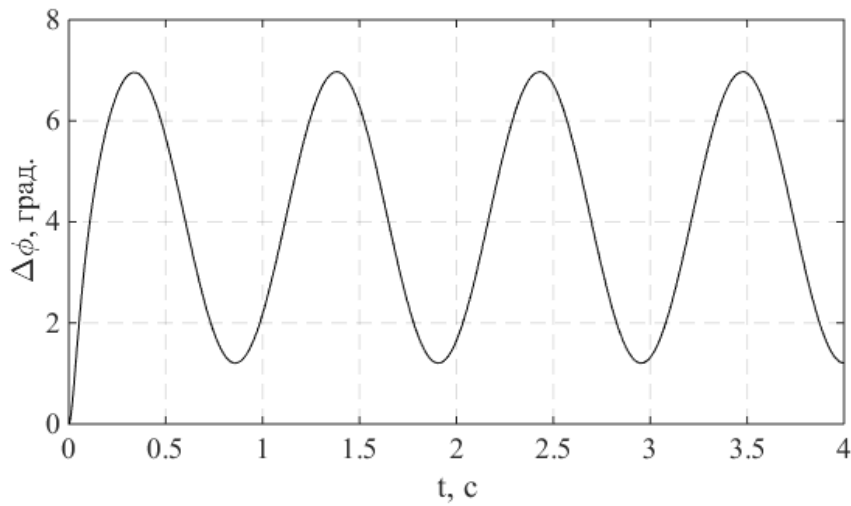


Рис. 6 – Зміна відносного кута повороту мас ДММ від часу:  $J_2=0,4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

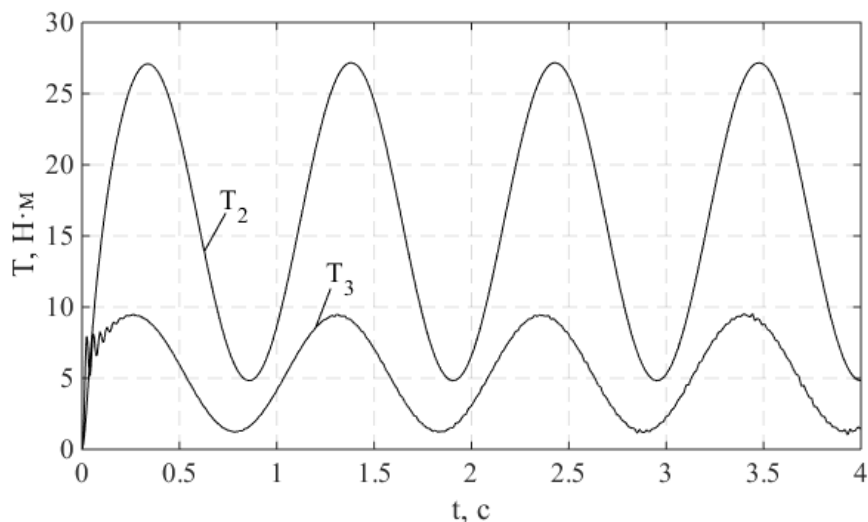


Рис. 7 – Зміна крутного моменту від часу:  $T_2$  – у ДММ,  
 $T_3$  – у ланках КПП:  $J_2=0,2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

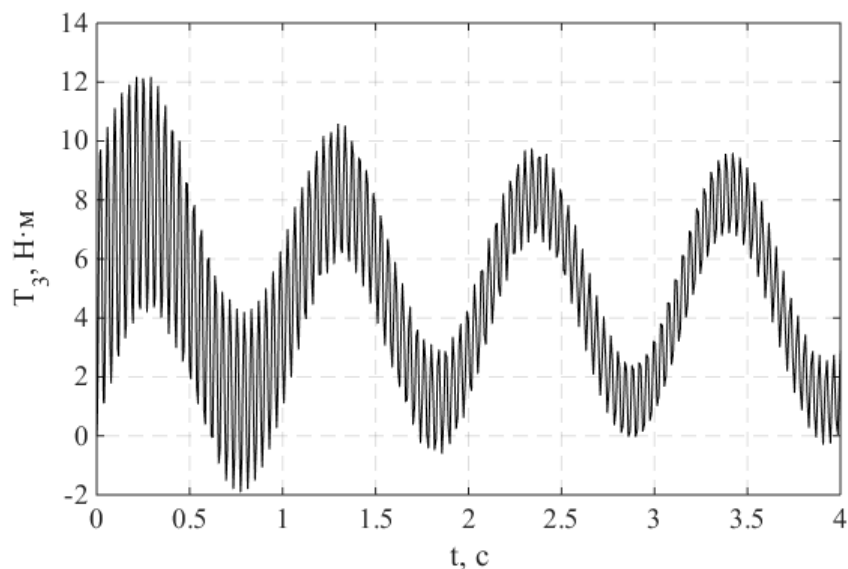


Рис. 8 – Зміна крутного моменту  $T_3$  у ланках КПП  
від часу:  $J_1=1,6 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

З наведених графіків видно, що крутний момент у ланках КПП в трансмісії з ДММ змінюється гармонійно. Крутний момент  $T_2$ , що сприймається пружними ланками ДММ, коливається в межах від 9 до 40 Н·м, а в ланках КПП – в межах від 2 до 8 Н·м. При цьому коливання моментів, а отже, і напружень у ланках, відбуваються за знакосталим

циклом. ДММ поглинає коливання крутного моменту, створеного ДВЗ, і крутний момент, що передається на ланки КПП при холостому ході, істотно зменшується. Відносний кут повороту мас ДММ не перевищує семи градусів. Зменшення моменту інерції вторинної маси ДММ, за інших однакових параметрах системи, приводить до зменшення навантажень на пружні ланки ДММ і не істотно впливає на величину крутного моменту, який сприймають ланки КПП. Отриманий результат дає підстави стверджувати, що про проектуванні ДММ, для забезпечення більшої довговічності пружних елементів ДММ, треба, за можливості, зменшувати момент інерції вторинної маси ДММ.

В аналогічній трансмісії автомобіля з одномасним маховиком і традиційним диском зчеплення коливання крутного моменту у ланках КПП (див. рис. 8) відбуваються за знакозмінним циклом, що негативно впливає на ланки КПП.

Отже, застосування в трансмісії автомобілів ДММ сприяє зменшенню динамічного навантаження в ланках КПП на холостому ході. Для зменшення навантаження пружних ланок ДММ доцільно приймати вторинну масу маховика якомога меншою.

### Висновки

1. Розроблено динамічну, математичну й симуляційну моделі трансмісії автомобіля з ДММ під час роботи на холостому ході.

2. На прикладі автомобіля Volkswagen Caddy проведено симуляцію коливальних процесів у трансмісії за різних конструктивних параметрів ДММ, а також для випадку встановлення одномасного маховика і традиційного диска зчеплення з демпфером крутильних коливань.

3. З'ясовано, що встановлення ДММ у трансмісію дає можливість зменшити амплітуду крутного моменту в ланках КПП майже в чотири рази порівняно з амплітудою коливань крутного моменту, створюваного ДВЗ на холостому ході.

4. Демпфувальна здатність ДММ перевищує демпфувальну здатність класичного диска зчеплення з демпфером крутильних коливань, що дає можливість зменшити динамічне навантаження в ланках КПП на холостому ході ДВЗ.

### ЛІТЕРАТУРА

1. Sidorowicz M., Szpica D. Dwumasowe koło zamochowe projektowanie i analiza // Modelowanie inżynierskie. – N46. – S. 103-109.
2. Raik W., Seebacherr R., Kooy A. Dual mass flywheel. – LuK Symposium. – Herzogenaurach, 1998. – p. 69-93.
3. Dighole D.G., Ahelke R.S., Shelke S.N. Design and development of dual mass flywheel for improving energy storafe capability //

---

International Journal of science, Engineering and Technology Research (IJSETR), Volume 4, July 2015, P. 2359-2364.

4. Barna P., Grega R. Comparison of dynamic properties of dual mass flywheel // *Diagnostyka*. – Vol. 16, 2015. – N1. – P. 29-33.

5. More S., Medankar P., Nagargoje M. Design and Development of dual Mass Flywheel System // *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology* // Vol. 4.– Issue 3. – March 2015. – P. 964-969.

6. Khochre T. Advance development in Dual Mass Flywheel // *International Journal on Recent and Trends in Computing and Communication*. – Volume 3. – Issue 9. – 2015. – P. 5401-5408.

7. Schaper U., Sawodny O., Mahl T., Blessing U. Modeling and estimation of an automotive Dual Mass Flywheel // *American Control Conference Hyatt Regency Riverfront, St. Louis, MO, USA, June 10-12, 2009*. – P. 1207-1212.

8. Тарасенко А.И. Крутильные колебания в малооборотном дизеле при стационарных и переходных процессах // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2010. – С. 81-84.

9. Ломакин В.В., Нгуен Гуй Чыонг. Расчет крутильных колебаний в трансмиссии полноприводного легкового автомобиля при движении по неровным дорогам и оптимизация параметров демпфирующей муфты // *Известия вузов. Машиностроение*. – 2008. – С. 55-60.

10. <http://systemsauto.ru/engine/flywheel.html>.

11. <http://autoexpert.com.ua/stati/avtokomponenty/9003dvuxmassov yj-maxovik-est-li-alternativa.html>.

УДК 621.825

Проценко В. О., к.т.н.

Херсонська державна морська академія

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КАНАТНО-РОЛИКОВОЇ МУФТИ

**Анотація.** Розроблено просту та технологічну за конструкцією муфту, що оснащена простим, дешевим і поширеним пружним елементом із відрізка сталевого каната. При обриві каната муфта розмикає кінематичний ланцюг і тим самим сигналізує про порушення працездатності і необхідність її відновлення. Конструкція муфти забезпечує простоту заміни каната та його обдув зустрічним повітрям при обертанні муфти. Обґрунтовано основні геометричні та силові параметри муфти, отримано вирази для обчислення натягу каната та навантаження деталей муфти, а також довжини каната. Досліджено взаємний вплив конструктивних параметрів муфти. В результаті показано, що муфта є малочутливою до точності виготовлення та складання.

**Ключові слова:** муфта, канат, неспіввісність, момент, привід.

**Аннотация.** Разработана простая и технологичная по конструкции муфта, которая оснащена простым, дешевым и распространенным упругим элементом из отрезка стального каната. При обрыве каната муфта размыкает кинематическую цепь и тем самым сигнализирует о нарушении работоспособности и необходимость ее восстановления. Конструкция муфты обеспечивает простоту замены каната и его обдув встречным воздухом при вращении муфты. Обоснованы основные геометрические и силовые параметры муфты, получены выражения для вычисления натяжения каната и нагрузок деталей муфты, а также длины каната. Исследовано взаимное влияние конструктивных параметров муфты. В результате показано, что муфта является малочувствительным к точности изготовления и сборки.

**Ключевые слова:** муфта, канат, несоосность, момент, привод.

**Annotation.** A simple and technology-designed coupling has been developed, which is equipped with a simple, cheap and common elastic element from a steel rope. When the rope breaks, the coupling opens the kinematic chain and thereby signals a malfunction and the need to restore it. The design of the coupling ensures the ease of replacement of the rope and its airflow by counter-air when the coupling rotates. The basic geometric and force parameters of the coupling are substantiated; expressions for calculating the rope tension and loads of the coupling parts,

*as well as the length of the rope are obtained. The mutual influence of the design parameters of the coupling is investigated. As a result, it is shown that the coupling is insensitive to the accuracy of manufacturing and assembly.*

**Keywords:** *coupling, rope, misalignment, torque, transmission.*

Вступ. Створення та впровадження муфт великої компенсуючої здатності завжди була актуальною задачею для машинобудування, як для великомасових систем, монтаж яких утруднений [1] так і для невеликих приводів із важкодоступними для регулювання елементами.

Постановка задачі. Автором розроблено муфту підвищеної компенсуючої здатності, що показана на рис. 1. Вона містить дві напівмуфти – зовнішню 1 і внутрішню 2, що сполучені відрізком каната 3, яких може бути кілька, обидва кінці 4 і 5 каната 3 закріплені у пальцях 6, що встановлені у зовнішній напівмуфті 1, а внутрішня напівмуфта 2 містить встановлені з можливістю повороту на осях 7 ролики 8, між якими розташовано канат 3, яким охоплені ролики 8.

Муфта працює наступним чином. При обертанні приводом зовнішньої напівмуфти 1 разом із нею обертаються пальці 6 і спричиняють натяг каната 3. Натягнутий канат 3, що ними охоплені ролики 8 тисне власне на них та на осі 7, створюючи момент на веденій внутрішній напівмуфті 2 та обертаючи її. У випадку виникнення неспіввісності між напівмуфтами 1 та 2, ролики 8 веденої напівмуфти 2 обкочуватимуться по канату 3 за рахунок чого відбуватиметься компенсація неспіввісності. У випадку співвісного розташування напівмуфт обкочування роликів 8 по канату 3 не відбуватиметься.

Канат 3 муфти обдуватиметься повітрям при обертанні муфти а при руйнуванні каната напівмуфти мають можливість безударного відносного обертання за рахунок різниці їх зовнішніх діаметрів. Деталі муфти мають просту конфігурацію і не потребують точної обробки, можуть бути виготовлені на токарному верстаті навіть в судових умовах. Заміна каната 3 не викликає труднощів – для цього потрібно лише викрутити два гвинти, що кріплять його кінці 4 та 5 у пальцях 6.

Обґрунтування геометричних та силових параметрів представленої муфти становить мету даної роботи.

Виклад основного матеріалу. Для силових співвідношень можна записати вираз:

$$T_{вч} = 2L_{OP}F_n = T_{вн} = 2L_{OP}F_r, \quad (1)$$

де  $F_n$  - сила натягу каната;

$F_r$  - сила, що діє з боку віток каната на ролик.

