



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

**Підйомно-
транспортна
техніка**

**Подъёмно-
транспортная
техника**

**Hebezeuge
und
Fördermittel**

**3(59)
2018**

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

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ТА ВИРОБНИЧИЙ ЖУРНАЛ

Підйомно-транспортна техніка

3(59)

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 12.11.2018.

Підписано до друку 15.11.2018.

Формат 17x26. Тираж 100.



© Одеський національний політехнічний університет, 2018
Підйомно-транспортна академія наук України, 2018

ЗМІСТ

Сологуб Б. В., Ланець О. В., Данило Я. Я. АНАЛІЗ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИ РОБОТІ СПАРЕНОЇ КАНАТНОЇ ДОРОГИ З ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНИМ МЕХАНІЗМОМ.....	4
Венцель С. С., Бабенко А. О., Щукін О. В., Орел О. В. ІНТЕНСИВНІСТЬ ЗНОШУВАННЯ ТРИБОВУЗЛІВ МАШИН В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ЕЛЕКТРОПРОВІДНОСТІ ЗМАЩУВАЛЬНОЇ ПЛІВКИ.....	15
Вудвуд А. Н. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРУЖИННО- ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОРМОЗА.....	20
Супонев В. М. НАУКОВІ ОСНОВИ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ СТВОРЕННЯ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ ПОРОЖНИН СТАТИЧНИМ ЗАДАВЛЮВАННЯМ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ В ҐРУНТ.....	34
Семенюк В. Ф., Лингур В. Н., Критико И. А. ВЛИЯНИЕ МЕСТА УСТАНОВКИ ДАТЧИКА СИЛЫ НА ТОЧНОСТЬ ЗАЩИТЫ МОСТОВЫХ КРАНОВ ОТ ПЕРЕГРУЗКИ.....	46
Поліщук Л. К., Булига Ю. В. ПРОЕКТУВАННЯ ВМОНТОВАНИХ ГІДРОПРИВОДІВ ПТМ З ВИКОРИСТАННЯМ ЇХ СТРУКТУРНО-ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ.....	57
Проценко В. О., Івченко В. В. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІНІМАЛЬНОГО НАВАНТАЖЕННЯ ДЕТАЛЕЙ КАНАТНО-РОЛИКОВОЇ МУФТИ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ.....	68
Аврунін Г. А., Пімонов І. Г. СУЧАСНЕ ОБЛАДНАННЯ ТА ПРИЛАДИ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДУ (ОГП).....	75
Іваненко О. І., Щербак О. В., Гнатенко Г. О. УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ І ПРОЕКТУВАННЯ ГОЛОВНОЇ БАЛКИ МОСТОВОГО КРАНУ.....	86
Крупко В. Г., Єрмакова С. О. МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМ ПІДВІСУ СТРІЛ ОДНОКІВШОВИХ ЕКСКАВАТОРІВ ТА САМОХІДНИХ КРАНІВ.....	93
Крупко І. В. ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОЄМКОСТІ ПРОЦЕСУ ПЕРЕСУВАННЯ ЕКСКАВАТОРА З ЧОТИРЬОХОПОРНИМ КРОКУЮЧИМ РУШІЄМ.....	100
Малашенко В. О., Семенюк В. Ф., Борис А. О., Матвій Б. Т. ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ КУЛЬКОВОЇ ОБГІННО- ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ МЕХАНІЧНИХ ПРИВОДІВ.....	104
Волобуєва Т. В., Сирота В. М., Кострубіна К. І., Волобуєв Д. О. ОЦІНКА ЧИННИКІВ, ЯКІ ВПЛИВАЮТЬ НА ПІДВИЩЕННЯ РІВНЯ ПРОФЕСІЙНОЇ ПІДГОТОВКИ ВОДІЯ НАВАНТАЖУВАЧА.....	114

УДК 621.086.065

Сологуб Б. В., к.т.н., Ланець О. В., к.т.н., Данило Я. Я.

АНАЛІЗ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИ РОБОТІ СПАРЕНОЇ КАНАТНОЇ ДОРОГИ З ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНИМ МЕХАНІЗМОМ

Анотація: Розроблена схема спареної канатної дороги з перевантажувальним механізмом і різними швидкостями руху крісельної підвіски під час посадки пасажирів і на основній трасі. Отримані залежності для визначення натягу тягово-несного канату, потужності приводу та жорсткості зворотньо-витяжного механізму перевантажувального пристрою спареної канатної дороги. Наведені висновки, які можуть бути використані при проектуванні і модернізації таких доріг і дозволять підвищити їх надійність та комфортабельність при експлуатації.

Ключові слова: спарена канатна дорога, динамічна модель, перевантажувальний пристрій, динамічні навантаження, амплітудно-частотні характеристики.

Аннотация: Разработана схема спаренной канатной дороги с перегрузочным механизмом и различными скоростями движения кресельной подвески при посадке пассажиров и на основной трассе. Получены зависимости для определения натяжения тягово-несущего каната, мощности привода и жесткости возвратно-вытяжного механизма перегрузочного устройства спаренной канатной дороги. Приведены выводы, которые могут быть использованы при проектировании и модернизации таких дорог и позволят повысить их надежность и комфортабельность при эксплуатации.

Ключевые слова: спаренная канатная дорога, динамическая модель, перегрузочное устройство, динамические нагрузки, амплитудно-частотные характеристики

Abstract: The scheme of a paired cableway with a reloading mechanism and different speeds of the chair suspension motion during the boarding of passengers and on the main road is developed. The dependencies for determining of the tightening of the load-carry cable, the power of the drive and the stiffness of the reverse-outstretching mechanism of the reloading device of the paired cableway were obtained. The following conclusions, which can be used in designing and modernizing of such roads and will increase their reliability and comfort during operation, are given.

Keywords: paired cableway, dynamic model, reloading device, dynamic load, amplitude-frequency characteristics.

© Сологуб Б. В., Ланець О. В., Данило Я. Я.

Вступ. Питання які виникають при проектуванні і експлуатації пасажирських канатних доріг та оцінки їх надійності в Україні обумовлюються проблемою недостатнього забезпечення гірськолижних схилів відповідним обладнанням, активним застосуванням канатних доріг, що були в експлуатації, відсутністю нормативної бази, що регулювали би питання проектування, обстеження, повторного встановлення та експлуатації даних доріг.

Дослідженню та проектуванню складних канатних систем завжди приділялася значна увага. Розв'язок таких задач можливий лише при наявності сучасних методів інженерних розрахунків, що базуються на детальному аналізі динаміки всього робочого циклу канатних систем, які відповідають реальним умовам їх навантаження.

Аналіз відомих досліджень і публікацій. Серед відомих транспортних засобів значне місце відводиться підвісним канатним системам, особливо в регіонах з складними рельєфними умовами [1...3]. Канатні системи використовуються для транспортування людей (крісельні дороги, канатні витяги, гондольні дороги) та вантажів (лісотransпортні установки, кабельні крани вантажні дороги та ін.). При переміщенні вантажів або людей на значні відстані використовують спарені канатні системи з перевантаженням транспортних засобів з однієї установки на іншу [4].

Для установки безперервної дії із замкнутим тягово-несним канатом, прикладом яких є крісельні канатні дороги, актуальним є забезпечення змінної швидкості руху транспортного засобу на основній трасі та під час посадки і висадки пасажирів. На посадці і висадці пасажирів для безпеки руху необхідно приймати мінімальну швидкість руху крісел (0,5...1,0 м/с). А з метою забезпечення максимальної пропускної здатності дороги на основній трасі, швидкість збільшувати до 5 м/с. Для крісельних канатних доріг реалізація такого процесу забезпечується використанням рухомих доріжок-транспортерів, які співпадають з віссю рухомого канату [1], а в сучасних дорогах системою спеціальних клинопасових передач з різними швидкостями руху.

Недоліком існуючих канатних доріг, що забезпечують плавну зміну швидкості руху є використання дорогого електронного обладнання, однак такий механізм дає можливість змінювати швидкість руху у порівняно невеликих межах.

Мета роботи. Змінну швидкість руху пасажирів можна забезпечити, використавши спарену канатну систему, з різними швидкостями руху канатів. Вона включає в себе допоміжний канат, траверсну колію, допоміжну каретку, затискачі для кріплення на канатах, важіль для блокування і розблокування затискачів на канатах, зворотно витяжний механізм для плавного регулювання швидкості руху.

Виклад основного матеріалу. Схема такої установки показана на рис. 1. Однак при перевантаженні транспортного засобу з однієї установки на іншу виникають значні динамічні навантаження. Для аналізу динамічних характеристик та вибору основних параметрів такої системи необхідно розробити її динамічну модель. При цьому за основу приймемо загальні теорії систем, теорії моделювання, автоматизованого проектування і конструювання машин та механічних комплексів, [5...7].

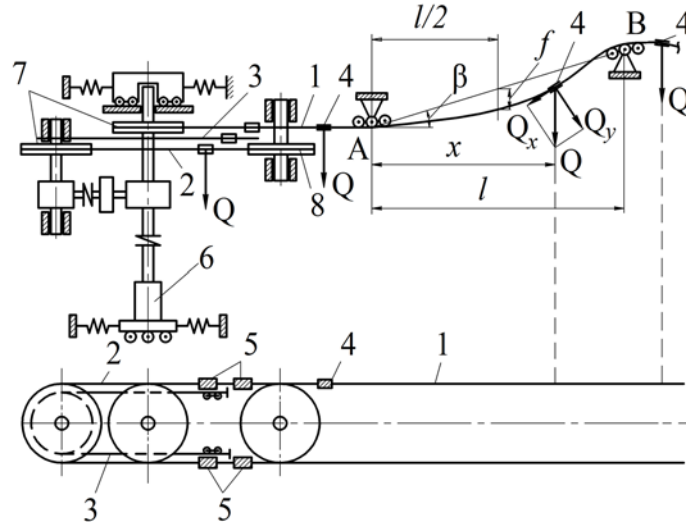


Рисунок 1 – Схема спареної крісельної дороги з перевантажувальним пристроєм: 1, 2 – основний і допоміжний канати; 3 – траверсна колія; 4, 5 – упори; – зворотно-витяжний пристрій; 7, 8 – блоки основного і допоміжного канатів.

Попередній натяг тягово-несного канату повинен забезпечувати надійне зчеплення його з канатоведучим шківом і може бути визначений із залежності, [8]:

$$\frac{T_p}{T_x} \leq e^{\mu\alpha}, \quad (1)$$

де T_p – натяг робочої вітки канату; T_x – натяг холостої вітки канату.

При цьому монтажний натяг канату визначається з умови забезпечення максимального допустимої стрілки провисання, яка для канатних доріг складає $f = (0,008 \div 0,01) \cdot l_i$ (f – стрілка провисання, l_i – величина прогину канатної дороги), [1]. Тоді монтажний натяг можна визначити із залежності, [2]:

$$T_0 = \frac{q \cdot l_i^2}{8 \cdot f} = \frac{q \cdot l_i^2}{8 \cdot 0.001 \cdot l_i} = 12,5 \cdot q \cdot l_i, \quad (2)$$

де T_0 – монтажний натяг тягово-несного канату; l_i – довжина максимального прогону установки; q – вага погонного метра канату.

В процесі роботи установки навантажується як робоча так і холоста вітки канату і при цьому важливо забезпечити співвідношення між натягами, що визначається залежністю (1).

Для визначення натягу тягово-несних канатів спареної установки розглянемо окрему вітку канату в процесі роботи, (рис. 1).

В статистичному положенні вітки тягово-несного канату між опорами приймають форму ланцюгових ліній, що перетинаються в точках прикладання вантажів [4]. Рівняння ланцюгової лінії прийме наступний вигляд:

$$y_k = C_{1i} \cdot ch \frac{x_k - C_{2i}}{C_{1i}} - C_{3i}, \quad (3)$$

де x_k, y_k – координати граничних точок ($k = A, B, \Pi$); i – номери віток канату; C_{1i}, C_{2i}, C_{3i} – параметричні коефіцієнти ланцюгових ліній.

Зв'язок між параметричними коефіцієнтами можна виразити наступними залежностями, [4]:

$$\left. \begin{aligned} C_1 \cdot q &= T_0 \cdot \cos \alpha; \\ x_c &= C_2; \\ y_c &= C_3, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

де q – вага погонного метра канату; x_c, y_c – умовні координати вершини ланцюгової лінії.

Використовуючи зв'язок між параметричними коефіцієнтами ланцюгової лінії (4), з рівняння (3) отримаємо:

$$\begin{aligned} & C_{11} \cdot q \cdot sh \left(\frac{x_D - x_A}{2 \cdot C_{11}} + arsh \frac{y_D - y_A}{2 \cdot C_{11} \cdot sh \frac{x_D - x_A}{2 \cdot C_{11}}} \right) + (\pm Q_X + C_{11} \cdot q) \cdot \\ & \cdot sh \left[\frac{(x_D - x_B)}{2 \cdot (\pm \frac{Q_X}{q} + C_{11})} + arsh \frac{(y_B - y_D)}{2 (\pm \frac{Q_X}{q} + C_{11}) \cdot sh \frac{(x_B - x_D)}{2 (\pm \frac{Q_X}{q} + C_{11})}} \right] = Q_y, \end{aligned} \quad (5)$$

де Q_x, Q_y – відповідно горизонтальна і вертикальна складові зовнішнього навантаження Q .

Коефіцієнт C_{12} можна визначити з залежностей:

$$\left. \begin{aligned} C_{12} \cdot q &= \pm Q_x + C_{11} \cdot q_i; \\ C_{11} \cdot q &= T_B \cdot \cos \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Виконавши відповідні перетворення, на основі рівнянь (5), (6), натяг канату в точці В можна визначити за формулою:

$$T_B = C_{12} \cdot q \cdot ch \left[\frac{(x_B - x_D)}{2 \cdot C_{12}} + \arccos \frac{(y_B - y_D)}{2 \cdot C_{12} \cdot ch \frac{(x_B - x_D)}{2 \cdot C_{12}}} \right]. \quad (7)$$

На крісельних канатних дорогах крісло жорстко кріпиться до канату, тому горизонтальні складові від вантажу Q_x сприймаються канатом і безпосередньо впливають на його натяг. Тому статичні натяги набігаючої та збігаючої віток відповідно складуть

$$\left. \begin{aligned} T_p = T_n = T_e &= \sum_{i=1}^n Q_{xi}; \\ T_x = T_{зб} &= T_e - \sum_{j=1}^h Q_{xi}, \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

де n, h – відповідно число вантажів, що знаходиться на набігаючій та збігаючій вітках канату.

В процесі роботи установки динамічну складову натягу канату можна визначити з залежності:

$$T_i = E_k \cdot A_k \cdot \frac{\partial U_i}{\partial X_i}, \quad (9)$$

де A_k, E_k – відповідно площа металевого перерізу і модуль пружності канату; U_i – функція переміщень X_i .

Враховуючи тертя між канатом та проміжними опорами, а також між приводним і направляючим блоками залежність (9) можна представити в наступному виді:

$$T_i = E_A \cdot A_k \cdot \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_i} + \frac{\partial \Phi_i}{\partial X_i} \right), \quad (10)$$

де Φ_i – функція, що враховує втрати в коливній системі.

Функцію Φ_i – можна визначити із залежності:

$$\Phi_i = \frac{\nu_i \cdot \nu_i^2}{2 \cdot Q_i}, \quad (11)$$

де ν_i – коефіцієнт лінійного опору окремого елемента; ν_i – швидкість поширення пружних деформацій; Q_i – вага окремого елемента.

Швидкість ν_i – можна визначити за формулою,

$$\nu_i = \operatorname{sgxt}\left(\frac{E_k}{\rho}\right), \quad (12)$$

де ρ – середня густина матеріалу канату.

Для визначення функції переміщень U_i розглянемо рівняння руху канатної установки, які можна представити в наступному виді, [7]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial W}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial W}{\partial \varphi} &= Q_1; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial W}{\partial \dot{u}} \right) - \frac{\partial W}{\partial u} &= Q_2, \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

де W – кінетична енергія системи; Q_1 і Q_2 – узагальнені сили; φ, u – узагальнені координати.

Узагальнені сили можна визначити із залежностей:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= M_{об} - M \cdot g \cdot U; \\ Q_2 &= M \cdot g - C_k \cdot U, \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

де $M_{об}$ – обертовий момент на валу двигуна; M – маса рухомого канату та вантажів ($M = \sum_{i=1}^n m_i + m_k \cdot U$); m_i – маси вантажів; n – число вантажів; m_k – маса погонного метра канату; U – довжина канату.

Кінетичну енергію системи можна визначити з рівності, [7]:

$$W = \frac{1}{2} m_1 \cdot r^2 \cdot \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} M \cdot (\dot{U} - r \cdot \dot{\varphi})^2, \quad (15)$$

де m_1 – маса приводного шківів; r – радіус шківів.

Тоді:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial W}{\partial \dot{\varphi}} &= m_1 \cdot r^2 \cdot \dot{\varphi} - M \cdot r \cdot (\dot{U} - r \cdot \dot{\varphi}); \\ \frac{\partial W}{\partial \dot{U}} &= M \cdot (\dot{U} - r \cdot \dot{\varphi}); \\ \frac{\partial W}{\partial \varphi} &= \frac{\partial W}{\partial U} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Підставивши величини похідних енергій та узагальнюючих сил з рівнянь (14), (15) в рівняння (13) отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} (m_1 + M) \cdot r \cdot \ddot{\varphi} - M \cdot \ddot{U} &= \frac{M_{об}}{r} - M \cdot g; \\ -M \cdot r \cdot \ddot{\varphi} + M \cdot \ddot{U} &= M \cdot g - C_K \cdot u. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Рух каната і обертання шківів супроводжується частотою коливання K :

$$K = \sqrt{C_K \cdot \frac{m_1 + M}{m_1 \cdot M}}. \quad (18)$$

Підставивши значення K в систему (17) після нескладних перетворень отримаємо диференціальне рівняння відносних коливань систем в наступному виді:

$$\ddot{U} + K^2 \cdot U = \frac{M_{об}}{m_1 \cdot M} + g \quad (19)$$

Загальний розв'язок такого рівняння можна записати в наступному виді:

$$U = U_1 + U_2, \quad (20)$$

де U_1 – загальний розв'язок однорідного рівняння; U_2 – частинний розв'язок неоднорідного рівняння.

Однорідне рівняння можна записати в наступному виді:

$$\ddot{U}_1 + k^2 \cdot U_1 = 0; \quad (21)$$

Тоді

$$U_1 = A \cdot \sin(kt + a);,$$

де A – амплітуда коливань; t – координати часу; a – початкова фаза; k – частота вимушених коливань.

Частинний розв’язок приймемо у вигляді: $y_2 = B$, тоді при

$$M_{об} = const, B = \frac{M_{об}}{k^2 \cdot m_1 \cdot r} + \frac{g}{k^2}$$
 загальний розв’язок набуває

вигляду:

$$U = A \cdot \sin(kt + a) + \frac{M_{об}}{k^2 \cdot m_1 \cdot r} + \frac{g}{k^2}. \quad (22)$$

Маючи значення U із залежності (9) можна визначити динамічну складову натягу канату в довільній точці.

Максимальний натяг канату дорівнюватиме:

$$T_{\max} = T_n + T_i. \quad (23)$$

Знайшовши натяг тягово-несного канату можна визначити потужність приводу канатної дороги:

$$N = \frac{T_{\max} \cdot D}{2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2} \cdot \omega, \quad (24)$$

де D – діаметр ведучого шківів; ω – кутова швидкість руху шківів; η_1, η_2 – відповідно коефіцієнти корисної дії приводу і системи канат-опори.

Для забезпечення зміни швидкості руху крісла на канатній дорозі (рис. 1) за допомогою перевантажувального пристрою підвіска „передається” з одного канату на інший, [9]. При цьому важливо правильно вибрати жорсткість пружного елемента, що приймає крісельну підвіску, з метою уникнення ударів та динамічних перевантажень.

В момент контакту з перевантажувальним пристроєм крісельна підвіска відчіпляється від основного канату, за допомогою спеціального затискача закріплюється на допоміжному канаті і починає рухатися на траверзі 3 (рис. 1) з швидкістю руху основного канату. Однак швидкість допоміжного канату складає до 1 м/с, що є допустимою для посадки пасажирів. Плавність зменшення швидкості і досягнення нею величини 1 м/с забезпечується спеціальним пружним елементом. Це може бути зворотно-витяжний механізм, або пружина, [1, 10].

Розглянемо розрахункову схему перевантажувального пристрою (рис. 2).

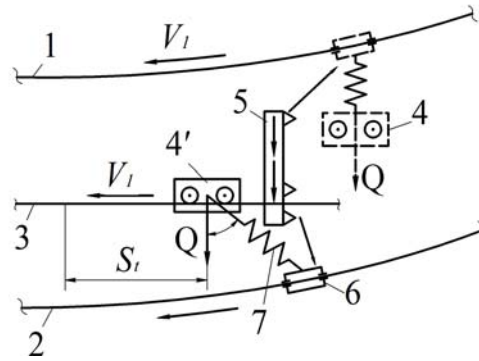


Рисунок 2 – Розрахункова схема перевантажувального пристрою: 1 – канат основної дороги; 2 – допоміжний канат; 3 – траверсна рейка; 4 – положення вантажу відповідно початкове та після перечеплення; 5 – перевантажувальний механізм; 6 – упор на допоміжному канаті; 7 – пружний елемент перевантажувального пристрою.

При проектуванні перевантажувального механізму важливо встановити залежність між вагою вантажу Q , жорсткістю зворотно-витяжного механізму C та шляхом гальмування, який забезпечує перехід крісельної підвіски від швидкості v_1 до v_2 .

Рівняння енергетичного балансу для розрахункової схеми рис. 2 можна представити в наступному виді:

$$\frac{Q \cdot (v_1 - v_2)^2}{2 \cdot g} - Q \cdot \mu_t \cdot S_t - C \cdot \frac{S_t^2}{\cos^2 \varphi} = 0, \quad (25)$$

де Q – вага вантажу (крісельна підвіска з лижником); g – прискорення вільного падіння ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$); μ_t – коефіцієнт опору рухової підвіски по траверзі; S_t – шлях гальмування (переходу вантажу від швидкості v_1 до v_2); v_1, v_2 – відповідно початкова і кінцева швидкості руху вантажу; C – поздовжня жорсткість зворотно-витяжного механізму перевантажувального пристрою; φ – кут нахилу штанги зворотно-витяжного механізму.

Для визначення поздовжньої жорсткості зворотно-витяжного механізму рівняння (25) можна записати в наступному виді.

$$C = Q \left[\frac{(v_1 - v_2)^2 \cdot \cos^2 \varphi}{2 \cdot g \cdot S_t^2} - \frac{\mu_t \cdot \cos^2 \varphi}{S_t} \right]. \quad (26)$$

При розв'язуванні рівняння (25) відносно гальмівного шляху отримаємо:

$$S_t^2 + \frac{Q \cdot \mu_t \cdot \cos^2 \varphi}{C} \cdot S_t - \frac{Q \cdot (v_1 - v_2)^2 \cdot \cos^2 \varphi}{2 \cdot g \cdot C} = 0. \quad (27)$$

Рівняння (27) має один розв'язок, який задовольняє умову задачі (другий розв'язок від'ємний), а саме:

$$S_t = -\frac{Q \cdot \mu_t \cdot \cos^2 \varphi}{2 \cdot C} + \sqrt{\frac{Q^2 \cdot \mu_t^2 \cdot \cos^4 \varphi}{4 \cdot C^2} + \frac{Q \cdot (v_1 - v_2)^2 \cdot \cos^2 \varphi}{2 \cdot g \cdot C}}. \quad (28)$$

Висновок. Використовуючи вирази (2), (7), (8), (9), (14), (22), (23), (24), (28) можна визначити основні параметри канатної дороги при різних режимах експлуатації, оцінити зміну динамічних навантажень при перехідних режимах роботи, визначити амплітудно-частотні характеристики приводу канатної дороги і обґрунтувати основні параметри, які забезпечать оптимальні умови роботи.

Для прикладу покажемо графічні залежності величини гальмівного шляху від жорсткості C для різних значень Q (рис. 3). Графіки побудовані для випадку: $\mu_t = 0,1$; $\varphi = 10^\circ$; $v_1 = 5 \text{ м/с}$; $v_2 = 1 \text{ м/с}$.

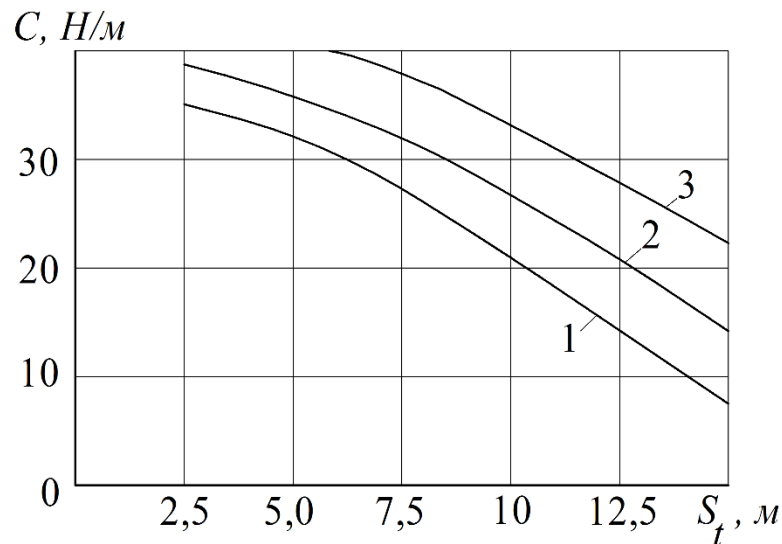


Рисунок 3 – Графіки для вибору жорсткості зворотновитяжного механізму: 1 – при $Q = 1000 \text{ Н}$; 2 – при $Q = 2000 \text{ Н}$; 3 – при $Q = 3000 \text{ Н}$.

Отримані результати можуть бути використані при проектуванні, модернізації та експлуатації канатних доріг з тягово-несним канатом.

ЛІТЕРАТУРА

1. Беркман М. Б. Подвесные канатные дороги / М. Б. Беркман, Г.Н. Бовский, Г. Г. Куйбида, Ю.С. Леонтьев. – М. : Машиностроение, 1984. – 264 с.
2. Адамовський М. Г. Підвісні канатні лісотransпортні системи / М. Г. Адамовський, М. П. Мартинців, Й. С. Бадера. – К. : ІЗМН, 1997. – 156 с.
3. Мартинців М. П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотransпортних установок / М. П. Мартинців. – К. : Ясмина, 1996. – 175 с.
4. Лютий Є. М. Елементи теорії технічних систем / Є. М. Лютий, М. П. Мартинців, Л. О. Тисовський. – Львів : Укр ДЛТУ, 2003. – 181 с.
5. Хубка В. Теория технических систем. Пер. с нем. / В. Хубка. – М. : Мир, 1987. – 208 с.
6. Мартинців М. П. Динаміка та надійність підвісних канатних систем / М. П. Мартинців, Б. В. Сологуб, М. В. Матішин. – Львів : Видавництво Львівської політехніки. 2011-188 с.
7. Энтин Г. Я. Распределение усилий в гибких растяжимых нитях, охватывающих абсолютно жесткие шкивы / Г. Я. Энтин // Функциональный привод гибкого тягового органа. – М. : Машгиз, 1963. – 86 с.
8. Бадера Й. С. Воздушно-трелевочная установка / Й. С. Бадера, Р. В. Хома, М. П. Мартинців // А. с. 1344654/СССР/. – Опубл. в Б. К , №=38, 1984. – 3 с.
9. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – Львів : Афіша, 2003. – 560 с.

УДК 621. 0

Венцель Є. С.¹, д.т.н., Бабенко А. О.², к.т.н., Щукін О. В.¹, к.т.н.,
Орел О. В.¹, к.т.н.

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Український державний університет залізничного транспорту

ІНТЕНСИВНІСТЬ ЗНОШУВАННЯ ТРИБОВУЗЛІВ МАШИН В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ЕЛЕКТРОПРОВІДНОСТІ ЗМАЩУВАЛЬНОЇ ПЛІВКИ

Аннотація. Теоретически обоснована зависимость интенсивности износа трибоузлов машин от электропроводности смазочной пленки. Доказано, что при увеличении величины последней интенсивность изнашивания прямо пропорциональна удельной силе трения и обратно пропорциональна электропроводности смазочной пленки.

Анотація. Теоретично обґрунтовано залежність інтенсивності зношування трибовузлів машин від електропровідності змащувальної плівки. Доведено, що при збільшенні величини останньої інтенсивність зношування прямо пропорційна питомій силі тертя та обернено пропорційна електропровідності мастильної плівки.

Abstract. The dependence of the wear rate of the tribo-nodes of machines on the electrical conductivity of the lubricating film is theoretically substantiated. It is proved that when the value of the latter increases, the wear rate is directly proportional to the specific frictional force and inversely proportional to the electrical conductivity of the lubricating film.

Постановка проблеми. Процес тертя трибовузлів машин впливає на стан змащувальної мастильної плівки, зокрема на її електропровідність, яка залежить від фізико-хімічних властивостей мастила, в тому числі кількісного та якісного складу механічних домішок, товщини плівки, температури тощо [1]. При цьому припускалось [2], що підвищення електропровідності мастильної плівки призводить до зменшення зносу за рахунок інтенсивного «перетоку» електричних зарядів з однієї поверхні тертя трибовузлів на другу при відносно нижчому значенні напруженості поля. Але до теперішнього часу не існує ніяких теоретичних досліджень, які би підтверджували би цю залежність.

Метою роботи є теоретичне обґрунтування залежності

© Венцель Є. С., Бабенко А. О., Щукін О. В., Орел О. В.

інтенсивність зношування трибовузлів машин від електропровідності змащувальної плівки.

Виклад основного матеріалу. Для одержування залежності інтенсивності зношення від електропровідності мастильної плівки з урахуванням інтенсивного «перетоку» електричних зарядів з однієї поверхні тертя трибовузлів на другу використаємо рівняння Друде-Лоренца для електропровідності σ

$$\sigma = \frac{nq^2}{m_0} \tau, \quad (1)$$

де n – концентрація частинок;

q – середній заряд частинок, що містить мастило;

m_0 – середня маса частинок;

τ – час вільного пробігу.

Час вільного пробігу знайдемо, вважаючи, що сила тертя зменшує швидкість V частинок середньою масою m_0

Тобто

$$F = \mu \eta v \alpha, \quad (2)$$

де μ – коефіцієнт пропорційності, величина якого для сфери дорівнює 6π ;

η – коефіцієнт в'язкості;

α – розмір частинок.

Тоді

$$\mu \eta v \alpha = \frac{m_0}{\tau}. \quad (3)$$

Таким чином, можна записати, що

$$\tau = \frac{m_0}{\mu \eta \alpha}. \quad (4)$$

В такому разі електропровідність дорівнює

$$\sigma = \frac{n \alpha^2}{\mu \eta \alpha}. \quad (5)$$

Відомо [3], що заряд дрібнодисперсних частинок пов'язаний з їх розміром співвідношенням

$$q = 4\pi\epsilon_0\epsilon\varphi_0 a e^{\frac{a}{\alpha}}, \quad (6)$$

де φ_0 – потенціал виходу;

ϵ_0 – електрична стала;

ϵ – діелектрична проникливість;

α – радіус дебаєвського екранування.

Отже, з рівнянь (5) і (6) маємо

$$\sigma = \frac{16\pi}{\mu\eta} n \epsilon_0^2 \epsilon^2 \varphi_0^2 \alpha e^{\frac{2a}{\alpha}}. \quad (7)$$

Величина в'язкості η залежить від об'ємної концентрації n_λ суспензії таким чином [3]

$$\eta = \eta_0 (1 + a n_\lambda), \quad (8)$$

де η_0 – в'язкість дисперсного середовища;

a – коефіцієнт, що має значення 2,5 для середніх частинок, для частинок витягнутої форми $a > 2,5$;

n_γ – об'ємна концентрація частинок.

Як відомо, радіус дебаєвського екранування визначається з рівняння

$$\lambda = \sqrt{\frac{kT\epsilon_0}{4\pi q^2 n^3}}, \quad (9)$$

де k – постійна Больцмана;

T – температура;

n – концентрація частинок.