Відповідно натяг каната становить:



$$F_n = \frac{T}{2L_{OP}} \cdot \quad (2)$$

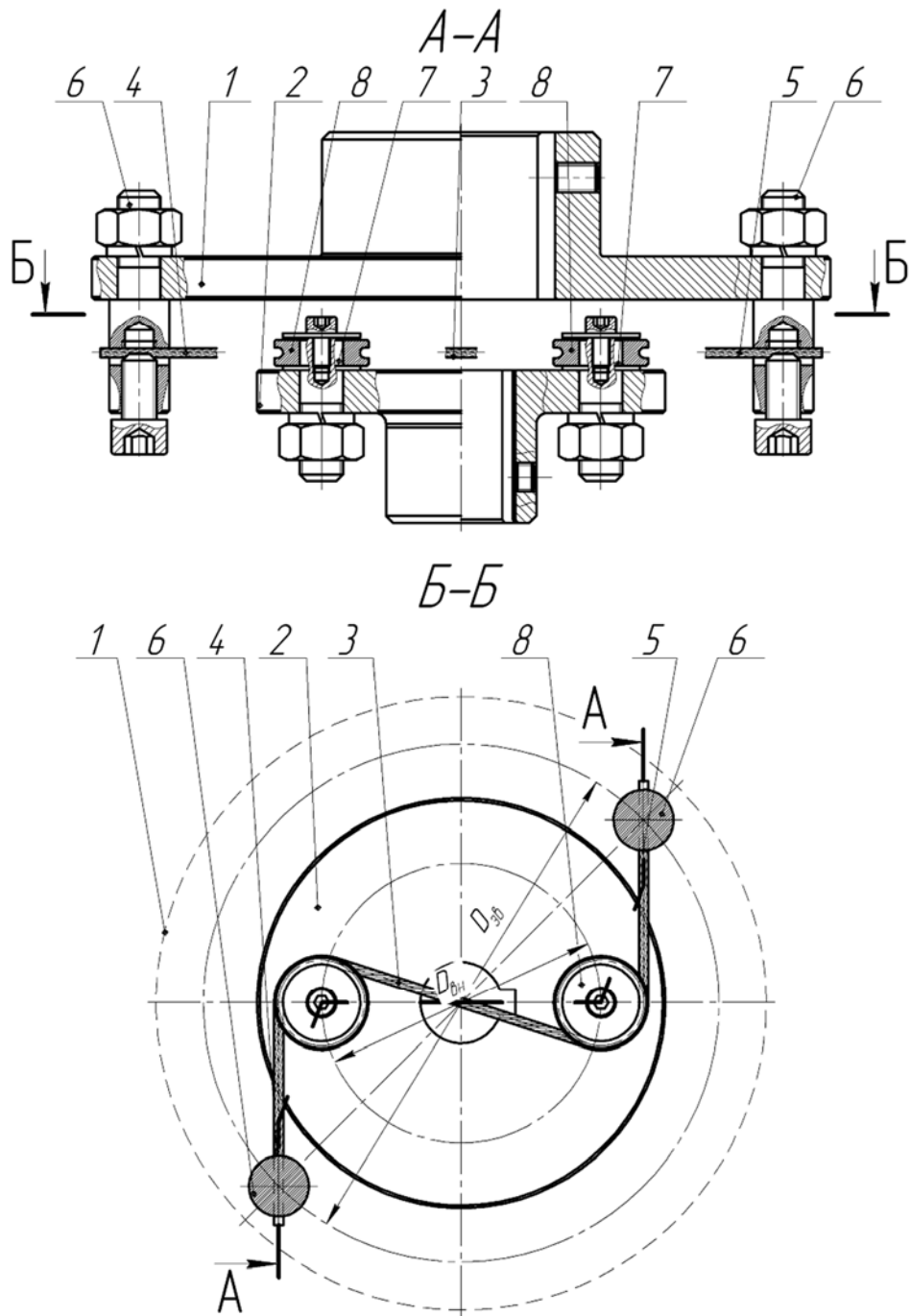


Рисунок 1 – Загальний вид канатно-роликової муфти

Сила  $F_r$ , що навантажує осі роликів, як діагональ силового ромба з вершиною в точці  $B$ , становить:

$$F_r = F_n \sqrt{2 + 2 \cos \beta_1} . \quad (3)$$

Тобто задача силового розрахунку такої муфти та оцінки міцності її елементів потребує визначення кута  $\beta_1$  та відстані  $L_{OP}$ , що виконано нижче на основі аналізу геометричних параметрів муфти.

З метою уможливлення силового розрахунку муфти розглянемо її геометричні параметри та визначимо їх взаємний вплив (рис. 3).

Вихідні дані, зрозумілі з рис. 2, наступні:

$$BR = BS = 0,5d_p, \quad OB = 0,5D_{вн}, \quad OA = 0,5D_{зв},$$

$\xi$  - кут монтажного зміщення напівмуфт - кут між радіусами на яких закріплено кінці канатів та осі роликів.

З трикутника  $OAB$  за теоремою косинусів запишемо:

$$AB = \sqrt{OA^2 + OB^2 - 2OA \times OB \times \cos \xi} , \quad (4)$$

$$\text{або } L_{AB} = \sqrt{0,25(D_{зв}^2 + D_{вн}^2) - 0,5D_{зв}D_{вн} \cos \xi} .$$

Для визначення інших параметрів розглянемо подібність ряду трикутників за рівністю двох кутів (кут  $PLR$  у них спільний, а кути  $LRK, LSB, LMA$  прями):

$$\triangle OPK \sim \triangle LRK \sim \triangle LMA \sim \triangle LBS . \quad (5)$$

З метою визначення навантажень деталей муфти розглянемо її силову схему (рис. 2). Вона містить ведучу напівмуфту 1 більшого діаметра в якій на діаметрі  $D_{зв}$  закріплені кінці каната 2. Канатом 2 охоплені два ролики (блоки) 3 діаметром  $d_p$  (діаметр по центру каната), які встановлені з можливістю обертання на осях 4 діаметром  $d_o$ , що запресовані у ведену напівмуфту на діаметрі  $D_{вн}$ .

В той же час:

$$\beta_1 = 180 - \beta_2 , \quad (6)$$

а кути  $LKO = LAM = \beta_2$  як відповідні ( $AM \parallel OP$ ;  $AL$  - січна).

З трикутника  $LMA$  можна записати:

$$\beta_2 = \beta_5 + \beta_6 + \beta_7 . \quad (7)$$

Отже задача відшукування кута  $\beta_1$  зводиться до знаходження складових кута  $\beta_2$ .

На наступному етапі розглянемо трикутник  $ORB$ , для нього можна записати:

$$\beta_3 = \arcsin \frac{d_p}{D_{ai}}. \quad (8)$$

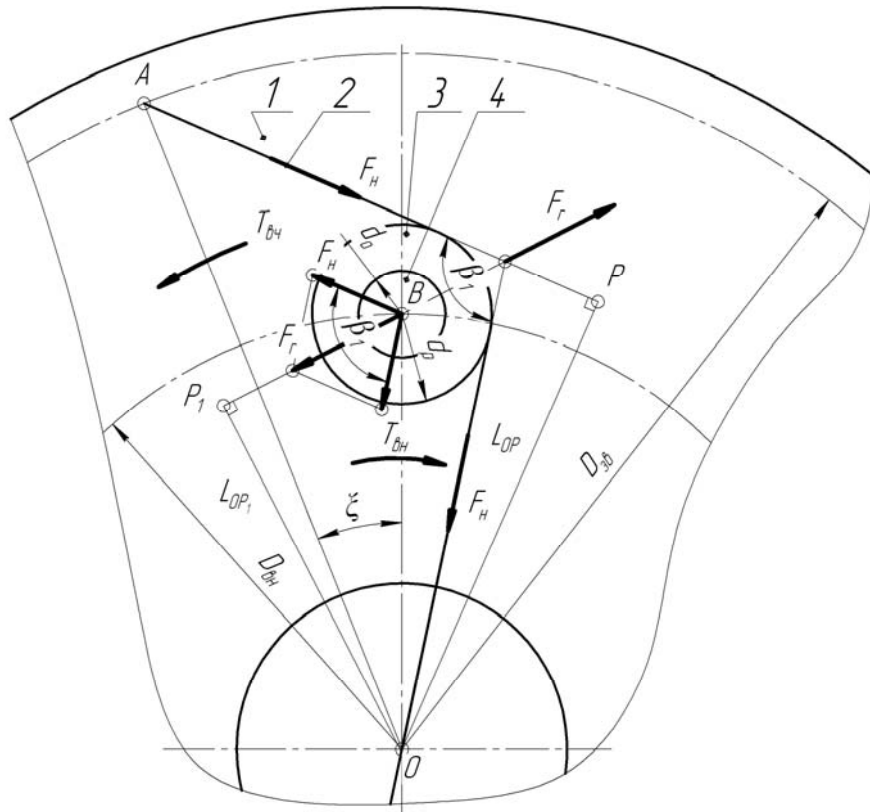


Рисунок 2 – Силовая схема муфты

В той же час з трикутника  $ORN$  :

$$\beta_4 = 90 - \zeta - \beta_3 = 90 - \zeta - \arcsin \frac{d_p}{D_{вн}}. \quad (9)$$

Тоді з трикутника  $NMA$  :

$$\beta_5 = 90 - \beta_4 = \zeta + \beta_3 = \zeta + \arcsin \frac{d_p}{D_{вн}}. \quad (10)$$

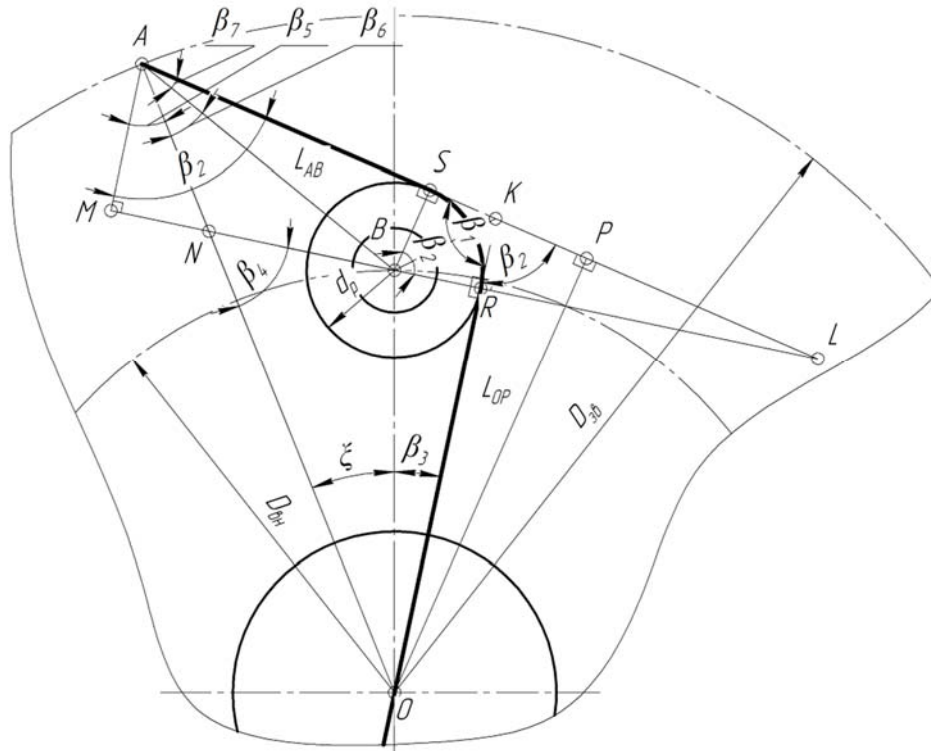


Рисунок 3 – Схема до геометричного розрахунку муфти

З трикутника  $OBA$ :

$$\beta_6 = \arcsin\left(\frac{OB}{AB} \sin \xi\right) = \arcsin\left(\frac{0,5D_{gh}}{L_{AB}} \sin \xi\right). \quad (11)$$

З трикутника  $BSA$ :

$$\beta_7 = \arcsin\left(\frac{BS}{AB}\right) = \arcsin\left(\frac{0,5d_p}{L_{AB}}\right). \quad (12)$$

Після підстановки (8), (11) та (12) у вирази (6) та (7) матимемо:

$$\begin{aligned} \beta_2 &= \xi + \beta_3 + \beta_6 + \beta_7 = \\ &= \xi + \arcsin\left(\frac{d_p}{D_{gh}}\right) + \arcsin\left(\frac{0,5D_{gh}}{L_{AB}} \sin \xi\right) + \arcsin\left(\frac{0,5d_p}{L_{AB}}\right), \end{aligned} \quad (13)$$

$$\beta_1 = 180 - \xi - \arcsin\left(\frac{d_p}{D_{gh}}\right) - \arcsin\left(\frac{0,5D_{gh}}{L_{AB}} \sin \xi\right) - \arcsin\left(\frac{0,5d_p}{L_{AB}}\right). \quad (14)$$

Для знаходження плеча  $OP$  розглянемо трикутник  $ORB$ :

$$OR = OB \cos \beta_3 = 0,5D_{gh} \cos \beta_3 = 0,5D_{gh} \cos\left(\arcsin\left(\frac{d_p}{D_{gh}}\right)\right). \quad (15)$$

З трикутника  $KRB$  :

$$KR = \frac{BR}{\operatorname{tg} \frac{\beta_1}{2}} = \frac{0,5d_p}{\operatorname{tg} \frac{\beta_1}{2}}. \quad (16)$$

В той же час:

$$OK = OR + KR = 0,5D_{\text{вн}} \cos \left( \arcsin \frac{d_p}{D_{\text{вн}}} \right) + \frac{0,5d_p}{\operatorname{tg} \frac{\beta_1}{2}}. \quad (17)$$

З трикутника  $OPK$  :

$$\begin{aligned} L_{OP} = OP &= OK \sin \beta_2 = \\ &= 0,5 \sin \beta_2 \left[ D_{\text{вн}} \cos \left( \arcsin \frac{d_p}{D_{\text{вн}}} \right) + \frac{d_p}{\operatorname{tg} \frac{\beta_1}{2}} \right] = \\ &= 0,5 \sin \beta_2 \left[ D_{\text{вн}} \cos \left( \arcsin \frac{d_p}{D_{\text{вн}}} \right) + \frac{d_p}{\operatorname{ctg} \frac{\beta_2}{2}} \right] = \\ &= 0,5 \sin \beta_2 \left[ D_{\text{вн}} \cos \left( \arcsin \frac{d_p}{D_{\text{вн}}} \right) + d_p \operatorname{tg} \frac{\beta_2}{2} \right] \end{aligned} \quad (18)$$

Теоретична довжина каната:

$$L_{\kappa} = 2ORSA = 2(OR + RS + SA). \quad (19)$$

З трикутника  $BSA$  маємо:

$$SA = AB \cos \beta_7 = L_{AB} \cos \left( \arcsin \frac{0,5d_p}{L_{AB}} \right). \quad (20)$$

Відстань  $RS$  як довжина дуги становить:

$$RS = \frac{\pi d_p}{360} \beta_2. \quad (21)$$

Тоді:

$$L_{\kappa} = 2 \left( 0,5D_{\text{вн}} \cos \beta_3 + \frac{\pi d_p}{360} \beta_2 + L_{AB} \cos \beta_7 \right). \quad (22)$$

За отриманими формулами виконане моделювання параметрів муфти для передачі обертового моменту  $T = 16$  Нм (потужність

двигуна  $N = 6,0$  кВт при  $n = 3550$  об/хв), як альтернативи муфті KTR ROTEX size 28 гвинтового насоса бустерного модуля.

Розміри муфти з умови розміщення на місці базової муфти в проміжному корпусі прийняті наступними  $D_{зв} = 120$  мм,  $D_{вн} = 65$  мм,  $d_p = 20$  мм,  $d_o = 10$  мм, передбачена установка каната 2,2-Г-Н-О-Р 1770 ГОСТ 3069-80 у якого розривне зусилля  $F_{розр} = 2555$  Н. За попередніми підрахунками, вартість одної такої муфти становитиме не більше 45 USD, тобто вона майже вдвічі дешевша ніж базова муфта з пружною зірочкою.