Якщо у (8) підставити величину заряду з (6), одержимо, що

$$\lambda = \frac{e^{\frac{a}{\lambda}}}{4\pi\epsilon_0\epsilon\varphi_0\alpha} \sqrt{\frac{\epsilon_0 kT}{4\pi n}}. \quad (10)$$

Оскільки завжди $a < \lambda$, розклавши $e^{\frac{a}{\lambda}}$ у ряд із точністю до першого відмінного від одиниці числа, отримаємо квадратне рівняння

$$(4\pi)^{\frac{3}{2}} \epsilon_0 \epsilon \varphi_0 \alpha \sqrt{n} \lambda^2 - \lambda \sqrt{\epsilon_0 kT} - a \sqrt{\epsilon_0 kT} = 0. \quad (11)$$

Арифметичний корінь цього рівняння має вигляд

$$\lambda = \frac{\sqrt{\varepsilon_0 kT} + \sqrt{\varepsilon_0 kT - 4(4\pi)^{\frac{3}{2}} \varepsilon_0 \varepsilon \varphi \alpha^2 \sqrt{\varepsilon_0 kT}}}{8\pi \varepsilon_0 \varepsilon \varphi_0 \alpha \sqrt{4\pi n}}. \quad (12)$$

Оскільки дискримінант менший за $\varepsilon_0 kT$, можна обмежитися наближенням

$$\lambda \approx \frac{1}{8\pi \varepsilon \varphi_0 \alpha} \sqrt{\frac{kT}{4\pi \varepsilon_0 n}} = \frac{1}{16\varepsilon_0 \varphi_0 \alpha} \sqrt{\frac{kT}{\pi^3 \varepsilon_0 n}} \quad (13)$$

Визначимо зв'язок між концентрацією n частинок, що визначається як відношення їх кількості N до об'єму V , і об'ємною концентрацією n_γ

$$n_\gamma = \frac{V_0}{V} = \frac{Na^3}{V} = na^3, \quad (14)$$

де V_0 – об'єм матеріалу зношування.

При цьому будемо вважати, що частини зношування є ізотермічними.

Підставляючи рівняння (8) і (13) у (7) з урахуванням (14), отримаємо

$$\sigma = \frac{16\pi^2 n_\gamma \varepsilon_0^2 \varepsilon^2 \varphi_0}{\mu \eta_0 (1 + an_\gamma)} \exp\left(-32\varepsilon \varphi_0 \sqrt{\pi^3 \varepsilon_0 \frac{an_\gamma}{kT}}\right). \quad (15)$$

Як бачимо з цієї формули, електропровідність має максимум по об'ємній концентрації n_γ частинок. Обчислимо значення n , що відповідає цьому максимумові.

Умова максимуму по концентрації $\frac{\partial \sigma}{\partial n} = 0$ приводить до рівняння

$$aB(\sqrt{n_\gamma})^3 - \frac{B}{2}\sqrt{n_\gamma} + 1 = 0. \quad (16)$$

Оскільки завжди $n_\gamma \ll 1$, можна знехтувати кубічним членом та отримати

$$n = \frac{4kT}{32^2 \varepsilon^2 \varphi_0^2 \pi^3 \varepsilon_0 \alpha}. \quad (17)$$

Щоб провести кореляцію між електропровідністю σ та інтенсивністю зношування I , порівняємо формулу (7) із формулою, що презентує зношування згідно з [4]. Тоді остаточно отримаємо

$$I = \frac{4\sigma f_{\tau} n_0^{\frac{1}{3}} \lambda^{\frac{2}{3}} \delta^{\frac{2}{3}} \exp\left(\frac{4}{3} \frac{\delta}{\lambda}\right) \pi \varepsilon_0 \varepsilon \mu n_0}{\sigma a n^{\frac{1}{3}} \left\{ \left[1 - \frac{a_0}{b_0} \left(\frac{p_c}{HB} \right)^{\frac{1}{\nu}} \right] (\lambda + \delta) R_{\max} \right\}^{\frac{2}{3}}}, \quad (18)$$

де $\sigma_{f\tau}$ – питома сила тертя;

δ – абсолютна шорсткість поверхонь трибовузлів,

a_0, b_0 – константи профілограми;

p_c – контурний тиск;

HB – твердість поверхонь тертя.

Як бачимо з рівняння (18), інтенсивність зношування трибовузлів при інших рівних умовах прямо пропорційна питомій силі тертя та обернено пропорційна електропровідності мастильної плівки.

Отримане рівняння після його експериментального підтвердження дозволить, мабуть, керувати процесами тертя, змінюючи властивості мастильних плівок, а також параметри трибовузлів машин.

ЛІТЕРАТУРА

1. Венцель Е. С. Некоторые особенности проявления электропроводности и механической прочности масляной пленки / Е. С. Венцель, А. И. Березняков // Трение и износ. – 1990. – Т. 11, № 6. – С. 1039-1042.
2. Венцель Е. С. Механизм изнашивания противоизносных свойств масел при гидродинамическом диспергировании / Е. С. Венцель // Трение и износ. – 1992. – Т. 13, №5. – С. 905-910.
3. Goertz C.K. Dusty plasmas in the Solar System / C. K. Goertz // Reviews of Geophysics. – 1992. – No. 2. – Pp. 271-292.
4. Березняков А. И. Уравнение интенсивности изнашивания трибоузла / А. И. Березняков // Трение и износ. – 1996. – Т. 17, № 8 – С. 43-49.

УДК 621.876

Вудвуд А. Н.

Одесский национальный политехнический университет

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРУЖИННО-ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОРМОЗА

Аннотация: Приведено экспериментальное обоснование работы пружинно-гидравлического тормоза. На экспериментальном стенде проведены испытания пружинно-гидравлического тормоза. Получены графики характера нарастания силы при установке в тормоз пружин различной жесткости и с учетом сил трения и гидравлического сопротивления

Ключевые слова: пружинно-гидравлический тормоз, тормозная сила, экспериментальный стенд.

Анотація: Наведено експериментальне обґрунтування роботи пружинно-гидравлічного гальма. На експериментальному стенді проведені випробування пружинно-гидравлічного гальма. Отримано графіки характеру наростання сили при установці в гальмо пружин різної жорсткості і з урахуванням сил тертя і гідравлічного опору

Ключові слова: пружинно-гидравлічне гальмо, гальмівна сила, експериментальний стенд.

Abstract: The experimental rationale for the operation of the spring-hydraulic brake is given. At the experimental test bench, the spring-hydraulic brake was tested. The graphs of the nature of the increase in force are obtained when springs of different stiffness are installed in the brake, taking into account friction forces and hydraulic resistance

Keywords: spring-hydraulic brake, braking force, experimental stand.

Постановка научной проблемы

В связи с постоянным ростом производительности грузоподъемных машин, а именно их рабочих скоростей возникает острая необходимость в совершенствовании конструкций тормозных устройств, которые в свою очередь позволят обеспечить надежную остановку машины с сохранением на протяжении всего своего срока службы стабильных параметров и надежности в целом. С целью обеспечения безопасности, новые устройства необходимо подвергать предварительным испытаниям на стенде [1], где можно провести обоснование их работоспособности и получить численные показатели работы.

В ходе экспериментальной проверки пружинно-гидравлического тормоза были обоснованы его работоспособность, определены тормозная сила, характер нарастания тормозной силы и

© Вудвуд А. Н.

зависимость характера нарастания от конструктивных параметров тормоза.

Цель и задачи исследования

Целью настоящей работы является экспериментальная проверка конструкции пружинно-гидравлического тормоза. Установка закономерности влияния параметров тормозного устройства на характер и величину тормозной силы; получение зависимости изменения выходных параметров конструкции тормозного устройства от типа поглощающего элемента в нем.

Основной материал исследования

Описание экспериментального образца пружинно-гидравлического тормоза.

В качестве объекта для испытаний был принят пружинно-гидравлический тормоз (рис. 1) с внутренним диаметром гильзы 100 мм с ходом штока на величину 180 мм (полный ход без пружины в поршневой полости, с пружинами ход – 110 -130 мм), и комплектом пружин (наружным диаметром от 55 мм до 85 мм) различной жесткости (табл.-1), в качестве жидкости использовалось гидравлическое масло Агринол МГЕ-22Б (ТУ У 23.2-30802090-016-2003 - соответствие классификациям ISOVG ISO 6743 (DIN51524)) с температурным диапазоном применения – от минус 10°C до 80°C, вязкость кинематическая при 40°C – более 4,5 мм²/с, диаметр условного прохода 12 мм.

Таблица – 1. Характеристики пружин (по результатам измерений) использованных в эксперименте.

Пружина	Наружный диаметр, D (мм)	Диаметр проволоки, d (мм)	Длина пружины в свободном состоянии, L (мм)	Количество полных витков, n	Сила сжатия пружины при полной деформации, P _{пр} (Н)	Жесткость пружины, с (Н/мм)
Образец №1	85	7	202	8	700	5,84
Образец №2	80	6	200	9	493	3,79
Образец №3	55	5	213	11	377	2,95
Составная пружина	85	7	110	5	700	8,7
	55	5	95	6	377	5,4

Экспериментальный образец пружинно-гидравлического тормоза (рис.-1) работает следующим образом: при открытом клапане

4 штоковая и поршневая полости цилиндра сообщены между собой, под действием силовой пружины 5 (данная пружина в процессе торможения воспринимает кинетическую энергию крана) поршень со штоком 1 выдвигается в крайнее положение – пружинно-гидравлический тормоз находится в расторможенном состоянии (рис. 1.а). В процессе торможения шток 1 перемещается, сжимает пружину в поршневой полости цилиндра, тем самым создавая тормозную силу. Клапан 4 открыт гидравлическая жидкость перетекает по магистрали 3 из поршневой в штоковую полость, пружина в поршневой полости сжимается. Процесс торможения будет проходить до тех пор пока не произойдет остановка машины. После остановки клапан 4 перекрывается тем самым блокируя перетекание жидкости из штоковой полости обратно в поршневую. Гидравлическая жидкость в штоковой полости удерживает пружину в поршневой полости в сжатом состоянии не давая возможности двигаться машине на которую установлен тормоз (заторможенное состояние рис. 1.б).

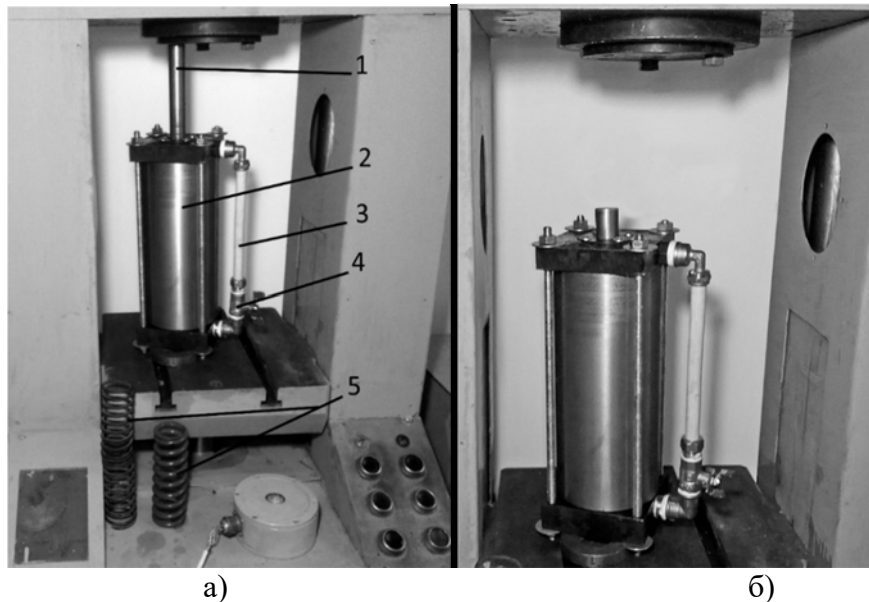


Рисунок – 1. Пружинно-гидравлическое тормозное устройство:
а) - расторможенное состояние, б) – заторможенное состояние (1 – шток, 2 – гильза цилиндра, 3 – перепускная магистраль, 4 – запорный вентиль, 5 – пружины различной жесткости).

Для растормаживания и возможности повторения рабочего цикла штоковая и поршневая полости тормоза снова сообщаются в результате чего происходит его разрядка и подготовка к новому торможению.

Экспериментальное обоснование принципа работы пружинно-гидравлического тормоза

Перед тем как перейти непосредственно к измерениям величины тормозной силы и характера ее изменения в процессе торможения подтвердим на стенде теоретически обоснованный принцип работы пружинно-гидравлического тормоза.

Пружинно-гидравлический тормоз в расторможенном состоянии установим на стенде, к которому прикреплена мерная шкала (рис. 2). Клапан на цилиндре открыт. Длина штока в расторможенном состоянии 180 мм ($720 - 540 = 180$ мм по мерной шкале). После установки включаем пресс, шток утапливается в цилиндр сжимает пружину в нем и выталкивает гидравлическую жидкость в штоковую полость цилиндра. Сжимаемая пружина в тормозе создает тормозную силу.



Рисунок – 2. Пружинно-гидравлический тормоз в расторможенном состоянии.

Торможение производим на треть хода штока $l_1 = 40$ мм ($720 - 680 = 40$ мм) после чего останавливаем пресс и перекрываем вентиль. После отсечения штоковой полости от поршневой включаем снова пресс и опускаем тормозное устройство в исходное положение (рис. 3.). При опускании тормозного устройства наблюдается небольшое движение штока около 2 мм (682 мм по измерительной шкале), а затем шток полностью фиксируется жидкостью в штоковой полости. Небольшой откат штока 1-2 мм связан с отклонением объемов жидкости в штоковой и поршневой полости цилиндра тормоза, что для нормальной эксплуатации не является критичным и может быть

улучшено в реальной конструкции гидроаккумулятором или компенсационной полостью для гидравлической жидкости. Считаем, что шток тормозного устройства фиксируется надежно.



Рисунок – 3. Пружинно-гидравлический тормоз при срабатывании на $1/3$ (ход штока $l_1 = 40$ мм) в заторможенном состоянии.

Аналогично первому срабатыванию тормоза проведем эксперимент с торможением (ходом штока) на $2/3$ - $l_2 = 80$ мм и полным ходом штока $l_3 = 120$ мм.

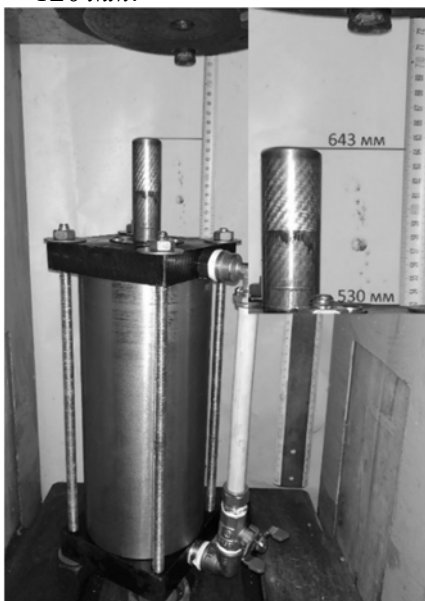


Рисунок – 4. Пружинно-гидравлический тормоз при срабатывании на $2/3$ (ход штока $l_2 = 80$ мм) в заторможенном состоянии.

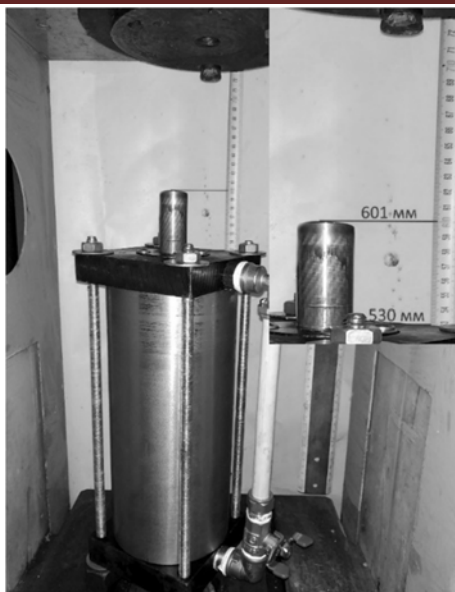


Рисунок – 5. Пружинно-гидравлический тормоз при срабатывании на полный ход штока $l_3 = 120$ мм.

По результатам проведенного эксперимента (рис. 3 - 5) можно сделать вывод, что предложенный пружинно-гидравлический тормоз - работоспособен как при полном сжатии пружины, так и частичном, что соответствует торможению полного или частично загруженного крана с номинальной скорости до нуля так, и с долей скорости от номинальной.

Методика проведения экспериментальных исследований

После сборки стенда и его наладки была разработана методика проведения экспериментальных исследований и алгоритм программы.

Промежуточные испытания проводились с помощью двух измерительных систем: 1 – на программируемом логическом контроллере Siemens (CPU 314C-2 DP); 2 – на микроконтроллере Arduino.

Так как вариант на микроконтроллере Arduino позволяет выводить график в реальном времени и выводить результат в виде последовательности чисел с последующим экспортом в MS Excel, все контрольные испытания проводились на этой платформе. Было предусмотрено два режима вывода данных на монитор: непрерывный (режим осциллографа) и однократный (вывод на монитор 500 значений опроса датчика).

Для передачи данных измерений в компьютер можно использовать встроенные инструменты IDE Arduino, а именно, "Монитор порта" для вывода численных данных и "Плоттер по последовательному соединению" для вывода графиков в режиме реального времени. Ось Y показывает данные, которые передаются по

последовательному порту (USB). Ось X состоит из 500 позиций, и каждую из которых последовательно выводится значение, соответствующее одному выполнению команды `Serial.println()`. Частота вывода данных на экран соответствует частоте выполнения команды `Serial.println()`. Была составлена программа вывода данных в виде графика. При запуске программы осуществляется тарировка с помощью функции `scale.tare()`, калибровка с помощью функции `scale.set_scale(calibration)`, а также установка коэффициента усиления 128 (диапазон ± 20 мВ) с помощью функции `scale.set_gain(128)` или 64 (диапазон ± 40 мВ) с помощью функции `scale.set_gain(64)`. Считывание данных осуществляется с помощью функции `scale.get_units()`.

На рис. 6 приведены блок-схемы основной программы, определяющей режим работы, а также подпрограмм непрерывного вывода результатов опроса датчика на монитор и однократного вывода 500 значений, которые остаются на экране.

В модуле HX711 установлена частота опроса датчика 80 Гц, при этом период опроса составляет 12,5 мс (время измерения сигнала датчика). При этом время измерения 500 значений составит 6,25 с. Для изменения частоты опроса в программе предусмотрена задержка периода опроса. Так, например, для частоты опроса 50 Гц период должен составлять 20 мс, поэтому задержка должна быть равна 7,5 мс ($7,5 \text{ мс} + 12,5 \text{ мс} = 20 \text{ мс}$). В этом случае время измерения будет равно 10 с. Аналогично определяется величина задержки для других значений частоты опроса. В ходе эксперимента была реализована запись 500 значений с максимальной скоростью записи - 30 измерений в секунду. При этом время записи составляло 16 с, что достаточно для определения фронта нарастания силы тормозного устройства, так как время срабатывания пружинно-гидравлического устройства в зависимости от установленной пружины (комплекта пружин) составляет 8 – 11 с.

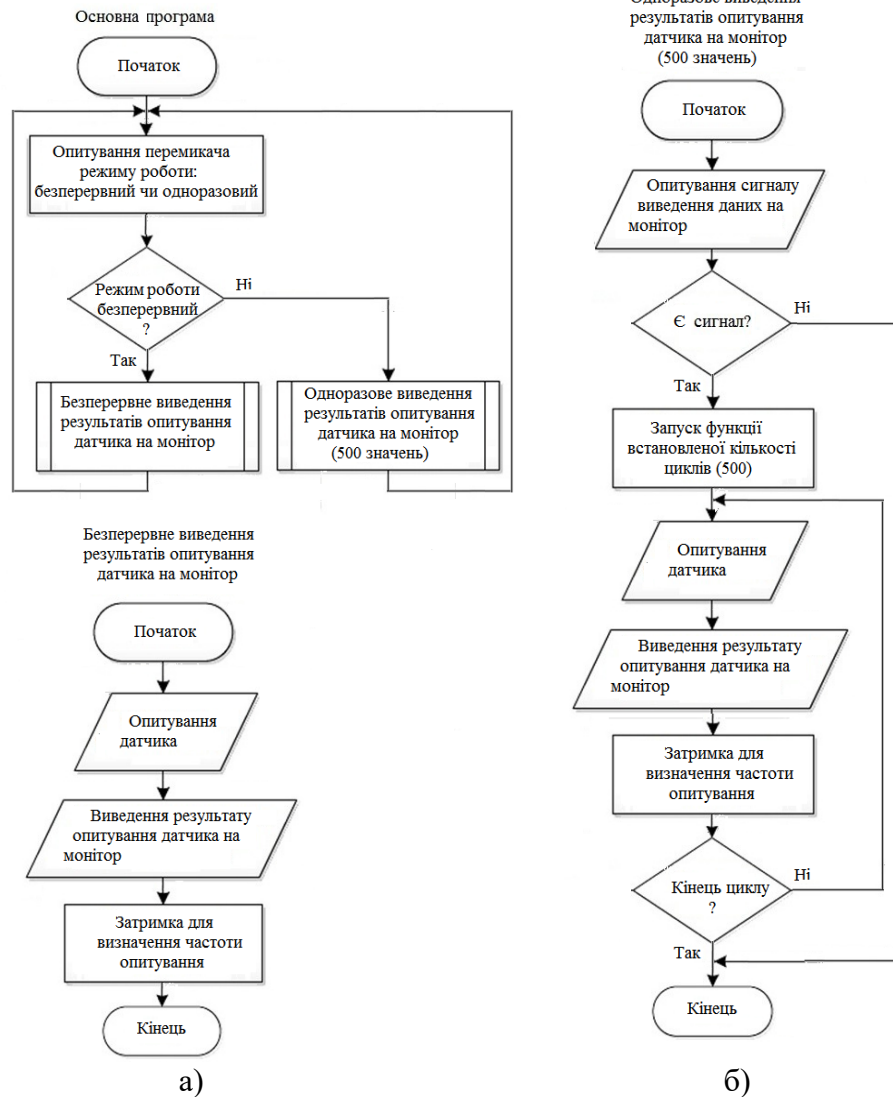


Рисунок – 6. Блок схемы программ вывода данных на монитор: а – основная программа в непрерывном режиме; б - однократное выведение результатов датчика.

Предварительно перед установкой пружины были проведены испытания пружинно-гидравлического тормоза без установки пружины и гидравлического масла (рис. 7.), и без установки пружины, но с маслом (рис. 8.), с целью определения и оценки величины силы сопротивления передвижению штока.

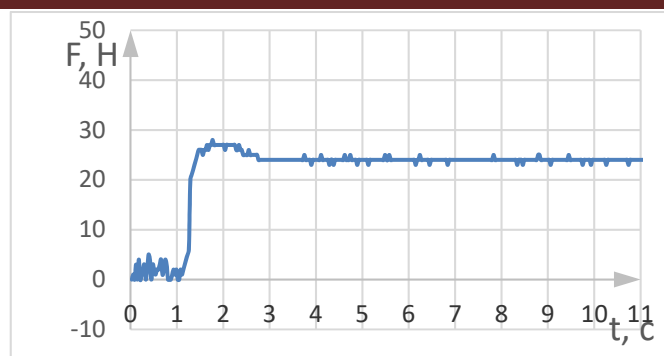


Рисунок – 7. График силы сопротивления передвижению штока цилиндра пружинно-гидравлического тормоза без жидкости и пружины.

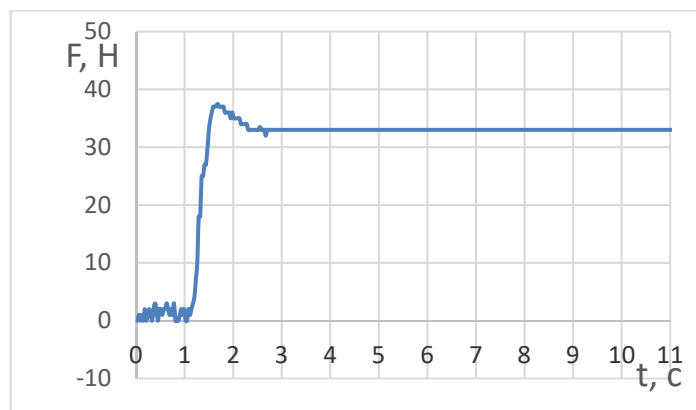


Рисунок – 8. График силы сопротивления передвижению штока цилиндра пружинно-гидравлического тормоза с гидравлическим маслом МГЕ-22Б без упругого элемента.

Из эксперимента видно (рис. 7), что при движении штока тормоза без пружины и гидравлического масла сила сопротивления равна 28 Н. А при движении штока тормоза с гидравлическим маслом (рис. 8.) сила сопротивления возрастает до 36 Н. Из графиков видно, что сила сопротивления имеет максимальное значение при пуске (на графиках время 1-1,5 секунды рис. 7 - 8), затем в процессе движения штока значение сопротивления стабилизируется (на графиках прямая линия). Очевидно эти силы сопротивления возникают в результате сил трения в уплотнениях поршень-гильза, шток- крышка, в результате неточности форм сопряженных деталей и шероховатости поверхностей, и от перетекания гидравлического масла между полостями цилиндра.

Экспериментальная оценка влияния жесткости пружины на величину и характер изменения тормозной силы

После оценки работоспособности и величины сил сопротивления проводились испытания пружинно-гидравлического тормоза с пружинами различной жесткости из таблицы 1.

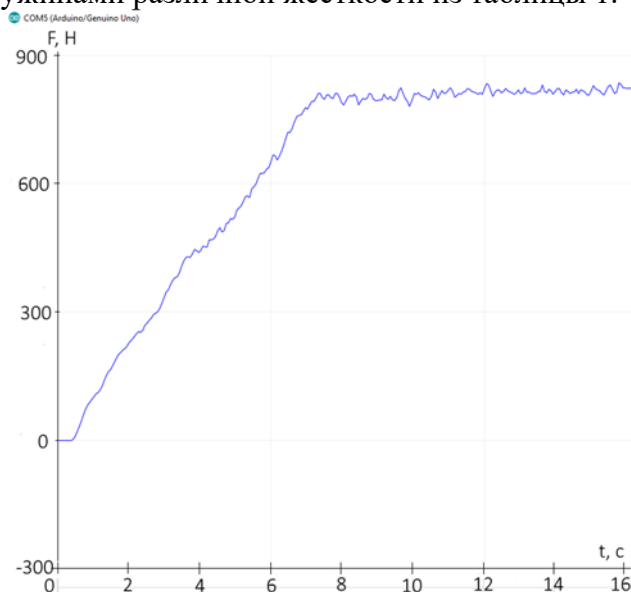


Рисунок — 9. График изменения силы пружинно-гидравлического тормоза с пружиной №1 (наружный диаметр $D = 85$ мм, диаметр проволоки, $d = 7$ мм, $R_{пр} = 700$ Н, жесткость пружины $c = 5,84$ Н/мм). Максимальное значение тормозной силы $F_m = 795$ Н.

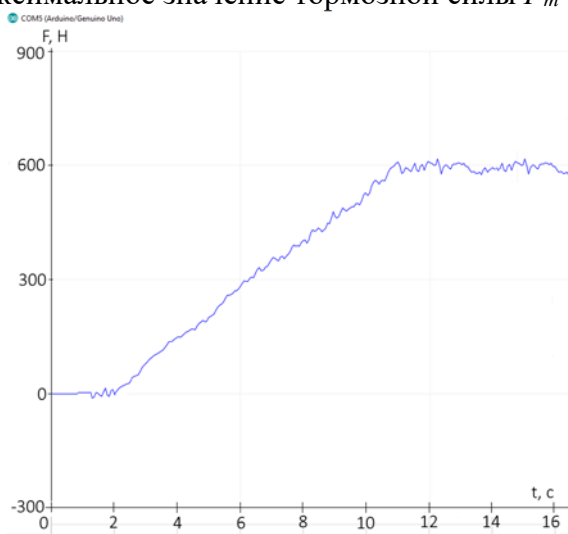


Рисунок — 10. График изменения силы пружинно-гидравлического тормоза с пружиной №2 (наружный диаметр $D = 80$ мм, диаметр проволоки, $d = 6$ мм, $R_{пр} = 493$ Н, $c = 3,79$ Н/мм). Максимальное значение тормозной силы $F_m = 609$ Н.

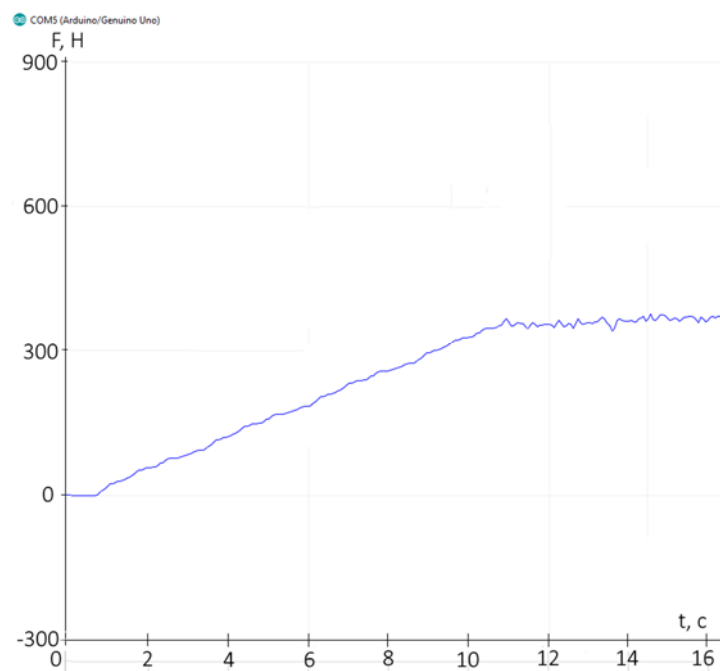


Рисунок – 11. График изменения силы пружинно-гидравлического тормоза с пружиной №3 (наружный диаметр $D = 55$ мм, диаметр проволоки, $d = 5$ мм, $R_{пр} = 377$ Н, $c = 2,95$ Н/мм). Максимальное значение тормозной силы $F_m = 421$ Н.

Анализ полученных результатов и построенных графиков 9 - 11 показал, что тормозная сила пружинно-гидравлического тормоза плавно возрастает от нуля до своего максимального значения (которое зависит от жесткости пружины), что в свою очередь позволяет избежать всплесков внутренних сил (динамических нагрузок в элементах и узлах мостового крана). Характер нарастания тормозной силы плавный, близок к линейному. Такой характер изменения силы пружинно-гидравлического тормоза подтверждает ранее полученные теоретические зависимости о способности данного тормоза плавно с минимальными динамическими нагрузками останавливать кран [2]. Из графиков 9 – 11 видно, что с уменьшением жесткости пружины характер прироста силы торможения более плавный, так за 10 с непосредственно процесса торможения максимальное значение с самой жесткой пружиной (образец №1, $c = 5,84$ Н/мм) – 795 Н, с пружиной средней жесткости (образец №2, $c = 3,79$ Н/мм) – 609 Н, с наиболее мягкой пружиной (образец №3, $c = 2,95$ Н/мм) – 421 Н.

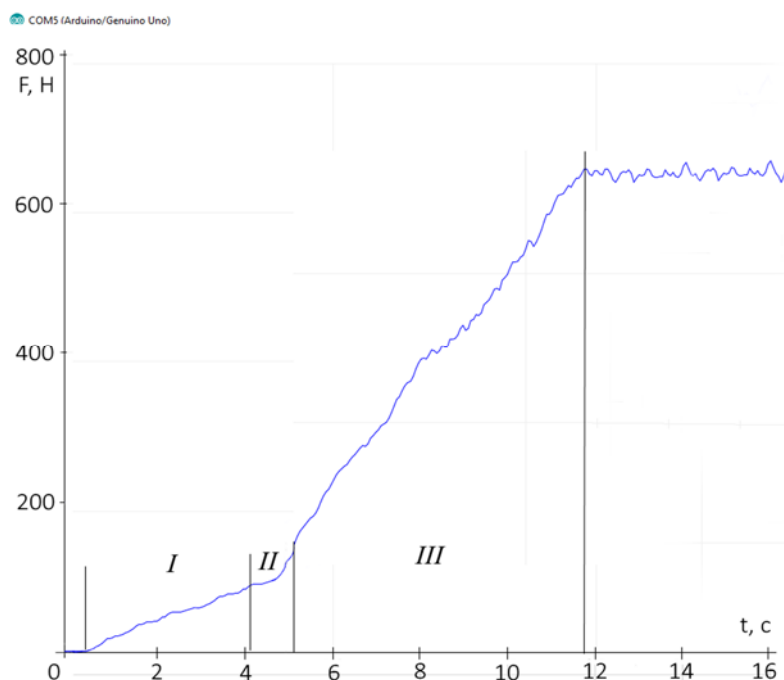


Рисунок – 12. График изменения силы пружинно-гидравлического тормоза с двумя последовательно установленными пружинами.