На першому етапі дослідження взаємного впливу конструктивних та силових параметрів муфти вивчався вплив кута монтажного зміщення  $\zeta$  на навантаженість елементів муфти. При цьому при незмінних інших розмірах муфти кут  $\zeta$  змінювався в межах  $10^\circ \dots 105^\circ$  та виконувався розрахунок сили натягу каната  $F_n$ , як основного силового фактора, що визначає навантаженість муфти. Результати моделювання представлені графіком на рис. 4. З графіка видно, що найменший натяг каната забезпечено при значенні кута  $\zeta$  близько  $50^\circ$ , а отримана раніше [2] для муфт з торцевою установкою канатів тангенціального розташування формула (23) дає результат у  $57,2^\circ$ .

$$\xi_F = \arccos \frac{1}{\psi_D} = \arccos \frac{D_{вн}}{D_{зв}}, \quad (23)$$

де  $\psi_D = \frac{D_{зв}}{D_{вн}}$  - коефіцієнт діаметрів муфти.

Проте сила натягу каната при  $\zeta = 50^\circ$  становить  $F_n = 188,8$  Н, а при  $\zeta = 57,2^\circ$  -  $F_n = 191,1$  (різниця 1,2%), що дозволяє рекомендувати формулу (23) для попереднього вибору кута  $\zeta$ .

На рис. 4 також показано залежність довжини каната  $L_k$  від кута  $\zeta$ . Цей графік також демонструє, що пропонована муфта є мало чутливою до точності відрізки каната – так при зміні кута  $\zeta$  від  $25^\circ$  до  $100^\circ$  потрібна довжина каната  $L_k$  зростає зі 155 мм до 260 мм (на 68%), а натяг канатів  $F_n$  збільшиться від 200 Н до 239 Н (на 20%).

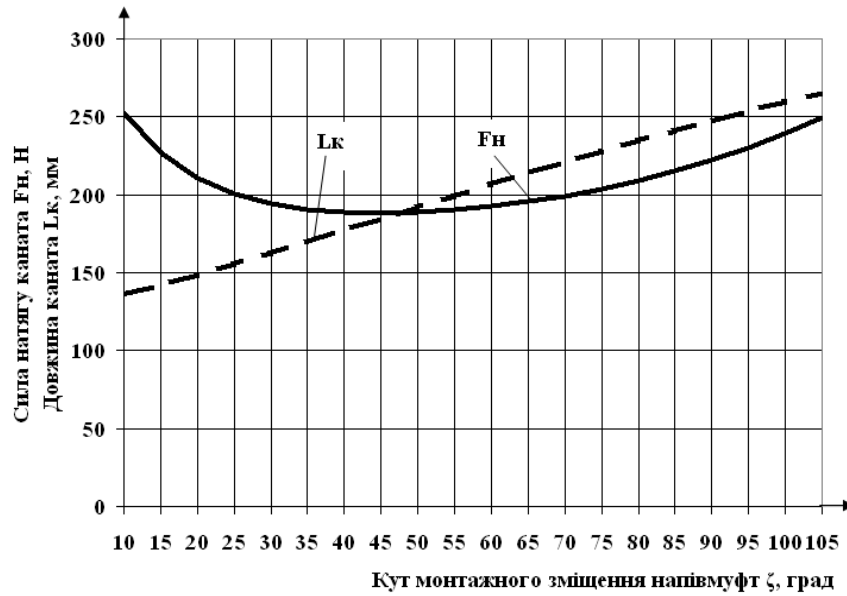


Рисунок 4 – Графік залежності сили натягу каната  $F_n$  та довжини каната  $L_k$  від величини кута монтажного зміщення напівмуфт  $\zeta$

На рис. 5 показано графік впливу на навантаженість елементів муфти коефіцієнта діаметрів  $\psi_D$  (при  $\zeta = 50^\circ$  та незмінних інших параметрах крім  $D_{36}$ ). З наведеного графіка видно, що велику різницю між діаметрами  $D_{36}$  та  $D_{вн}$  робити недоцільно – при збільшенні коефіцієнта діаметрів  $\psi_D$  з 1,6 до 3,2 (в 2 рази) натяг канатів  $F_n$  з 192 Н збільшується до 195 Н (на 1,6 %).

Рис. 7 ілюструє вплив на навантаженість муфти діаметра ролика  $d_p$  та демонструє, що при збільшенні його діаметра навантаженість муфти знижується оскільки збільшується плече  $OP$  дії сили натягу  $F_n$ , однак вплив цей не можна вважати значним – при збільшенні діаметра ролика  $d_p$  з 12 мм до 36 мм (в 3 рази) сила натягу  $F_n$  знижується зі 208 Н до 162 Н (на 22%). Зрозуміло, що діаметр ролика потрібно узгоджувати з діаметром каната для уникнення його передчасного руйнування.

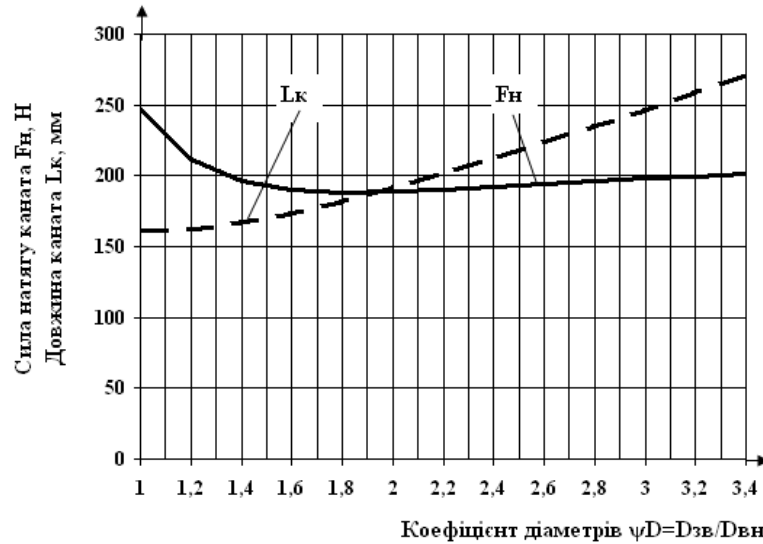


Рисунок 6 – Графік залежності сили натягу каната  $F_n$  та довжини каната  $L_k$  від величини коефіцієнта діаметрів  $\psi_D$

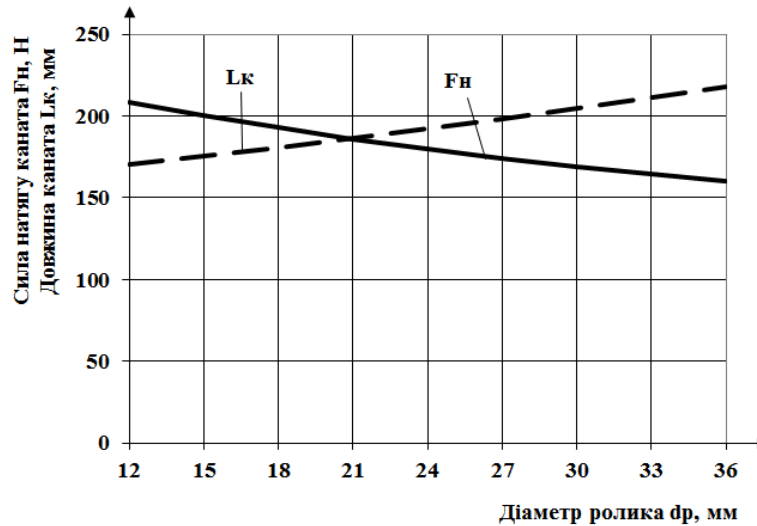


Рис. 10 – Графік залежності сили натягу каната  $F_n$  та довжини каната  $L_k$  від діаметра ролика  $d_p$

З отриманих результатів можна зробити наступні висновки:

1. Розроблено просту та технологічну за конструкцією муфту, що оснащена простим, дешевим і поширеним пружним елементом із відрізка сталевго каната. Це дає можливість їй працювати в умовах високих температур та агресивних середовищ, забезпечує можливість виконувати її виготовлення та ремонт навіть в суднових умовах. При обриві каната муфта розмикає кінематичний ланцюг і тим самим сигналізує про порушення працездатності і необхідність її



відновлення. Конструкція муфти забезпечує простоту заміни каната та його обдуб зустрічним повітрям при обертанні муфти.

2. Обґрунтовано основні геометричні та силові параметри муфти, отримано вирази для обчислення натягу каната та навантаження деталей муфти, а також довжини каната.

3. Досліджено взаємний вплив конструктивних параметрів муфти. В результаті показано, що муфта є малочутливою до точності виготовлення та складання:

- для модельної муфти при зміні кута  $\zeta$  монтажного зміщення від  $25^\circ$  до  $100^\circ$  потрібна довжина каната  $L_k$  зростає зі 155 мм до 260 мм (на 68%), а натяг канатів  $F_n$  збільшиться лише від 200 Н до 239 Н (на 20%);

- при збільшенні діаметра ролика  $d_p$  навантаженість муфти знижується оскільки збільшується плече дії сили натягу  $F_n$ , однак вплив цей не можна вважати значним – при збільшенні діаметра ролика  $d_p$  з 12 мм до 36 мм (в 3 рази) сила натягу  $F_n$  знижується зі 208 Н до 162 Н (на 22%);

- велику різницю між діаметрами напівмуфт  $D_{зв}$  та  $D_{вн}$  з точки зору зниження завантаженості муфти робити недоцільно – при збільшенні коефіцієнта діаметрів  $\psi_D$  з 1,6 до 3,2 (в 2 рази) натяг канатів  $F_n$  з 192 Н збільшується до 195 Н (на 1,6 %);

- за наявності радіальної неспіввісності відбуватиметься перекочування роликів по канату та компенсація цієї неспіввісності без шкоди для самої муфти та поєднаних нею агрегатів, однак це питання потребує додаткового дослідження.

Потребують вирішення питання:

- вивчення роботи муфти в умовах не співвісності, зокрема видовження в таких умовах каната та навантаження муфтою валів;
- оцінки міцності деталей муфти та розроблення алгоритму її проектування;
- експериментальні дослідження муфти.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Малащенко В.О., Куновський Г.П. Навантажувальна здатність приводів великомасових систем. Монографія. – Лівів: «Новий світ-2000», 2016. – 150 с.
2. Проценко В.О. Вплив компонування муфти з торцевими канатами тангенціального розташування на силову взаємодію її елементів / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Науковий вісник НЛТУ України. – Львів: НЛТУ України. – 2016. – Вип. 26.1 – С. 292 - 297.

УДК 621.867

Ромасевич Ю. О., д.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

## АНАЛІЗ ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМІВ РУХУ СТРИЧКОВИХ КОНВЕЄРІВ

**Анотація.** У статті побудовано математичну модель руху стрічкового транспортера. Для оцінки динамічних та енергетичних характеристик роботи транспортера запропоновано комплекс показників для режимів його пуску та гальмування. На основі аналізу розрахованих чисельних значень показників роботи транспортуючої машини та графічних залежностей її динамічних та енергетичних характеристик встановлено найбільш небезпечні режими її роботи. Отримані результати доцільно використати для обґрунтування критеріальної бази для задач оптимізації режимів руху стрічкових транспортерів.

**Ключові слова:** динамічні навантаження, стрічковий конвеєр, математична модель, енергетичні показники.

**Аннотация.** В статье построена математическая модель движения ленточного транспортера. Для оценки динамических и энергетических характеристик работы транспортера предложен комплекс показателей для режимов его пуска и торможения. На основе анализа рассчитанных численных значений показателей работы транспортирующей машины и графических зависимостей ее динамических и энергетических характеристик установлены наиболее опасные режимы ее работы. Полученные результаты целесообразно использовать для обоснования критерияльной базы для задач оптимизации режимов движения ленточных транспортеров.

**Ключевые слова:** динамические нагрузки, ленточный конвейер, математическая модель, энергетические показатели.

**Abstrakt.** Das mathematische Bewegungsmodell eines Bandförderers ist in dem Artikel konstruiert. Um die dynamischen und energetischen Eigenschaften des Förderbetriebs zu beurteilen, wird eine Reihe von Indikatoren für seine Anfahr- und Bremsmodi vorgeschlagen. Basierend auf der Analyse der berechneten numerischen Werte der Leistung der Transportmaschine und der graphischen Abhängigkeiten ihrer dynamischen und energetischen Eigenschaften werden die gefährlichsten Betriebsmodi ermittelt. Es ist zweckmäßig, die erhaltenen Ergebnisse zu verwenden, um die entscheidenden Grundlagen für die Optimierung der Bewegungsabläufe von Förderbändern zu rechtfertigen.

**Stichwort:** dynamische Lasten, Gurtförderer, mathematisches

---

© Ромасевич Ю. О.

*Modell, Energiekennzahlen.***Постановка проблеми.**

Стрічкові конвеєри використовуються на багатьох підприємствах агропромислового комплексу, видобувної і хімічної промисловості та інших галузей народного господарства. Під час пуску у елементах стрічкового конвеєра виникають небезпечні динамічні навантаження, які діють на елементи тягового органу і приводу. Ці навантаження призводять до зниження надійності роботи конвеєра. Вони можуть стати причиною передчасного руйнування стрічки. Враховуючи значну вартість стрічки (до 40% вартості всього конвеєра), необхідно особливу увагу приділити зниженню пікових зусиль саме в цьому елементі конвеєра.

Одним із шляхів встановлення основних причин, які впливають на рівень динамічних навантажень у елементах конвеєра, а також забезпечення енергоефективності його роботи є аналіз адекватної математичної моделі руху стрічкового конвеєра.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.**

В статті [1] розглянуто вплив пружних властивостей конвеєрної стрічки на процес інтегрування за часом величини, що є функцією середнього значення погонного навантаження у стрічці конвеєра. Встановлено, що передавальна ланка, яким є конвеєрна стрічка, не вносить похибки на підрахунок кількості матеріалу, що пройшов через конвеєр.

В роботі [2] на основі проведених теоретичних досліджень встановлено: пуск конвеєра приводним електродвигуном супроводжується великими перевантаженнями, що пов'язані зі зміною швидкості стрічки при пуску; режим пуску вимагає оптимального часу розгону конвеєра з урахуванням додаткових динамічних зусиль, яке б виключало пробуксовку стрічки; для забезпечення оптимального часу пуску конвеєра автори пропонують включити до складу приводу конвеєра гідродинамічну муфту за допомогою якої можна забезпечити плавний пуск конвеєра протягом розрахункового оптимального часу.

В статті [3] на основі аналізу факторів, що визначають масу вантажу, який знаходиться на стрічці, розроблена математична модель динаміки зміни статичного навантаження при змінному характері вантажопотоку і швидкості руху конвеєра. Розроблена у цій роботі модель може бути використана для оцінки динамічних властивостей стрічкового конвеєра з метою обґрунтування параметрів і структури пристрою регулювання, що забезпечує автоматичну стабілізацію навантаження його приводу.