Учитывая то, что в пружинно-гидравлический тормоз может устанавливаться сразу несколько пружин с параллельным или последовательным подключением на стенде были проведены дополнительные исследования (рис.12) с параллельной установкой двух коротких пружин с различной жесткостью (табл. 1). Из графика рис.12 видно, что на первом этапе в основном работаем пружина с меньшей жесткостью ($c = 5,4 \text{ Н/мм}$), на втором этапе кроме сжатия первой пружины начинает сжиматься более жесткая пружина, на третьем этапе основной прирост силы торможения дает жесткая пружина ($c = 8,7 \text{ Н/мм}$). Максимальное значение тормозной силы $F_m = 643 \text{ Н}$.

Экспериментальная оценка влияния гидравлического сопротивления на величину и характер изменения тормозной силы

Пружинно-гидравлический тормоз позволяет создавать тормозную силу не только с помощью пружины (комплекта пружин), но и с помощью гидравлического сопротивления, создаваемого гидроаппаратурой. Так как экспериментальный образец пружинно-гидравлического тормоза не оборудован сложной системой гидравлического управления, а имеет только вентиль, сопротивление будем создавать с помощью вентиля перекрывая его на 50% и 80%.

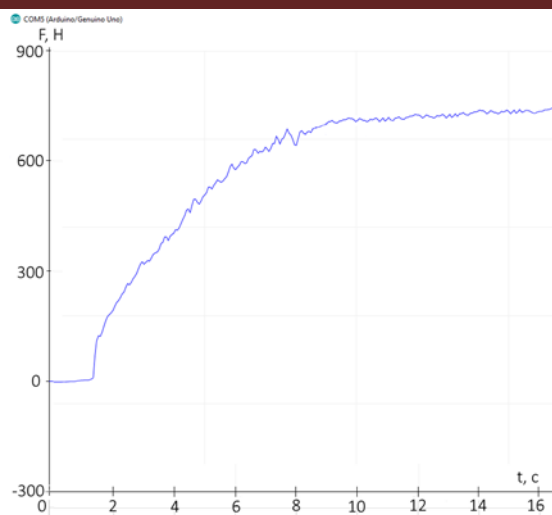


Рисунок – 13. График изменения силы пружинно-гидравлического тормоза с пружиной №3 и гидравлическим сопротивлением, созданным за счет запорного устройства – перекрытие запорного устройства на 50%. Максимальное значение тормозной силы $F_m = 641 \text{ H}$.

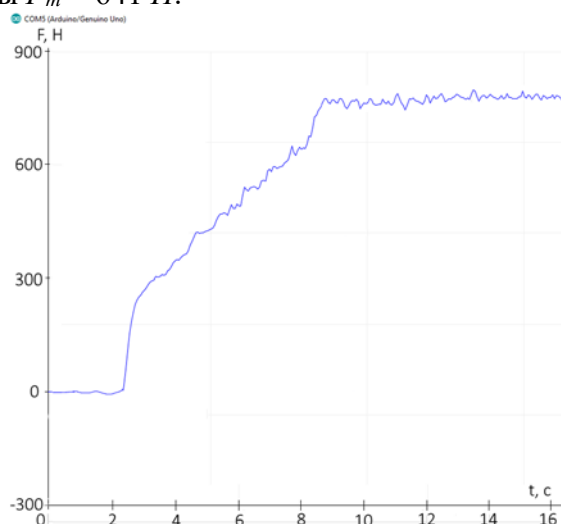


Рисунок – 14. График изменения силы пружинно-гидравлического тормоза с пружиной №3 и гидравлическим сопротивлением, созданным за счет запорного устройства – перекрытие запорного устройства на 80%. Максимальное значение тормозной силы $F_m = 795 \text{ H}$.

Анализ графиков 13 – 14 показывает, что при различных комбинациях пружин и гидравлического сопротивления предлагаемого тормоза возможно получить разный характер нарастания тормозной силы, тем самым более гибко настроить тормозное устройство под конкретный объект, на который оно будет установлено. Так с пружиной №3 без гидравлического сопротивления тормозная сила нарастала плавно и достигла своего максимального значения в 421 Н

(рис. 11), а при перекрытии 50% тормозная сила нарастала более стремительно до величины 641 Н. При чем на графике 13 видно, что с момента срабатывания тормоза возникает всплеск силы (сила растет практически вертикально), зависящий от гидравлического сопротивления, затем кривая становится более пологой, характер нарастания тормозной силы не линейный.

При закрытии вентиля на 80% тормозная сила достигла 795 Н подойдя к пределу измерительной аппаратуры стенда. При перекрытии на 80% на начальном этапе срабатывания вертикальный всплеск тормозной силы более выражен и достигает порядка 280 Н, затем сила плавно растет до своего максимального значения.

Можно сделать вывод, что при необходимости уменьшить размеры пружины или их количество, тормозную силу можно создать за счет гидравлического сопротивления в тормозе.

Выводы:

- в предложенном пружинно-гидравлическом тормозе тормозная сила плавно возрастает практически от нуля до своего максимального значения при котором происходит полная остановка крана. Такой характер изменения тормозной силы подтверждает ранее полученные теоретические зависимости о способности тормоза поглощать энергию движущегося мостового крана;

- установлено, что на характер нарастания тормозной силы пружинно-гидравлического тормоза влияет жесткость и конструкция пружины, количество установленных пружин и характер их установки. Так с ростом жесткости пружины возрастает и максимальная тормозная сила;

- на характер нарастания и на максимальное значение тормозной силы кроме жесткости пружины влияет также гидравлическое сопротивление в системе пружинно-гидравлического устройства;

ЛИТЕРАТУРА

1. Вудвуд А. Н. Стенд для испытания пружинно-гидравлического тормоза/ А. Н. Вудвуд, Е. П. Михайлов, А. Б. Кнюх// Підйомно-транспортна техніка. - 2018. - № 2(59). - С. 47-56.

2. Вудвуд А. Н. Способ повышения эффективности торможения механизма передвижения мостового крана// Підйомно-транспортна техніка. - 2018. - № 1(58). - С. 76-81.

УДК 624.132.3

Супонєв В. М., к.т.н.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

НАУКОВІ ОСНОВИ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ СТВОРЕННЯ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ ПОРОЖНИН СТАТИЧНИМ ЗАДАВЛЮВАННЯМ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ В ГРУНТ

Анотація. Об'єктом дослідження є технології статичного прокладання підземних комунікацій та їх обладнання. Існуючі досягнення в області удосконалення процесів утворення горизонтальних порожнин в ґрунті для безтраншейного прокладання інженерних комунікацій, як звичай, обмежуються однією з можливих технологій та обладнання для її реалізації. В роботі пропонується узагальнюючі підходи до створення аналітичних залежностей по розрахунку параметрів наконечників робочих органів та визначення сил опору ґрунту їх просуванню при створюванні свердловин технологіями статичного проколу та продавлюванню ґрунту, та шляхом їх комбінації. Слід відмітити, що для отримання всіх аналітичних розрахунків були використані лише розміри робочих органів, та дані, які легко визначити – тип та щільність ґрунту, вологість, пористість та решта стандартизованих характеристик. Використання даного методу має суттєву перевагу над іншими методами, що містять в своїй основі емпіричні залежності, які або важко визначити, або їхня достовірність викликає сумніви.

Ключові слова: аналітична модель, безтраншейна технологія, інженерні комунікації, горизонтальна свердловина, горизонтальна свердловина.

Аннотация. Объектом исследования являются технологии статической прокладки подземных коммуникаций и их оборудования. Существующие достижения в области совершенствования процессов создания горизонтальных пустот в грунте для бестраншейной прокладки инженерных коммуникаций, как правило, ограничиваются одной из возможных технологий и оборудования для их реализации.

В работе предлагается обобщённый анализ результатов проведенных теоретических исследований и основ получения аналитических зависимостей для расчёта параметров наконечников рабочих органов и определения сил сопротивления грунта их перемещению при создании горизонтальных скважин технологиями статического прокола и продавливания грунта, а также путём их комбинации.

© Супонєв В. М.

Следует отметить, что для получения всех аналитических расчётов были использованы только размеры рабочих органов и свойства грунта, которые достаточно просто установить: тип грунта, влажность, пористость и прочие стандартные характеристики. Применение данного метода имеет существенное превосходство над другими методами, которые имеют в своей основе эмпирические зависимости, которые либо тяжело определить, либо их достоверность вызывает сомнение.

Ключевые слова: аналитическая модель, бестрашнейная технология, инженерные коммуникации, горизонтальная скважина.

Abstract. *The research object are static technology laying underground utilities and their equipment. Existing achievements in improving the processes of creating horizontal voids in the soil for trenchless laying engineering communications are usually limited to one possible technologies and equipment required for their implementation. We propose a generalized analysis of results of theoretical studies and the foundations receiving analytical dependencies for calculation of parameters of tips working bodies and determine the resistance forces ground their movement when creating horizontal wells technology static puncture and forcing the soil, as well as by their combination. It should be noted that in order to get all analytical calculations were used only the dimensions of the working bodies and soil properties that are quite simple to install: soil type, moisture content, porosity and other standard features. The use of this method has significant superiority over other methods that are based on empirical dependencies that are either difficult to determine their veracity is questionable.*

Keywords: *analytical model, trenchless technology, engineering services, horizontal borehole.*

Вступ. Високі вимоги до якості надання послуг населенню особливо в великих містах по постачанню енергоносіїв та води, передачі інформації по кабельним лініям зв'язку та інше заставляє удосконалювати машини для виконання будівельних робіт по прокладанню підземних комунікацій, що дасть змогу знизити собівартість їх виконання, зменшити вартість та тривалість робіт, зменшити вплив на міську інфраструктуру та жителів міста. Отримання нових форм робочих органів для створення свердловин статичними технологіями та розрахунку їх параметрів дасть можливість визначити сили опору ґрунту та величину тиску на прилеглі підземні комунікації, знати зону небезпечного сусідства. Таким чином, пошук шляхів удосконалення технології статичного проколу ґрунту для прокладання підземних комунікацій є актуальною

задачею.

Аналіз публікацій. Основними напрямками розвитку безтраншейних технологій прокладання комунікацій у світі є горизонтально направлене буріння та мікротонелювання у вигляді статичного продавливання з ексавацією ґрунту. Опір просуненню робочого органу циліндричної форми для реалізації останньої визначається параметрами робочого органу та властивостями ущільненого ґрунту, описані авторами в [1-3].

В ресурсах світової наукової періодики, можуть бути виділені роботи [4,5], де розглянуті активні методи безтраншейних технологій, але в них мало приділено уваги статичному проколу. Роботи [5,6] присвячені вибору способу виконання робіт, з аналізом переваг та недоліків різних технологій. А в дослідженнях [7,8] увагу приділяють безтраншейним технологіям спорудження та ремонту трубопроводів. В роботі [9] пропонується вибір способу та планування виконання особливо відповідальних робіт, які виконуються при безтраншейному прокладанні інженерних мереж. Можливості розширення безтраншейних технологій до потрібних розмірів та способи виконання робіт описані в роботі [10]. В дослідженнях [11] визначається вплив тиску ґрунту на підземні комунікації, що розташований над ними на певній глибині.

Результати польових випробувань та розрахунки осьових зусиль прокладання комунікацій безтраншейним способом відображені в роботах [12,13]. Окремо виділимо дослідження можливості впровадження безтраншейних технологій в твердих породах [14] або ґрунтах 4–5 категорії.

Вченими, які займаються вирішенням проблеми безтраншейного прокладання підземних комунікацій з мінімальними енергозатратами, в останні роки присвячено багато досліджень. Так, в роботах [2, 15] велику увагу приділено проколюванню ґрунту на невеликі відстані до 50 м. Вивчення процесу статичного проколу ґрунту та його напружень навколо робочого органу при формуванні свердловини відображено в роботі [16].

Мета і постановка задачі. Метою роботи є узагальнення підходів до створення аналітичних залежностей по розрахунку раціональних параметрів наконечників робочих органів та визначення сил опору ґрунту їх просуванню при створюванні свердловин технологіями статичного проколу та продавливанню ґрунту, та шляхом їх комбінації.

Виклад основного матеріалу. Існуючі технології статичної дії для утворювання горизонтальних свердловин можна поділити на технології статичного проколу, статичного продавливання та їх комбінації (рис.1). Вони базуються на силовому впровадженні наконечників робочих органів в ґрунт з різною формою, які

забезпечують: повне радіальне ущільнення повне ущільнення ґрунту при використанні конічно-циліндричного наконечника; екскавацію ґрунту по всьому перетину свердловини при використанні циліндрично-трубчастих наконечників та частковою екскавацію і частковим радіальним ущільненням при використанні циліндрично-конусного наконечника з зовнішнім конусом або конічно-циліндричного наконечника з циліндрично-трубчастим наконечником з загостреною кромкою. Керований прокол для утворення криволінійної свердловини утворюється робочим органом з асиметричним наконечником.

Для розрахунку силового приводу установок статичної дії треба знати сили опору ґрунту. Вибір технології формування свердловини здійснюється з умови мінімізації енерговитрат, або зменшення впливу зони деформованого ґрунту від ущільнення на прилеглі комунікації або основу доріг.



Рис. 1. Класифікація методів розробки горизонтальних свердловин

Зона руйнування ґрунту згідно [1, 20, 21] навколо конусно-циліндричних наконечників, що здійснюють прокол ґрунту за принципом його витіснення в бокові стінки свердловини визначається в межах 4...6 діаметрів свердловини, для циліндрично-конічних наконечників з кільцевидним перерізом, що працюють за комбінованим принципом в межах 2 діаметрів, а для продавлювання

кільцевим ножом її значення досягає близько нуля. Практично у всіх випадках зона руйнування визначена експериментально для конкретного типу ґрунту з конкретними фізико-механічними властивостями. Для інших типів ґрунтів розмір цієї зони не відомий, що не дозволяє прогнозувати при прокладанні підземних комунікацій вплив зони деформування на сусідні підземні комунікаційні об'єкти.

Для визначення сил опору ґрунту та встановлення раціональних параметрів наконечників для кожного випадку було запропоновано використовувати нормальний тиск ґрунту на їх лобову поверхню, який на основі компресійних показників має вигляд [19]:

$$q_x = \frac{(1 + \omega) \rho_{mv}}{c_k} \left(\frac{1}{\rho_{np}} - \frac{1}{\rho_x} \right), \quad (1)$$

де ρ_{tv} – щільність твердої фази ґрунту при умові, коли відсутні пори;

ω – вологість ґрунту;

ρ_{np} – щільність ґрунту в природньому непорушеному стані;

ρ – змінна щільність ґрунту пропорційна зміні площі поперечного перерізу зовнішнього або внутрішнього кільцевих конусів;

C_k – коефіцієнт компресії ґрунту, ($C_k = 0,07 \dots 0,09 \cdot (\omega_t - 10)$, МПа⁻¹) [21]

ω_t – границя текучості ґрунту.

Далі на основі закону зміни середньої щільності ґрунту в деформованому просторі поверхнями наконечників та основі рівності мас були отримані залежності для визначення сили опору ґрунту для кожного випадку окремо.

Так була отримана залежність для визначення лобовий опору при проколюванні ґрунту [22]:

$$P_{np} = \frac{\pi E_{zp} D^2}{8} (1 + f \operatorname{ctg} \beta), \quad (13)$$

де $E_{zp} = \frac{(1 + \omega) \rho_{mv}}{c_k \cdot \rho_{np}}$ – компресійний модуль деформації ґрунту;

D – діаметр конусного наконечника;

f – коефіцієнт тертя ґрунту по конусу;

β – кут нахилу утворюючої поверхні конуса.

З урахуванням тиску ґрунту на бокову поверхню циліндричної частини робочого органу при відомій пружної складової деформації ґрунту після його релаксації, згідно з [1; 19] описується рівністю:

$$q_u = q_u^{\max} \cdot e^{-\frac{E_v t_u}{k_g}}, \quad (14)$$

де $q_u^{\max}$ – максимальний тиск ґрунту на циліндричну частину наконечника;

E_v – модуль пружної об'ємної деформації ґрунту;

k_g – коефіцієнт динамічної в'язкості ґрунту;

t_u – час контакту з ґрунтом циліндричної частини наконечника

$$(t_u = \frac{y}{v});$$

v – швидкість пересування наконечника.

$$q_u^{\max} = \frac{D_p}{D} \sigma_1, \quad (15)$$

де D_p – діаметр пружно-пластичної зони (зони руйнування), [5];

σ_1 – напруження на границі пружної і пластичної зон визначили Кравець С. В. [1].

Сумарний опір заглибленню конічно-циліндричного наконечника дорівнює сумі сили лобового опору проколюванню (13) та сили тертя на циліндричній частини наконечника (17), який згідно отриманого результату, згідно [22] має вигляд:

$$P_{\Sigma} = \frac{\pi E_{sp} D^2}{8} (1 + f \operatorname{ctg} \beta) + 0,1 \pi \lambda f D \sigma_1 + \pi f D (l_u - 0,2) q_s, \quad (18)$$

де l_u – довжина циліндричної частини наконечника;

$$\lambda = \frac{D_p}{D} \quad \text{– відношення діаметра зони пружно-пластичних}$$

деформацій до діаметра конусного наконечника [1].

З урахуванням вище отриманих залежностей, що відображають процеси проколу ґрунту конічно-циліндричним наконечником було отримано залежність для визначення еквівалентного діаметра конічної частини D_e (4) із умови рівності опорів $\vec{P}_{np} = P_{\Sigma}$ для випадків:

1) $D_{\kappa} > D_u$ – відсутні сили тертя на бічній поверхні наконечника;

2) $D_{\kappa} = D_u = D_e$ – присутні сили тертя на бічній поверхні наконечника.

$$D_e = D \sqrt{1 + 8f \frac{0,1 \lambda \sigma_1 + (l_u - 0,2) q_s}{D E_{sp} (1 + \operatorname{ctg} \beta)}}. \quad (4)$$

Мінімальний діаметр $D_{\kappa}^{\min}$, який усуває дію пружних деформацій на циліндричну частину наконечника:

$$D_{\kappa}^{\min} = D + \frac{\sigma_1}{E_v} D = D \left(1 + \frac{\sigma_1}{E_v} \right). \quad (11)$$

Аналіз цієї залежності показав, що для твердого супіску

$D_{\kappa}^{\min} = 1,08D$, для напівтвердого суглинку $D_{\kappa}^{\min} = 1,22D$, для тугопластичної глини $D_{\kappa}^{\min} = 1,31D$. Якщо $D_{\kappa} > D_{\kappa}^{\min}$, ґрунт на границі пружної і пластичної зон деформується за рахунок пружно-пластичних зсувів (руйнується).

Отримані розрахункові залежності по визначенню сил опору та параметрів конічно-циліндричного наконечника дозволили встановити оптимальний діаметр свердловини, який ефективно здійснювати методом статичного проколу ґрунту, який згідно [23] має вигляд:

$$D_{onn} = 4 \frac{0,1f\lambda\sigma_1 + f(l_u - 0,2)q_z}{\left[\left(1 + \frac{\sigma_1}{E_v} \right)^2 - 1 \right] E_{ep} (1 + f\text{ctg}\beta)}. \quad (13)$$

Аналіз цієї залежності показав, що для твердого супіску $D_{\max} \geq 0,444$ м; для напівтвердого суглинку $D_{\max} \geq 0,295$ м; для тугопластичної глини $D_{\max} \geq 0,236$ м. Це означає, що для $D > D_{\max}$ лобовий опір конічно-циліндричного наконечника з діаметром в основі конуса $D_{\kappa}^{\min} > D_{\max}$ зростає інтенсивніше за опір циліндричної частини наконечника.

Згідно з отриманим уявленням про підхід до процесів та отримання розрахункових залежностей було отримано зусилля заглиблення двоконусного кільцевого наконечника:

$$P_{2\kappa} = \pi E_{\text{гр}} (1 + f \cdot \text{ctg}\beta) \left[\frac{\gamma^2 - 1}{4} - \frac{\gamma^2 - 2\gamma - 1}{16 \left[1 - \left(\frac{\gamma + 1}{2\gamma} \right)^2 \right]} - \frac{(\gamma + 1)^4}{128 \left[1 - \left(\frac{\gamma + 1}{2\gamma} \right)^2 \right] \gamma^2} - \left(\frac{\gamma + 1}{32} \right)^2 + \frac{1}{2(\gamma + 1)^2} \right] \cdot \frac{D^2}{\gamma^2}, \quad (13)$$

Де $\gamma = \frac{D}{d}$ - відношення зовнішнього діаметру циліндру до внутрішнього діаметру.

Для одноконусного кільцевий наконечник (зовнішній конус) при опір ґрунту при його заглибленні наведено у залежності (15).

Аналіз отриманих залежностей (13) та (15) показали, при однакових умовах конструкція одноконусного наконечника майже на 30% ефективніше. Зіставлення сил опору ґрунту втисненню

одноконусного наконечника з двоконусним показав, що перший також ефективніший більш ніж на 25%.

$$P_k = \pi E_{гр} (1 + f \cdot \operatorname{ctg} \beta) \left(\frac{3\gamma^2 - 2\gamma - 1}{16} - \frac{(\gamma + 1)^4}{\gamma^2} \right) \cdot \left(\frac{D^2}{16 \left[1 - \left(\frac{\gamma + 1}{2\gamma} \right)^2 \right]} - \frac{D^2}{128 \left[1 - \left(\frac{\gamma + 1}{2\gamma} \right)^2 \right]} \right) \quad (15)$$

Сумарне зусилля проникнення кільцевого наконечника із зовнішнім конусом дорівнює [24]:

$$P_{\Sigma} = \pi E_{gp} (1 + f \operatorname{ctg} \beta) \times \left[\frac{3\gamma^2 - 2\gamma - 1}{16} - \frac{\gamma^2 - 2\gamma - 1}{16 \left[1 - \left(\frac{\gamma + 1}{2\gamma} \right)^2 \right]} - \frac{(\gamma + 1)^4}{128 \left[1 - \left(\frac{\gamma + 1}{2\gamma} \right)^2 \right]} \right] \frac{D^2}{\gamma^2} + \frac{\pi D^2}{4\gamma^2} q_{кр} \left(1 - \frac{1}{\frac{4fql_H \gamma}{e D}} \right) + \pi D \sigma_1 f l_H \quad (23)$$

Аналіз аналітичних моделей та відображення в графічному вигляді показали, що в залежності від типу ґрунту сумарна сила опору продавлюванню його циліндричним наконечником відрізняється, наприклад для тугопластичної глини та твердого супіску на 36–38 %. В залежності від довжини циліндру в межах 1,5 D –3,0 D для цих ґрунтів може змінюватися до 32 %.

Визначення зони деформованого ґрунту при просуванні циліндрично-трубчастого наконечника із зовнішнім конусом було визначено з умови рівності мас ґрунту до і після ущільнення його наконечником:

$$D_p = \sqrt{\lambda^2 D^2 - (\lambda^2 - 1) \left(\frac{D + d}{2} \right)^2} \quad (9)$$

де

$$\lambda = \frac{\left(\gamma_{zp} h + \frac{c}{\operatorname{tg} \varphi_0} \right) \operatorname{tg}^4 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi_p}{2} \right)}{\sigma_1}, \quad (7)$$

де γ_{zp} – питома сила тяжіння ґрунту в природньому стані;
 h – глибина проколу;
 c, φ_0 – коефіцієнт зчеплення та кут внутрішнього тертя ґрунту;
 σ_1 – напруження на границі пружної та пружно-пластичної (зруйнованої) зон – структурна міцність ґрунту [1].

Або, якщо $\gamma = \frac{D}{d}$

$$\frac{D_p}{D} = \sqrt{\lambda^2 - (\lambda^2 - 1) \left(\frac{\gamma + 1}{2\gamma} \right)^2} \quad (10)$$

Аналіз залежності (10) показав, зони руйнування прямопропорційно збільшується із збільшенням діаметра ґрунтової порожнини D та не прямопропорційно зростає із зростанням співвідношення зовнішнього та внутрішнього діаметрів наконечника.

Відношення $\frac{D_p}{D}$ знаходиться в межах:

для твердого супіску - $\frac{D_p}{D} = 2,46 \dots 3,55$;

для напівтвердого суглинку - $\frac{D_p}{D} = 2,02 \dots 2,85$;

для тугопластичної глини - $\frac{D_p}{D} = 1,91 \dots 2,67$.

В основі розрахунку наконечника з асиметричним наконечником так, як і в попередніх випадках починалось з отримання закону зміни тиску ґрунту на похилій площині. Кінцевий результат визначення сил опору ґрунту [25] має вигляд:

- для горизонтальної складової:

$$P_y = 0,36 \frac{(1 + \omega) \rho_{ms}}{C_k \rho_{np}} [(1 - f^2) + 2f \cdot \operatorname{ctg} \beta] D^2. \quad (2.24)$$

- для вертикальної складової (відхиляючої сили):

$$P_x = 0,36 \frac{(1 + \omega) \rho_{ms}}{C_k \rho_{np}} (\operatorname{ctg} \beta - f) D^2. \quad (2.25)$$

Важливим питанням для керування процесом проколу є визначення кута нахилу асиметричного наконечника у вигляді скошеної поверхні. Його залежність від коефіцієнту тертя матеріалу наконечнику з ґрунтами різного типу має вигляд [26]:

$$\beta < \arcsin \sqrt{\frac{1}{2} \pm \sqrt{\frac{1}{4} - \left(\frac{f}{1+f^2} \right)^2}}. \quad (2.31)$$

Підсумуючи викладене можна визначити, що всі отримані аналітичні залежності для кожного випадку статичного формування свердловини базуються тільки на конструктивних параметрах наконечників робочих органів та відомих властивостей ґрунту, в тому числі коефіцієнта компресії та його пористості. В основі використаної наукової методології опису процесів та визначенню сил опору ґрунту лежить визначення закону тиску на робочі поверхні наконечників та закону зміни деформованого стану ґрунтового середовища у просторі, які базуються відомих властивостях ґрунтів.

Висновки. Отримані аналітичні залежності для розрахунку сил опору ґрунту статичному задавлюванню наконечників робочих органів методами проколу, продавлювання та їх комбінації дають можливість проведення всебічного аналізу робочих процесів, встановити вплив їх параметрів на процеси формування свердловини в різних типах ґрунтів, що дає можливість отримати раціональні параметри робочих органів та визначити силові характеристики установок.

Доведено, що для отримання аналітичних залежностей достатньо використовувати лише розміри робочих органів, та дані, які легко визначити – тип та щільність ґрунту, вологість, пористість та решта стандартизованих характеристик.

ЛІТЕРАТУРА

1. Кравець С. В., Кованько В. В., Лукянчук О. П. Наукові основи створення землерийно-ярусних машин і підземнорухомих пристроїв. Монографія. Рівне: НУВГП, 2015. 322 с.
2. Кравець С., Посмітюха О., Супонєв В. Аналітичний спосіб визначення опору занурення конусного наконечника в ґрунт // СММ ПДАБА. 2017. Вип. 103. С. 91–98.
3. Кравець С. П., Посмітюха О. П., Супонєв В. М. Визначення еквівалентного і оптимального діаметрів конічного наконечника з виступами для проколювання ґрунту // НПТ ДНУЗТ. 2017. Вип. 70. С. 89–98.

4. Erez N. Allouche, Samuel T. Ariaratnam, State-Of-The-Art-Review Of No-Dig Technologies for New Installations. Published online: April 26. 2012. [https://doi.org/10.1061/40641\(2002\)55](https://doi.org/10.1061/40641(2002)55).
5. Pridmore A., Geisbush J. Developing a Successful Specification for Horizontal Directional Drilling // Pipelines 2017. Pipelines Planning and Design Book set. 2017. P. 553–563. <https://doi.org/10.1061/9780784480878>
6. Hastak M., Gokhale S., Decision Tool for Selecting the Most Appropriate Technology for Underground Conduit Construction // Geological Engineering: Proceedings of the 1st International Conference. New York, 2009. DOI: 10.1115/1.802922.paper30
7. Zhao Jun Ling Bian. Trenchless technology underground pipes. Machinery Industry Press, 2014. P. 187.
8. Jian Xin. Application of Trenchless Pipeline Rehabilitation Technology // International Conference on Pipelines and Trenchless Technology. 2014. <https://doi.org/10.1061/9780784413821.051>
9. Hastak Makarand, Gokhale Sanjiv. Decision Tool for Selecting the Most Appropriate Technology for Underground Conduit Construction // Geological Engineering: Proceedings of the 1st International Conference, Baosong Ma, ASME. doi: 10.1115/1.802922.paper30
10. Sterling Raymond L. International Technology Transfer in Tunneling and Trenchless Technology // Geological Engineering: Proceedings of the 1st International Conference. Baosong Ma, ASME, 2009. doi: 10.1115/1.802922.paper6.
11. Nilo Tsung, Mingming Zheng, Mohammad Najafi, Saleh Mehraban. A Comparative Study of Soil Pressure and Deformation of Pipes Installed by the Open-Cut Method and Trenchless Technology // Pipelines 2016: Out of Sight, Out of Mind, Not Out of Risk. 2016. <https://doi.org/10.1061/9780784479957.132>
12. Najafi Mohammad, Gunnink Brett, Davis George. Details of Field Testing of Major Trenchless Technology Methods for Road Crossings // Geological Engineering: Proceedings of the 1st International Conference, Baosong Ma, ASME, 2009. doi: 10.1115/1.802922.paper4.
13. Chehab A. G., Moor I. D. One-demensional calculation for axial pullback for axial pullback distributions in pipes during directional drilling installations. Ottawa Geo, 2007. P. 1140-1154.
14. Guojun Wen, Xiaoming Wu, Han Chen. Trenchless Pipe-Paving in Complex Hard Stratum by Directional Drilling Technology // Geological Engineering: Proceedings of the 1st International Baosong Ma, ASME. New York, 2009. doi: 10.1115/1.802922.paper26
15. Балесный С. П. Особенности процессов статического прокола грунта // Вісник ВХНАДУ. 2017. Вып. 76. С. 138–141.
16. Хачатурян С. Л., Олексин В. І. Исследование процесса изменения состояния грунта вокруг горизонтальной скважины после её

формирования методом статического прокола грунта // Вісник ВХНАДУ. 2016. Вып. 73. С. 196–202.

17. Ешуткин Д. Н. Высокопроизводительные гидропневматические ударные машины для прокладки инженерных коммуникаций / состав. - М. Стройиздат, 1990. 171 с.

18. Томин Е. Д. Бестраншейное строительство закрытого дренажа. - М.: Колос, 1981. 240 с.

19. Рубинштейн, А. Л. Грунтоведение, основания и фундаменты: Учеб. пособие для вузов [Текст] / А. Л. Рубинштейн. - М.: Сельхозгиз, 1961. - 312 с. У624.13

20. Тимошенко В.К. Определение формы наконечника, обеспечивающей минимальное усилие прокола. Строительство трубопроводов. - 1969. - №3. - С. 18 - 20. Вялов С. С. Реологические основы механики грунтов: Учеб, пособие для строительных вузов [Текст] / С. С. Вялов. - М.: Высш. шк., 1978. - 447 с.

21. Вялов С. С. Реологические основы механики грунтов: Учеб, пособие для строительных вузов [Текст] / С. С. Вялов. - М.: Высш. шк., 1978. - 447 с.

22. Кравець С. В., Супонев В. М., Посмітюха О. П. Аналітичний спосіб визначення опору ґрунту занурення конусного наконечника в ґрунт. Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Сборник научных трудов Приднепровской академии строительства и архитектуры, № 97, 2017 –ПАСА – С.91-98.

23. Кравець С. В., Супонев В. М. Аналітичний спосіб визначення лобового опору заглибленню в ґрунт кільцевого наконечника. Підйомно-транспортна техніка №1(53), 2017 С. 70-80.

24. Kravets S., Suponev V., Rieznikov O., Kosyak A., Nechiduk A., Klets, Chevychelova O. Determination of the resistance of the D. cylindrical-tubular drill for trenchless laying of underground communications / // Восточно-Европейский журнал передовых технологий, 3/7(93), 2018 - С. 64-71.

25. Кравець С.В., Супонев В.М., Балесний С.П. Встановлення реакцій ґрунту і величини відхилення від осевого руху при його проколі асиметричним наконечником. Автомобильный транспорт . Сборник научных трудов. Выпуск 41, 2017. - Харьков, ХНАДУ – С.155-163.

УДК 621.874:531.751

Семенюк В. Ф., д.т.н., Лингур В. Н., к.т.н., Критико И. А.
Одесский национальный политехнический университет

ВЛИЯНИЕ МЕСТА УСТАНОВКИ ДАТЧИКА СИЛЫ НА ТОЧНОСТЬ ЗАЩИТЫ МОСТОВЫХ КРАНОВ ОТ ПЕРЕГРУЗКИ

***Аннотация.** Проведен анализ причин появления погрешностей измерения массы поднимаемого груза при установке датчика силы под ось верхних блоков, под ось барабана и под опорами тележки. Определено, что существенное влияние на точность измерения массы поднимаемого груза оказывает положение груза по высоте, режим работы механизма подъема, способ соединения барабана с редуктором. Существенным преимуществом установки датчиков силы под механизмы подъема, в раме тележки либо под опорами тележки является большая защищенность датчиков силы от тепловых воздействий при измерении массы горячих грузов.*

Даны рекомендации для повышения точности защиты мостовых кранов от перегрузки.

***Ключевые слова:** масса поднимаемого груза, погрешности измерения, датчик силы, место установки датчиков силы.*

***Анотація.** Проведено аналіз причин виникнення похибок вимірювання маси піднімаємого вантажу за умови встановлення датчика сили під вісь верхніх блоків, під вісь барабана і під опори візка. Визначено, що суттєвий вплив на точність вимірювання маси піднімаємого вантажу справляє положення вантажу по висоті, режим роботи механізму підйому, спосіб з'єднання барабана з редуктором. Суттєвою перевагою встановлення датчика сили під механізми підйому, у рамі візка або під опори візка є більша захищеність датчика сили від температурного впливу при вимірюванні маси гарячих вантажів.*

Надані рекомендації для підвищення точності захисту мостових кранів від перевантаження.

***Ключові слова:** маса піднімаємого вантажу, похибки вимірювання, датчик сили, місце встановлення датчика сили.*

***Annotation.** The analysis of the causes of errors in measuring the mass of the lifted load when installing the force sensor under the axis of the upper blocks, under the axis of the drum and under the supports of the truck. It was determined that the position of the load in height, the mode of operation of the lifting mechanism, the method of connecting the drum with the gearbox have a significant impact on the accuracy of measuring the*

© Семенюк В. Ф., Лингур В. Н., Критико И. А.

mass of the lifted load. A significant advantage of installing force sensors for lifting mechanisms, in the frame of the truck or under the cart supports is the greater protection of the force sensors from thermal effects when measuring the mass of hot loads.

Recommendations are given to improve the accuracy of protection of bridge cranes against overload.

Keywords: *weight of lifted load, measurement errors, force sensor, place of installation of force sensors.*

Постановка научной проблемы.

В процессе эксплуатации мостовых кранов часто возникают значительные перегрузки привода механизма подъема, причинами которых являются:

- подъем грузов, масса которых превышает номинальную грузоподъемность крана;
- большие динамические нагрузки в периоды пуска и торможения механизмов подъема;
- технологические нагрузки, возникающие при работе, например, металлургических кранов [1].

Для защиты от перегрузки мостовые краны оснащаются ограничителями грузоподъемности, которые должны автоматически отключать механизмы подъема груза, если масса груза превышает грузоподъемность, указанную в журнале надзора (паспорте) крана, более чем на 15% [2].

Ограничитель грузоподъемности должен сочетать в себе передаточный механизм, измерительный орган, испытывающий действие контролируемого параметра, прибор, непрерывно сравнивающий текущее значение контролируемого параметра с заданной предельной величиной этого параметра, и исполнительный орган, который в должный момент времени, определяемым прибором безопасности, предотвращает возрастание контролируемого параметра.

Высокая эффективность защиты машин от перегрузки зависит как от точности и надежности составных частей и ограничителя грузоподъемности, так и от места установки измерительного органа в силовой цепи машины, а также от способа воздействия ограничителя грузоподъемности на эту цепь машины.

Для мостовых кранов возможны следующие варианты места установки в силовую цепь крана измерительного органа – датчика силы ограничителя грузоподъемности, представленные на рис.1 [3]: в крюковую подвеску 1, в месте закрепления верхнего конца подъемного каната 2, в грузовую тележку под ось верхних блоков 3, под ось барабана механизма подъема 4, под опорами грузовой тележки 5.

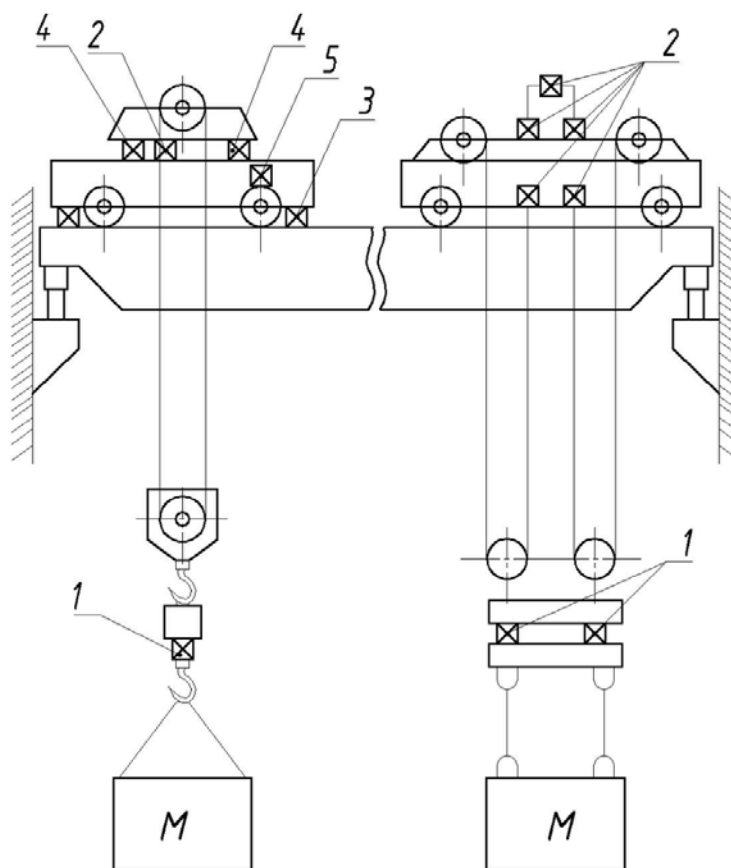


Рисунок – 1. Варианты встраивания датчиков силы на мостовых кранах.

Наибольшую точность защиты мостовых кранов от перегрузки можно получить при установке датчика силы в крюковую подвеску [4]. Но в этом случае необходимо дополнительное устройство для укладки кабеля питания датчика, а также устройство для защиты датчика от сильного нагревания при подъеме жидкого металла и других горячих грузов.

Для других вариантов установки датчика в силовую цепь крана указанные недостатки устраняются, но при этом возможно увеличение погрешности измерения массы поднимаемого груза, и, как следствие, снижение точности защиты мостовых кранов от перегрузки.

Цель исследования.

Целью настоящей работы является определение погрешностей измерения массы поднимаемого груза в зависимости от места установки датчика силы и разработка рекомендаций для их уменьшения.

Основной материал исследования.

При установке датчиков силы под ось верхних блоков погрешность измерения образуется из-за трения каната о блоки полиспаста, а также в связи с переменной массой каната, пропорциональной длине отвеса, то есть высоте поднятого груза, на которой происходит измерение его массы.

Так как КПД каждого из верхних блоков η и блоков подвески имеет конечное значение, натяжение в ветвях канатах различно. После каждого перехода каната через блок его натяжение изменяется на величину потерь блока. Применительно к механизму подъема с одинарным полиспастом (рис. 2) в режиме опускания груза натяжения в ветвях каната распределяются следующим образом:

$$S_1; \quad S_2 = S_1 \cdot \eta; \quad S_3 = S_1 \cdot \eta^2; \quad S_4 = S_1 \cdot \eta^3;$$

и в общем случае $S_i = S_1 \cdot \eta^{i-1}$.

На ось верхних блоков будут действовать только усилия S_2 ; S_3 ; S_4 ; S_5 . Выразив натяжение в ветвях каната через S_1 и η , получим суммарное усилие $G_{про}$, действующее на ось блоков

$$G_{про} = S_1 \cdot \eta(1 + \eta + \eta^2 + \eta^3). \quad (1)$$

Суммарное натяжение всех ветвей каната полиспаста составит

$$G_{сп} = S_1(1 + \eta + \eta^2 + \eta^3 + \eta^4 + \eta^5). \quad (2)$$

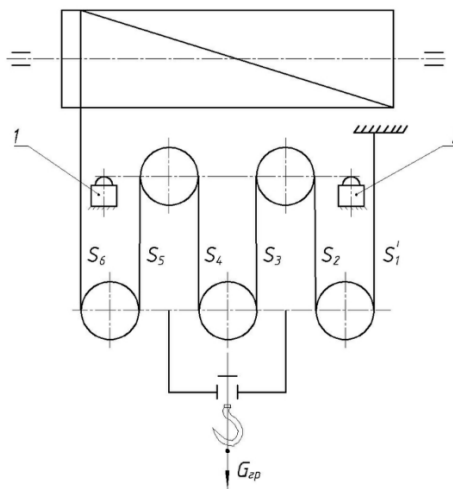


Рисунок – 2. Схема установки датчика силы под ось верхних блоков (полиспаст одинарный).

Отношение $K_a = \frac{G_{про}}{G_{сп}}$ характеризует коэффициент передачи

усилия на ось блоков. С учетом формулы суммы ограниченного числа членов геометрической прогрессии получим

$$K_a = \frac{(1 - \eta^{a-2}) \cdot \eta}{1 - \eta^a}, \quad (3)$$

где a – кратность полиспаста.

Это выражение справедливо только для полиспастов четной кратности. Для полиспастов нечетной кратности

$$K_{анеч} = \frac{(1 - \eta^{a-1}) \cdot \eta}{1 - \eta^a}. \quad (4)$$

Погрешность измерения от потерь на блоках составит

$$(\Delta G_{зр})_1 = K_a \cdot G_{зр} - K_{анеч} \cdot G_{зр}. \quad (5)$$

В этом выражении под $K_{анеч}$ понимают отношение числа ветвей m_0 каната, суммарное усилие которых измеряется, к общему числу ветвей полиспаста m , то есть имеется ввиду распределение нагрузки для идеального полиспаста (без учета потерь на блоках)

$$K_{анеч} = \frac{m_0}{m}. \quad (6)$$

Для режима подъема груза зависимости будут аналогичными. В этом случае величины натяжения S_1 и S_6 будут меняться местами, но суммарное усилие, приходящееся на ось блоков, остается постоянным для полиспаста четной кратности и изменится на величину одного значения η для полиспастов нечетной кратности. Таким образом, при использовании в механизмах подъема полиспастов нечетной кратности установка датчика силы под ось блоков будет давать большую погрешность при измерении массы груза в разных режимах работы механизма подъема.

При установке датчиков силы под ось блоков в зависимости от режима работы механизма подъема будет наблюдаться перераспределение нагрузки между датчиками силы. Соответствующими конструктивными мерами либо режимом эксплуатации эти погрешности измерения можно исключить полностью.

Существенное влияние на точность измерения при установке датчиков силы под ось блоков оказывает положение груза по высоте, так как при такой компоновке грузоподъемного устройства на ось блоков, кроме веса груза и крюковой подвески, действует вес канатов подъемного полиспаста, а он пропорционален длине отвеса, то есть высоте поднятого груза.

Погрешность измерения от веса каната $(\Delta G_{зр})_2$ выражается как функция его погонного веса g и длины l , то есть

$$(\Delta G_{зр})_2 = g \cdot l \cdot m_0. \quad (7)$$

В связи с тем, что m_0 тем больше, чем больше кратность полиспаста (при прочих равных условиях), с точки зрения уменьшения

влияния этой погрешности полиспасты малой кратности для такого варианты встройки датчиков силы более предпочтительны. Уменьшить эту погрешность конструктивными мерами не представляется возможным. Наиболее приемлемым путем её снижения являются такие условия проведения измерений, при которых длины отвесов канатов остаются постоянными. Таким образом, полная погрешность измерения при установке датчиков силы под ось верхних блоков

$$(\Delta G_{cp})_{полн} = (\Delta G_{cp})_1 + (\Delta G_{cp})_2. \quad (8)$$

В развернутом виде полная погрешность измерения для полиспастов четной кратности

$$(\Delta G_{cp})_{полн} = \frac{(1 - \eta^{a-2}) \cdot \eta}{1 - \eta^a} G_{cp} - \frac{m_0}{m} G_{cp} + g \cdot l \cdot m_0, \quad (9)$$

а для полиспастов нечетной кратности

$$(\Delta G_{cp})_{полн} = \frac{(1 - \eta^{a-1}) \cdot \eta}{1 - \eta^a} G_{cp} - \frac{m_0}{m} G_{cp} + g \cdot l \cdot m_0, \quad (10)$$

Анализ выражений (9) и (10) показывает, что уменьшить величину полной погрешности можно, регулируя кратность полиспастов и повышая КПД блоков, то есть путем увеличения диаметра блоков и применения опор блоков с минимальным коэффициентом трения.

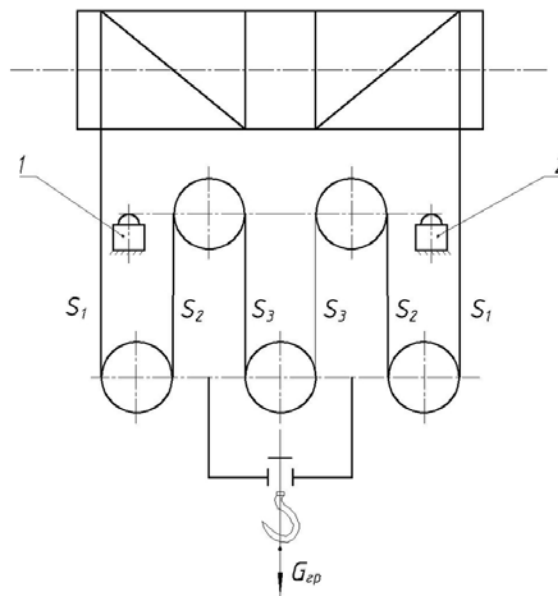


Рисунок – 3. Схема установки датчика силы под ось верхних блоков (полиспаст сдвоенный).

Погрешности, аналогичные описанным выше, возникают и в сдвоенных полиспастах, схема их представлена на рис. 3. Их можно рассматривать как два одинарных включенных параллельно. За счет симметрии такой системы в этом случае не будет наблюдаться перераспределение нагрузок между датчиками 1 и 2 при смене режимов работы крана. Все остальные рассуждения и выводы остаются справедливыми, но только в этом случае на каждый из полиспастов

действует нагрузка, равная $\frac{G_{gp}}{2}$.

Установка датчиков силы под основание блоков с метрологической точки зрения не имеет преимуществ перед рассмотренной ранее схемой, и ей свойственны те же источники и величины погрешностей. Этот вариант встройки датчиков силы может оказаться более технологичным, если его выполнить отдельным компактным блоком.

Установка датчиков силы под уравнительный блок или ось балансира ничем существенно не отличаются от установки датчиков силы под ось блоков. Полученные ранее зависимости для определения погрешностей справедливы и для этого случая, если считать $m_0 = 1$. Следует только учитывать то обстоятельство, что в этом случае полиспаст может иметь лишь четную кратность и, естественно, быть сдвоенным. За счет того, что в этом случае $m_0 = 1$, составляющая погрешности (ΔG_{gp}) будет больше, но узел грузоподъемного устройства в этом случае можно выполнить более компактным и технологичным.

Одним из возможных мест установки датчиков силы могут быть опоры на которых покоится ось барабана (рис. 4). Датчики силы 1 и 2 в этом случае будут фиксировать, по существу, не вес поднимаемого груза, а натяжение зацепленной на барабане ветви полиспаста $S_{бар}$, величина которого функционально зависит от веса поднимаемого груза и описывается известной зависимостью [5]. При подъеме груза натяжение в набегавшей на барабан ветви каната имеет максимальное значение

$$S_{max} = \frac{G_{gp}}{a \cdot \eta_n \cdot \eta^t}, \quad (11)$$

где G_{gp} – вес поднимаемого груза;

a – кратность полиспаста;

η_n – КПД полиспаста;

η – КПД обводных блоков;

t – количество обводных блоков.

При опускании груза натяжение в той же ветви будет составлять

$$S_{\min} = \frac{G_{cp} \eta^{m-1} \eta^t}{a \cdot \eta_n}. \quad (12)$$

Если предположить, что КПД полиспаста $\eta_n = \eta = 1$, то идеальное натяжение будет равно

$$S_u \frac{G_{cp}}{m} = \sum_{i=1}^m \frac{S_i}{m}, \quad (13)$$

где S_i – натяжение в i -ой ветви полиспаста.

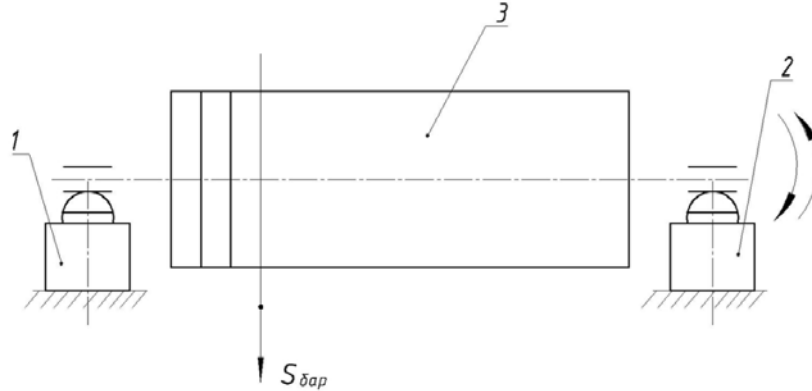


Рисунок – 4. Схема установки датчика силы под ось барабана.

Таким образом, абсолютная погрешность при разных режимах работы механизма подъема будет изменяться в пределах разностей

$$\begin{aligned} S_{\min} - S_u &= (\Delta G_{cp})_{\min}; \\ S_{\max} - S_u &= (\Delta G_{cp})_{\max}; \end{aligned} \quad (14)$$

Или с учетом выражений (11); (12); (13)

$$\begin{aligned} (\Delta G_{cp})_{\min} &= \frac{G_{cp}}{a} \left(\frac{\eta^{m-1} \cdot \eta^t}{\eta_n} - 1 \right); \\ (\Delta G_{cp})_{\max} &= \frac{G_{cp}}{a} \left(\frac{1}{\eta_n \eta^t} - 1 \right). \end{aligned} \quad (15)$$

Отсюда следует, что величина регистрируемого веса всегда будет фиксироваться с погрешностью, вносимой режимом работы механизма подъема.

Вторая составляющая погрешности измерения $(\Delta G_{cp})_2$ будет вноситься соединением барабана с редуктором, то есть соединительной муфтой. Особенно велика будет эта погрешность в том случае, если в кинематическую цепь механизма подъема между барабаном и редуктором введена не муфта, а зубчатая передача. Положение полюса зацепления относительно установленных датчиков силы будет существенно влиять на величину и знак погрешности за счёт усилий, возникающих в зацеплении. Третья составляющая погрешности $(\Delta G_{cp})_3$ определяется высотой измерения массы груза

или, точнее, количеством каната, находящегося в момент взвешивания на барабане, то есть

$$(\Delta G_{ep})_3 = q \cdot l, \quad (16)$$

где q – погонный вес каната;

l – длина намотанного на барабан каната.

Существенную погрешность $(\Delta G_{ep})_4$ в измерение может внести изменение положения точки набегания каната на барабан (консольные краны с переменным вылетом) относительно плоскости установки датчиков силы.

Таким образом, для случая установки датчиков силы под осью барабана полная погрешность измерения $(\Delta G_{ep})_{полн}$ будет составлять

$$(\Delta G_{ep})_{полн} = (\Delta G_{ep})_1 + (\Delta G_{ep})_2 + (\Delta G_{ep})_3 + (\Delta G_{ep})_4. \quad (17)$$

При установке датчиков силы под весь механизм подъема исключается погрешность $(\Delta G_{ep})_2$, но увеличивается составляющая погрешности, обусловленной соотношением масс тары и полезной нагрузки.

Для мостовых, козловых кранов, а также кранов консольного типа, когда изменения вылета осуществляется за счет перемещения тележки по грузовой консоли механизмом изменения вылета с канатной тягой возможно установить датчики силы под опорами тележки. В этом случае на датчики действует две составляющие нагрузки. Одна – от веса поднимаемого груза, другая – от веса самой тележки и установленных на ней механизмов. Вес тележки в зависимости от грузоподъемности кранов представлен графиком на рис. – 5. Как видно из графика, вес тележки составляет ~ 40% веса поднимаемого груза. Это обстоятельство может рассматриваться как нерациональное соотношение массы тары и полезной нагрузки, приводящее к увеличению погрешности.

При работе крана вне закрытых помещений, особенно при низких температурах, не исключается возможность оледенения поверхностей укрытия тележки, что может рассматриваться как источник дополнительной случайной погрешности измерения.

Таким образом, такой вариант установки датчиков силы характерен наличием как случайной, так и систематической составляющих погрешности. Наличие систематической составляющей приводит к тому, что необходимо применение датчиков силы завышенной грузоподъемности, то есть использование датчиков силы в части допускаемого диапазона измерения. Положение усугубляется тем, что все без исключения тележки имеют четырехточечный опорный контур, и поэтому всегда будет иметь место статическая неопределимость системы. При существующих в настоящее время допусках на разновысотность головок подкрановых и подтележечных рельсов обеспечить равную нагрузку на опоры тележки очень сложно.

Это обстоятельство вынуждает ещё больше завышать грузоподъемность датчиков силы. Введение в конструкцию тележки выравнивающих устройств может исключить неравномерность загрузки датчиков силы, но применение таких устройств связано с необходимостью увеличения трудозатрат на изготовление тележки, её металлоемкости и вертикального габарита.

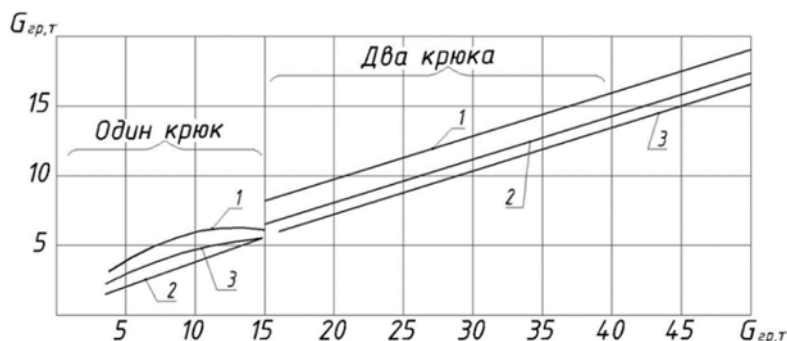


Рисунок – 5. Вес тележки в зависимости от грузоподъемности кранов.

Ситуация несколько улучшается при использовании безрамных тележек, но они находятся на стадии освоения и поэтому область их промышленного применения пока ограничена. Встройка датчиков силы в опоры тележки с канатной тягой, когда механизм подъема и передвижения тележки вынесены за её пределы, более перспективно, так как в этом случае собственный вес тележки примерно на порядок меньше предела измерения массы груза и, кроме того, введение выравнивающих устройств сопряжено с меньшими трудозатратами на их изготовление.

Установка датчиков силы в раме тележки не имеет существенных преимуществ перед встройкой их под опорами, но сопряжена с большими увеличениями вертикального габарита тележки, так как в этом случае приходится практически удваивать раму тележки.

Существенным преимуществом установки датчиков силы под опорами тележки или в её раме является большая защищенность от тепловых воздействий при работе кранов с горячими грузами. Поэтому такие варианты встройки датчиков силы целесообразно применять в кранах, обслуживающих горячие технологические процессы.

Выводы:

1. Погрешность измерения массы поднимаемого груза при установке датчика силы под ось верхних блоков либо под основание блоков увеличивается, если в механизмах подъема используются полиспасты нечетной кратности.

Существенное влияние на точность измерения в этом случае оказывает положение груза по высоте.

Уменьшить величину полной погрешности можно, регулируя кратность полиспастов и повышая КПД блоков, то есть путем увеличения диаметра блоков и применения опор блоков с минимальными потерями на трение.

2. При установке датчика силы под ось барабана погрешность измерения массы поднимаемого груза зависит от режима работы механизма подъема (подъем или опускание), а также от способа соединения барабана с редуктором.

Особенно велика будет эта погрешность в том случае, если в кинематическую цепь механизма подъема между барабаном и редуктором введена не муфта, а зубчатая передача.

3. Установка датчика силы под опорами тележки приводит к нерациональному соотношению массы тары и полезной нагрузки, что увеличивает погрешность измерения массы поднимаемого груза.

4. Существенным преимуществом установки датчиков силы под механизм подъема, в раме тележки либо под опорами тележки является большая защищенность датчиков силы от тепловых воздействий при измерении массы горячих грузов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Никитин К.Д., Смолин А.Ю. Мостовые металлургические краны. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005.-200 с.
2. Правила охраны труда при эксплуатации грузоподъемных кранов, подъемных устройств и соответствующего оборудования: Утв. – 19.01.2018 №62 / Министерство социальной политики Украины – Х.: Издательство «ИНДУСТРИЯ», 2018. – 206 с.
3. Семенюк В.Ф. Ограничители грузоподъемности мостовых кранов: учебное пособие. – Одесса: ОПН. 1991. – 114 с.: ил.
4. Семенюк В.Ф., Лингур В.Н. Способ и устройство для повышения точности защиты от перегрузки кранов мостового типа. // Научно-технический и производственный журнал «Подъемные сооружения. Специальная техника». – 2017. - №12 (183). – с. 12 – 14.
5. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины. – М.: Высшая школа, 1972. – 504 с.
6. Иванченко Ф.К. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин. – К.: Вища школа, 1978. – 576 с.

УДК 622.64

Поліщук Л. К., д.т.н., Булига Ю. В., к.т.н.

Вінницький національний технічний університет

ПРОЕКТУВАННЯ ВМОНТОВАНИХ ГІДРОПРИВОДІВ ПТМ З ВИКОРИСТАННЯМ ЇХ СТРУКТУРНО-ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Анотація. На основі принципів системного аналізу виділено структурно-функціональні елементи відомих конструкцій вмонтованих приводів, якими є: барабани; передавальні механізми; піввісі; опорні елементи; засоби автоматики. Кожний з цих елементів отримав позначення, яке використовується для складання структурної формули приводу, за допомогою якої здійснюється їхній вибір. Вони забезпечують задані технологічні та конструктивні параметри приводного механізму. Це полегшує пошук нового технічного рішення і можливість вибору раціональної компоновочної схеми вмонтованих гідроприводів.

Ключові слова: вмонтований гідропривід, системний аналіз, структурно-функціональні елементи.

Аннотация. На основе принципов системного анализа выделены структурно-функциональные элементы известных конструкций встроженных приводов, которыми являются: барабаны, передаточные механизмы, полуоси, опорные элементы, средства автоматики. Каждый из этих элементов получил обозначение, которое используется для построения структурной формулы привода. Они обеспечивают заданные технологические и конструктивные параметры приводного механизма. Это облегчает поиск нового технического решения и возможность выбора рациональной компоновочной схемы встроженных гидроприводов.

Ключевые слова: встроженный гидропривод, системный анализ, структурно-функциональные элементы.

Abstract. Based on the principles of system analysis, structural and functional components of known constructions of built-in drives are distinguished. They are drums; driving gears; half-axes; supporting components; automation tools. Each component obtained its symbol used for forming a structural formula of the drive which helps making their choice. They ensure the given technological and constitutive parameters of the driving-gear. This facilitates searching new technical solution and possibility for choosing efficient layout of built-in hydraulic drives.

Key words: built-in hydraulic drives, system analysis, structural and functional components.

Процес проектування механічної системи є складною конструкторською задачею і вимагає виконання великого обсягу робіт. Скороченню тривалості процесу її розробки за умови забезпечення високої якості проектування сприяє використання систем автоматизованого проектування, побудованих із врахуванням особливостей структурно-функціональних елементів конструкції механічної системи.

У праці [1] розглядається питання створення на основі структурно-функціонального аналізу загальної автоматизованої системи розрахунково-конструкторських робіт «Гідроімпульсний привід» (АСРКР ГІП), яка за потреби може розвиватися та доповнюватися. Прогнозування надійності зубчастих механізмів [2] також проведено з урахуванням структурно-функціональних елементів. Такий підхід пропонується для раціонального проектування нових конструкцій вмонтованих приводів підйимально-транспортних машин.

Вмонтовані приводи застосовуються в машинах та пристроях різного технологічного призначення. Зокрема, в підйомно-транспортних машинах знайшли широке використання мотор-барабани (МБ) як приводи конвеєрів.

Проведений аналіз різних конструкцій МБ дозволив виділити як найбільш поширені електричні та гідравлічні привідні пристрої. Незважаючи на різні джерела енергії, конструкції їх мають подібну структуру, яка складається з елементів, що наділені однаковими конструктивними та функціональними ознаками.

Якщо виділення структурних і функціональних ознак елементів конструкцій підпорядкувати принципам системного аналізу [3], то вони будуть відтворювати внутрішню організацію, порядок і побудову механічної системи таким чином, що дозволить створити основу для розробки автоматизованої системи конструкторських робіт [4] мотор-барабанів (АСКР МБ), яка буде виконувати такі задачі:

- 1) комплексні проектні розрахунки вузлів з врахуванням вимог до обладнання у цілому;
- 2) чисельне порівняння багатьох варіантів конструкцій та її оптимізацію за різними критеріями працездатності;
- 3) оптимізацію конструктивних рішень в нових умовах роботи приводу;
- 4) математичне моделювання нової конструкції, в результаті якого скорочуються витрати часу на її доведення після виготовлення.

При розробці автоматизованої системи необхідно враховувати такі критерії [5]:

– структурні і функціональні ознаки об'єктів аналізу не повинні повторюватись на інших рівнях деталізації, а на одному рівні не дублюватись;

- виділені елементи повинні забезпечувати проектні статичні і динамічні характеристики конструкцій;
- можливість компоновки у поєднанні з іншими елементами конструкцій;
- уніфікація стикових елементів, комунікацій;
- можливість створення уніфікованих складальних одиниць в межах окремих, а також суміжних типорозмірів.

Увесь процес проектування можна представити, як складну систему, що включає в себе декілька зв'язаних між собою розрахунково-конструкторських підсистем.

Кожна підсистема, що входить в АСКР МБ, вирішує задачі трьох рівнів, враховуючи основні стадії проектування. На першому рівні приймаються принципові рішення, що будуть визначати майбутню конструкцію. На другому рівні виконується попередній розрахунок для визначення основних конструктивних рішень вузлів та механізмів. На третьому рівні виконуються уточнені проектні та перевірочні розрахунки та визначаються конкретні конструктивні параметри проектованої механічної системи.

В результаті аналізу значної кількості конструкцій електричних (Е) та гідравлічних (Г) мотор-барабанів можна виділити першу підсистему «Б» зі структурно-функціональними елементами – барабанами (Б1 ... Б9).