У роботі [4] розглянуто питання створення динамічної моделі стрічкового конвеєра. Описано сутність фізичних явищ, наведені основні припущення та параметри моделі, а також детально

розроблена математична реалізація моделі. Автори роботи [4] навели переваги і недоліки моделі, а також можливі сфери її застосування.

Значна кількість робіт присвячена дослідженню саме усталеного руху транспортуючої машини. При цьому вивченню перехідних режимів руху стрічкових транспортерів приділено недостатньо уваги.

Аналіз патентних доробок [5-14] показує, що їх основна частина припадає на конструктивну частину. Автори патентів пропонують вводити нові або модернізувати існуючі елементи конструкції приводної станції, підтримуючих роликкоопор, натяжних механізмів тощо. Це дозволяє підвищити надійнісні та енергетичні показники роботи стрічкового конвеєра, до певної межі збільшити його продуктивність. Однак, більшість конструкцій стрічкових конвеєрів, для яких пропонуються вдосконалення, відносяться до гірничовидобувної промисловості, тобто мають певну специфіку.

#### Постановка мети і задач дослідження.

Метою дослідження є встановлення динамічних та енергетичних показників роботи стрічкового конвеєра у перехідних режимах руху. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: 1) синтезувати математичну модель руху стрічкового конвеєра; 2) провести динамічний та енергетичний аналіз його роботи на перехідних режимах руху (пуск та гальмування).

#### Виклад основного матеріалу.

При розробці динамічної моделі стрічкового транспортера вважаємо, що всі елементи стрічкового конвеєра є абсолютно твердими тілами, крім елементів передавального механізму і тягового органу, які володіють пружними властивостями. При цьому корпус привода конвеєра й вали закріплено абсолютно жорстко. З урахуванням цих припущень побудована динамічна модель, яка зображена на рис. 1 [15].

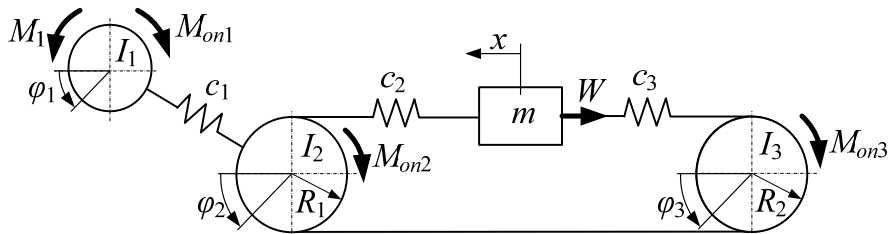


Рисунок 1 – Динамічна схема стрічкового конвеєра

В якості узагальнених координат динамічної моделі прийняті:  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  – кутові координати переміщення ротора двигуна, приводного і натяжного барабана конвеєра відповідно;  $x$  – координата центру масою робочої гілки конвеєра. На рис. 1 прийняті наступні позначення:  $c_1$  – коефіцієнт жорсткості приводного механізму (клинопасової передачі), зведений до осі повороту приводного барабана;  $c_2$  та  $c_3$  – зведені

коефіцієнти жорсткості робочої гілки конвеєра до приведеної маси  $m$  та після неї;  $R_1$  і  $R_2$  – радіус приводного та натяжного барабана відповідно;  $M_1, M_{on1}, M_{on2}, M_{on3}$  – зведені до приводного барабана рушійний момент двигуна, момент сил тертя на валу двигуна, моменти сил тертя на приводному і натяжному барабані відповідно;  $W$  – сила опору переміщенню робочої гілки конвеєра;  $m$  – зведена до поступального руху маса робочої гілки конвеєра і транспортованого вантажу;  $I_1, I_2, I_3$  – зведені моменти інерції приводу, приводного і натяжного барабана відповідно.

Із врахуванням динамічної моделі, яка зображена на рис. 1, була складена система неоднорідних звичайних диференціальних рівнянь другого порядку (математична модель руху стрічкового транспортера), що описує рух зведених мас динамічної моделі конвеєра:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\phi}_1 = M_1 - c_1(\phi_1 - \phi_2) - M_{on1}; \\ I_2 \ddot{\phi}_2 = c_1(\phi_1 - \phi_2) - c_2 R_1(\phi_2 R_1 - x) - M_{on2}; \\ m \ddot{x} = c_2(\phi_2 R_1 - x) - c_3(x - \phi_3 R_2) - W; \\ I_3 \ddot{\phi}_3 = c_3 R_2(x - \phi_3 R_2) - M_{on3}. \end{cases} \quad (1)$$

Точка над символом означає диференціювання за часом.

Моделювання роботи асинхронного електричного двигуна, який використовуються для приводу стрічкового конвеєра, базується на рівняннях узагальненої асинхронної електричної машини. Використаємо представлення диференціальних рівнянь асинхронного двигуна у нерухомій системі координат, що характеризується наявністю змінних (періодичних) коефіцієнтів, які обумовлені зміною взаємної індуктивності між обмотками статора та ротора [16]. Система диференціальних рівнянь дає змогу оцінити струмові навантаження приводу конвеєра:

$$\begin{cases} \frac{di_{1\alpha}}{dt} = \frac{1}{\delta L_1}(u_{1\alpha} - i_{1\alpha} R_1 + k_r e_{2\alpha}); \\ \frac{di_{1\beta}}{dt} = \frac{1}{\delta L_1}(u_{1\beta} - i_{1\beta} R_1 - k_r e_{2\beta}); \\ \frac{di_{2\alpha}}{dt} = -\frac{1}{\delta L_2}((u_{1\alpha} - i_{1\alpha} R_1)k_s + e_{2\alpha}); \\ \frac{di_{2\beta}}{dt} = -\frac{1}{\delta L_2}((u_{1\beta} - i_{1\beta} R_1)k_s - e_{2\beta}); \\ M_1 = u \eta \frac{3}{2} p L_{12}(i_{1\beta} i_{2\alpha} - i_{1\alpha} i_{2\beta}), \end{cases} \quad (2)$$

де  $i_{1\alpha}, i_{1\beta}$  – проєкції узагальненого вектора струму статора на нерухомі ортогональні координатні осі  $\alpha$  і  $\beta$ ;  $i_{2\alpha}, i_{2\beta}$  – проєкції узагальненого вектора струму ротора на ортогональні координатні осі  $\alpha$  і  $\beta$ ;  $L_1, L_2$  –

індуктивності статорної та роторної обмоток;  $L_{12}$  – взаєміндуктивність;  $k_r$  і  $k_s$  – коефіцієнти магнітного зв'язку ротора та статора відповідно ( $k_r=L_{12}L_2^{-1}$ ;  $k_s=L_{12}L_1^{-1}$ );  $p$  – кількість пар полюсів двигуна;  $u_{1\alpha}$ ,  $u_{1\beta}$  – проекції узагальненого вектора напруги статора на координатні осі  $\alpha$  і  $\beta$  ( $u_{1\alpha} = U_{max} \cos(2\pi f dt)$ ,  $u_{1\beta} = U_{max} \sin(2\pi f dt)$ );  $U_{max}$  – амплітуда фазної напруги живлення двигуна;  $f$  – частота напруги живлення двигуна;  $e_{2\beta}$ ,  $e_{2\alpha}$  – ЕРС, що індукуються потокозчепленнями ротора по осях  $\alpha$  і  $\beta$  відповідно ( $e_{2\alpha} = p\omega_{\delta}(L_2 i_{2\beta} + L_{12} i_{1\beta}) + i_{2\alpha} R_2$ ,  $e_{2\beta} = p\omega_{\delta}(L_2 i_{2\alpha} + L_{12} i_{1\alpha}) + i_{2\beta} R_2$ );  $R_1$  – активний опір статорної обмотки;  $R_2$  – зведений до статора активний опір роторної обмотки;  $X_1$  – індуктивний опір статорної обмотки;  $X_2$  – зведений до статора індуктивний опір роторної обмотки;  $\delta$  – коефіцієнт розсіювання ( $\delta = 1 - (1 + X_1(2\pi f L_{12})^{-1})(1 + X_2(2\pi f L_{12})^{-1})^{-1}$ );  $\omega_{\delta}$  – кутова швидкість двигуна;  $u$  та  $\eta$  – передаточне число і ККД приводу конвеєра.

Система диференціальних рівнянь (2) є нелінійною, тому її аналітично не вдається проінтегрувати. Для її розв'язування використано чисельний метод Рунге-Кутта [17]. Аналіз руху стрічкового конвеєра будемо проводити для двох режимів: пуску та гальмування. Для цього використаємо наступні показники: 1) коефіцієнт динамічності клинопасової передачі; 2) коефіцієнт динамічності стрічки у місці її набігання на приводний барабан; 3) кратність максимального струму двигуна; 4) кратність максимальної потужності двигуна; 5) кратність максимального моменту двигуна; 6) середньоінтегральне значення моменту приводу; 7) середньоінтегральне значення зусилля у клинопасовій передачі; 8) середньоінтегральне значення зусилля у стрічці. Розрахунки проведені для конвеєра типу КЛ [18], його основні характеристики наведені у таблиці 1.

Таблиця 1 – Технічні характеристики стрічкового конвеєра КЛ

Найменування параметра або характеристики	Параметр або характеристика
Марка конвеєра	КЛ 100-45-4-500-1П
Тип технічного засобу	стаціонарний одноопераційний
Продуктивність, т/год	100
Довжина транспортування, м	45
Ширина стрічки, мм	500
Номінальна швидкість стрічки, м/с	1,6
Споживана потужність електродвигунів, кВт	3,98

Стрічкові конвеєри типу КЛ призначені для транспортування зернових, бобових, насіння соняшника і круп'яних культур.

Досліджувався прямий пуск (пряме вмикання електродвигуна у мережу живлення) і гальмування на вибігу. Моделювання режиму

гальмування конвеєра на вибігу виконано шляхом задання  $U_{max}=0$ , що відповідає від'єднанню двигуна від мережі.

Для становлення чисельних характеристик пуску та гальмування конвеєра розраховано значення оціночних показників, які наведені у таблиці 2. У табл. 2 жирним виділено найбільші значення показників.

Таблиця 2 – Значення оціночних показників для режиму пуску і гальмування стрічкового конвеєра

Найменування показника	Режим	
	пуск	гальмування
Коефіцієнт динамічності клинопасової передачі	<b>8,35</b>	5,11
Коефіцієнт динамічності стрічки у місці її набігання на приводний барабан	<b>7,13</b>	4,17
Кратність максимального струму двигуна	<b>5,48</b>	5,41
Кратність максимальної потужності двигуна	3,33	<b>4,74</b>
Кратність максимального моменту двигуна	10,07	<b>12,17</b>
Середньоінтегральне значення моменту приводу, Нм	965	<b>1024</b>
Середньоінтегральне значення зусилля у клинопасовій передачі, Н	<b>244</b>	204
Середньоінтегральне значення зусилля у стрічці, Н	4476	<b>5111</b>

Данні, що наведені у табл. 2, свідчать про те, що під час пуску і гальмування у стрічковому конвеєрі виникають надзвичайно великі динамічні та енергетичні навантаження. З табл. 2 випливає, що зниження зусиль у клинопасовій передачі необхідно виконувати протягом пуску конвеєра. Що стосується стрічки, то вочевидь найбільш важливим показником є кратність максимального значення зусилля. Найбільш небезпечний у цьому плані є режим пуску транспортуючої машини.

Процес гальмування конвеєра є доволі інтенсивним із точки зору протікання динамічних та енергетичних процесів. Зазначимо, що для різних характеристик тривалість їх дії є різною: наприклад, струм, який протікає у обмотках двигуна, досить швидко затухає. У той час як механічні елементи не встигають так швидко зупинитись. Це пояснюється тим, що механічна інерційність системи більша, ніж електрична.

Значні величини оціночних показників, які відповідають режиму гальмування (табл. 2), пояснюються тим що при миттєвому вимиканні двигуна від мережі у його обмотках виникає ЕРС, яка викликає пікові струми. Вони, в свою чергу, викликають електромагнітні моменти приводу. Це спричиняє навантаження

механічних елементів конвеєра які, однак, не тривають довго (десяті долі секунди) і тому не мають значимого впливу на елементи стрічкового конвеєра. Очевидно, що необхідно враховувати не тільки величину динамічних та енергетичних показників, а і тривалість дії цих факторів.

На основі чисельного інтегрування математичної моделі конвеєра (1)-(2) було побудовано графіки (рис. 2), які відповідають режиму пуску. На рис. 2 не враховані зусилля від попереднього натягу, оскільки вони є постійними величинами. Для встановлення дійсної величини зусилля у клинопасовій передачі або стрічці необхідно до функцій, графіки яких зображено на рис. 2, додати вказані величини.

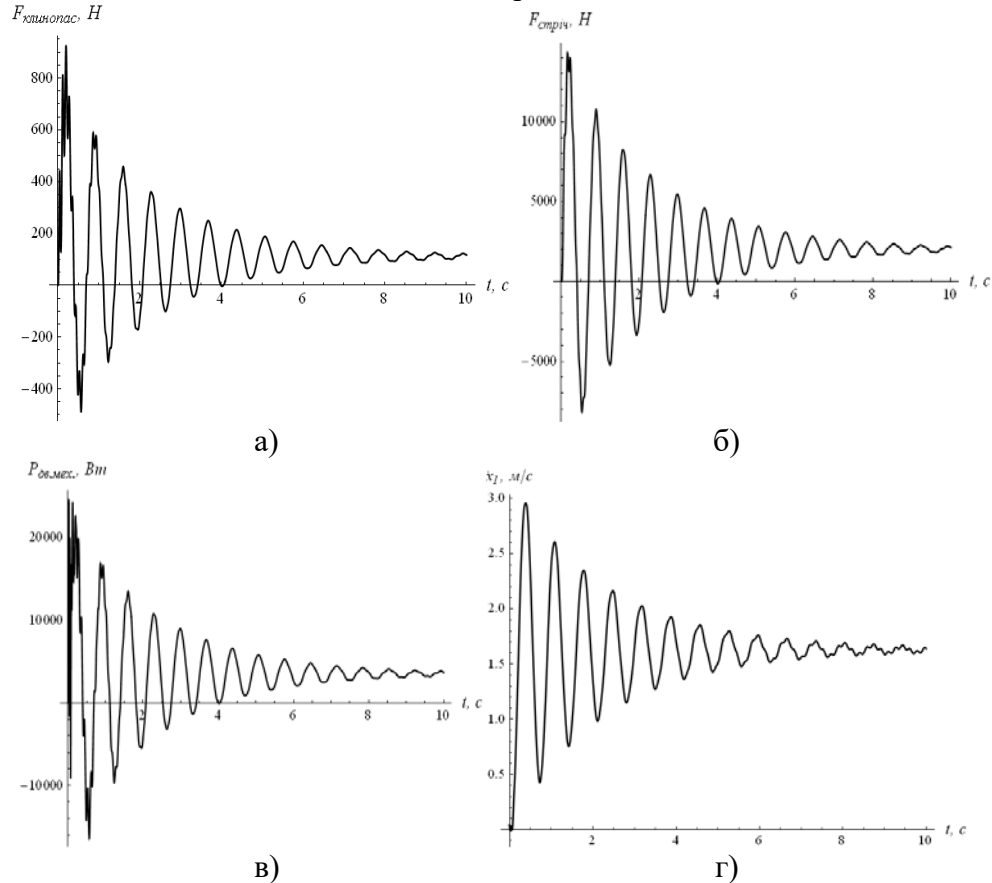


Рисунок 2 – Графіки динамічних та енергетичних характеристик руху стрічкового конвеєра: а) пружне зусилля у клинопасовій передачі; б) пружне зусилля у стрічці; в) механічна потужність двигуна; г) швидкість руху стрічки

Із наведених графіків (рис. 2) видно, що пуск конвеєра супроводжується коливними процесами, які досить повільно затухають. При цьому зусилля та моменти у елементах конвеєра та його приводу у декілька разів перевищують ті, які діють у стаціонарному (усталеному) режимі його руху. Коливання у приводі та



тяговому органі стрічкового конвеєра передаються на його металоконструкцію. Звичайно, пікові значення динамічних зусиль викликають додаткове навантаження елементів стрічкового конвеєра та можуть викликати передчасний його вихід з ладу.