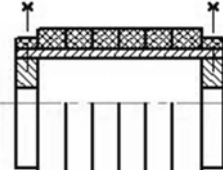
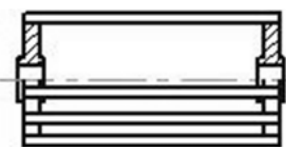
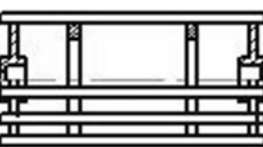
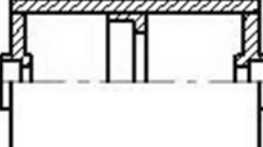
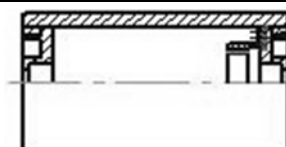
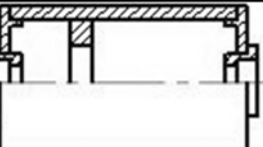
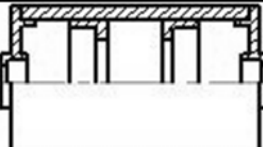
Усі барабани мають відмінності за конструктивними рішеннями щодо обичайки, улаштуванням її на осі, наявності елементів, які збільшують зчеплення поверхні барабана зі стрічкою або забезпечують кінематичний зв'язок з передавальним механізмом.

Склад підсистеми:

- Б1 – корпус барабана з боковими кришками без додаткових конструктивних елементів, Б2 – корпус барабана футерований по зовнішній поверхні для підвищення зчеплення із стрічкою, Б3 – корпус барабана з металевими полосами, прикріпленими на зовнішній поверхні, Б4 – корпус барабана у вигляді біячого колеса, Б5 – корпус барабана у вигляді біячого колеса з двома дисками, скріпленими по внутрішній поверхні обичайки для передачі руху, Б6 – корпус барабана з скріпленням в середній частині внутрішньої поверхні кільцем для приєднання коронного зубчастого колеса, Б7 – корпус барабана з скріпленням до внутрішньої сторони кришки зубчастим вінцем, Б8 – корпус барабана з скріпленням до внутрішньої поверхні кільцем для приєднання привідного диску, Б9 – корпус барабана з двома скріпленнями до внутрішньої поверхні кільцями для приєднання коронних зубчастих коліс.

Друга підсистема представляється передавальними механізмами «П» з відповідною кількістю ступенів (П1...П3). Ця підсистема є більш складною та розгалуженою, складовими якої є різні типи механічних

Таблиця 1 – Складові підсистеми «Б» барабани

Б1	Б2	Б3
		
Б4	Б5	Б6
		
Б7	Б8	Б9
		

передач. Як приклад можна навести – циліндрична (Ц), зубчасто-хвильова (ЗХ), цівково-зубчаста (ЦЗ), зубчасто-цівкова (ЗЦ), хвильова з проміжними тілами кочення (ХПТК), черв'ячна передача (Ч) тощо.

Можливий склад передавальних механізмів:

- П1–П – передавальний механізм з одноступінчастим планетарним редуктором, П1–ПК – передавальний механізм з одноступінчастим планетарним редуктором і кривошипом у ведучій ланці, П1–ЦЗ – передавальний механізм з одноступінчастим циліндричним зубчастим редуктором, П2–ЦЗ – передавальний механізм з двоступінчастим циліндричним зубчастим редуктором, П1–Ч – передавальний механізм з одноступінчастим черв'ячним редуктором, П1–БЦЗ – передавальний механізм з одноступінчастою багатопоточною циліндричною зубчастою передачею, П2–СЦЗ – передавальний механізм з двоступінчастим співвісним циліндричним зубчастим редуктором, П1–ЗХ – передавальний механізм з одноступінчастим зубчасто-хвильовим редуктором, П2–Ц–З – передавальний механізм з двоступінчастим цівково-зубчастим редуктором, П3–З–Ц – передавальний механізм з трьохступінчастим зубчасто-цівковим редуктором, П1–ХГК – передавальний механізм з одноступінчастою хвильовою передачею з гнучким колесом, П1–ХПТК – передавальний механізм з одноступінчастою хвильовою передачею з проміжними тілами кочення. Однак різноманіття типів механічних передач велике і не обмежується наведеними вище прикладами.

Таблиця 2 – Склад підсистеми «П» передавальні механізми

П2-ЦЗ	П2-СЦЗ	П1-ХПТК
П2-ЦЗ	П2-СЦЗ	П1-ХПТК
Б2 П1-ЦЗ	П1БП-ЦЗ	ПЗ-З-Ц
П1-ПК	П1-ЦЗ	П2-Ц-З
П1-П	П1-Ч	П1-ЗХ

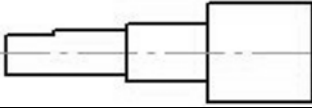
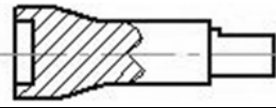
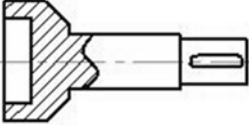
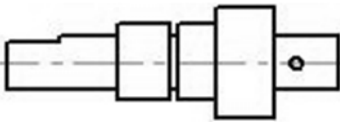
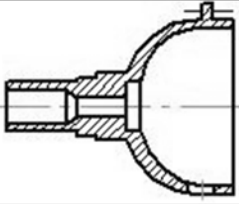
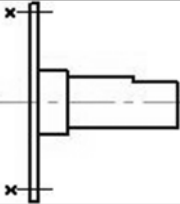
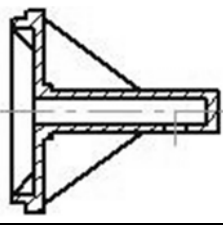
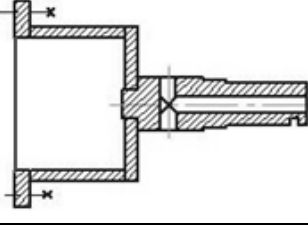
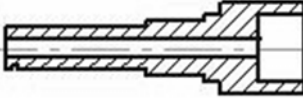
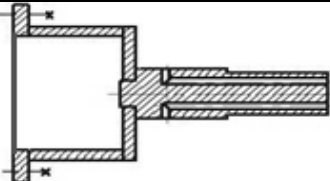
Наступною підсистемою може бути підсистема, що враховує різновиди піввісей «Н» (Н1...Н10), що можуть бути застосовані в механічній системі. Це піввісь суцільна з різними елементами під фіксацію, з поверхнею для приєднання передавального механізму, зібрана з фланцевою порожнинною циліндричною поверхнею для улаштування гідромотора, центральними, аксіальними та радіальними каналами для підведення енергоносія тощо.

Можливі типи піввісей:

- Н1 – піввісь суцільна з фіксацією по лисці, Н2 – піввісь з зовнішньою опорною поверхнею під підшипник із фіксацією по лисці, Н3 – піввісь

з зовнішньою опорною поверхнею під підшипник із фіксацією за допомогою шпонки, Н4 – піввісь суцільна з приєднувальною циліндричною поверхнею для передавального механізму, Н5 – піввісь з півсферичним фланцем і центральним отвором для кабелю живлення, Н6 – піввісь з дисковим фланцем і фіксацією по лисці, Н7 – піввісь порожнинна фланцева з центрувальною поверхнею, Н8 – піввісь з фланцем і центральним отвором для підведення рідини та радіальними каналами, Н9 – піввісь з центральним отвором для підведення рідини та з внутрішньою опорною поверхнею під підшипник, Н10 – піввісь з фланцем і двома отворами для підведення і відведення рідини та двома радіальними каналами.

Таблиця 3 - Склад підсистеми «Н» піввісь

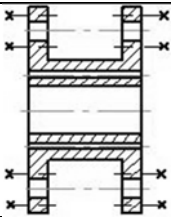
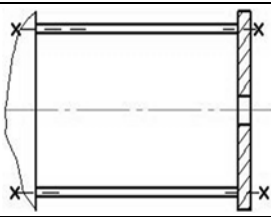
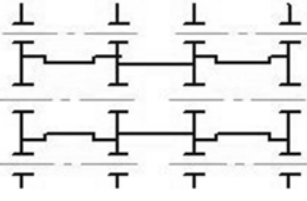
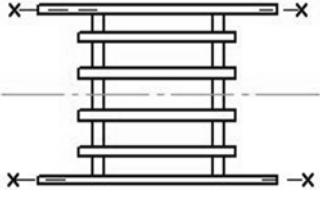
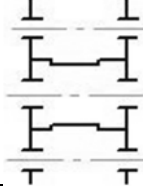
Н1 	Н2 
Н3 	Н4 
Н5 	Н6 
Н7 	Н8 
Н9 	Н10 

Наступною складовою системи є підсистема, що має назву опорний елемент «О», наприклад, у вигляді білячого колеса (ОБ), циліндра із зовнішнім фланцем на торцевій поверхні (ОЦ) тощо.

Можливі складові:

- ОБ – опорний елемент у вигляді білячого колеса, ОЦ – опорний елемент у вигляді циліндра з зовнішнім фланцем на його торцевій поверхні, ОС – опорний елемент із стяжними шпильками, ОЦ-АО1 – опорний елемент у вигляді циліндра з аксіальними отворами під привідні двигуни, ОЦ-АО2 – опорний елемент у вигляді циліндра з центральним отвором під привідні двигуни і двома аксіальними отворами під проміжні зубчасті колеса, ОЦ-2-АО2 – опорний елемент у вигляді здвоєних циліндрів з центральними отворами під привідні двигуни і двома аксіальними отворами під проміжні зубчасті колеса, ОР-АО2 – опорний елемент у вигляді чотирикутної рами з двома щокovinaми і центральними отворами для кріплення піввісей та двома отворами в щокovinaх для привідних двигунів.

Таблиця 4 - Склад підсистеми «О» опорний елемент

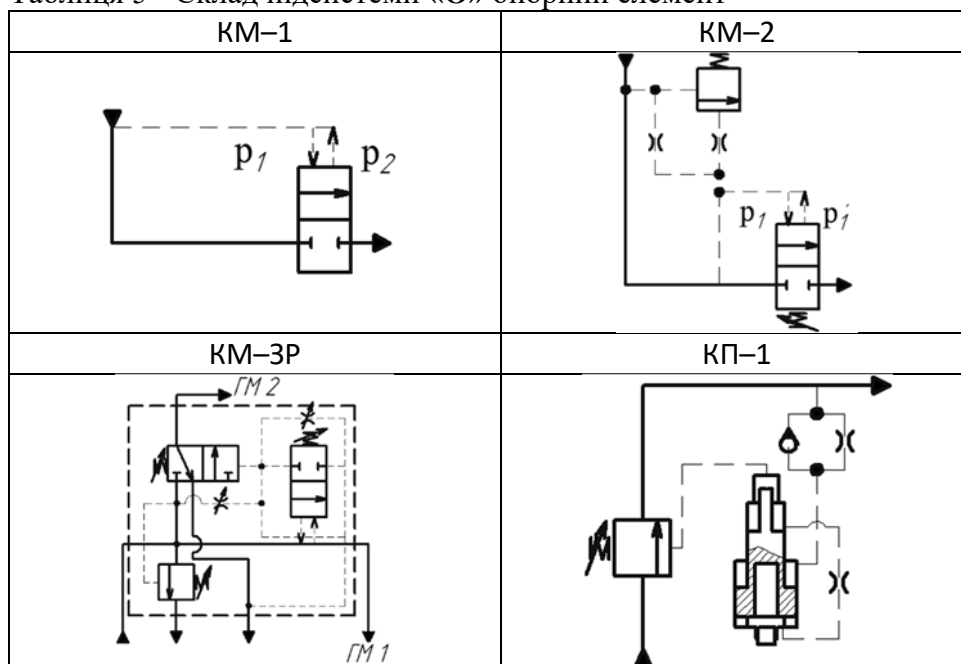
ОЦ-АО1 	ОС 
ОЦ-2-АО2 	ОБ 
ОЦ-АО2 	

Невід'ємною частиною даної АСКР є підсистема пристроїв або систем керування «К».

Пристрої керування [6].

- КМ-1 – пристрій керування зміною моменту на привідному барабані з однокаскадним клапаном прямої дії, КМ-2 – пристрій керування зміною моменту на привідному барабані з двокаскадним клапаном прямої дії, КМ-ЗР – пристрій керування зміною моменту на привідному барабані з сенсором та запірно-розподільним елементом, КП-1 – пристрій керування пуском приводу

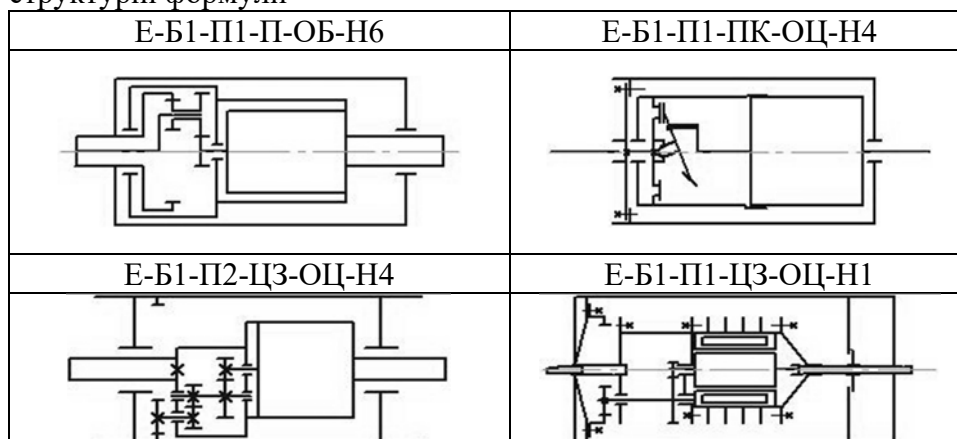
Таблиця 5 - Склад підсистеми «О» опорний елемент



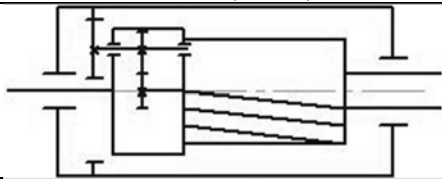
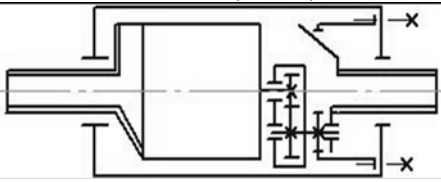
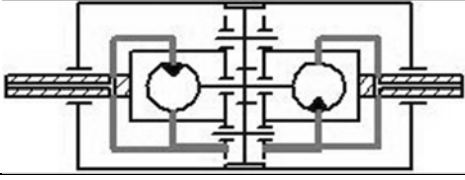
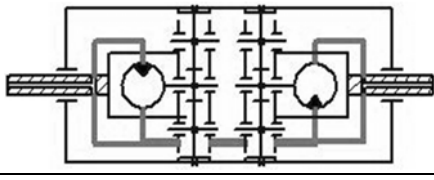
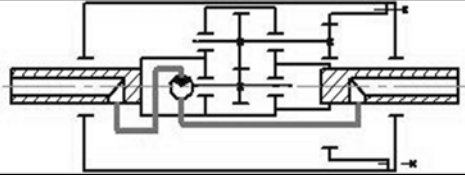
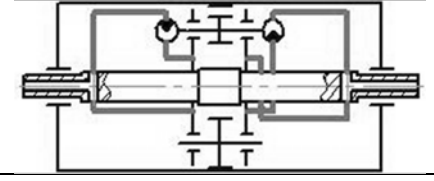
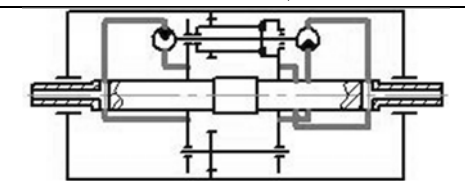
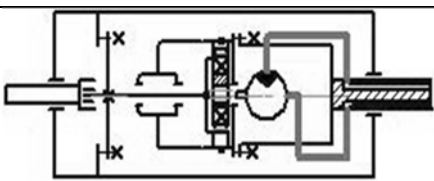
Така систематизація структурно-функціональних елементів дозволяє скласти структурну формулу приводу, за допомогою якої здійснюється вибір цих елементів, котрі забезпечують задані технологічні та конструктивні параметри механізму. Це полегшує пошук нового технічного рішення і можливість вибору раціональної компоновочної схеми вмонтованого приводу.

Для прикладу в табл. 6 наведені деякі конструктивні схеми вмонтованих приводів, які побудовані за розробленими структурними формулами.

Таблиця 6 – Конструктивні схеми вмонтованих приводів та їх структурні формули



продовження таблиці 6

Е-Б1-П1-Ц3-ОЦ-Н6	Е-Б1-П1-Ц3-ОЦ-Н5
	
Г-Б6-П1БП-Ц3-ОЦ-АО2-Н8	Г-Б6-П1БП-Ц3-ОЦ-2-АО2-Н8
	
Г-Б7-П1-Ц3-Н8	Г-Б6-П1БП-Ц3-ОЦ-АО1-В
	
Г-Б6-П1-33-ОЦ-АО1-В	Г-Б8-П1-ХПТК-Н2-Н10
	

За таким принципом побудовані нові конструкції вмонтованих гідравлічних приводів на кафедрі галузевого машинобудування ВНТУ. На рис. 1 наведена конструкція вмонтованого гідравлічного приводу для приймального конвеєра буртоукладника БУМ-65М2Б3-К [7], побудованого за структурною формулою Г-Б9-2П1БП-Ц3-Н8-ОЦ-2АО2-КМ2-ЗР.

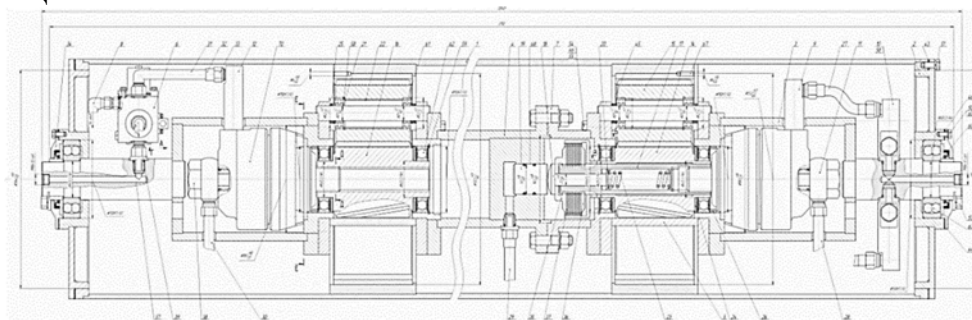


Рисунок 1 – Конструкція вмонтованого гідроприводу приймального конвеєра буртоукладника БУМ-65М2Б3-К

Керований гідравлічний мотор-барабан [8] містить корпус барабана 1, у який вбудовано привід, виконаний у вигляді двох окремих гідромоторів основного 2 (ГМ1) та додаткового 3 (ГМ2), і два

передавальні механізми, кожний з яких складається з ведучих шестірень 4 і 7, проміжних 5 і 8 та коронних 6 і 9 зубчастих коліс. Корпус барабана 1 встановлено на вісі, що складається із трьох частин 10, 11, 12. Для підведення і відведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3 в середині лівої та правої частин вісі 10 та 12 виконано осьові канали 13 і 14, які за допомогою радіальних каналів 15 і 16, а також напірних трубопроводів 17 і 18 та зливних – 19 і 20, з'єднані з робочими камерами гідромоторів 2 та 3. В напірному трубопроводі 17 встановлено пристрій керування 21. Вхід додаткового гідромотора 3 при вимкненому пристрої керування 21 з'єднано із зливом через зворотний клапан 22. Пристрій керування 21 виконано у вигляді двокаскадного клапана, наділеного функціями гідравлічного розподільника.

В другому передавальному механізмі між валом додаткового гідромотора 3 та ведучою шестернею 8, встановлена фрикційна муфта 25, ліва півмуфта якої через грибок має контакт з торцевою сферичною поверхнею натискного плунжера 26, що встановлений у більшому діаметрі центрального ступінчастого отвору, виконаного з правого боку середньої частини 11 вісі. Плоска поверхня натискного плунжера 26 з більшим діаметром центрального ступінчастого отвору утворює порожнину 27, яка з'єднана з порожниною меншого діаметра.

За номінального навантаження на робочій ланці конвеєра працює основний гідромотор 2, який через передавальний механізм приводить в рух корпус барабана 1. При раптовому підвищенні навантаження, величина якого відповідає значенням тиску «відкриття», спрацьовує пристрій керування 21 і, спочатку, відбувається вмикання додаткового гідромотора 3, а потім – спрацьовує фрикційна муфта 25, і крутний момент від вала додаткового гідромотора 3 через передавальний механізм передається корпусу барабана 1. Після зниження навантаження на робочій ланці конвеєра до величини, що відповідає тиску «закриття», спрацьовує пристрій керування 21, відмикається фрикційна муфта 25, а потім додатковий гідромотор 3.

Виконаний структурно-функціональний аналіз вмонтованих приводів дозволяє не лише систематизувати складові елементи за властивими їм характерними ознаками й отримати привід з раціональною кінематичною схемою, але й виконати їх формалізацію для створення підсистеми автоматизованого проектування «Вмонтований привід», яка може інтегруватися в розгалужену систему автоматизованого проектування підйально-транспортних машин.

ЛІТЕРАТУРА

1. Элементы приво­ду приборов: рас­чет, кон­струирование, технологии / под ред. Ю.М. Плескачевского. – Минск: Беларус. навука. – 2012. – 769 с. – ISBN 978-985-08-1429-6.
2. R. Iskovich-Lototckiy, R. Obertuh, Yu. Bulyha Structure end organization of the automated systems of designing works hydraulic impulse drive «Buletinul institutului politehnic din lasi» Tomul XLVIII (LII), Fasc. 3-4, 2002p. 95-97
3. Дитрих Я. Проектирование и кон­струирование: Системный подход/ Я. Дитрих. Пер. с польск. – М.: Мир, 1981. – 456 с., ил.
4. Тищенко Н. М. Введение в проектирование систем управления / Н. М. Тищенко. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, – 1986. – 248 с.
5. Хубка В. Теория технических систем/ В. Хубка: пер. с нем. – М.: Мир, 1987. – 208 с.
6. Поліщук Л. К. Вибір параметрів вмонтованого гідравлічного приводу з пристроєм керування / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер, М. Салех // Машинознавство. – 2010. – № 6. – С. 36-40.
7. Поліщук Л. К. Гідрофікація транспортних засобів буртоукладальних машин / ЛК Поліщук, РД Іскович-Лотоцький, РП Коцюбівський // Вібрації в техніці і технологіях.. – 2002 – № 5. – С. 26.
8. Пат. 107491 України, МПК8 В65G 23/00 Керований гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Коваль О. О. заявник та патентовласник Вінницький нац.. техн.. університет – № u 201601464; заявл. 18.02.2016; опубл. 10.08.2016, Бюл. №15

УДК 621.825

Проценко В. О., к.т.н., Івченко В. В., к.ф.-м.н.

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІНІМАЛЬНОГО НАВАНТАЖЕННЯ ДЕТАЛЕЙ КАНАТНО-РОЛИКОВОЇ МУФТИ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ

Анотація. Наведено результати аналітичних досліджень навантаженості деталей канатно-роликової муфти. Розглянуто раціональний вибір геометричних параметрів муфти для забезпечення мінімального навантаження її деталей. За рахунок пошуку екстремуму функції натягу каната від геометричних параметрів муфти отримано номограми для вибору діаметра ролика та кута монтажного зміщення напівмуфт, що забезпечують мінімальний натяг каната. Виконано чисельне моделювання та наведено приклад користування номограмами та підтверджено їх достовірність.

Ключові слова: муфта, канат, натяг, момент, номограма.

Анотация. Приведены результаты аналитических исследований нагруженности деталей канатно-роликовой муфты. Рассмотрен рациональный выбор геометрических параметров муфты для обеспечения минимальной нагрузки ее деталей. За счет поиска экстремума функции натяжения каната от геометрических параметров муфты получены номограммы для выбора диаметра ролика и угла монтажного смещения полумуфт, которые обеспечивают минимальное натяжение каната. Выполнено численное моделирование и приведен пример пользования номограммами и подтверждена их достоверность.

Ключевые слова: муфта, канат, натяжение, момент, номограмма.

Annotation. The results of analytical studies of the loading of the details of the rope-roller coupling are presented. A rational choice of the geometric parameters of the coupling is considered to ensure a minimum load of its parts. Due to the search for an extreme of the rope tension function from the geometric parameters of the coupling, nomograph were obtained for selecting the roller diameter and the angle of the installation displacement of the half couplings, which ensure the minimum tension of the rope. Numerical simulation is performed and an example of using nomographs is shown and their validity is confirmed.

Keywords: coupling, rope, tension, torque, nomograph.

Вступ. Оптимізація параметрів машинобудівних конструкцій дає значний резерв із підвищення їх ресурсу і відповідно адекватного зниження витрат на виготовлення та експлуатацію, а відтак є важливим завданням для сучасного машинознавства [1]. Для муфт це завдання є особливо актуальним [2], оскільки їх довговічність напряму пов'язана із витратами на ремонт та монтаж сполучених муфтою агрегатів.

Постановка задачі. Для розробленої канатно-роlikової муфти високої компенсуючої здатності (рис. 1) визначені основні залежності, що описують вплив конструктивних параметрів муфти (діаметрів $D_{3в}$ та $D_{вн}$ напівмуфт 1 та 4, діаметрів d_p роликів 3 та кута монтажного зміщення ξ) на навантаження деталей муфти, зокрема силу F_n натягу каната 2, що цілком обумовлює навантаження всіх інших деталей муфти.

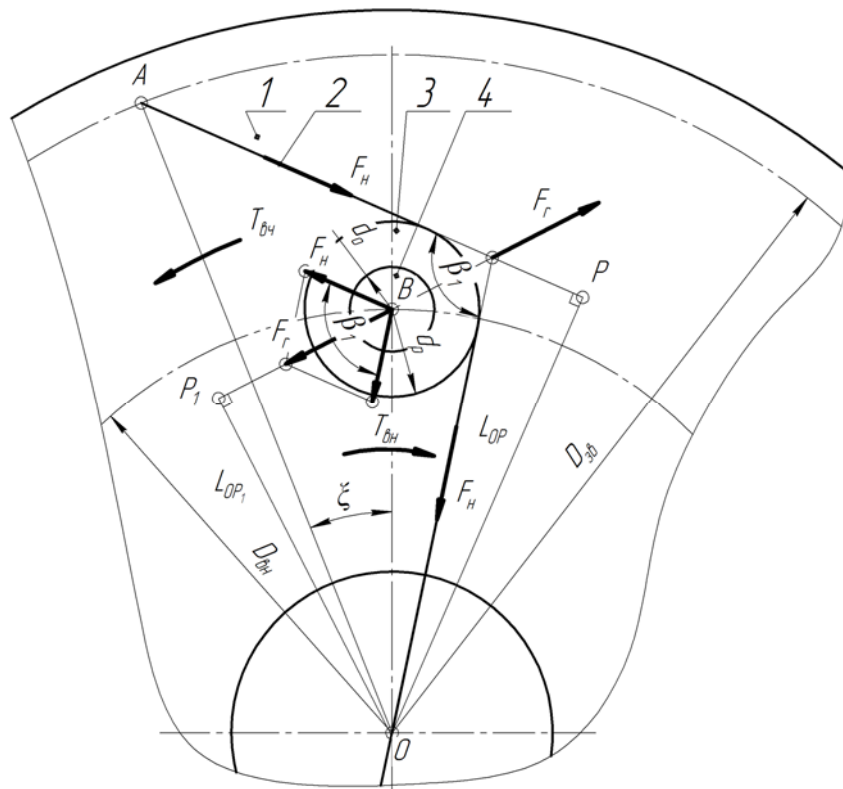


Рисунок 1 – Силова схема канатно-роlikової муфти

Виконане за отриманими залежностями чисельне моделювання муфти для передачі обертального моменту $T = 16$ Нм із розмірами $D_{3в} = 120$ мм, $D_{вн} = 65$ мм, $d_p = 20$ мм, проілюстроване графіком на рис. 2, свідчить про можливість досягнення такого оптимуму співвідношення конструктивних параметрів муфти, який забезпечить

мінімальну навантаженість її деталей, що виконано раніше для інших муфт з канатними ланками [3]. Зокрема з графіка на рис. 2 можна встановити, що найменший натяг каната забезпечено при значенні кута монтажного зміщення ξ близько 50° . Якщо з вибором діаметрів D_{36} та D_{6H} у конструктора зазвичай проблем не виникає оскільки їх величина продиктована умовами компонування приводу з муфтою, то обґрунтований вибір діаметра ролика d_p та кута монтажного зміщення ξ , які будуть найбільш раціональними при відомих діаметрах напівмуфт може бути дещо утруднений. З огляду на викладене, задачу даної роботи становить отримання інформації, що дозволить обґрунтовано вибирати розміри муфти з метою забезпечення мінімального навантаження її деталей.

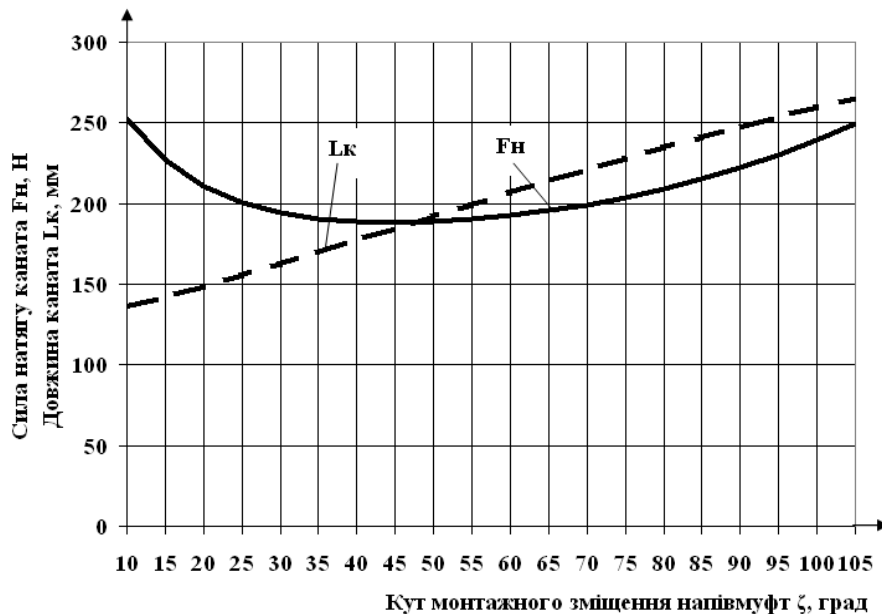


Рисунок 2 – Графік залежності сили натягу каната F_H та довжини каната L_K від величини кута монтажного зміщення напівмуфт ξ

Виклад основного матеріалу. Задачу забезпечення мінімального навантаження можна звести до пошуку мінімуму функції натягу каната F_H , з урахуванням виразів для інших геометричних параметрів, можна записати систему рівнянь (1). Якщо ввести наступні безрозмірні заміни: $p = \frac{D_{6H}}{D_{36}} = \frac{1}{\psi_D}$, $l = \frac{L_{AB}}{0,5D_{36}}$, $q = \psi_{pD} = \frac{d_p}{D_{36}}$ ($0 < p < 1$, $0 < q < 1$), то систему (1) можна подати у вигляді (2).

$$\left\{ \begin{aligned} F_n &= \frac{T}{\sin \beta_2 \left[D_2 \cos \left(\arcsin \frac{d_p}{D_{6H}} \right) + d_p \operatorname{tg} \frac{\beta_2}{2} \right]}; \\ \beta_2 &= \xi + \arcsin \frac{d_p}{D_{6H}} + \arcsin \left(\frac{0,5 D_2}{L_{AB}} \sin \xi \right) + \arcsin \left(\frac{0,5 d_p}{L_{AB}} \right); \\ L_{AB} &= \sqrt{0,25 (D_{36}^2 + D_{36}^2) - 0,5 D_{36} D_{6H} \cos \xi}. \end{aligned} \right. \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{aligned} F_n &= \frac{T/D_{36}}{\sin \beta_2 \left[p \cos \left(\arcsin \frac{q}{p} \right) + q \operatorname{tg} \frac{\beta_2}{2} \right]}; \\ \beta_2 &= \xi + \arcsin \frac{q}{p} + \arcsin \left(\frac{p}{l} \sin \xi \right) + \arcsin \left(\frac{q}{l} \right); \\ l &= \sqrt{1 + p^2 - 2 p \cos \xi}. \end{aligned} \right. \quad (2)$$

Перша похідна від функції F_n (2) по куту монтажного зміщення ξ є достатньо громіздким виразом, тому далі її не наводимо. Прирівняна до нуля ця похідна утворює трансцендентне рівняння. Це рівняння вирішували чисельним методом, послідовно приймаючи параметр q з ряду $q = 0,1 \dots 0,9$ з дискретністю $0,1$. Результати розв'язання наведені на рис. 3 у вигляді номограм залежності кута монтажного зміщення ξ_F , що забезпечує мінімальний натяг канатів від коефіцієнта діаметрів напівмуфт ψ_D при фіксованих коефіцієнтах діаметра ролика ψ_{pD} . Користуватися цими номограмами можна як при виборі кута ξ_F при відомому співвідношенні діаметрів напівмуфт ψ_D так і для вибору за відомим кутом монтажного зміщення ξ_F співвідношення діаметрів ψ_{DF} , що здатне забезпечити мінімальне навантаження деталей муфти.