Для зниження небажаних динамічних показників руху конвеєра необхідно виконувати керований пуск. Це введенням у електромеханічну систему транспортуючої машини мікропроцесорного обладнання та частотного перетворювача для керування швидкістю (або моментом) електродвигуна конвеєра.

**Висновки.** У роботі розроблено узагальнену математичну модель стрічкового транспортера, яка описує механічні та електричні процеси у транспортуючій машині. На основі аналізу величин динамічних та енергетичних оціночних показників для режимів пуску та гальмування стрічкового конвеєра встановлено, що під час цих режимів елементи конвеєра зазнають найбільших навантажень. Наприклад, коефіцієнт динамічності клинопасової передачі знаходиться у межах 5,11-8,35; коефіцієнт динамічності стрічки в межах 4,17-7,13; кратність максимальної потужності двигуна 3,33-4,74; кратність максимального моменту двигуна 10,07-12,17; середньоінтегральне значення зусилля у стрічці 4476-5111 Н.

Отримані результати дають змогу виконати уточнення інженерних методик розрахунку стрічкових конвеєрів. Крім того, результати, що отримані у роботі, дозволяють обґрунтувати фізичний зміст оптимізаційних критеріїв, які доцільно застосовувати для режимів пуску та гальмування стрічкового транспортера: для режиму пуску оптимізацію доцільно виконувати за динамічними критеріями, а для гальмування – за енергетичними, або енергетично-динамічними.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Дудко М.А. Динамика поведения тягового органа при взвешивании грузопотока на ленточном конвейере по окружному усилию привода / М.А. Дудко, И.В. Вернер, Г.И. Саричева // Горное и металлургическое оборудование. 2014. – С. 26-34.
2. Гринько П.А. Исследование динамики привода ленточных конвейеров с целью повышения срока службы ленты / П.А. Гринько // Захист металургійних машин від поломок : міжвузівський тематичний збірник наукових праць. 2003. – Вип. 7. – С 52-156.
3. Ставицкий В.Н. Динамика нагрузки регулируемого привода ленточного конвейера / В.Н. Ставицкий // Наукові праці ДонНТУ. серія: обчислювальна техніка та автоматизація. – 2012 – №23 (201). – С. 49-53.

4. Никитин С.В. Динамическая модель ленточного конвейера. [электронный ресурс] – режим доступа: url: <http://www.mmf.spbstu.ru/mese/2014/176.pdf> (01.04.2018) – Название с экрана.
5. Пат. 105471 Україна, МПК В65G 15/08, В65G 15/32. Крутопохилий стрічковий конвеєр / Монастирський В.Ф., Кірія Р.В., Лисиця М.І., Кириленко В.С., Номеровський Д.А., Мостовий Б.І., Соколан А.О.; власник Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України. № у 2015 08147. заявл. 17.08.2015.; опубл. 25.03.2016, Бюл. № 6.
6. Пат. 98580 Україна, МПК В65G 15/08, В65G 15/42, В65G 17/16, E21F 13/08. Вертикальний стрічковий конвеєр з багатопунктовим завантаженням / Монастирський В.Ф., Максютенко В.Ю., Виноградов В.В., Кірія Р.В., Брагінець Д.Д., Мостовий Б.І.; власник Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України. № у 2011 05737. заявл. 06.05.2011.; опубл. 25.05.2012, Бюл. № 10.
7. Пат. 96163 Україна, МПК В65G 15/08. Крутопохилий стрічковий конвеєр для насипних крупно кускових вантажів / Монастирський В.Ф., Максютенко В.Ю., Кірія Р.В., Кириленко В.С., Монастирський С.В., Номеровський Д.А., Мостовий Б.І.; власник Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України. № у 2013 03049. заявл. 12.03.2013.; опубл. 26.01.2015, Бюл. № 2.
8. Пат. 95317 Україна, МПК В65G 17/00. Стрічковий конвеєр / Коруняк П.С., Баранович С.М., Ковольчук Т.Ю.; власники Коруняк П.С., Баранович С.М., Ковольчук Т.Ю. № у 2014 05123. заявл. 15.05.2014.; опубл. 25.12.2014, Бюл. № 24.
9. Пат. 93697 Україна, МПК В65G 27/10. Стрічковий конвеєр / Шевченко О.І., Бабій К.В., Левченко К.С., Ікол О.О.; власник Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України. № у 2014 05101. заявл. 14.05.2014.; опубл. 10.10.2014, Бюл. № 19.
10. Пат. 86724 Україна, МПК В65G 15/60. Стрічковий конвеєр / Абрамцумянц Р.В., Бондар П.Я., Горкавенко Є.А.; власник Одеська національна академія харчових технологій. № у 2013 08238. заявл. 01.07.2013.; опубл. 10.01.2014, Бюл. № 1.
11. Пат. 81385 Україна, МПК В65G 15/08. Крутопохилий стрічковий конвеєр / Монастирський В.Ф., Максютенко В.Ю., Кірія Р.В., Номеровський Д.А., Мостовий Б.І., Брагінець Д.Д.; власник Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України. № у 2013 01020. заявл. 28.01.2013.; опубл. 25.06.2015, Бюл. № 12.

12. Пат. 80804 Україна, МПК В65G 15/00. Стрічковий конвеєр / Забіров В.З., Моргун В.Н., Артемева Н.Г., Єгоров Г.О., Руденко О.С., Кучма К.В.; власник Державне підприємство „Державний інститут по проектуванню підприємств гірничорудної промисловості КРИВБАСПРОЕКТ”. № у 2012 14886. заявл. 25.12.2012.; опубл. 10.06.2013, Бюл. № 11.
13. Пат. 72508 Україна, МПК В65G 15/02. Стрічковий конвеєр / Козирев С.М.; власник Державне підприємство „Державний інститут по проектуванню підприємств гірничорудної промисловості КРИВБАСПРОЕКТ”. № у 2011 15366. заявл. 26.12.2011.; опубл. 27.08.2012, Бюл. № 16.
14. Пат. 62569 Україна, МПК В65G 15/00. Крутопохилий стрічковий конвеєр / Волошин О.І., Кириченко А.І., Костюкова Т.І., Лавренко Ю.В., Лиманська М.В., Пустовалов А.Г., Сильченко Ю.А., Картавий А.Н.; власник ЗАО „Новокраматорський машинобудівний завод”. № у 2010 04227. заявл. 12.04.2010.; опубл. 12.09.2011, Бюл. № 17.
15. Ловейкін В. Оптимальне керування рухом стрічкового конвеєра у перехідних режимах / О. Ромасевич, К. Шалатовська, П. Науменко // Гірничі та піднімально-транспортні машини. 2017. – № 89 – С. 16-23.
16. Штейнер Р.Т. Математическое моделирование электроприводов переменного тока с полупроводниковыми преобразователями частоты / Р.Т. Штейнер. – Екатеринбург: УРО РАН, 2000. – 654 с.
17. Формалев В.Ф. Численные методы / В.Ф. Формалев, Д.Л. Ревизников. – М.: Физматлит, 2004. – 400 с.
18. Стрічковий конвеєр типу КЛ [електронний ресурс] – режим доступу:  
url: [75](http://www.agrotechnika-ukr.com.ua/infotorg.php?categoria=%CC%E0%F8%E0%E3%F0%E3_%E4%EB%FF_%EF%B3%F1%EB%FF%E7%E1_%EE%E1%F0%B3%E7%E1%E5%F0_%E2%F0%EE%E6&grupa=%C7%E5%F0%ED%EE%ED%E0%E2%E0%ED%F2%E0%E6%F3%E2%E0%F7%B3&marka=%CA%CE%CD%C2%C5%AA%D0%20%D1%D2%D0%B2%D7%CA%CE%C2%C8%C9%20%D2%C8%CF%D3&model=%CA%CB&second=true. (01.04.2018) – Назва з екрана.</a></li>
</ol>
</div>
<div data-bbox=)

УДК 621.876

Вудвуд А. Н.

Одесский национальный политехнический университет

## СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ МОСТОВОГО КРАНА

**Аннотация.** В статье рассмотрен способ торможения мостового крана с помощью оригинального тормоза с плавным нарастанием тормозного момента. Приведены расчетные зависимости для нахождения переменной тормозной силы и возникающих динамических нагрузок в приводе. Проведено сравнение и анализ торможения стандартным тормозным устройством и тормозом с плавным нарастанием тормозного момента.

**Ключевые слова:** динамические нагрузки, тормозное устройство, механизм передвижения.

**Анотація.** У статті розглянуто спосіб гальмування мостового крана за допомогою оригінального гальма з плавним наростанням гальмівного моменту. Наведено розрахункові залежності для знаходження змінної тормозної сили і динамічних навантажень, що виникають в приводі. Проведено порівняння і аналіз гальмування стандартним гальмівним пристроєм і гальмом з плавним наростанням гальмівного моменту.

**Ключові слова:** динамічні навантаження, гальмівний пристрій, механізм пересування.

**Zusammenfassung.** In dem Artikel wird die Methode der Bremsung des Brückenkrans mit Hilfe einer Originalbremse mit einem sanften Anstieg des Bremsmoments untersucht. Die berechneten Abhängigkeiten zum Auffinden der Variablen der Ternärkraft und der auftretenden dynamischen Lasten im Antrieb werden vorgestellt. Vergleich und Analyse der Bremsung mit einer Standardbremseinrichtung und Bremse mit einem sanften Anstieg des Bremsmoments werden vorgenommen.

**Stichwort:** dynamische Belastungen, Bremssystem, der Mechanismus der Bewegung.

Вопросам повышения эффективности и надежности работы грузоподъемных кранов уделяется значительное внимание. Важным элементом, влияющим на надежность работы крана, его долговечность и эффективность является тормозная система крана и непосредственно тормозное устройство. «Классические» нормально-замкнутые конструкции крановых тормозов (клюдочные, дисково-колодочные тормоза) в процессе своего срабатывания вызывают значительные

© Вудвуд А. Н.

динамические нагрузки в приводе и металлоконструкции крана.

Кроме того, при торможении фрикционными тормозами выделяется значительная часть тепла, а в паре трения протекают сложные процессы, влияющие на надежность и долговечность работы тормозного устройства, и соответственно крана.

Величина динамических нагрузок зависит от способа торможения механизма передвижения крана.

Способы торможения механизма передвижения мостового крана можно классифицировать по двум критериям:

1) По воздействию на ходовые колеса крана:

- механическим путем с использованием фрикционных тормозных устройств;

- электрическим путем с использованием приводного электродвигателя.

2) По скорости нарастания тормозной силы:

- с мгновенным нарастанием;

- с плавным нарастанием.

Классификация способов торможения механизма передвижения мостового крана представлена на рис. 1.



Рисунок-1. Классификация способов торможения механизма передвижения мостового крана.

Анализ механических способов торможения и конструкций фрикционных тормозов, которые применяются для реализации этих способов показывают, что для них характерны недостатки [1]:

- недостаточно надежное торможение из-за перегрева фрикционных накладок;
- износ фрикционных колодок и, соответственно, необходимость частой замены этих колодок;
- мощность тормоза всегда тратится впустую в виде теплоты.

Таких недостатков можно избежать, используя электрическое торможение [2], при котором двигатель работает как генератор, преобразующий механическую энергию в электрическую. В результате такого преобразования возникает вращающий момент противоположный направлению движения.

В машинах, где требуются частые, быстрые остановки (к таким машинам относятся грузоподъемные краны) часто применяется электрическое торможение. При использовании электрического торможения можно кран остановить плавно, что позволит существенно снизить динамические нагрузки, возникающие при торможении и, тем самым, повысить надежность и долговечность узлов, деталей и крана в целом.

Однако при прекращении подачи электроэнергии механический тормоз остается существенным средством остановки крана, поэтому при использовании электрических способов торможения, тем не менее, необходимы механические тормоза и расчет таких тормозов должен вестись по полной величине тормозного момента, без учета возможности уменьшения его путем применения электроторможения.

Для повышения эффективности механического торможения предлагается новый способ торможения механизма передвижения мостового крана, заключающийся в том, что тормозной момент создается не за счет сил трения тормозного устройства, а за счет силы сжатия пружины, которая в тормозном устройстве воспринимает кинетическую энергию движения крана. При таком способе торможения устраняются недостатки фрикционных тормозов и реализуется плавное нарастание тормозной силы.

Проведем сравнительный анализ динамических нагрузок, возникающих при торможении механизма передвижения мостового крана при использовании двух способов торможения: с мгновенным и плавным нарастанием тормозной силы.

Для этого воспользуемся аналитическим выражением, для определения динамических нагрузок, возникающих при торможении механизма передвижения мостового крана [3]:

$$F_n = \frac{P_m m_2 - W m_1}{(m_1 + m_2)} (1 - \cos pt), \quad (1)$$

где,  $m_1$  – приведенная масса вращающихся частей двигателя (ротор, моторные и тормозные муфты), кг;

$m_2$  – приведенная масса поступательно движущихся и вращающихся элементов крана (тележка или кран, ходовые колеса), кг;

$P_m$  – сила торможения, Н;

$W$  – статическое сопротивление передвижению тележки или крана, Н;

$$p = \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{m_1 \cdot m_2} \cdot c};$$

$c$  – приведенная жесткость элементов передачи (главным образом валов) механизма передвижения крана, Н/м.

Формула (1) позволяет определять динамические нагрузки при мгновенном приложении силы  $P_m$ . При плавном приложении сила  $P_m$  будет изменяться от нуля до значения, соответствующего времени полной остановки крана. Изменение этой силы при плавном торможении крана можно определить из следующих соображений.

При плавном нарастании тормозной силы происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную. Из закона сохранения энергии известно, что полная энергия равна сумме кинетической и потенциальной энергий, следовательно, для крана в определенный момент времени будет справедливо выражение:

$$\frac{mv^2}{2} = P \cdot x \quad (2)$$

где  $m$  - приведенная масса крана или тележки, кг;

$v$  - скорость движения крана, м/с.

$P$  - сила сопротивления, равная тормозной силе устройства, Н;

$x$  - перемещение при гашении кинетической энергии, м.

Тормозную силу устройства можно представить в виде:

$$P = c_{pr} \cdot x \quad (3)$$

где,  $c_{pr}$  - жесткость пружины, Н/м.

Тормозная сила в текущий момент времени может быть определена по формуле:

$$\begin{aligned}
 P_{m0} &= c_{pr} \cdot x = c_{pr} \cdot v_0 t_0; \\
 P_{m1} &= c_{pr} \cdot x = c_{pr} \cdot v_1 t_1; \\
 P_{m2} &= c_{pr} \cdot x = c_{pr} \cdot v_2 t_2; \\
 P_{mn} &= c_{pr} \cdot x = c_{pr} \cdot v_n t_n
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

Для времени  $t_n$  скорость крана будет равна:

$$v_n = v_{n-1} \sqrt{1 - \frac{2(c_{pr} t_n^2)}{m}}
 \tag{5}$$

Процесс торможения будет продолжаться до полной остановки крана, то есть  $v_n \rightarrow 0$ .

Используя формулы 4, 5, построим графики тормозной силы и скорости при срабатывании тормоза с плавным нарастанием тормозной силы, подставляя в (1) вместо  $P_m$  текущее значение тормозной силы  $P_{mn}$ , где  $n = 1, 2, \dots$  Для сравнения покажем для сравнения характер изменения скорости крана и тормозной силы при торможении колодочным тормозом.

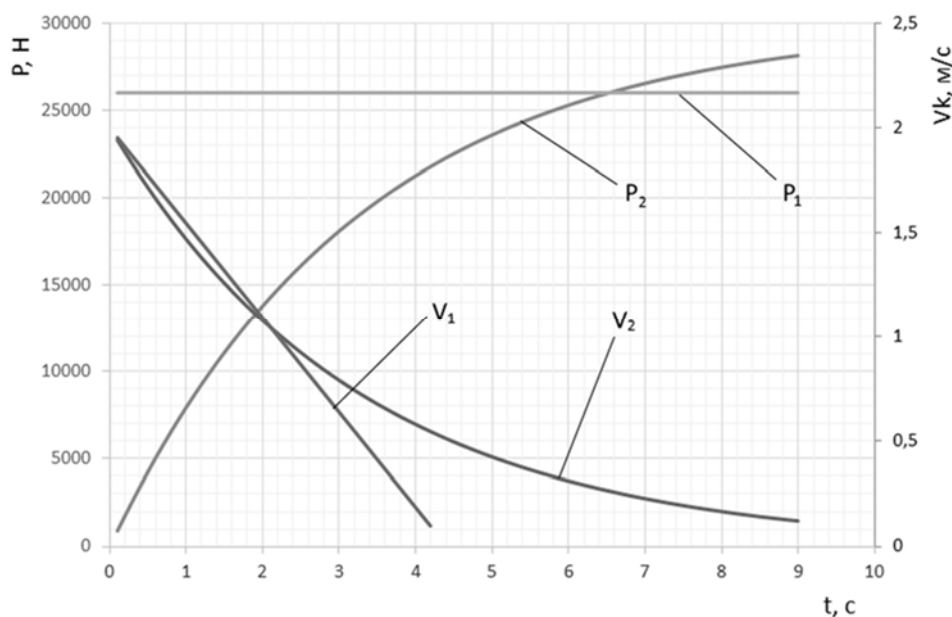


Рисунок – 2. Графики зависимости снижения скорости крана  $V_k$  и нарастания тормозной силы  $P_m$  от времени торможения при использовании: 1 - колодочного тормоза с мгновенным нарастанием тормозной силы, 2 – тормоза с плавным нарастанием тормозной силы.



---

Анализ результатов расчета для рассматриваемого случая (мостовой кран грузоподъемностью 20/5 тонн) показывает, что динамическая нагрузка при плавном нарастании тормозной силы в 1,46 раза меньше чем при мгновенном нарастании. При этом время торможения увеличивается с 4,2 до 8,4 секунды.

Коэффициент динамичности при торможении (статическое значение тормозной силы 26000 Н):

- для мгновенного нарастания тормозной силы – 1,86;
- для плавного нарастания тормозной силы – 1,27.

### **Вывод**

Предложенный способ торможения механизма передвижения мостового крана, устраняя недостатки фрикционных тормозов и реализуя плавное нарастание тормозной силы, существенно повышает эффективность торможения мостового крана.

### **ЛИТЕРАТУРА**

1. Лобов Н.А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути: Учебное пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 232 с.: ил.
2. Дюбай Гопал К. Основные принципы устройства электроприводов. М.: Техносфера, 2009. – 480с.
3. Семенюк В.Ф. Аналитическое определение динамических нагрузок, возникающих при торможении механизма передвижения мостового крана / В.Ф. Семенюк, А.Н. Вудвуд // Підйомно-транспортна техніка. - 2017. - № 2(54). - с. 42-46.

УДК 621.86.065:539.38

Чаюн И. М., д.т.н.

Одесский национальный политехнический университет

## ДЕФОРМИРОВАННО-НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПОДЪЕМНОЙ ЛЕНТЫ

**Анотація.** Досліджено деформований і напружений стан підйомної стрічки. Встановлено, що на відстані 40–50 мм від перетину набігання стрічки на барабан кривизна і пов'язане з нею напруження практично дорівнюють нулю. Отримані вирази граничних параметрів підйомної установки і стрічки за критерієм граничного пружного стану стрічки: діаметра барабана; довжини вертикального схилу; несучої здатності стрічки.

**Ключові слова:** деформовано-напружений стан, кривизна, граничний пружний стан

**Аннотация.** Исследовано деформированное и напряженное состояние подъемной ленты. Установлено, что на расстоянии 40–50 мм от сечения набегания ленты на барабан кривизна и связанное с ней напряжение практически равны нулю. Получены выражения предельных параметров подъемной установки и ленты по критерию предельного упругого состояния ленты: диаметра барабана; длины вертикального отвеса; несущей способности ленты.

**Ключевые слова:** деформированно-напряженное состояние, кривизна, предельное упругое состояние.

**Anmerkung.** Der verformte und beanspruchte Zustand des Hebegurts wurde untersucht. Es wird festgestellt, dass in einem Abstand von 40–50 mm von dem Bandabschnitt, der auf die Trommel auftrifft, die Krümmung und die damit verbundene Spannung praktisch gleich Null sind. Ausdrücke der Begrenzungsparameter der Hebeanlage und des Bandes werden gemäß dem Kriterium des begrenzenden elastischen Zustands des Bandes erhalten: der Durchmesser der Trommel; Länge des senkrechten Lotes; die Tragfähigkeit des Bandes.

**Schlüsselwörter:** deformierter Spannungszustand, Krümmung, begrenzender elastischer Zustand.

**Постановка проблемы.** Ленты имеют одинаковое назначение со стальными канатами: являются тяговыми органами грузоподъемных машин. Расчетная схема подъемных канатов на прочность [1] является весьма не точной. Основывается на выборе каната по прочностной характеристике, представляющей агрегатное разрывное усилие  $P_{az}$  при растяжении. Согласно [1]  $P_{az} = 0,83 P_c$ , где  $P_c$  – суммарное разрывное

---

© Чаюн И. М.

усилие проволок каната. В определении  $P_{az}$  не учитывается внешне деформированное состояние каната и, связанное с ним, внутреннее деформированно-напряженное состояние проволок. Эти и другие упрощения расчетной схемы объективно обусловлены отсутствием надежной теории описывающей напряженное состояние проволок при статическом и циклическом нагружениях подъемных канатов. При этом прочностная надежность обеспечивается большими значениями нормативных  $[n]$  запасов прочности. Согласно [1] запас доходит до  $[n]=9$  и более. Аналогично определение  $P_{az}$  и  $[n]$  по нормам [2] DIN Deutsches Institut für Normung e.V.

Ленточные тяговые органы имеют ряд существенных преимуществ и недостатков перед подъемными канатами. Главным преимуществом считаем доступность создания точной прочностной расчетной схемы, что обеспечивает общеизвестные практические выгоды. В работе [3] представлена методика назначения основных параметров лент для подъемных установок. Методика является весьма громоздкой и главное непосредственно не связана с деформированно-напряженным состоянием подъемной ленты.

**Цель статьи.** Исследование деформированно-напряженного состояния подъемной ленты и разработка ее предельных упругих параметров и самой подъемной установки, удобных для расчета ленты на статическую прочность.

#### **Изложение основного материала.**

**Внутренние усилия в сечениях ленты.** Гибкая лента в процессе подъема испытывает растяжение, вызываемое действием силы тяжести концевого груза и ее собственным весом, в сочетании с изгибом, обусловленным навиванием ленты на барабан (рис. 1).

От указанного нагружения в сечениях ленты возникают внутренние силы сопротивления материала, которые приводятся к трем внутренним силовым факторам ( $BC\Phi$ ), определяемым на основе статических уравнений равновесия (рис. 1,б):

$$\text{поперечная сила} \quad Q_y(x) = T \sin \psi; \quad (1)$$

$$\text{изгибающий момент} \quad M(x) = T(f - y); \quad (2)$$

$$\text{продольная сила} \quad N(x) = T \cdot \cos \psi, \quad (3)$$

где  $T = P + q(l - x)$ ;  $P$  – сила тяжести концевого груза;

$q$  – вес единицы длины ленты;  $l$  – длина ленты;

$x$  – координата текущего сечения ленты;  $\psi$  – угол между нормалью  $n$  к сечению ленты и вертикальной осью  $x$  (рис. 1);

$y$  – по терминологии теории изгиба – прогиб сечения ленты;

$f$  – максимальное значение прогиба, т.е. для концевое сечения ленты.

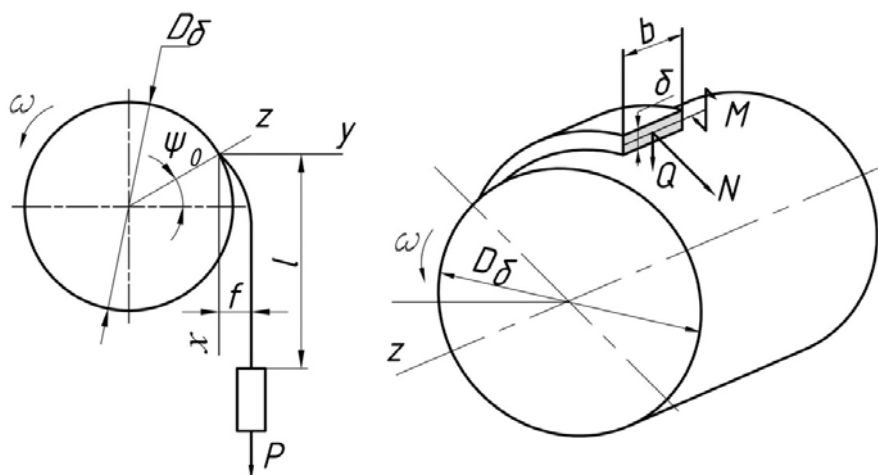


Рисунок1 – Схема нагружения ленты

**Внешнее деформированное состояние ленты.** Получается на основе равенства внешних и внутренних сил в ее деформированном состоянии. Внешняя сила в виде (2). Внутреннюю силу (изгибающий момент в сечении ленты  $M(x)$ ) выражаем на основе приближенного дифференциального уравнения, исходя из упругих деформаций при не учете влияния поперечной силы  $Q$  (1) на кривизну изогнутой оси

$$M(x) = G \cdot \chi = G \cdot y'', \quad (4)$$

где  $G$  – изгибная жесткость сечения ленты;  $\chi$  – кривизна оси ленты.

На основе (2) и (4)

$$G y'' = -T(f - y).$$

После преобразования получается неоднородное дифференциальное уравнение второго порядка

$$y'' - k^2 y = -k^2 f, \quad (5)$$

$$\text{где } k = (T/G)^{0.5}. \quad (6)$$

Параметр  $f$  в (5) определяется на основе (2) в точке контакта ленты с барабаном, т.е. при  $x = 0$

$$M = T \cdot f = G \frac{1}{R}.$$

$$\text{Откуда } f = G/TR. \quad (7)$$

На основе дифференциального уравнения (5) получаются уравнения прогибов  $y(x)$ , кривизны  $\chi(x)$  и углов поворота  $\psi(x)$  сечений ленты:

$$y(x) = f(1 - e^{-kx}); \quad \chi(x) = -\frac{1}{R}e^{-kx}; \quad \psi(x) = (G/PR^2)^{0.5}e^{-kx}. \quad (8)$$

При  $x = 0$ , т.е. для сечения в начале контакта ленты с барабаном, кривизна

$$\chi_0 = \frac{1}{R} = \frac{1}{R_0 + 0,5\delta}, \quad (9)$$

где  $R_0$  – радиус барабана;  $\delta$  – толщина ленты.

Угол поворота сечения в начале участка контакта ленты с барабаном

$$\psi_0 = (G/PR^2)^{0.5}. \quad (10)$$

Изгибная жесткость ленты

$$G = b \int_{-0,5\delta}^{0,5\delta} Ey^2 dy, \quad (11)$$

где  $E$  – модуль продольной упругости материала;  $b$  и  $\delta$  – ширина и толщина ленты.

В упругой стадии деформирования

$$G = EJ = E \frac{b\delta^3}{12}, \quad (12)$$

где  $J$  – осевой момент инерции сечения ленты.

**Внутреннее деформировано-напряженное состояние ленты.**

Подъемная лента испытывает растяжение от действия силы тяжести  $P$  концевого груза и собственного веса, а также изгиба в связи с навивкой на барабан. Для удобства использования результатов в обобщенном виде выражения деформаций и напряжений в сечении ленты представим в относительной безразмерной форме

$$\bar{\sigma} = \sigma/\sigma_T; \quad \bar{\varepsilon} = \varepsilon/\varepsilon_T, \quad (13)$$

где  $\sigma_T$  и  $\varepsilon_T$  – напряжение предела текучести и соответствующая деформация.

Напряжения в сечении набегания ленты на барабан:

$$\text{максимальные от изгиба} \quad \sigma_u = \chi_0 \frac{\delta}{2} E = \frac{E \cdot \delta}{D_0 + \delta} = \frac{E}{e + 1}; \quad (14)$$

$$\text{от растяжения ленты} \quad \sigma_p = \frac{N(x)}{b \cdot \delta} = \frac{(P + q(l - x)) \cdot \cos \psi_0}{b \cdot \delta}, \quad (15)$$

где  $e = D_0 / \delta$  – отношение диаметра барабана к толщине ленты.