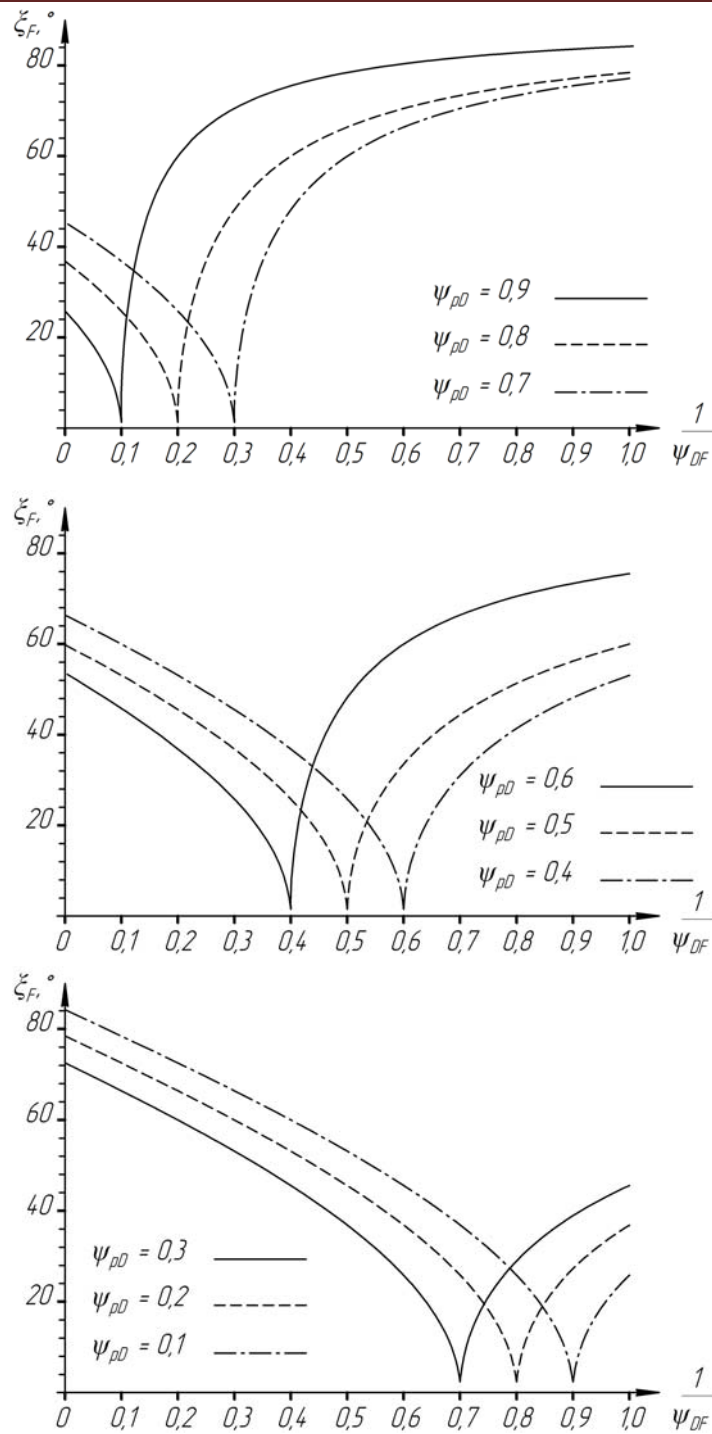


Рисунок 3 – Номограми для вибору геометричних параметрів муфт, що забезпечують мінімальне навантаження деталей

В якості прикладу користування отриманими результатами наведемо розв'язання наступної задачі. Необхідно вибрати діаметр ролика та кут монтажного зміщення при розробленні муфти, що

сполучає вали на яких можна встановити фланці, що дозволяють прийняти діаметри розташування кола на якому закріплено кінці каната $D_{\text{зв}} = 120$ мм, а кола на якому закріплено осі роликів $D_{\text{вн}} = 65$ мм, необхідно вибрати діаметр роликів d_p та кут монтажного зміщення напівмуфт ξ_F , що забезпечить мінімальний натяг каната та відповідно навантаження інших деталей муфти. Відомі величини діаметрів дають коефіцієнт діаметрів напівмуфт $\psi_D = D_{\text{зв}} / D_{\text{вн}} = 120 / 60 = 2$, або $1/\psi_D = 0,5$. Якщо прийняти діаметр ролика $d_p = 24$ мм, то будемо мати коефіцієнт діаметра ролика $\psi_{pD} = d_p / D_{\text{зв}} = 24 / 120 = 0,2$. Використовуючи відповідну $\psi_{pD} = 0,2$ криву із отриманих номограм (рис. 4) рухаючись вертикально від осі абсцис із точки $1/\psi_D = 0,5$ до перетину з кривою $\psi_{pD} = 0,2$, а від цієї кривої горизонтально до перетину з віссю ординат, отримаємо значення потрібного оптимального кута монтажного зміщення $\xi_F \approx 46^\circ$.

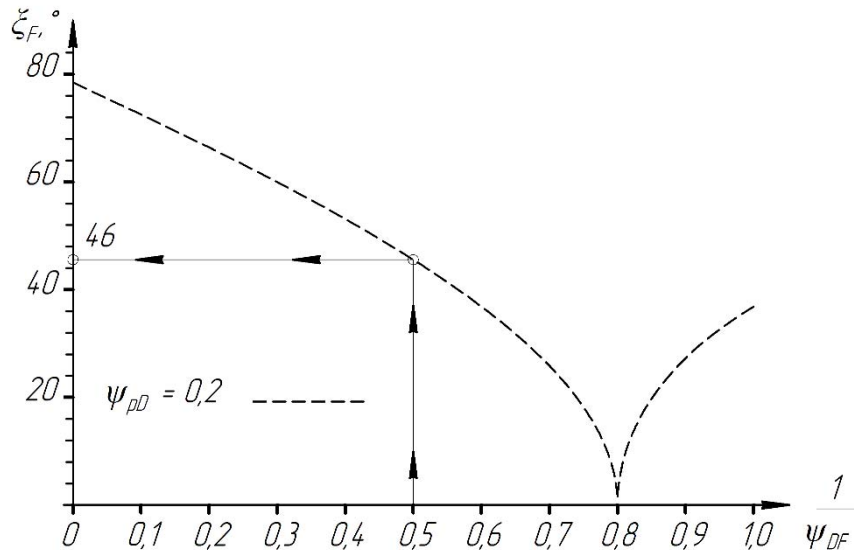


Рисунок 4 – Приклад користування номограмою для вибору геометричних параметрів муфти

Приймаючи момент муфти $T = 20$ Нм і використовуючи отримані раніше геометричні та силові співвідношення, отримаємо графік залежності натягу каната від кута монтажного зміщення при означених інших розмірах муфти (рис. 5). Цей графік дає можливість констатувати, що мінімум натягу каната буде саме при куті монтажного зміщення $\xi \approx 46^\circ$, що ілюструє можливості для практики та достовірність отриманих номограм. Номограмами можна користуватись і в «зворотньому» порядку – при відомих куті монтажного зміщення ξ та коефіцієнті діаметра ролика ψ_{pD} вибрати

наприклад потрібний коефіцієнт діаметрів ψ_{DF} , що здатен забезпечити мінімум навантаження деталей.

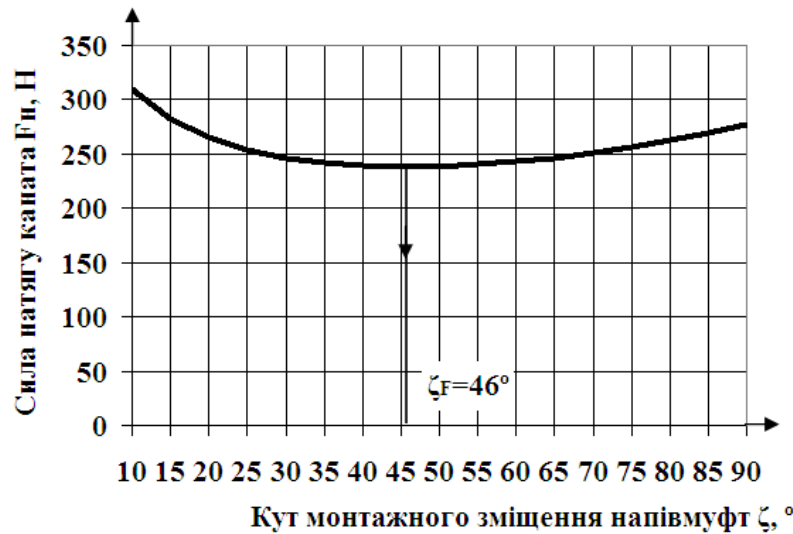


Рисунок 5 – Графік залежності натягу каната від кута монтажного зміщення муфти

Таким чином, в результаті виконаних теоретичних досліджень впливу конструктивних параметрів на навантаженість канатно-роликкових муфт отримані номограми, що дозволяють виконувати вибір оптимальних з точки зору мінімального навантаження деталей розмірів муфт при їх проектуванні. Наведено чисельний приклад користування номограмами та підтверджено їх достовірність.

ЛІТЕРАТУРА

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
2. Сергеев С.А. Цепные муфты: анализ и синтез. Монография. – Старый оскол: ТНТ, 2016. – 392 с.
3. Проценко В.О. Забезпечення мінімальної навантаженості канатних пружних елементів муфти при проектуванні / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Вісник Хмельницького національного університету. – Хмельницький: ХНУ. – 2016. - №1 (233) – С. 109 -111.

УДК 621.22

Аврунін Г. А., к.т.н., Пімонов І. Г., к.т.н.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

СУЧАСНЕ ОБЛАДНАННЯ ТА ПРИЛАДИ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДУ (ОГП)

Аннотация. В данной статье приведен обзор современного оборудования для диагностирования ОГП, также приведены сравнительные характеристики средств диагностики в зависимости от типов и производительности гидроприводов. Предложено наиболее перспективное оборудование от передовых зарубежных производителей и их сочетание с существующим оборудованием, выпускаемым отечественными производителями.

Анотація. В даній статті наведено огляд сучасного обладнання для діагностування ОГП, також наведені порівняльні характеристики засобів діагностики в залежності від типів і продуктивності гідроприводів. Запропоновано найбільш перспективне обладнання від передових зарубіжних виробників і їх поєднання з існуючим обладнанням, що випускається вітчизняними виробниками.

Annotation. This article provides an overview of modern equipment for diagnosing VHD. Comparative characteristics of diagnostic tools are also presented, depending on the types and performance of hydraulic actuators. The most promising equipment from advanced foreign manufacturers was proposed, and their combination with existing equipment produced by domestic manufacturers.

Система реєстрації даних 5060 фірми «Hydrotechnik».

Фірма «Hydrotechnik» (ФРН) виробляє комплексну систему реєстрації даних «Multy - System 5060», що включає :

- портативний реєструвальний прилад моделі 3160-00-70.00 (рис. 4.24), що утримує 8 вхідних каналів з об'ємом пам'яті в 500 тис. значень, портом виведення даних USB, напругою живлення 24 В, габаритними розмірами 108x277x84 мм і масою 1,4 кг;

- датчики (перетворювачі) тиску серії 3403 для вимірів в діапазоні 0.60 МПа з точністю що 0,5,%%, що мають вихідний сигнал 0.20 мА, приєднувальне різьблення G1/4, довжина і діаметр датчика 50 і 25 мм, відповідно;

- витратомір моделі 31v-71-35.00 з діапазоном вимірюваного потоку 15.300 л/мін, вихідним імпульсним сигналом до 1 кГц, приєднувальним різьбленням G1, ґрунтований на ефекті Холу;

- датчик частоти обертання моделі 3130-02-01.00

інфрачервоного принципу дії з діапазоном виміру 0.5000 хв^{-1} , напруга живлення 7,5 В, виготовлений в пластиковому корпусі;

- комплект кабелів завдовжки до 10 м, перехідників і шлангів високого тиску до 63 МПа для під'єднування до вимірюваних точок ОГП;

- блок живлення 220 В x 24 В.



Рисунок 1 - Реєструвальний прилад (а) і блок перетворювачів тиску, температури і витрати (б) фірми «Hydrotechnik»

Роликолопатеві витратоміри. Роликолопатеві витратоміри (РЛР) відносяться до гідромашин коловоротного типу і відрізняються від поршневих і шестерінчастих відсутністю пульсацій витрати завдяки відсутності деталей із зворотно-поступальним переміщенням і спеціальних розподільних вузлів, а розвантаження робочих елементів від радіальних і осьових сил дозволяють отримати в РЛР мінімальні втрати потужності, високу довговічність і низький рівень шуму [2].

У СНД витратоміри за схемою РЛР розроблені в НТЦ «DOROLL» (м. Химки, Московськ. обл.) генеральним конструктором В.В. Домогацьким, провідним фахівцем в цьому класі гідромашин з більш ніж 40-річним досвідом їх виготовлення.

На рис. 2 і табл. 1 приведені кінематична схема і технічні характеристики РЛР, відповідно.

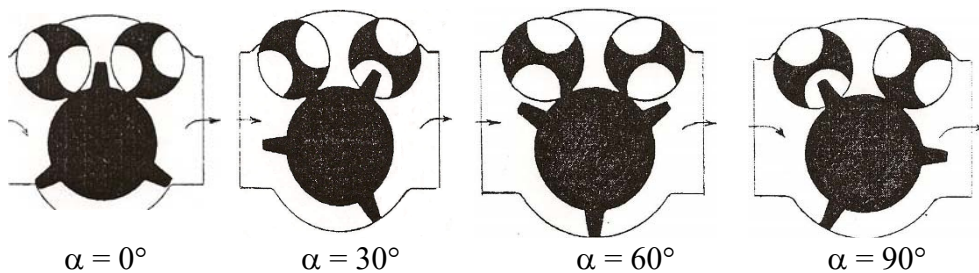


Рисунок 2 - Принцип роботи роликолопатевих витратомірів при послідовних положеннях ротора через 30° і роликів при $i = z : z_b = 3 : 2$ (передатне число несилового зубчастого механізму синхронізації: z - число лопатей ротора; z_b - число виїмок в ролику-роздільнику).

На рис. 3 показані роликколопатеві витратоміри і вторинний двох-канальний багатофункціональний прилад типу МС- 75 з виходом на комп'ютер через роз'єми RS - 232 або RS - 485.

Витратоміри типу РЛР можуть використовуватися як при звичайних вимірюваннях витрат і об'ємів рідких і газоподібних робочих середовищ, так і в якості еталонних засобів вимірів. Унікальні параметри витратомірів при роботі в зоні мінімальних витрат (наприклад, для виміру витоків РР в коробках передач) дозволяють повністю автоматизувати процес вимірів, виключивши ручну працю із застосуванням мензурок і секундомірів.

Харківський національний технічний університет «ХПІ» розробив комплекс приладів і систем для підвищення надійності роботи ОГП різного призначення (рис. 3). Створені прилади і пристрої є результатом досвіду проектування, експлуатаційних спостережень і технічного діагностування цілого ряду гідрофікованих об'єктів на підприємствах України і є продовженням науково-дослідних і проектно-конструкторських робіт фахівців ВНДГідропривод О.І. Бутвина, В.А. Рокшевського, І.М. Федоренко і к.т.н. В.В. Татькова.

Прилади для контролю властивостей та чистоти робочої рідини. Переносний монітор (індикатор) стану олії моделі Oilchek з мікропроцесорним управлінням фірми «Parker» (рис. 5) призначений для порівняння чистої (нової або свіжої) і використаної олії однакового сорту по зміні діелектричних властивостей.

Таблица 1 - Технічні характеристики роликколопатевиx витратомірів серії ОР

Параметри і розмірність	ОР-2	ОР-40	ОР-200	ОР-1000
Раб. об'єм V_p , см ³ /зведений діаметр, Ду, мм	2/6	40/20	200/32	1000/80
Межі допускаємої основної відносної погрішності вимірів $\delta(\Delta)$ від вимірюваного значення, не більше:				
об'єму $V_{\text{макс}}$ і витрати $Q_{\text{макс}}$ газу %,	±0,5	±0,25	±0,25	±0,2
об'єму $V_{\text{макс}}$ і витрати $Q_{\text{макс}}$ РР, %,	±0,15	±0,1	±0,1	±0,1
Верхня межа вимірів витрати газу, $Q_{\text{макс}}$, дм ³ /хв (м ³ /год)	10 (0,6)	100 (6)	500 (30)	3000 (180)
Верхня межа вимірів витрати РР для в'язкості ν , сСт, при $Q_{\text{макс}}$, дм ³ /хв (м ³ /год):				
- от 0,1 до 10 сСт	10(0,6)	100(6)	500(30)	1800(108)
- от 10 до 100 сСт	2,5(0,15)	50(3)	400(24)	1200(72)
- от 100 до 5000 сСт	1,2(0,072)	25(1,5)	200(12)	600(36)
Габарити $D \times L$, мм	55×80	92×130	160× 230	230× 376
Маса, кг	0,6	2,5	12	24

- Примітки: 1. Робочий тиск 0,6 МПа, по спецзамовленню до 40 МПа;
2. Перепад тисків холостого ходу при максимальній витраті на газі не більше 0,02 Бар (2 кПа), на рідині не більше 0,5 Бар (50 кПа).



Рисунок 3 - Роликолопатеві витратоміри серій ОР-V₀ і РЛГ-V₀ та вторинний електронний прилад моделі МС-75

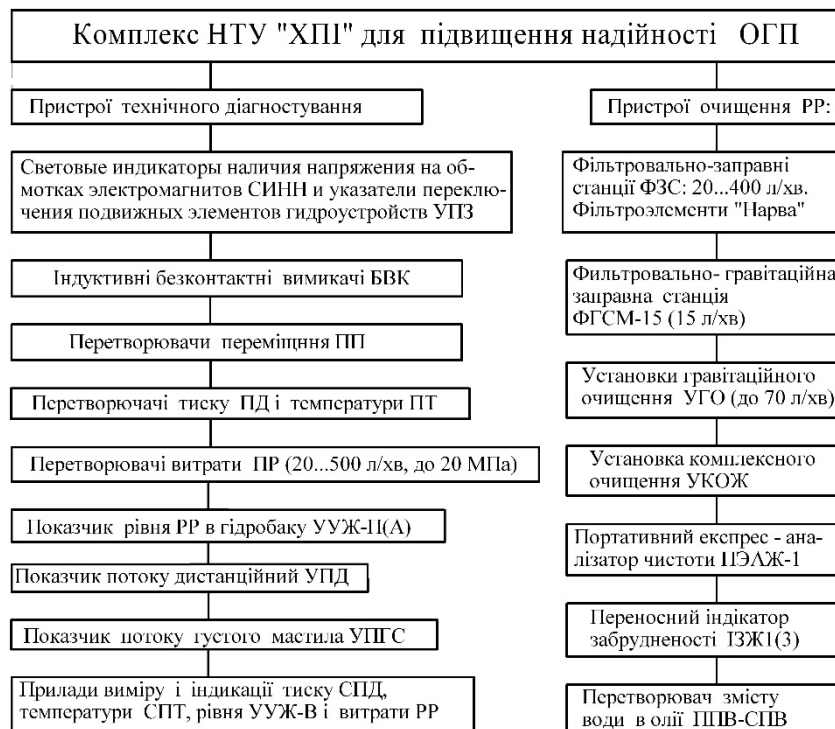


Рисунок 4 - Номенклатура засобів технічного діагностування і облаштувань очищення РР в ОГП розробки НТУ «ХПІ»

До складу комплексу НТУ «ХПІ» входять окремі прилади (пристрої) для технічного діагностування ОГП і спеціалізований блок пристроїв, пов'язаний з підвищенням чистоти РР, у тому числі

фільтрувально-заправні станції і установки гравітаційного очищення РР, які підтвердили свою ефективність в експлуатації на ряду підприємств.



Рисунок 5 - Переносний монітор (індикатор) стану оливи моделі Oilcheck фірми «Parker»

Основною сферою застосування є станції технічного обслуговування автомобілів, сільськогосподарських і будівельно-дорожніх машин. Цифровий дисплей показує позитивну або негативну зміну діелектричній постійній олії. Аналіз олії зводиться до введення чистої олії в датчик проби і при натисненні на кнопку Test прилад встановлює значення «нуль». Далі роблять очищення (знежирювання) датчика проби речовиною і вводять робочу олію. По візуальному кольоровому індикатору або цифровому дисплею визначають характер зміни властивостей олії.

Прилад моделі Oilcheck може бути використаний для аналізу стану мінеральних або синтетичних РР, вживаних в системах мастила двигунів, редукторів і підшипників, виявляючи механічний знос, попадання води, забруднення паливом, окислення і будь-яке зниження мастильних властивостей з відхиленням повторюваності результату не більше 5%. Маса приладу Oilcheck складає 0,4 кг, батарея напругою 9 В має термін служби більше 150 годин або 3000 перевірок.

Переносний індикатор забрудненості рідини типу ІЗЖ розробки ВНДГідропривод (рис. 6) призначений для експрес-контролю змісту механічних домішок шляхом визначення класу чистоти по ГОСТ 17216 в гідробаках ОГП, в складських або цехових місткостях.

Основними елементами індикатора є щуп, який занурюють в посудину з РР, і блок індикації. У складі щупа знаходяться випромінювач і фотоприймач часток, між якими розташований канал для проходу РР. Для проведення аналізу чистоти РР необхідно здійснювати щупом коливальні рухи впродовж 0,5...2 хв. На блоці індикації світлодіоди показують клас чистоти РР. У табл. 2 приведені технічні характеристики індикаторів типу ІЗЖ. Контроль РР може здійснюватися для мінеральних олій, палива, змащуючих і охолоджувальних рідин, і технічної води.

Живлення індикаторів типу ІЗЖ здійснюється від акумулятора напругою 12 В або блоку живлення напругою 220 В. Маса датчика-щупа, блоків індикації і електроживлення не перевищує 1,2 кг.

Портативний експрес-аналізатор класів чистоти робочих і технологічних рідин типу ПЕАЖ-1 містить пробовідбірник, місткості об'ємом 200 см³ для зберігання РР, мембранні фільтри (100 шт.), фільтрувальну установку, чашку Петрі, вакуумний насос з електроприводом, мікроскоп, пінцет і мірний циліндр, укладені в портативній валізі загальною масою 6,5 кг.

Обмежені дозволяючи можливості мікроскопа дозволяють виконувати аналіз наявності механічних забруднень в інтервалі від 15 до 200 мкм і волокон близько 3.5 мкм, і розрахунок класів чистоти за ГОСТ 17216, починаючи з 13 і грубіше, при визначенні класів чистоти 11 і 12 рекомендується задаватися кількістю 5...10 мкм часток в 63000 одиниць.

Стенди для технічного діагностування та випробування. Провідною організацією в СНД по створенню стендів для випробувань гідро-пристроїв ОГП тракторів, сільськогосподарських і будівельно-дорожніх машин є Держніті – науково-дослідний технологічний інститут ремонту і експлуатації машинно-тракторного парку, за даними якого відмови ОГП (рульове управління, навісна система, коробка передач і вал відбору потужності) складають близько 40% від загального числа відмов і до 55% з урахуванням гідротрансмісії ходу (ГСТ), і велика частина відмови ОГП викликають значні втрати РР. В зв'язку з цим своєчасність і якість технічного обслуговування, діагностування, виявлення і усунення несп-равностей ОГП рульового управління, навісної системи і гідротрансмісії сучасних складних і дорогих тракторів, дорожно-будівельних та ін. самохідних машин грають виключно важливе значення.

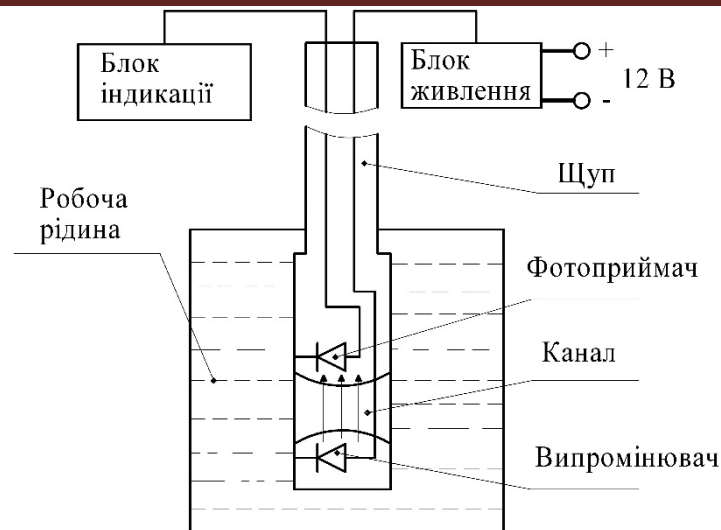


Рисунок 6- Напівконструктивна схема індикатора забрудненості РР типу ІЗЖ1(3)

Таблиця 2-Технічна характеристика індикаторів забрудненості РР типу ІЗЖ

Параметри и розмірність	Модель ІЗЖ 1	Модель ІЗЖ 3
1. Класи чистоти (діапазони) за ГОСТ 17216	10...12; 13...15; 16...17	8...10; 10...12; 13...14; 15...16; 17
2. Погрішність визначення класу чистоти	± 1 (один) клас	
3. Температура РР, °С	10...70	
4. Максим. в'язкість РР, мм ² с	80	
5. Час виміру для 10...12; 13...15 і 16...17 класов, с	120 / 80 / 30	
6. Габарити датчика-щупа / блоку індикації / блоку живлення, мм	500×15/185×95×45/120×80×45	

У табл. 3 приведений перелік стендів Держніті для технічного діаг-ностування і випробувань ОГП мобільних машин.

ТОВ НТЦ «Технічна діагностика і прецизійні виміри» є розробником і виробником стендів для технічного діагностування і випробувань гідроустаткування [2]:

- стенду для випробувань гідроциліндрів по ГОСТ 18464-96 (рис. 7, а). Максимальний тиск 35 МПа, довжина випробовуваних гідроциліндрів до 3500 мм, діаметр до 300 мм. На стенді можливе проведення випробувань на подовжню стійкість штоків;

- стенду для випробувань секційних гідророзподільників на тиск до 35 МПа (рис. 7, б);
- стенду для випробувань гідро підсилювачів рульового управління;
- стенду для випробувань гідророзподільників (вентилів) з електричним і електрогідравлічним управлінням серії ВВ (рис. 7, а);
- стенду для випробувань і налаштування насосів-регуляторів ВСУ Ан-9В з частотою обертання до 42000 хв^{-1} ;
- стенду для випробувань агрегатів гідропередач типу УГП, у тому числі коробок золотникових, клапанних і клапанів плавного зрушування (рис. 8, а);
- стенду для випробувань пневматичних компресорів ЭК-7В, ЗДСК100-1 м МК135 електропоїздів, автомотрис і дизель-поїздів.

Таблиця 3 - Номенклатура стендів Держніті для ОГП мобільних машин

Шифр	Найменування стенда
1	2
KI-28097	Стенд для випробування і регулювання гідроагрегатів тракторів і с/х машин (модернізація стенду KI-4815M)
KI-28097M	Стенд для випробування і регулювання гідроагрегатів
KI-2809701M	Стенд для випроб. і регул. ГСТ- 90 та ін. гідроагрегатів
KI-28097-02M	Стенд для випроб. і регулювання насосів НШ, гідророзподільників, гідроциліндрів, РВД і ОГП рульового управління
KI-28097-03M	Стенд для випробування аксіальнопоршневих і шестеренних гідромашин ГСТ 90
ОР-28137	Стенд (пристрій) для розбирання і складання гідроагрегатів
ОПТ-28138	Вантажопідйомний пристрій для монтажу і демонтажу гідроагрегатів при ремонті і випробуваннях
ОР-28155	Комплект інструменту для поточного ремонту гідроагрегатів
KI-28160	Установка (стенд) для випробування гідрошлангів (РВД)

Продовження таблиці 3

1	2
KI-28084M	Універсальний комплект засобів діагностування гідроприводів машин (з технологією)
KI-28084	Ремонтно-діагностичний комплект засобів техсервісу гідроагрегатів
KI-5473M	Комплект засобів для діагностування гідроприводу (аналоги KI- 5473.01 і KI- 5473.02)
KI-28159	Дросель-витратомір ДР-90М
KI-28156	Універсальний тестер параметрів тисків в гідросистемі, пневмосистемі і системі ДВЗ машин
KI-28067	Цифровий вимірник забрудненості палива і олії KI-28067 (з технологією)
лабораторія ЛАОН	Польова лабораторія аналізу палива, олії і нафтопродуктів ПЛ-2МА
ВПЖ-2(4)	Віскозиметри ВПЖ- 2 і ВПЖ- 4
KI-28105.01	Комплект засобів експрес-контролю дизпалива і моторних мастил
KI-28099	Пересувна лабораторія контролю якості паливно-мастильних матеріалів



а)



б)

Рисунок 7 - Стенди для випробування гідроциліндрів (а) и секційних гідророзподільників (б)



а)
Рисунок 8 - Стенди для випробування гідророзподільників
с електричним і електрогідравлічним управлінням (а)
і агрегатів гідропередач типу УГП (б)

На рис. 9 представлений комплект гідроапаратури для підключення перетворювачів тиску і температури в ОГП і креслення контрольної точки тиску (рис. 10).

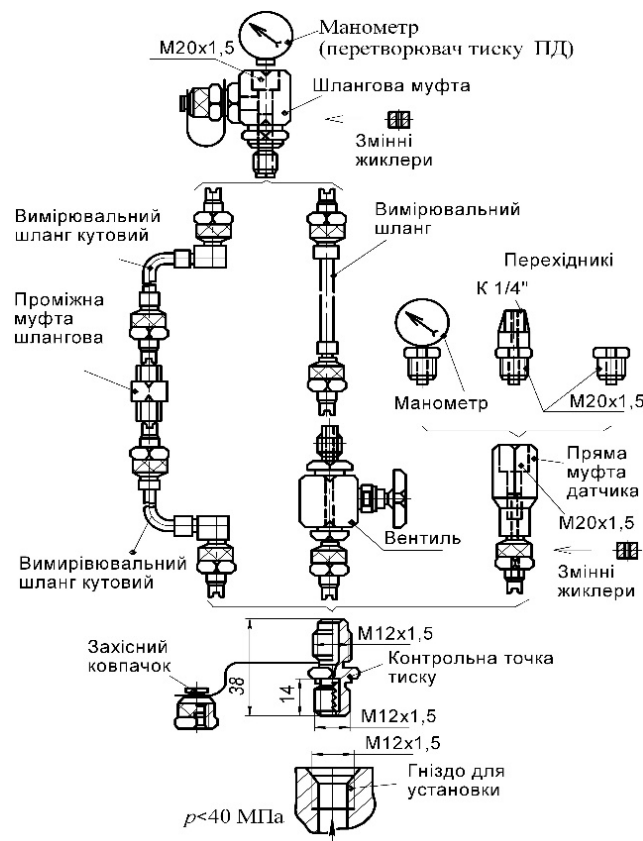


Рисунок 9 - Комплект гідравлічної арматури розробки
ВНДГідропривод для діагностування ОГП

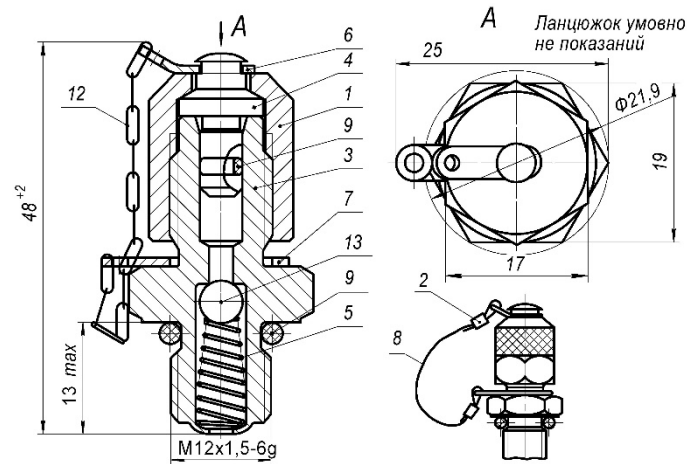


Рисунок 10 - Элемент сполучення для діагностування ОГП – «контрольна точка тиску» (КТД)

Висновок

Наведено огляд сучасних конструкцій для діагностування гідроагрегатів та контролю робочої рідини серед закордонних та вітчизняних виробників. При використанні цього обладнання на станціях технічного обслуговування автомобілів, сільськогосподарських і дорожньо-будівельних машин сприятимуть підвищенню надійності і ефективності використання машин.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гидропривод объемный. Методы измерения параметров (ГОСТ 17108-79). – [Введен с 1988-01-01]. – 15 с – (Межгосударственный стандарт).
2. Домогацкий В.В. Ролико-лопастные расходомеры-счетчики отечественного и зарубежного производства / В. В. Домогацкий. Коммерческий учет энергоносителей. Материалы 29 международной научно-практической конференции. – НП ОППУ «Метрология энергосбережения». – Санкт-Петербург : 2009. – С. 339–350.
3. ООО НТЦ «Техническая диагностика и прецизионные измерения» E-mail: info@polestand.ru 2001-2002. – 7с.