В табл.1 представлены зависимости угла  $\psi_0$  поворота сечения ленты при  $x = 0$  (рис.1) от диаметра барабана, натяжения и размеров поперечного сечения ленты. Как видно из табл.1 в реальном диапазоне указанных параметров угол  $\psi_0$  не превышает  $1^\circ - 2^\circ$ . Это дает

основание поперечную силу  $Q_y$  в расчетах на прочность не учитывать, а продольную силу (3) считать постоянной  $N = T$ .

В табл.2 приведены результаты расчета параметров деформирования ленты (кривизны и угла поворота ее сечений) в зависимости от координаты  $x$  (рис.1), а также значения напряжений от растяжения (15), от изгиба (14) и суммарные. Кривизна и напряжения представлены в относительном измерении:

$$\bar{\chi}(x) = \frac{\chi(x)}{R} = e^{-kx}; \quad \bar{\sigma}_p = \frac{\sigma_p}{\sigma_T}; \quad \bar{\sigma}_u = \frac{\sigma_u}{\sigma_T}.$$

Таблица 1– Зависимость угла  $\psi_0$  от диаметра  $D_\sigma$  барабана, натяжения  $T$  и момента инерции  $J$  сечения ленты

$D_\sigma, м$ при $T = 500кН$	0,8	1,2	1,6	2,4	3,0	4,0
$\psi_0, град$	1,915	1,277	0,959	0,639	0,512	0,384
$T, кН$ при $D = 2м$	1000	900	800	700	500	50
$\psi_0, град$	1,353	1,427	1,513	1,618	1,914	6,05
$b \times \delta, мм: D=2м; T=500кН$	100×1	200×1	200×1,5	200×2	200×3	240×3,5
$J, мм^4$	8,33	16,6	56,25	133,3	450	540
$\psi_0, град$	0,106	0,148	0,271	0,418	0,767	1,506

Таблица 2– Деформации и напряжения сечениях ленты

$P = 5 \cdot 10^5 Н; D_\sigma = 2000 мм$									
$x, мм$	0	3	5	10	20	30	40	50	60
$\bar{\chi}$	1	0,799	0,688	0,474	0,225	0,107	0,051	0,024	0,0114
$\psi^\circ$	0,767	0,614	0,529	0,364	0,173	0,082	0,039	0,018	0,009
$\bar{\sigma}_p$	0,592	"	"	"	"	"	"	"	"
$\bar{\sigma}_u$	0,214	0,171	0,147	0,101	0,048	0,023	0,011	0,005	0,002
$\bar{\sigma}$	0,809	0,763	0,743	0,697	0,6434	0,6181	0,606	0,600	0,598
$P = 5 \cdot 10^5 Н; D_\sigma = 1000 мм$									
$\bar{\chi}$	1	0,799	0,688	0,474	0,225	0,107	0,051	0,024	0,0114
$\psi^\circ$	1,535	1,220	1,055	0,727	0,345	0,164	0,078	0,037	0,017
$\bar{\sigma}_p$	0,592	"	"	"	"	"	"	"	"
$\bar{\sigma}_u$	0,427	0,342	0,294	0,203	0,096	0,046	0,022	0,010	0,049
$\bar{\sigma}$	1,022	0,936	0,889	0,798	0,691	0,641	0,620	0,605	0,600

На рис.2 показана зависимость относительных значений  $\bar{\chi}(x)$  кривизны ленты и напряжений в зоне навивки на барабан. Как видно

из рис.2 и табл.2 в сечении контакта ленты с барабаном (при  $x = 0$ ) напряжение от изгиба в зависимости от диаметра барабана составляет до 40% напряжения от растяжения. Уровень напряжений от изгиба уменьшается и при  $x \geq 40 - 45$  мм стремится к нулевым значениям.

**Предельные упругие параметры подъемной ленты.** Соответствуют напряжению равному пределу текучести  $\sigma_T$  материала ленты (в относительном измерении напряжению  $\bar{\sigma} = 1$ ).

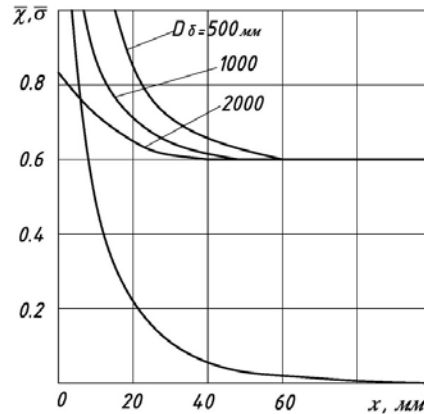


Рисунок 2 – Зависимость в относительном виде кривизны ленты напряжений в зоне навивки на барабан

**Предельный диаметр барабана.** Как видно из рис.2 для сечений с координатой  $x \leq 10$  при барабане  $D_\delta = 500$  мм и для сечений с координатами  $x \leq 2$  мм при  $D_\delta = 1000$  мм относительное напряжение  $\bar{\sigma} = 1,022$  (в абсолютном измерении это превышение предела текучести  $\sigma_T = 1400$  МПа). Вообще в указанных интервалах координат сечения вычисление напряжений по формулам (14), (15) является неправомерным. При более высоких прочностных параметрах ленты (при  $\sigma_T > 1400$  МПа) в сечениях с координатой  $x=0$  напряжение составило бы: при  $D_\delta = 500$  мм  $\sigma = 1,45 \cdot 1400 = 2030$  МПа, а при  $D_\delta = 1000$  мм  $\sigma = 1,022 \cdot 1400 = 1428$  МПа.

Получим выражение диаметра барабана  $D_\delta$ , соответствующее предельному упругому состоянию ленты. На основе (15) и (16) с учетом (9) диаметр барабана предельного упругого состояния ленты имеет вид

$$D_\delta^{np} = \frac{\delta(E - (\sigma_T - (P + ql) / (b\delta)))}{\sigma_T - (P + ql) / (b\delta)}. \quad (17)$$

Например,  $D_\delta^{np} = 1458$  мм при следующих параметрах нагрузки и стальной ленты:  $P = 500$  кН;  $\delta = 3$  мм;  $b = 200$  мм;  $l = 2000$  м;

$$E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2; \gamma = 78 \cdot 10^{-6} \text{ Н/мм}^3.$$

**Предельная длина ленты упругого состояния.** Выражение полу чается аналогично предыдущему на основе (15), (16) и (9)

$$l_{yn}^{np} = \frac{b \cdot \delta (\sigma_T - P / (b \cdot \delta) - \delta \cdot E / (D_0 + \delta))}{q}. \quad (18)$$

При указанных выше параметрах и диаметре барабана  $D_0 = 2000 \text{ мм}$  предельная упругая длина ленты  $l_{yn}^{np} = 3425 \text{ м}$ .

**Предельное усилие растяжения ленты при упругом деформировании.** Естественно деформация от изгиба ленты в зоне набегания на барабан существенно уменьшает этот параметр по сравнению с ее прочностной возможностью при чистом растяжении. Этот параметр опре деляется выражением

$$P_{yn}^{np} = (\sigma_T - \sigma_u) b \cdot \delta, \quad (19)$$

где  $\sigma_u$  – напряжение (14) от изгиба.

Параметр  $P_{yn}^{np}$  удобно использовать в относительном измерении

$\bar{P}_{yn}^{np} = P_{yn}^{np} / \sigma_T b \delta$ . На основе (19) с учетом (14)

$$\bar{P}_{yn}^{np} = \frac{P_{yn}^{np}}{\sigma_T b \delta} = 1 - \frac{E}{\sigma_T (e + 1)}. \quad (20)$$

На рис.3 показана зависимость  $P_{yn}^{np} = f(e, \sigma_T)$ . Из рис.3 видно, что при проектировании подъемных установок с ленточном тяговым органом следует по возможности исходить из параметра  $e < 1500$ , при кото ром уменьшение (потеря) несущей способности ленты не превышает 5– 20%.

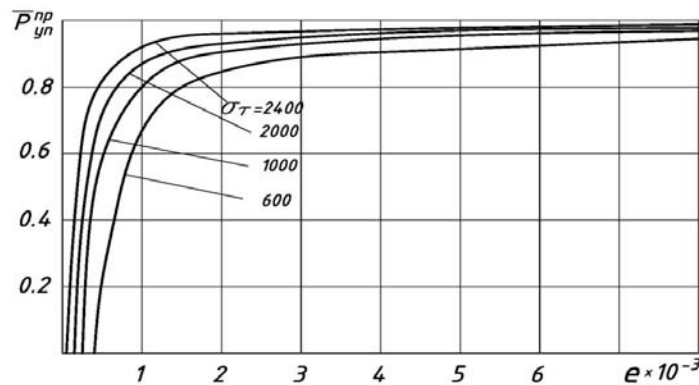


Рисунок 3 – Зависимость предельного усилия растяжения ленты в упругой стадии деформирования от параметра  $e = D_0 / \delta$

Меньшее значение относится к лентам с высокими прочностными характеристиками (условным пределом текучести). При указанных выше характеристиках ленты и подъемной установки параметр  $e = D_0 / \delta = 2000 / 3 = 667$  и  $P_{yn}^{np} = 0,786$ . Абсолютное значение:



$$P_{yp}^{np} = \bar{P}_y^n \cdot \sigma_T \cdot b \cdot \delta = 0,786 \cdot 1400 \cdot 200 \cdot 3 = 660,36 \text{ H} = 660,36 \text{ кН}.$$

Уменьшение несущей способности ленты

$$\Delta P_y^n = (1 - P_y^n) \sigma_T \cdot b \cdot \delta = (1 - 0,786) \cdot 1400 \cdot 200 \cdot 3 = 179,64 \text{ кН}.$$

Это составляет 21% по отношению к несущей способности при растяжении ленты без изгиба.

Величину  $\Delta P_{yn}^{np}$  можно уменьшить, если одну ленту толщиной  $\delta = 3 \text{ мм}$  заменить пакетом, например из 3-х лент толщиной  $\delta_1 = 1 \text{ мм}$ . В этом случае параметр  $e = D_\phi / \delta = 2000 / 1 = 2000$ ;  $\bar{P}_{yp}^{np} = 0,857$ ;

$\Delta P_{yp}^{np} = (1 - 0,857) 1400 \cdot 200 \cdot 13 = 119,9 \text{ кН}$ . Уменьшение несущей способности составляет всего 14% по сравнению с 21% при одной ленте.

**Выводы.** Главная особенность деформированно-напряженного состояния подъемной ленты состоит в том, что кривизна изгиба и связанное с ней напряжение экспоненциально уменьшается от максимального значения в сечении набегания на барабан при  $x=0$ . На расстоянии 40–50 мм от указанного сечения кривизна и напряжение практически равны нулю. Остается напряжение только от растяжения. Наибольший угол поворота сечений при  $x=0$  составляет  $1-2^\circ$ , что дает основание его не учитывать при вычислении внутренних силовых факторов.

Получены выражения предельных упругих параметров подъемной установки и ленты: диаметра барабана по критерию предельного упругого состояния ленты при заданных значениях конечного груза, длине ленты и погонной нагрузки; предельной длины вертикального отвеса ленты по тому же критерию; несущей способности ленты по предельному упругому сечению.

Исследована зависимость несущей способности от параметра  $e = D_\phi / \delta$  отношения диаметра барабана к толщине ленты, которая также представлена графически. Установлено, что уменьшение (потерю) несущей способности ленты можно значительно снизить за счет повышения её предела текучести (предела упругости) и путем замены ленты эквивалентным по толщине пакетом из более тонких лент.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. – Х.: Форт, 2007. – 256 с.
2. Drahtseile: Normen. – Berlin-Koln: Beuth, 1990. – 360 s.
3. Борохович А.И., Бариев Н.В., Дьяченко С.Н. Грузоподъемные установки с ленточным тяговым органом. – М.: Машиностроение, 1980. – 191 с.

УДК 621.87:62-567

Семенюк В. Ф., д.т.н., Лингур В. Н., к.т.н.

Одесский национальный политехнический университет

## ОЦЕНКА И МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ УСТРОЙСТВ БЕЗОПАСНОСТИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

**Аннотация:** В статье обоснована необходимость обеспечения надежной и безотказной работы грузоподъемных машин. Получены аналитические зависимости для определения количественной оценки надежности ограничителя грузоподъемности крана. Определена вероятность срабатывания ограничителя грузоподъемности при наличии перегрузки и вероятность срабатывания при отсутствии перегрузки крана. Предложен метод повышения надежности ограничителя грузоподъемности путем его профилактического обслуживания. Получена аналитическая зависимость для определения интервала проведения профилактических проверок для обеспечения необходимой вероятности безопасной работы ограничителя.

**Ключевые слова:** перегрузка, ограничитель грузоподъемности, вероятность безотказной работы, вероятность срабатывания

**Анотація:** У статті обґрунтовано необхідність забезпечення надійної і безвідмовної роботи вантажопідійомних машин. Отримано аналітичні залежності для визначення кількісної оцінки надійності обмежувача вантажопідійомності крана. Визначено ймовірність спрацьовування обмежувача вантажопідійомності при наявності перевантаження і ймовірність спрацьовування при відсутності перевантаження крана. Запропоновано метод підвищення надійності обмежувача вантажопідійомності шляхом його профілактичного обслуговування. Встановлено аналітичну залежність для визначення інтервалу проведення профілактичних перевірок для забезпечення необхідної ймовірності безпечної роботи обмежувача.

**Ключові слова:** перевантаження, обмежувач вантажопідійомності, ймовірність безвідмовної роботи, ймовірність спрацьовування.

---

© Семенюк В. Ф., Лингур В. Н.

Грузоподъемные машины относят к группе машин повышенной опасности. Безопасная эксплуатация этих машин в значительной мере обеспечивается применением предохранительных и сигнализационных устройств [1]. К таким устройствам относятся концевые выключатели, противоугонные захваты, ограничители грузоподъемности, световые и звуковые сигнализационные приборы.

К приборам и устройствам безопасности грузоподъемных машин предъявляют, прежде всего, такие требования: точность срабатывания, быстрота срабатывания, надежность работы. Для оценки точности срабатывания используют такой критерий как коэффициент точности. Применительно к ограничителям грузоподъемности (ОГП) этот критерий представляет собой отношение наибольшего усилия срабатывания  $Q_{\max}$  к наименьшему усилию  $Q_{\min}$ , при котором возможно срабатывание ОГП:

$$\gamma_{тч} = \frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} \quad (1)$$

Требование быстроты срабатывания может быть оценено временем действия ОГП:

$$T_{д} \cdot k_{б} \leq T_{ав} \quad (2)$$

где  $T_{д}$  – время действия ОГП,  $k_{б}$  – коэффициент безопасности,  $T_{ав}$  – время наступления аварийного состояния машины.

Надежность работы ОГП количественно оценивается путем определения вероятности безотказной работы ограничителя грузоподъемности  $P_{ср}(n)$ , т.е. вероятности того, что в течение  $n$  перегрузок не произойдет ни одного отказа в срабатывании ОГП. Приняв, что вероятность безотказной работы ОГП подчиняется экспоненциальному закону можно записать:

$$P_{ср}(n) = e^{-\lambda \cdot n} \quad (3)$$

где  $\lambda$  – интенсивность отказов в срабатывании ограничителя грузоподъемности.