УДК 621.876

Іваненко О. І., к.т.н., Щербак О. В., к.т.н., Гнатенко Г. О., к.т.н.
Харківський національний автомобільно – дорожній університет

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ І ПРОЕКТУВАННЯ ГОЛОВНОЇ БАЛКИ МОСТОВОГО КРАНУ

Анотація. У статті розглянута можливість застосування комп'ютерного моделювання для отримання раціональних параметрів головної балки мостового крану.

Ключові слова: мостовий кран; головна балка; комп'ютерне моделювання; метод кінцевих елементів, параметри.

Аннотация. В статье рассмотрена возможность применения компьютерного моделирования для получения рациональных параметров главной балки мостового крана.

Ключевые слова: мостовой кран; главная балка; компьютерное моделирование; метод конечных элементов, параметры.

Abstrakt. Der Artikel betrachtet die Möglichkeit der Computersimulation, um rationale Parameter des Hauptträgers eines Brückenkrans zu erhalten.

Stichwort: Brückenkran Hauptstrahl; Computersimulation; Finite-Elemente-Methode, Parameter

Постановка проблеми. Мостові крани [1,2] широко застосовуються практично у всіх галузях народного господарства для виконання вантажно-розвантажувальних, технологічних, монтажних, складських і других роботах. Працездатність, надійність і безпека при експлуатації кранів багато в чому залежить від якості виконання їх металевої конструкції. Несучим елементом металевої конструкції мостового крана є головна балка. Вона повинна мати достатню міцність при мінімальній масі. В комплекс робіт по зниженню металоємності входить впровадження сучасних методів розрахунків, включаючи комп'ютерне моделювання.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Розробці методу оптимізації параметрів головних балок мостових кранів присвячені роботи багатьох вчених, в тому числі М.М. Гохберга [3], П. Є. Богуславського [4], Вершинського А. В. [5], Григорова О.В. [6,7] Колабіна П.Ю. [8] та інших авторів.

Мета і постановка задачі. Мета роботи – вдосконалення методики розрахунку і проектування головної балки мостового крану. Для вирішення поставленої мети було виконано віртуальне

© Іваненко О. І., Щербак О. В., Гнатенко Г. О.

дослідження яке було виконане на мостовому крані вантажопідйомністю 50 т., прольотом 34 м. виробництва Харківського заводу ПТО, а також побудована комп'ютерна модель головної балки мостового крану; виконано розрахунок у MSC Nastran.

Виклад основного матеріалу.

Двобалкові мости складаються із двох коробчастих балок, які можуть досить добре пручатися як вертикальним, так і горизонтальним навантаженням. Згідно [6] на рисунку 1 наведена схема перерізу головної балки моста. За рекомендаціями [3,4] не слід занадто зменшувати висоту H і ширину B балок щоб уникнути надмірної вертикальної вібрації й недостатній горизонтальній твердості моста. Що іноді виявляється на практиці при прольотах понад 20 м. У зв'язку

із цим можна рекомендувати приймати $H = \left(\frac{1}{14} \div \frac{1}{18} \right) \cdot L$ і

$B = \left(\frac{1}{35} \div \frac{1}{50} \right) \cdot L \geq \frac{H}{3}$ з перевіркою на час загасання коливань моста.

Крім вигину вертикальними і горизонтальними силами, балка піддається крутінню від бічних тисків коліс візка і дії ексцентрично прикладеної ваги площадки з механізмом пересування; напруги від крутіння, однак вони невеликі і ними можна зневажити. Товщина стінки робиться $\delta = 6 \div 12 \text{ мм}$ і зрідка більше для забезпечення стійкості стінки встановлюються ребра і діафрагми жорсткості, які служать також опорами для рейки.

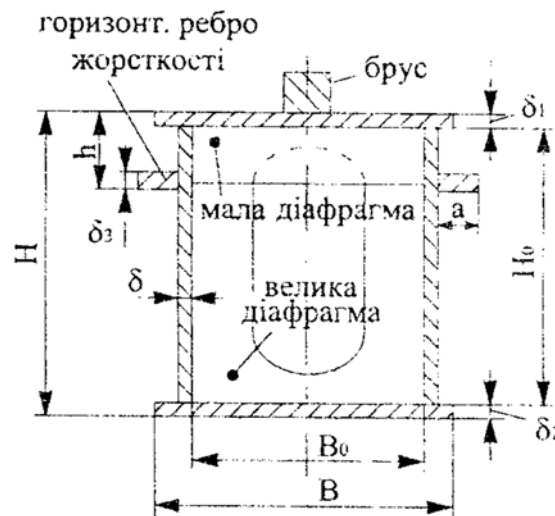


Рисунок 1 – Конструкція головної балки у розрізі

Розміри діафрагм обираємо із умови зазору між діафрагмою і листом в 30мм, відповідно обраному крану, товщину назначаємо рівну стінці балки. Полегшуємо діафрагму для зменшення металоємності

балки і ваги конструкції. висота меншої діафрагми складає 30% від довжини великої.

За розрахованими даними, та заданими розмірами будуємо переріз балки (рис.2)

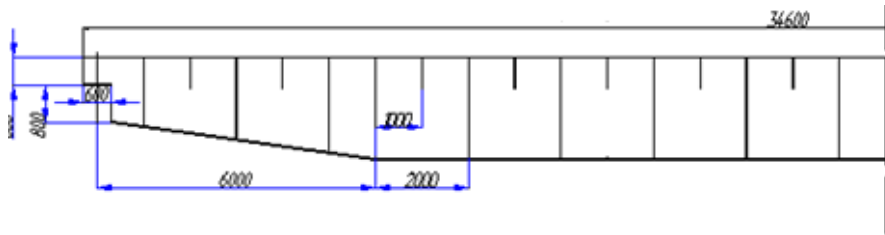


Рисунок 2–Розрахункова схема головної балки.

Далі будуємо тривимірну модель балки в MSC INastran for Windows (рис 3.) На верхній полці балки розташовуємо спрощену модель рейки КР-50.

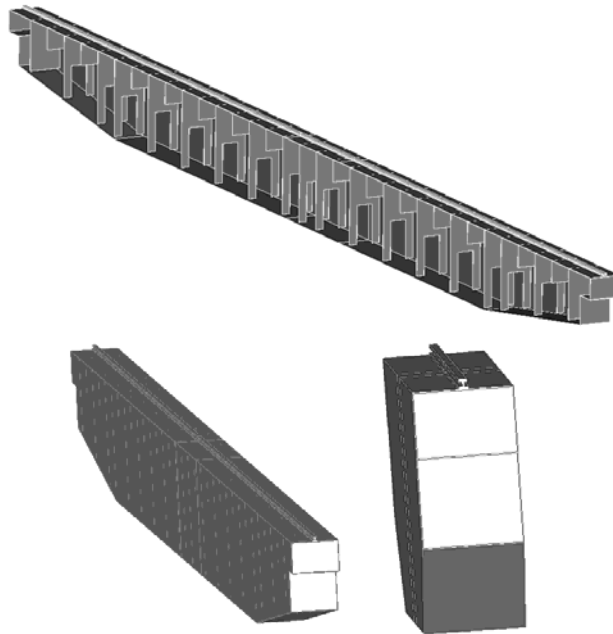


Рисунок 3 –Тривимірна модель головної балки

При розрахункових навантаженнях приймаємо, що колеса візка однаково навантажені, то рухоме навантаження, що передається на рейку, одним колесом, при роботі крана з номінальним вантажем

$$P_1 = k_d \cdot \frac{G}{4} + \frac{G_B}{4},$$
$$P_1 = \left(1,2 \cdot \frac{490000}{4} + \frac{133000}{4} \right) = 186900 \text{ Н},$$

де G – вага вантажу; G_B – вага візка; k_A – динамічний коефіцієнт, що враховує сили інерції при підйомі та опускання $k_d = 1,2$ - відповідно для групи класифікації(режиму роботи крана А4. Зосереджене інерційне поперечне навантаження у горизонтальній площині від ваги візка з вантажем при різкому гальмуванні моста

$$P_{H2} = \frac{G_B + G}{2} a_{M \max},$$

$$P_{H2} = \frac{490000 + 133000}{2} 0,86 = 267890 \text{ Н};$$

Зосереджене інерційне повздовжнє навантаження у горизонтальній площині від ваги візка з вантажем при різкому гальмуванні візка

$$P_{H2} = \frac{G_B + G}{2} a_{T \max},$$

$$P_{H3} = \frac{490000 + 133000}{2} 0,5 = 155750 \text{ Н};$$

Отриману модель розбиваємо на кінцеві елементи, прикладаємо розрахункові навантаження і вказуємо закріплення. На рис 4 зображено розрахункову схему для даної балки. Відповідно до розрахунків прикладаємо сили до моделі, також враховуємо прискорення вільного падіння(задаємо відповідне прискорення кожному елементу моделі) і прискорення при гальмуванні моста. Сили прикладаємо до відрізків на поверхні рейки, вважаючи, що контакт між візком і рейкою відбувається за лінією.

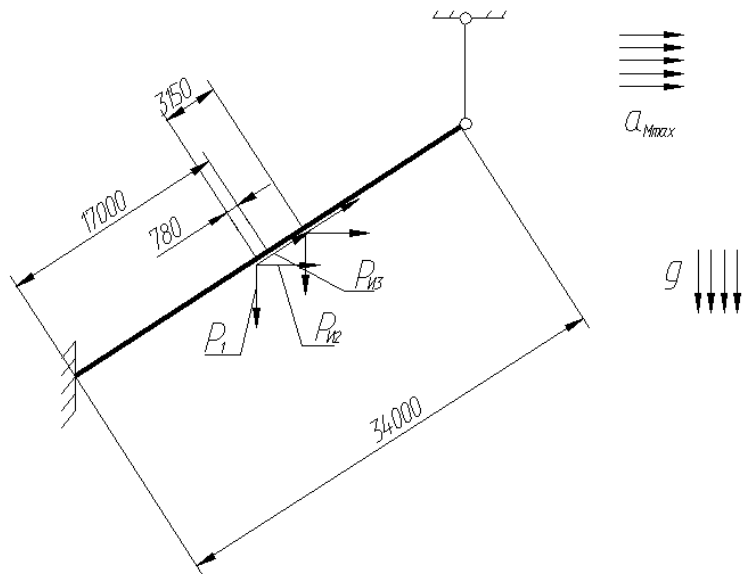


Рисунок 4—Розрахункова схема.

Після обчислення отримаємо данні зображені на рис. 4

Згідно із розрахунками максимальне вертикальне переміщення елемента складає 13мм.

Допустиме прогин для даної балки складає:

$$[f] = \frac{L}{700} = \frac{34000}{700} \approx 48 \text{ мм.}$$

Максимальні еквівалентні напруження в системі за гіпотезою енергії формозміни (Мізеса) складають 297 МПа. Таке велике значення обумовлено спрощеннями, які були прийняті на стадії проектування.

Output Vectors		Type	ID	Value
Deformation	3..T2 Translation	Node	Maximum	49661
			Minimum	69622
Contour	60031..Solid Von Mises Stress	Element	Maximum	320565
			Minimum	263339

Рисунок 5 –Вихідні данні розрахунку.

На рис 6 зображено місце де виникають найбільші напруження. На практиці в цьому місці іноді виникають тріщини (рис.6), тому ці місця посилюють

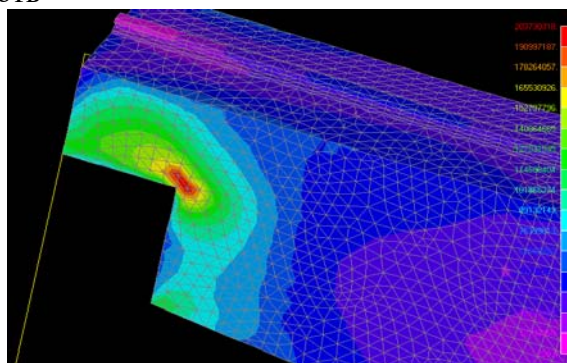


Рисунок 6 –Максимальні напруження у головної балки



Рисунок 7 Місце пошкодження головной балки

Щодо балки в цілому, то еквівалентні навантаження складають в середньому 12-90 МПа (рис 7)

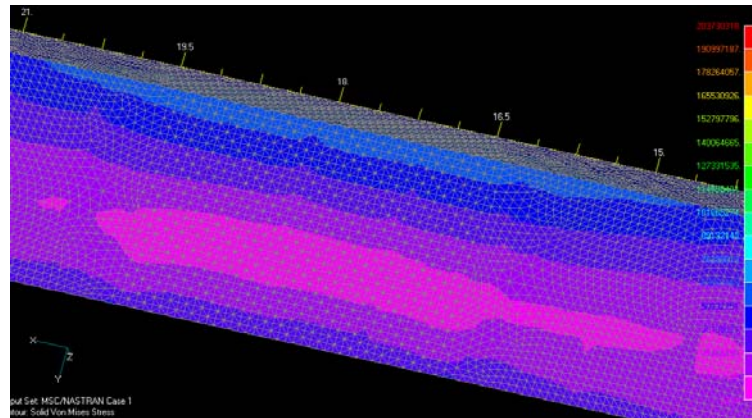


Рисунок 8 – Еквівалентні навантаження

Слід зазначити, що максимальні напруження в середній частині балки будуть саме в задній її частині за ходом руху, теоретичні припущення підтверджуються на рисунку 8.

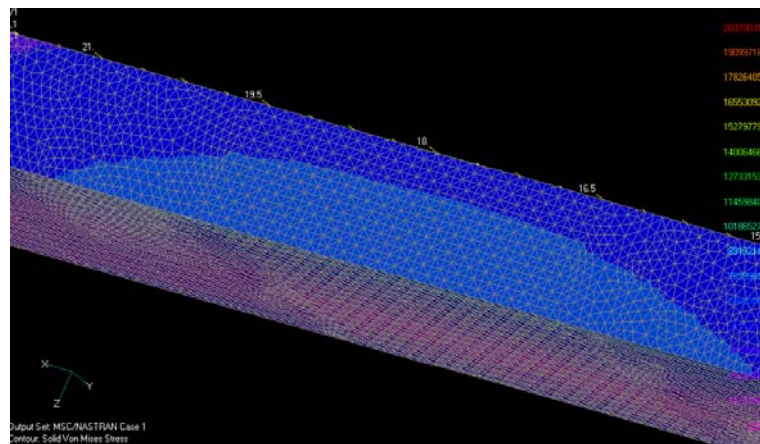


Рисунок 9 – Максимальні напруження в середній частині балки

Висновки

В роботі запропонована метод проектування головної головної балки мостового крана в середовищі програм MSC Nastran for Windows.

Головною особливістю роботи є використання сучасних методів розрахунку металоконструкцій на міцність із використанням комп'ютеру і сучасного програмного забезпечення. Даний метод дозволяє максимально наближено розрахувати металоконструкцію. На відміну від класичних методів, які у більшості випадків базуються на емпіричних даних.

ЛІТЕРАТУРА

1. Шабашов А.П. Мостовые краны общего назначения / А.Г. Лысяков., А.П. Шабашов.– М.: Машиностроение, 1980. - 304 с.
2. Ушаков Н.С. Мостовые электрические краны.–М.: Машиностроение, 1988. - 352
3. Гохберг М.М. Металлические конструкции подъемно транспортных машин. –Л.: Машиностроение, 1976. -456 с.
4. Богуславский П.Е. Металлические конструкции грузоподъемных машин и сооружений. –М.: Машиностроение, 1961.
5. Вершинский А.В. Расчет крановых металлоконструкций методом конечных элементов / А.В. Вершинский, А.А. Берадзе // Расчет и конструирование подъемно-транспортных средств. Тула: ТулПИ, 1988. - С. 5-12.
6. Григоров О.В., Петренко Н.О. Вантажопідйомні машини. –Харків: НТУ «ХПІ», 2006.-304с.
7. Григоров О.В. Разработка САПР мостового крана / О.В. Григоров, О.А. Лавинский // "Micro CAD System'93". Тезисы доклада межд. н-т конф. - Харьков-Мишкольц, 1993. - С. 3-5.
8. Калабин П.Ю. Совершенствование метода расчета пролетных балок мостовых кранов. Автореф. дис. . к-та техн.наук, Тула, 2013. - 19 с.

УДК 621.879.01

Крупко В. Г. к.т.н., Єрмакова С. О.

МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМ ПІДВІСУ СТІЛ ОДНОКІВШОВИХ ЕКСКАВАТОРІВ ТА САМОХІДНИХ КРАНІВ

Розглянуті питання дослідження механічних систем екскаваторів стрілових і самохідних кранів з метою визначення та пошуку основних шляхів зниження динамічних навантажень на привода виконавчих та металевих конструкцій. Для отримання результатів досліджень було застосовано математичне та фізичне моделювання на основі структурного аналізу існуючих та запропонованих конструкцій, що дозволило зробити висновки відносно удосконалення підвісу стріл екскаваторів.

The considered questions of research of the mechanical systems of power-shovels of arrows and self-propelled cranes are with the aim of determination and search of basic ways of decline of the dynamic loading on the occasion of executive and metallic constructions. For the receipt of results of researches a mathematical and physical design was applied on the basis of structural analysis of existent and offer constructions that allowed drawing conclusion in relation to the improvement of constructions of arrows of power-shovels.

Begutachtete Fragen der Durchforschung der mechanischen Gebäude der Bagger kranen mit Pfeil und das selbst geht kranen mit Ziel der Bestimmung und Suche der hauptsächlichen Wege des Abbaues der dynamischen Einladungen auf Anlaß der Ausführung und metallener Konstruktionen. Für Empfang der Ergebnisse der Durchforschungen war angewandt mathematische und körperlicher Modellierung an Anfangsgründe der strukturellen Analyse der bestehenden und angebotener Konstruktionen, daß erlaubte, hinsichtlich Durchbildung Konstruktionen der Pfeile der Bagger zu ziehen Resümee.

Вступ. У господарському комплексі України на будівництві будинків, споруд і доріг працює велика кількість машин на базі будівельних універсальних екскаваторів, які виконують підйомно-транспортні, землерийні й допоміжні роботи. На привода виконавчих механізмів цих машин діють значні динамічні зусилля, викликані взаємодією робочого обладнання з неоднорідним зовнішнім середовищем що веде до різких змін силових і кінематичних параметрів. Тому для приводів таких машин важливим є питання по

© Крупко В. Г., Єрмакова С. О.

зниженню динамічних навантажень, запобіганню можливих перевантажень приводів та металевих конструкцій.

Одним із напрямків забезпечення ефективної і надійної роботи канатно-механічних екскаваторів є підвищення їх продуктивності і терміну роботи шляхом удосконалення механічних систем за рахунок зниження динамічних характеристик робочого обладнання та підвищення працездатності окремих вузлів і механізмів, що неможливо без всебічних теоретичних і експериментальних досліджень цих машин.

На кафедрі ПТМ ДДМА протягом багатьох років проводяться такі дослідження для потужних екскаваторів з місткістю ковша 4м^3 і більше.

Методика досліджень включає наступні основні етапи:

- розробка структурних схем екскаваторів і окремих механізмів з метою виявлення взаємозв'язку між окремими елементами систем і системами механізмів;
- обґрунтування параметрів окремих систем, розробка еквівалентних схем і математичних моделей окремих механізмів та їх роль в роботі машини;
- розробка математичних (динамічних) і імітаційних моделей з послідовними теоретичними дослідженнями окремих систем;
- обґрунтування визначальних параметрів цих систем та подальше комп'ютерне моделювання їх окремих елементів;
- фізичне моделювання механічних систем екскаваторів та зовнішнє моделювання з послідовними експериментальними дослідженнями;
- перевірка адекватності теоретичних і експериментальних досліджень та розробка рекомендацій

Мета. Метою даної роботи є обґрунтування раціональних параметрів жорсткісно-масових характеристик механічних систем екскаватора на основі аналізу математичної та фізичної моделі одноківшового екскаватора.

Методика теоретичних і експериментальних досліджень. Використовуючи сучасний математичний апарат та враховуючі дослідження в цій галузі [1,2,3] побудована розрахункова схема та складена математична модель динамічної системи виконавчих механізмів і робочого обладнання екскаватора. Конструктивна схема динамічної системи екскаватора із зазначенням основних силових, масових і жорсткісних параметрів структурних елементів, що впливають на поведінку системи та величину динамічних навантажень які виникають в робочому обладнанні екскаватора типу прямої механічної лопати представлена на рисунку 1.

На рисунку 1 позначені $m_1, m_2, m_3, m_4, m_5, m_6, m_7, m_8$ – сумарні приведені маси складових частин екскаватора; $C_{1,2}, C_{2,3}, C_{3,4}, C_{4,5}, C_{2,6}, C_{6,7}, C_{7,8}$ – сумарні приведені жорсткості складових частин екскаватора; P_1 і P_2 – приведені рушійні зусилля; $m_1 \cdot g, m_2 \cdot g$ – приведена сила ваги екскаватора та стріли з встановленими на ній механізмами.

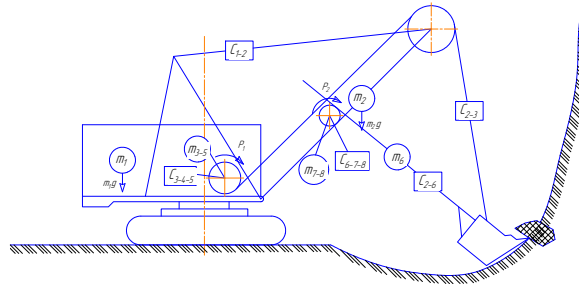


Рисунок 1 - Конструктивна схема і структура динамічної системи екскаватора.

Для виконання математичних розрахунків над динамічною моделлю механічної системи екскаватора типу прямої механічної лопати, яка враховує вплив інерційності структурних елементів машини, а також масові й силові параметри конструктивних елементів робочого обладнання та приводів виконавчих механізмів машини, прийнято ряд обмежень і спрощень. Основні з яких наступні: всі маси складових елементів передатних механізмів підйому і натиску приведені до однієї зосередженої на роторі двигунів; жорсткість підвісу стріли приведемо до жорсткості канату, або балки; зазори в кінематичних сполученнях не враховуємо, так як двигуни забезпечують постійний момент (вихідне зусилля); «нездолані перешкоди» у вигляді неділимого шматка ґрунту приймаємо податливим, що має обумовлену жорсткість. Графічне зображення такої динамічної моделі представлено на рисунку 2.

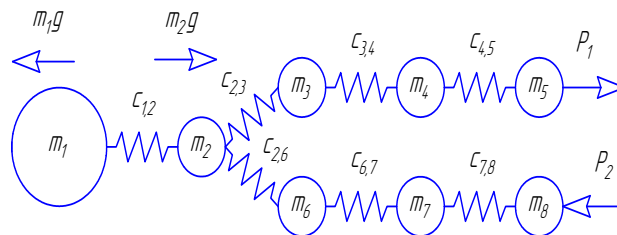


Рисунок 2 - Лінійна динамічна модель екскаватора.

На основі динамічної моделі розроблена математична модель, яка представлена у вигляді системи рівнянь де враховані приведені маси і жорсткості елементів механічної системи із рядом початкових параметрів (швидкостей і початкових координат):

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{x}_1 - m_1 \cdot \ddot{x}_1 + c_{1,2} \cdot (x_2 - x_1) - F_{\text{экс}}^{np} = 0, \\ \ddot{x}_2 - m_2 \cdot \ddot{x}_2 + c_{2,3} \cdot (x_3 - x_2) + c_{2,6} \cdot (x_6 - x_2) - c_{1,2} \cdot (x_2 - x_1) + F_{\text{стр}}^{np} = 0, \\ \ddot{x}_3 - m_3 \cdot \ddot{x}_3 + c_{3,4} \cdot (x_4 - x_3) - c_{2,3} \cdot (x_3 - x_2) = 0, \\ \ddot{x}_4 - m_4 \cdot \ddot{x}_4 + c_{4,5} \cdot (x_5 - x_4) - c_{3,4} \cdot (x_4 - x_3) = 0, \\ \ddot{x}_5 - m_5 \cdot \ddot{x}_5 - c_{4,5} \cdot (x_5 - x_4) + F_{\text{дв.под}}^{np} = 0, \\ \ddot{x}_6 - m_6 \cdot \ddot{x}_6 + c_{6,7} \cdot (x_7 - x_6) - c_{2,6} \cdot (x_6 - x_2) = 0, \\ \ddot{x}_7 - m_7 \cdot \ddot{x}_7 + c_{7,8} \cdot (x_8 - x_7) - c_{6,7} \cdot (x_7 - x_6) = 0, \\ \ddot{x}_8 - m_8 \cdot \ddot{x}_8 - c_{7,8} \cdot (x_8 - x_7) - F_{\text{дв.нав}}^{np} = 0. \end{array} \right.$$

Основними елементами, жорсткість яких у першу чергу необхідно враховувати при розрахунку динамічних навантажень в екскаваторах, є канати, вали механізмів приводу, сполучні пружні муфти, елементи конструкції робочого встаткування й деякі найбільш піддатливі елементи несучих конструкцій (двоногі стійки, надбудови й т.п.), розрахункову схему екскаватора приведено на рис. 3.

Крутильну жорсткість найбільш довгих і піддатливих у кожному механізмі валів, що мають значну різницю в діаметрах окремих ділянок, а також ослаблення перетинів шпонками й шліцами в місцях з'єднання зі ступицями насаджених на нього деталей, доцільно визначати по ділянках.

На приклад перетин поворотної платформи (середньої секції) у поперечному напрямку складається з настилів з товщиною листа $\delta = 30\text{мм}$ й 4-х поздовжніх балок з такого ж аркуша. Додатковими, ввареними в поворотну платформу й навареними на неї елементами, знехтуємо, тому що врахувати їхній вплив практично неможливо.

Поперечні балки з листами $\delta = 20\text{мм}$ практично не будуть впливати на деформацію поворотної платформи в поздовжньому напрямку.

Розрахункова схема для визначення навантажень та жорсткості поворотної платформи показана на рисунку 3.

Для визначення жорсткості, деформації поворотної платформи, до голови надбудови (точка С) прикладаємо одиничну силу. Ця сила розкладається на дві сили:

P_{BC} – стискає передню стійку надбудови ВС

P_{AC} – розтягує задню стійку АС.

Розглядаємо поворотну платформу, як балку, що згинається у вертикальній площині по поздовжній осі екскаватора. Потенційна енергія A деформування стержня довжиною S [2] визначиться за формулою:

$$A = \frac{1}{2} \int_S \frac{Mu^2 \cdot ds}{EJ},$$

де Mu – згінний момент, Н · м ;

E – модуль пружності, Па ;

J – момент інерції перетину, м^4 .

Якщо згинальний момент постійний по довжині стержня, то

$$A = \frac{1}{2} \cdot \frac{Mu^2 \cdot S}{EJ}.$$

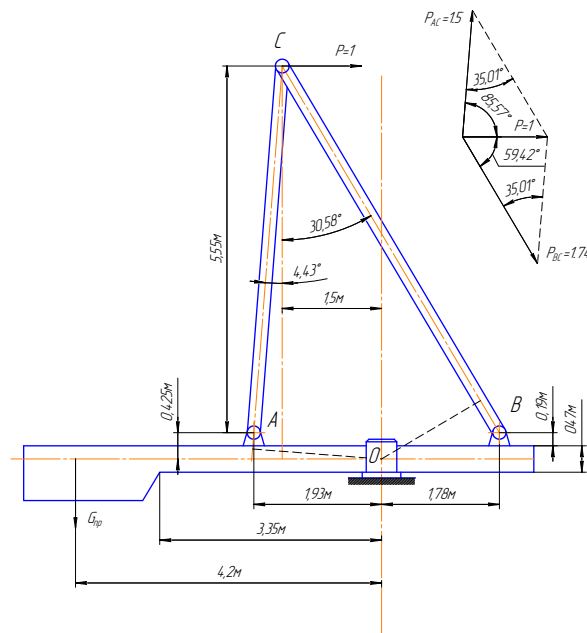


Рисунок 3 Розрахункова схема визначення жорсткості поворотної платформи і її елементів

У випадку див. рис.3 момент змінюється по довжині стержня за законом "трикутника" тоді

$$A = \frac{1}{6} \cdot \frac{M_{\max}^2 \cdot S}{EJ},$$

де $M_{\max}$ – максимальна величина моменту на кінці стержня.

Розрахунки по наведеної методиці дозволяють побудувати графіки коливань стріли при вантовій, балочній та балочній з демпфером системах підвісу, рис.5. Аналіз теоретичних досліджень за допомогою математичної моделі дозволяє зробити наступні висновки:

При вантовій схемі підвісу:

невелика жорсткість по відношенню до балочної системи підвісу; гасіння коливань при розтяганні канату (властивість канатів); простота виготовлення та монтажу; відносно невелика вага та вартість.

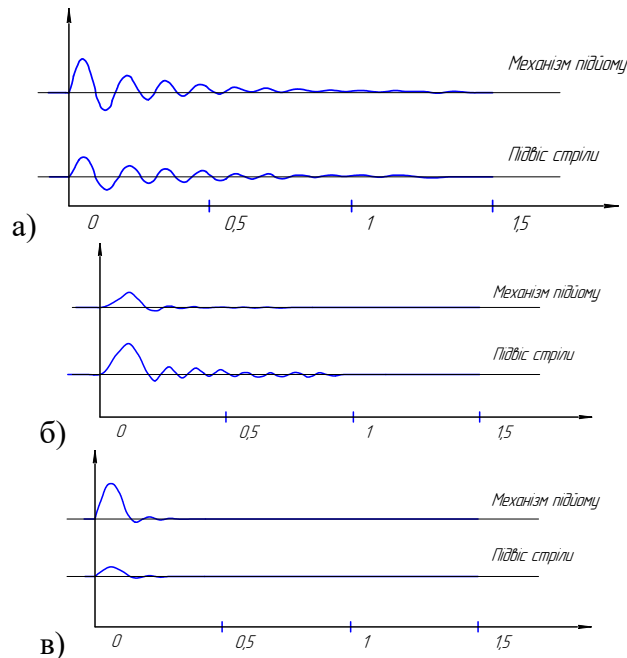


Рисунок 5. – Графік коливання стріли при різних підвісах:

а) при вантовій підвісці; б) балочній підвісці зі зменшеною жорсткістю; при балочній підвісці зі зменшеною жорсткістю та встановленим демпферним пристроєм.