Определяя вероятность безотказной работы ограничителя грузоподъемности, нужно различать вероятность срабатывания ОГП при наличии перегрузки и вероятность срабатывания ограничителя при отсутствии перегрузки. Такое разделение необходимо, так как ущерб от несрабатывания ОГП при наличии перегрузки значительно больше, чем от срабатывания в случае отсутствия перегрузки.

Рассматривая усилие срабатывания ограничителя грузоподъемности как случайную величину и задав необходимую точность срабатывания, можно найти вероятность попадания случайной величины на заданный участок.

Известно [2], что вероятность попадания непрерывной случайной величины  $x$  на участок  $(\alpha, \beta)$  равна интегралу от плотности распределения, взятому по этому участку,

$$P(\alpha < x < \beta) = \int_{\alpha}^{\beta} f(x) dx \quad (4)$$

При распределении усилия срабатывания ОГП по нормальному закону, вероятность его безотказной работы равна [3]

$$P(\alpha < x < \beta) = \Phi^* \left( \frac{\beta - m}{\sigma} \right) - \Phi^* \left( \frac{\alpha - m}{\sigma} \right), \quad (5)$$

где интеграл вероятностей

$$\Phi^*(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{t^2}{2}} dt. \quad (6)$$

При этом  $t = \frac{x - m}{\sigma}$ ;  $dt = \frac{dx}{\sigma}$ ;  $m$  – математическое ожидание величины  $x$ ;  $\sigma$  – среднее квадратичное отклонение величины  $x$ ,  $\Phi^*(-t) = 1 - \Phi^*(t)$ .

Признаком отказа ОГП будем считать отклонение величины усилия срабатывания от номинального значения  $Q_{\text{ном}}$  за предельно допустимые границы  $Q_{\text{ном}} \pm \Delta Q_{\text{ном}}$ . Причем, отклонение усилия срабатывания за пределы  $(Q_{\text{ном}} + \Delta Q_{\text{ном}})$  в сторону увеличения будем называть отказом в срабатывании при наличии перегрузки, а отклонение за пределы  $(Q_{\text{ном}} - \Delta Q_{\text{ном}})$  в сторону уменьшения будем называть отказом в срабатывании при отсутствии перегрузки или излишним срабатыванием.

Приняв зону рассеивания усилия срабатывания ОГП в пределах  $(m, \beta = m + k_p \cdot \sigma)$  при нормальном распределении случайной величины ( $k_p$  – квантиль нормального распределения), можно записать выражение для определения вероятности безотказной работы ОГП при наличии перегрузки:

$$P(m < x < m + k_p \cdot \sigma) = \Phi^*(k_p) - \Phi^*(0). \quad (7)$$

Аналогично, вероятности безотказной работы ОГП при отсутствии перегрузки:

$$P(m - \kappa_p \cdot \sigma < x < m) = \Phi^*(0) - \Phi^*(-\kappa_p) \quad (8)$$

Анализ выражений (7) и (8) показывает, что при расчете по этим выражениям вероятность безотказной работы ОГП при наличии перегрузки, равно как и при ее отсутствии, не может быть больше 0,5. Действительно, например, при  $\kappa_p=3$

$$P(m < x < m + \kappa_p \cdot \sigma) = \Phi^*(3) - \Phi^*(0) = 0,9986 - 0,5 = 0,4986 ;$$

$$P(m - \kappa_p \cdot \sigma < x < m) = \Phi^*(0) - \Phi^*(-3) = 0,5 - (1 - 0,9986) = 0,4986 .$$

Так как отклонение величины усилия срабатывания за пределы  $(Q_{ном} - \Delta Q_{ном})$  не приводит к отказу в срабатывании при наличии перегрузки и учитывая, что кривая нормального закона распределения симметрична, то к значению вероятности безотказной работы ОГП при наличии перегрузки, определенному по формуле (7), нужно прибавить 0,5.

Аналогично нужно поступить и при определении вероятности безотказной работы ОГП при отсутствии перегрузки по формуле (8).

В процессе эксплуатации ограничителей грузоподъемности под действием различных факторов (увеличение коэффициента трения между подвижными деталями, уменьшение усилия предварительного сжатия пружин и др.) значение номинального усилия срабатывания может изменяться. На рис. 1 представлен возможный характер изменения усилия срабатывания  $x(n)$  со скоростью  $F_x$ .

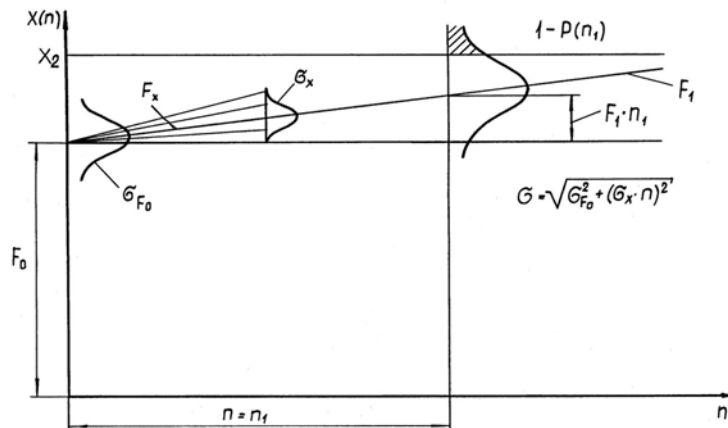


Рисунок 1 - Схема прогнозирования надежности ограничителя грузоподъемности

Начальные значения параметра функционирования  $x(n)$  распределены по нормальному закону (его параметры  $F_0$  и  $\sigma_{F_0}$ ), и процесс изменения подчиняется линейной зависимости, причем его скорость имеет рассеивание с параметрами  $F_1$  и  $\sigma_x$ .

В этом случае вероятность безотказной работы  $P_{cp2}(n)$ , то есть выход за границу  $x_2$ , при заданном значении  $n=n_1$ , может быть подсчитана по формуле [4]

$$P_{cp2}(n) = 0,5 + \Phi \left[ \frac{x_2 - F_0 - F_1 \cdot n}{\sqrt{\sigma_{F_0}^2 + (\sigma_x \cdot n)^2}} \right], \quad (9)$$

где  $\Phi$  – нормированная функция Лапласа  $0 \leq \Phi \leq 0,5$ .

Формула (9) получена из условия оценки вероятности выхода параметра  $x$  за допустимые пределы  $x_2$ . При этом считалось, что рассеивание параметра  $x$  подчиняется закону с математическим ожиданием  $m(n) = F_0 + F_1 \cdot n$  и средним квадратичным отклонением  $\sigma = \sqrt{\sigma_{F_0}^2 + (\sigma_x \cdot n)^2}$ .

Если в течении  $n$  перегрузок через равные интервалы  $n/n_0$  проводится «и» профилактических проверок, каждая из которых полностью восстанавливает первоначальное значение номинального усилия срабатывания ОГП, с учетом того, что вероятность отказа во время проверки ничтожно мала, выражение (9) может быть записано следующим образом

$$P_{cp}(n) = \left\{ 0,5 + \Phi \left[ \frac{x_2 - F_0 - F_1 \cdot n_0}{\sqrt{\sigma_{F_0}^2 + (\sigma_x \cdot n_0)^2}} \right] \right\}^u. \quad (10)$$

Определим величину интервала  $n_0$ , через который необходимо провести профилактическую проверку для обеспечения необходимой вероятности безотказной работы  $P_{cp2}(n)$  ОГП.

Логарифмируя выражение (10), получим

$$\ln P_{cp2}(n) = u \cdot \ln [0,5 + \Phi(y)] \quad (11)$$

где

$$y = \frac{x_2 - F_0 - F_1 \cdot n_0}{\sqrt{\sigma_{F_0}^2 + (\sigma_x \cdot n_0)^2}}. \quad (12)$$

Определив из (11) значение  $\Phi(y)$ , равное

$$\Phi(y) = [P_{cp2}(n)]^{1/u} - 0,5, \quad (13)$$

а затем «у», пользуясь соответствующими таблицами, найдем из выражения (12)

$$n_0 = \frac{x_2 - F_0 - y \sqrt{\sigma_{F_0}^2 + (\sigma_x \cdot n_0)^2}}{F_1}. \quad (14)$$

Таким образом, если в течение  $n$  перегрузок через равные интервалы  $n/n_0$  проводить « $u$ » профилактических проверок, каждая из которых будет полностью восстанавливать первоначальное значение номинального усилия срабатывания ОГП, можно обеспечить необходимую вероятность безотказной работы  $P_{cp2}(n)$ , ограничителя грузоподъемности.

#### **Выводы:**

1. Для количественной оценки надежности ограничителя грузоподъемности целесообразно использовать вероятность того, что в течение  $n$  перегрузок не произойдет ни одного отказа в срабатывании ОГП.

2. Определяя вероятность безотказной работы ограничителя грузоподъемности, нужно различать вероятность срабатывания ОГП при наличии перегрузки и вероятность срабатывания ограничителя при отсутствии перегрузки.

3. Предложен метод повышения надежности ограничителя грузоподъемности путем его профилактического обслуживания. Определен интервал проведения профилактических проверок, через который необходимо восстанавливать первоначальное значение номинального усилия срабатывания ОГП для обеспечения необходимой вероятности безопасной работы ограничителя.

#### **ЛИТЕРАТУРА**

1. Ерофеев Н.И. Предохранительные и сигнализационные устройства кранов. – М.: Машиностроение, 1980. – 152 с.
2. Гурский Е.И. Теория вероятностей с элементами математической статистики. – М.: Высшая школа, 1971. – 328 с.
3. Венцель Е.С. Теория вероятностей. – М.: Наука, 1969. – 576 с.
4. Точность и надежность станков с числовым программным управлением/Под ред. А.С. Проникова. – М.: Машиностроение, 1982. – 256 с.

**ТЕМАТИКА ПУБЛІКАЦІЙ  
У ЖУРНАЛІ «ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНА ТЕХНІКА»**

**Структура, конструкція, кінематика машин**  
**Динаміка, міцність, стійкість**  
**Приводи і системи керування**  
**Діагностика, експлуатація і ремонт**  
**Технологія виробництва машин**  
**Логістика і механізація вантажно-розвантажувальних робіт**  
**Робототехніка**  
**Організація виробництва, економіка, екологія**  
**Науково-методичні питання**

**ПАМ'ЯТКА АВТОРОВІ**

До друку приймаються статті, які мають такі необхідні елементи: постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями; аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор, виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття; формулювання цілей статті (постановка завдання); виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів; висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.

Редакційна колегія журналу звертається до авторів з проханням надсилати статті, підготовлені за наступною структурою:

Текст **повинен** бути набраний у текстовому редакторі MS Word відповідно наступних вимог:

**параметри сторінки** - формат **“Другой” 17x26 см**; відступи від краю аркушу до тексту: зверху – 2,5 см, знизу – 2,0 см, ліворуч - 2,0 см, праворуч 2,0 см.

УДК: лівий верхній кут, шрифт Times New Roman Сур 12 pt.

Автори (П.І.Б, учений ступінь, *місце роботи*): шрифт Times New Roman Сур 12 pt, вирівнювання по лівому краю.

**НАЗВА СТАТТІ**: шрифт Times New Roman Сур 12 pt, напівжирний, літери прописні, інтервал між рядками одинарний, вирівнювання по центру.

**Анотації** трьома мовами (українська, російська, німецька - окремими абзацами) повинні бути представлені після **НАЗВИ СТАТТІ**. Текст - шрифт Times New Roman Сур 12 pt, курсив, відступ першого рядка - 1,27 см, вирівнювання по ширині. Об'єм 50-70 слів.

**основний текст** - шрифт Times New Roman Сур 12 pt, відступ першого рядка - 1,27 см, вирівнювання - за шириною, стиль - Normal, міжрядковий інтервал - **одинарний**.

Стаття може бути структурована: назва розділів виділяється напівжирним шрифтом.

**Редактор формул** MS Equation 3.0 або MathType - стиль: “Текст”, шрифт Times New Roman,; “Матрица-вектор”, “Числа”, “Функция”, “Переменная” - шрифт



Times New Roman, нахилений; “Стр. греческие”, “Пр. греческие” - шрифт Symbol, нахилений; “Символ” - шрифт Symbol. Розмір: “Обычный” - 14 pt, “Крупный индекс” - 9 pt, “Мелкий индекс” - 7 pt, “Крупный символ” — 14 pt, “Мелкий символ” - 12 pt, Вирівнювання формул - по середині, нумерації формул - по правому краю.

**Таблиця** повинна мати номер і через дефіс - назву. Шрифт Times New Roman Сур 12 pt, вирівнювання по лівому краю. Таблицю не розривати, орієнтація таблиці - тільки книжна.

**Ілюстрації** виконуються тільки засобами машинної графіки (за винятком фотографій). На всі ілюстрації повинні бути зноски у тексті, пронумеровані арабськими цифрами (1,2,...) у порядку згадування у тексті. Ілюстрації повинні мати: надпис „Рисунок”, номер та назву (через дефіс) і розміщуватись під рисунком. Написи на рисунках повинні бути виконані, за можливістю шрифтом розміром 12...8 pt. Товщина ліній - не менше 0,5 pt. Рисунки та фотографії повинні бути вставлені у текст статті і додатково представлені в окремих файлах формату \*.tif, \*.psx.

Посилання на **літературу** повинні слідувати у порядку їх появи у тексті. Номер посилання у квадратних дужках повинен слідувати за якимось ствердженням, положенням або за прізвищем автора. ЛІТЕРАТУРА - шрифт Times New Roman Сур 12 pt, вирівнювання по середині. Текст - шрифт Times New Roman Сур 12 pt, без відступів та виступів. Опис літератури повинен включати: прізвище автора та ініціали (якщо число авторів менше трьох, то слід привести усіх авторів, а якщо більше - то ім'я першого та “інш.”); для журналів вказати назву статті, журнал, том і номер, місяць та рік видання, номер сторінки включно. Для книг вказати авторів, назву, том, найменування та місце видання, рік і кількість сторінок.

Звернути увагу на відсутність розділових знаків у кінці назви статі, відомостей про авторів, найменування заголовків, таблиць, підпису підпису і слова ЛІТЕРАТУРА.

#### **Перелік матеріалів, які направляються в редакцію:**

1. Стаття, надрукована на білому папері з використанням лазерного принтера (600 dpi) підписана усіма авторами. Об'єм статті - до 10 друкованих сторінок.
2. **Стаття в електронному вигляді у форматі текстового редактору MS Word та у PDF форматі.**
3. Експертний висновок про можливість опублікування.
4. **Додаток з відомостями про авторів** (службова або домашня адреса, контактні телефони, адреса електронної поштової скриньки, місце роботи, вчений ступінь та звання).
5. На виконання вимог п.7 постанови ВАК України від 10.02.99 №1-02/3 статті здобувачів за темою дисертації публікуються у журналі виключно за рекомендацією Вченої ради наукової установи, організації чи вищого навчального закладу, де працює або навчається здобувач.