Перевірку адекватності математичної моделі на кафедрі ДДМА проведено за допомогою фізичної моделі, яка виконана на основі сучасних вимог теорії подібності, так що процеси, які виникають при копанні ґрунтів ковшами прямих механічних лопат були подібні до

оригінала і моделі було витримано цілий ряд вимог теорії моделювання, умов фізичного та імітаційного моделювання робочого обладнання екскаваторів. Похибка результатів теоретичних і експериментальних досліджень складає до 18%.

Наукова новизна та практична значимість. На основі теоретичних та експериментальних досліджень встановлено, що застосування пружньо-демпферних пристроїв в системах підвіски стріли можна досягти зниження динамічних навантажень на виконавчі механізми та робоче обладнання до 12-15%. Це дозволить значно підвищити працездатність приводів і металоконструкцій виконавчих механізмів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Волков, Д.П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов/ Д.П. Волков. – М.: Машиностроение, 1965.– 463 с.
2. Баловнев, В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин: Учебное пособие для студентов вузов/ В.И. Баловнев – М.: Высш. школа, 1981.– 395 с.
3. Крупко В.Г. Оптимизация параметров динамических систем механизмов подъема экскаватора / В.Г. Крупко, Р.Н. Дихтенко // ПНУ ім. Юрія Кондратюка : Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) – 2009. – Вип.(25) Том2. – с. 114 – 119.

УДК 621.879.01

Крупко І. В. к.т.н.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОЄМКОСТІ ПРОЦЕСУ ПЕРЕСУВАННЯ ЕКСКАВАТОРА З ЧОТИРЬОХОПОРНИМ КРОКУЮЧИМ РУШІЄМ

Розглянуто методику досліджень та визначення енергоємності привода крокуючого механізму за різних умов роботи, а саме прямолінійного руху, на підйом і поворот екскаватора за рахунок привода опорних елементів (лиж) однією зі сторін. Встановлено, що протягом одного циклу силові параметри приводу двічі змінюються в межах від максимальних значень до мінімальних. Сумарні енергетичні витрати в крокуючому рушії перевищують в два рази більші ніж в гусеничному при однакових умовах роботи.

Methodology of researches and determination of power-hungryness of engine of stepping mechanism is considered at different terms works, namely rectilinear motion, up grade and turn of power-shovel due to engine of supporting elements (skis) one of parties. It is set that during one cycle the power parameters of occasion twice change in limits from maximal values to minimum. Total power charges in a stepping mover exceed in two times more than in caterpillar at the equal terms of work.

Ist begutachtet Methodik der Durchforschungen und Bestimmung zu rollen auf Anlaß des schreitenden Mechanismus bei allerhanden Bedingungen Arbeiten, nämlich geradlinige Bewegung, auf Anstieg und Haken des Baggers auf Kosten auf Anlaß der Stütz Bestandteile (Schier) eins aus Seiten. Es ist angesetzt, daß binnen eins Kreislaufs Gewalten Bestandteile des Anlasses zweimal wandeln sich in Rahmen ab maximalen Bedeutungen zu mindester. Zu rollen i Beträgekosten in schreitender Stütz überwiegen in zwei Male größer als in Raupe bei gleichen Bedingungen des Arbeitens.

Вступ. Для потужних землерийних машин в останній час застосовують гусеничне і крокуюче ходове обладнання. Дослідження процесу пересування машин з крокуючим ходом іде по декільком напрямкам, а саме розробка гідравлічних механізмів пересування (на екскаваторах ЕК-15/90, ЕК-100/100 та інш.) та трьохопорних кривошипно-важільних механізмів (ЕК-6/45, ЕК-11/70 ЕК-20/50). Розроблено і запатентовано на ПрАТ «НКМЗ» чотирьох опорний механізм пересування, дослідження моделі якого проводились в

© Крупко І. В.

лабораторії кафедри ПТМ ДДМА [1,2,3]. Особливістю привода цього механізму є замкнута кінематична схема (рис.1) привода, в якій від одного двигуна через передатні механізми забезпечується передача крутного моменту на ексцентрики що приводять до переміщення двох опор попарно. В сучасних приводах які працюють в замкнутих кінематичних системах досить складно уникнути додаткових непродуктивних витрат пов'язаних з «перерозподілом силового потоку» в системі двигун-передатний механізм.

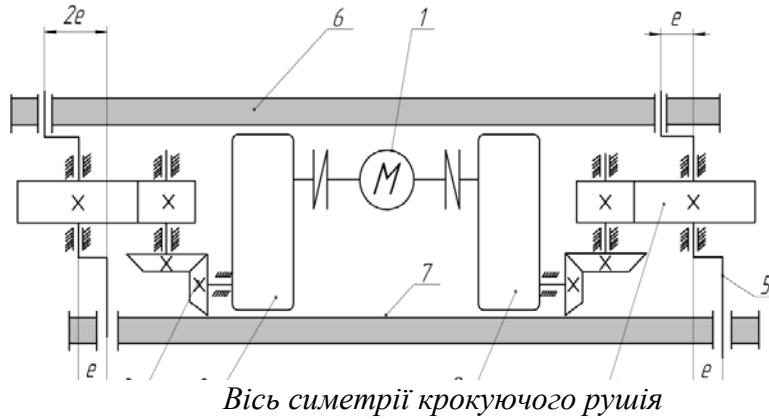


Рисунок 1- Кінематична схема моделі крокуючого чотирьохопорного механізму

1 - електродвигун з двома вихідними валами; 2 - редуктори; 2 - конічні передачі; 4 - відкриті зубчасті передачі; 5 - вали; 6, 7 - опорні башмаки

Мета. Метою даної роботи є дослідження процесу пересування екскаватора з чотирьохопорним крокуючим рушієм на основі встановлених закономірностей взаємодії привода, опорної частини та умов експлуатації екскаватора.

Методика теоретичних і експериментальних досліджень. Методика включає визначення потужності привода крокуючого механізму за різних умов роботи, а саме прямолінійного руху, на підйом і поворот екскаватора за рахунок привода опорних елементів (лиж) однією зі сторін. Вихідними даними для теоретичних досліджень є вага екскаватора G_e , величина ексцентриситету e і параметри приводу: потужність N , частота обертання n .

Залежність крутного моменту на вихідному валу $M_{кр}$ привода однієї сторони від кута повороту ексцентрику α :

$$M_{кр} = \frac{G_e}{2} \cdot (e \cdot \cos \alpha).$$

При повороті екскаватора виникає додатковий опір (W_n), який визначається за залежністю:

$$W_n = \frac{M_{кр}}{R},$$

де R – радіус повороту, м.

Крутний момент при повороті за рахунок роботи лижами однієї бокової сторони визначається за виразом:

$$M_{кр(n)} = \frac{G_e}{2} \cdot (e \cdot \cos \alpha) + W_n \cdot e \cdot \sin \alpha.$$

Значення необхідного максимального моменту на двигуні: при повороті за рахунок роботи лижами однієї бічної сторони:

$$M_{кр.(n)} = \frac{M_{кр(max)}}{I_\Sigma \times \eta} \kappa H M.$$

Перевантаження двигуна при максимальному моменті, по відношенню до $M_{ов.ном}$

;

при повороті за рахунок роботи лижами однієї бічної сторони:

$$\Psi = \frac{M_{кр.(n)}}{M_{ов.ном}}.$$

Значення необхідної роботи яка здійснюється одним приводом при пересуванні в режимі навантаження при повороті ексцентриків від початкового значення кута α_n до кінцевого α_k визначається, виходячи з наступних залежностей.

Енергії (робота), що витрачається одним приводом на пересування протягом напівциклу переміщення (підйом і опускання машини) без урахування внутрішніх втрат в приводі і механізмі (тобто при ККД $\eta = 0.9$) становить:

- при прямолінійному русі по горизонталі $A = 0$;
- при прямолінійному русі на підйом

$$A = \frac{G_e}{2} e (1 + \sin \phi_n) \cdot \eta^{-1},$$

- при повороті за рахунок роботи лижами однієї бічної сторони: від $\alpha_n = 0^\circ$ до $\alpha_k = 90^\circ + \alpha'$:

$$A = 2 \cdot W_n \cdot e \cdot \eta^{-1}$$

Таким чином, при прямолінійній русі по горизонталі робота (енергія) буде витрачатися тільки на внутрішні втрати в приводі і механізмів.

Прийняті (і оцінені розрахунковим шляхом) параметри крокуючого приводу [2 - 4]
 $N = 2 \times 120 = 240$ кВт; $n = 750$ об / хв, $i = 128.76$ і $e = 0.175$ м забезпечують можливість пересування - екскаватор ЕКГ-10Н (№3) вагою $G_e = 400$ т зі швидкістю пересування $V = 245$ м / год. При цьому короточасні перевантаження електродвигунів приводів (визначені як відношення необхідного для підняття максимального крутного

моменту на двигуні до номінального моменту двигуна є допустимими і складають:

- при прямолінійній пересуванні по горизонталі і на підйом $\psi = 1.936$;
- при повороті за рахунок роботи лижами однієї бічної сторони і підйомі: $\psi = 2.187$.

Проте, потрібна перевірка електродвигунів на нагрів. В разі, якщо за умовою нагріву встановленої потужності буде недостатньо, то потрібну потужність можна зменшити шляхом збільшення загального передавального числа i , або зменшення величини ексцентриситету e . При цьому швидкість пересування знизиться пропорційно зміні i і e .

Висновки і практичні рекомендації. При використанні даного крокуючого ходу потрібна (встановлена) потужність приводу пересування (при однакових масах машини та рівних швидкостях пересування) приблизно в 2-2.4 рази перевищує встановлену потужність приводів гусеничного ходу. Разом з тим, як підтверджується проведеними розрахунками, непродуктивні витрати енергії при пересуванні з використанням крокуючого ходу істотно менше, в результаті виключення внутрішніх втрат на тертя, властивих гусеничному ходу, і використання рекуперативного режиму при опусканні машини в процесі крокування, коли енергія віддається в мережу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Суслов Н. М. Анализ, разработка конструкций и моделирование механизмов перемещения горных машин : дис. ... докт. техн. наук : 05.05.06 / «Горные машины» / Суслов Николай Максимович; Уральский государственный горный университет. – Екатеринбург, 2005. – 224 с.
2. Семенченко А.К., Крупко И.В. Обоснование силовых и кинематических параметров в четырехопорном шагающем движателе экскаватора./ Збірник наукових праць ДГМА.: Науковий вісник. – Краматорськ : ДГМА, 2011.
3. Крупко И.В. Математическая модель процесса перемещения экскаватора с эксцентриковым механизмом шагания.// Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет «Автомобильный транспорт». Сборник научных трудов №31, 2013. - С 188-192 .
4. Крупко И.В. Обоснование мощности привода четырехопорного шагающего механизма передвижения/ Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. – Краматорськ: ДДМА. – 2013. - №1 (30) - С. 59-63

УДК 621.825.5

Малащенко В. О., д.т.н., Семенюк В. Ф., д.т.н., Борис А. О., асп.,
Матвіїв Б. Т., к.т.н.

ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ КУЛЬКОВОЇ ОБГІННО-ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ МЕХАНІЧНИХ ПРИВОДІВ

Анотація. Виконано порівняльний аналіз конструктивних характеристик кулькових обгінних муфт, вставлено недоліки та обґрунтовано можливості їх подолання впровадженням кулькових обгінно-запобіжних муфт, для одної із яких наведено конструктивні особливості, принцип роботи та проведено аналіз силової взаємодії основних елементів.

Ключеві слова: муфти; кулькові муфти; обгінні муфти; обгінно-запобіжні муфти.

Аннотация. Выполнено сравнительный анализ конструкционных характеристик шариковых обгонных муфт, установлено недостатки и обосновано возможности их исключения внедрением шариковых обгонных предохранительных муфт, для одной из которых приведено конструкционные особенности, принцип работы и проведено анализ силового взаимодействия основных элементов. Установлено основные параметры конструкции новой муфты, от которых зависит рабочее значение вращающего момента.

Ключевые слова: муфты; шариковые муфты; обгонные муфты; обгонные предохранительные муфты.

Abstract. A comparative analysis of the structural characteristics of the ball overrunning clutches is carried out, deficiencies are established and the possibility of their exclusion is introduced by the introduction of ball overrunning overload clutches, for one of which structural features, the principle of robots, and the analysis of the force interaction of the main elements are carried out. The basic parameters of the design of the new coupling, which determine the working value of the torque.

Keywords: couplings; ball couplings; overrunning clutches; overrunning safety clutches.

Постановка задачі. На основні аналізу недоліків відомих кулькових обгінних муфт радіальної та осьової дії виникла необхідність розроблення кулькових обгінно-запобіжних муфт з теоретичними розрахунками їх силових параметрів.

Теоретичні дослідження проведено з використанням основних положень механіки стосовно силової взаємодії в робочій зоні між кульками та робочими поверхнями пазів півмуфт під час здійснення характерних режимів функціонування механічного привода. Дані

© Малащенко В. О., Семенюк В. Ф., Борис А. О., Матвіїв Б. Т.

теоретичні розрахунки необхідні для наукового підтвердження роботоздатності та актуальності застосування таких муфт, що мають суттєві переваги перед вже існуючими подібними пристроями даного типу.

Виконані розрахунки запропонованої конструкції муфти є істотним підґрунтям для вивчення можливостей застосування кулькових обгінно-запобіжних муфт в механічних приводах різноманітних машин та механізмів.

Короткий аналіз літературних джерел. Відомо, що кулькові обгінні муфти на сьогодні створюють окремий клас нових пристроїв кінематичних ланцюгів механічних приводів, що передають обертальний момент тільки у одному напрямку за рахунок зачеплення кульок з півмуфтами і автоматично роз'єднують кінці валів якщо напрямок обертання стане протилежним. Таким муфтам в існуючих літературних джерелах надають все більше і більше уваги в основному тому, що під час робочого режиму кулькові обгінні муфти функціонують без ковзання [1-9]. У приведених та інших роботах приведені теоретичні та експериментальні дослідження кінематичних, конструктивно-силових параметрів кулькових обгінних муфт [10-16], які у повній мірі є базовими для продовження розробок нових кулькових обгінно-запобіжних муфт [17]. Необхідність розробки нових пристроїв диктується тим, що відомі кулькові обгінні муфти нездатні запобігати перевантажень у кінематичному ланцюгу приводів машин та механізмів.

Мета даних досліджень полягає у покращенні ефективності роботи кінематичних ланцюгів приводів машин та механізмів застосуванням кулькових обгінно-запобіжних муфт, які не тільки з'єднують та роз'єднують кінці валів автоматично, але і надійно запобігають їх перевантажень.

Виклад основного матеріалу. Беручи до уваги наведені вище відомості, доцільно наголосити, що кулькові обгінні муфти передають обертальний момент не за рахунок сил тертя, а функціонують за принципом зачеплення. Тому вони не схильні до проковзування під час перевантаження кінематичних ланцюгів, у яких вони застосовуються, а обертальний момент передають лише в одному напрямку. Цей недолік виникав необхідність у розробці нових пристроїв, які розширюють функціональність кулькових обгінних муфт. Розроблено декілька кулькових обгінно-запобіжних муфт, одна з яких запатентована [17]. Конструкція її представлена на рис. 1. Дана конструкція муфти створена на базі муфт [10-16], проте на відміну від існуючих вона істотно розширює свої функції оскільки не лише передає обертальний момент у одному напрямку та автоматично роз'єднує вали у разі зміни напрямку руху, але і запобігає дії перевантажень у механічному приводі.

Подібно до прототипу обгінно-запобіжна муфта складається із двох півмуфт, на яких виконано похилі пази так, що на ведучій півмуфти вони розташовані дзеркально відносно пазів веденої півмуфти, і виконані на взаємно обернених циліндричних поверхнях півмуфт.

Ця муфта (рис. 1) запатентована (патент України № 126111 на корисну модель) під час розробки основних положень та розв'язування поставлених задач дисертаційної роботи аспіранта Бориса А.О.

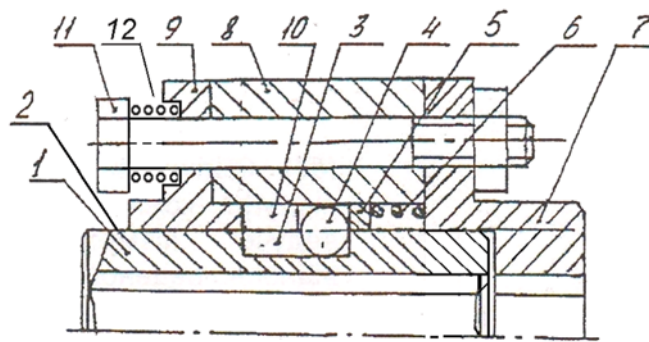


Рисунок 1 – Принципова конструкція обгінно-запобіжна муфта з пружинами під головками з'єднувальних болтів у неробочому стані

Кулькова обгінно-запобіжна муфта (рис. 1) має ведучу півмуфту 1, на зовнішній поверхні 2 якої нарізані похилі пази 3. Ведена півмуфта складається із окремих деталей 7, 8, 9, які болтовими з'єднаними 11 скріплюються в одне ціле. Під головками болтів встановлено пружини 12 з метою отримання пружного з'єднання, величина сили пружності пружин регулюється силою затягування гайок болтів, що дає змогу змінювати значення передавального муфтою обертального моменту, запобігаючи перевантажень у кінематичному ланцюгу машин та механізмів. Деталь 9 веденої півмуфти має пази 10, що похилі у протилежному напрямку ніж пази ведучої півмуфти 1. Між півмуфтами в їхніх пазах розміщено кульки 4, які натискним кільцем 5 і відносно м'якою пружиною 6 утримують кульки біля входу пазів 10 веденої півмуфти.

Процес передавання обертального моменту кульковою обгінно-запобіжною муфтою відбувається дещо подібно до відомих кулькових обгінних муфт, але вони не мають функції запобігання перевантажень елементів механічних приводів. Під час обертання ведучої півмуфти 1 за годинниковою стрілкою, якщо дивитися праворуч з лівого торця муфти, кульки 4 підпружиненим кільцем 5 заштовхуються в пази 10 веденої півмуфти 9. Після заглиблення кульок 4 в пази 10 на величину більшу їх радіуса, боковими поверхнями пазів 3 і 10 півмуфт кульки проштовхуються до їх периферії. Коли кульки досягнуть

кінців пазів 10, вони не можуть більше рухатися ліворуч і тиснуть на ведену півмуфту, примушуючи її обертатися. Муфта буде обертатися як одне ціле та передавати обертальний момент. Цей робочий стан муфти наведено на рис. 2, де кульки 4 одночасно знаходяться в пазах 3 і 10 відповідних півмуфт.

При наростанні обертального моменту до небажаної величини, яка встановлена раніше затягуванням гайок болтів в залежності від вимог технологічного процесу, муфта переходить до нового режиму роботи, тобто запобіганню перевантажень елементів. Тепер її кульки сильніше тиснуть на ведену півмуфту, яка стискаючи регульовані пружини осьовою складовою колової сили, зміщується в осьовому напрямку ліворуч і виходить із зачеплення з кульками, які знаходяться в пазах тільки ведучої півмуфти. Півмуфти розчіплюються і не передають підвищений за величиною обертальний момент. Цим виконується функція запобігання кінематичного ланцюга від дії перевантаження. Таким режимом роботи не володіє жодна із відомих кулькових обгінних муфт. Тобто пропонується розширити функції цього класу муфт.

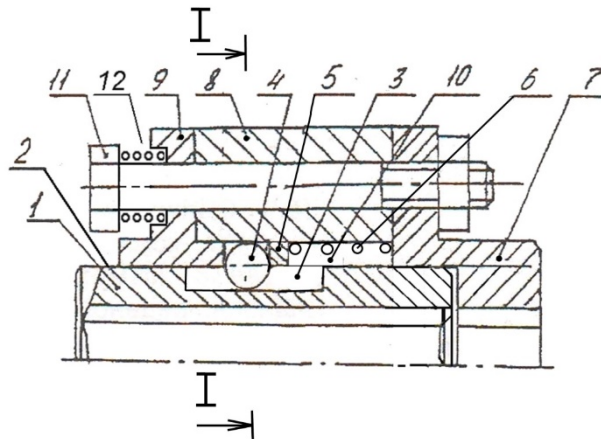


Рисунок 2 – Обгінно-запобіжна муфта з пружинами під головками з'єднувальних болтів у робочому стані

Робочій стан муфти від інших вирізняється тільки тим, що її кульки одночасно знаходяться в пазах обох півмуфт і сприяють обертанню як одне ціле. Незначним недоліком запатентованої муфти є легкий стукіт кульок, що вийшли із пазів веденої півмуфти. Це створює певний сигнал, що кінематичний ланцюг перевантажений. Стукіт припиняється при зменшенні навантаження у приводі, при цьому кульки автоматично переходять до робочого стану, з'єднавши півмуфти. У разі неможливості зменшення величини навантаження, необхідно зупинити механізм та усунути причину перевантаження. Цього можна уникнути застосовуючи принципово нову кулькову обгінно-запобіжну муфту осьової дії, яка може запобігати дії

перевантажень без зупинки чи зміни кутової швидкості кінематичного ланцюга.

При обертанні ведучої півмуфти 1 (рис. 2) у зворотному напрямку кульки боковими поверхнями пазів виштовхуються праворуч, залишаються тільки в пазах ведучої півмуфти і кінці валів автоматично роз'єднуються. Муфта переходить в режимі холостого ходу і обертальний момент до веденої півмуфти у зворотному напрямку не передає. Тобто запропонована муфта може передавати обертальний момент тільки в одному напрямку, та автоматично роз'єднувати вали як при зміні напрямку обертання так і при зростанні обертального моменту до небажаної величини. Величина максимального обертального моменту визначається технологічним процесом привода та установлюється регулюючими пружинами 12, що повністю виключає перевантаження всіх деталей машин та механізмів, що мають такі муфти. Отже запропонована муфта збільшує функціональні можливості, та значно надійніша за аналогічні пристрої, що описані у [10-16].

Обґрунтування силової взаємодії елементів кулькової обгінно-запобіжної муфти на даному етапі зводиться до теоретичного визначення колової сили, що діє на кульку з боку робочої поверхні пазів ведучої півмуфти, її осьової складової та кількісного аналізу залежності максимального обертального моменту від характеристик пружних елементів.

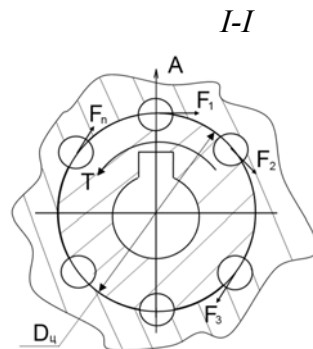


Рисунок 3 – Силова взаємодія в перерізі *I-I* кульок та пазів півмуфт

На рис. 3 наведено перерізі *I-I* кульок та пазів півмуфт, де робочий обертальний момент зрівноважується коловими силами, що діють на кульки, а на рис. 4 – вигляд *A* на кульку рис. 3, де видно колова сила F_t та її складові: F_n - нормальна і F_a - осьова.

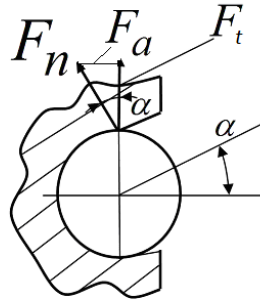


Рисунок 4 – Схема дії колових сил у обгінно-запобіжній муфті

Під час передавання обертального моменту з боку ведучої півмуфти на кульки діє колова сила, що є теоретично направлена за дотичною до кола їхніх центрів рис. 3, дорівнює:

$$F_{(1)} = \frac{2TK}{D_u i},$$

де T - номінальний обертальний момент, D_u - діаметр кола центрів кульок, i - кількість кульок, K - коефіцієнт нерівномірності навантаження внаслідок допусків на виготовлення деталей. F_t є рушійною силою тільки під час передавання номінального обертального моменту, а її осьова складова F_a використовується як рушійна сила для роз'єднання кінематичного ланцюга привода. Під час передавання робочого обертального моменту величини осрової складової є недостатньо для стискання пружин 12 (рис. 2) і муфта обертається як одне ціле.

Необхідна величина осрової сили під час стискання пружин та роз'єднання півмуфт визначається за максимально допустимим обертальним моментом T_{max} та кутом нахилу пазів півмуфт до їх твірних рис. 4.

У цьому випадку колова сила при дії максимально допустимого обертального моменту буде

$$F_{tmax} = \frac{2T_{max}K}{D_u i}. \quad (2)$$

Тоді її осьова складова рис. 4 визначається:

$$F_{avax} = \frac{2T_{max}K}{D_u i} \operatorname{tg} \alpha, \quad (3)$$

де α – кут нахилу пазів півмуфт (рис. 4).

Знаючи максимальну величину осьової сили, що необхідна для роз'єднання механічного привода, можна вибрати пружини обгінно-запобіжної муфти з умови:

$$F_n \leq F_{a \max}, \quad (4)$$

де F_n – сила пружності пружини, що визначається за відомою формулою

$$F_n = \frac{G d_n^4 \lambda}{8 D_n^3 i_n},$$

де $G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль пружності другого роду матеріалу пружини; d_n – діаметр дроту з якого виготовляються пружини; D_n – середній діаметр пружини; i_n – кількість пружин; λ – необхідна для роз'єднання механічного ланцюга деформація пружини. Її номінальна величина у цьому випадку має дорівнювати діаметру кульок.

Із умови (4) маємо

$$\frac{G d_n^4 \lambda}{8 D_n^3 i_n} = \frac{2 T_{\max} K}{D i} \operatorname{tg} \alpha. \quad (5)$$

Рівняння (5) має граничне значення, що уможливило у будь-якому разі запобігання дії перевантажень. Знаючи максимально допустиму величину обертального моменту можна вибрати конструктивні параметри чи кількість пружин та величину їх затягування.

Враховуючи умову $\lambda = d$ – діаметр кульок максимальний обертальний момент запишеться:

$$T_{\max} = \frac{G d_n^4 d D i}{16 D_n^3 i_n K \operatorname{tg} \alpha}, \quad (6)$$

де $G = 8 \cdot 10^4$ МПа. – модуль пружності другого роду пружинної сталі.

Отримано рівняння (6) для зручного проведення кількісного аналізу залежності максимального обертального моменту від основних характеристик параметрів кулькових обгінно-запобіжних муфт. Воно має ознаки універсальності, яка підтверджується тим, що для будь-яких габаритів муфт цього типу, знаючи їх конструктивні параметри, можна вибрати характеристики та кількість пружин, які забезпечують надійне запобігання перевантажень кінематичних ланцюгів, що істотно підвищує надійність їх роботи.

Для проведення кількісного аналізу залежності максимального обертального моменту від діаметру дроту пружин, діаметру самої

пружини та осьової її деформації в рівняння (6) зручно підставити значення модуля пружності другого роду для сталі та записати так

$$T_{\max} = \frac{5 \cdot 10^3 d_n^4 dDi}{D_n^3 i_n K \operatorname{tg} \alpha}. \quad (7)$$

Загальні графіки цих залежностей наведено на рис. 5. Із графіків видно, що найбільший вплив на збільшення робочого обертового моменту має діаметр елемента, із якого виготовлена регульовальна пружина. Збільшення діаметру дроту пружини у 2 рази проводить до збільшення передавального обертового моменту в 16 разів. Збільшення діаметру пружини у 3 рази проводить до збільшення передавального обертового моменту в 9 разів. Дещо менший вплив на збільшення робочого обертового моменту має осьова деформація пружини (рис. 5).

Вплив решти конструктивних параметрів на величину допустимого обертового моменту видно із аналітичної залежності (6) і (7).

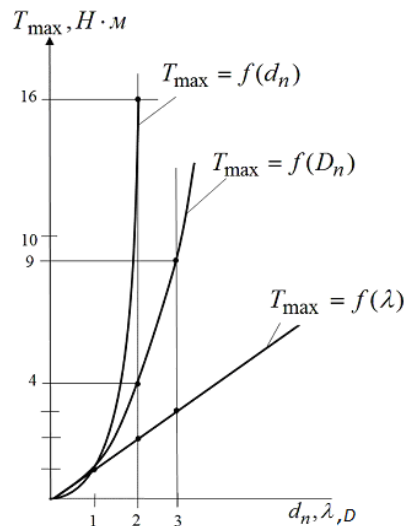


Рисунок 5 – Залежність максимального обертового моменту від діаметру дроту пружини, її осьової деформації та середнього діаметру пружини

Висновки:

1. На основі результатів проведеного аналізу відомих літературних джерел обґрунтовано концепцію необхідності покращення функціонування механічних приводів запровадженням

нових конструкцій кулькових обгінно-запобіжних муфт, одну із яких синтезовано, запатентовано та проаналізовано принцип її роботи.

2. Отримані аналітичні залежності уможливають проведення досліджень процесів надійного передавання обертальних робочих моментів без проковзування та надійного автоматичного запобігання перевантажень кінематичних ланцюгів механічних приводів машин та механізмів.

3. Побудовані графіки мають суттєве практичне значення, вони збільшують наочність степеня залежності величини обертальних моментів від основних чинників кулькових обгінно-запобіжних муфт, що має велике як під час їх проектування так і експлуатації для різних галузей машинобудування.

ЛІТЕРАТУРА

1. Борис А.О. Конструкція та принцип роботи кулькової обгінної муфти транспортного засобу // Підйомно-транспортна техніка. Одеса – 2017. – С. 81-85.
2. A. Borys, V. Malaschchenko, V. Yankiv. «Влияние динамических явлений на нагрузку элементов приводов с шариковой обгонной муфтой» MOTROL Commission of motorization and energetics in agriculture Lublin-Rzeszow-2016. – С. 2-7.
3. Борис А.О. Малащенко В.О. Кириченко І.І . Тертя під час вимикання кулькових обгінних муфт. // 13-й міжнародний симпозіум українських інженерів механіків у Львові. Львів. 2017.– С. 123-124.
4. Борис А.О., Малащенко В.О., Федик В.В., «Force interaction in the elements of clutch with parallel grooves in driven half . sleeve.», Вісник НУ "Львівська політехніка". Динаміка, міцність та проектування машин і приладів, 2015. – С. 106 – 110.
5. Гомішін Я., Малащенко В.О., Сороківський О.І. Volnobeznagulekova spojka. Журнал “StrojarstvoStrojirenstvi”, № 12, 2001 (Словаччина).
6. Малащенко В.О., Гащук П.М., Сороківський О.І., Малащенко В.В. Кулькові механізми вільного ходу. – Львів. Новий Світ-2000, 2012. – 212с.
7. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. – Львів. НУ ЛП, 2006. – 196 с. і 2009. – 216с. (2-е видання).
8. Malaschtchenko V, Homuschin J, Sorokivskiy O. Vol'nobezna qulbekova spojka. Strojarstvo Srojirenstvi, № 12, 2001. – С.56 ... 58 (Slovinsko).
9. Malaschtchenko V, Sorokivskiy O. The Selection of Parameters of a Coaster Ball clutch and Recommendation for its Construction.

Transactions of the Universities of Kosicl, № 2, 2002. – С. 1 – 6 (Slovinsko).

10. Пат. 66514А Україна, МКИ F16D41/04. Запобіжна муфта./ Гашук П.М., Малащенко В.В., Сороківський О.І. // Опубл. 2004. Бюл. №5.

11. Пат. № 77435 Україна, МКИ F16D41/04. Запобіжна муфта. / Гашук П.М., Малащенко В.В., Сороківський О.І. // Опубл. 2006. Бюл. №12.

12. Пат. № 30362 Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. /Малащенко В.В. // Опубл. 2008. Бюл. № 4.

13. Пат. № 43260 Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. / Малащенко В.О., Гашук П.М., Малащенко В.В., Сороківський О.І. // Опубл. 2009. Бюл. № 15.

14. Пат. 28884А Україна, МКИ F16D41/06. Кулькова муфта вільного ходу. Малащенко В.О., Сороківський О.І. Опубл. 29.123.99. Бюл. № 8.

15. Пат. 29068А Україна, МКИ F16D41/06. Конічна обгінна муфта. Малащенко В.О., Петренко П.Я., Сороківський О.І. Опубл. 29.123.99. Бюл. № 8.

16. Пат. 32809А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. Малащенко В.О., Петренко П.Я., Сороківський О.І. Опубл. 29.123.99. Бюл. № 8.

17. Борис А.О. Патент України "Обгінно-запобіжна муфта" №126111. 2018. – 6 с.

УДК 62-05

¹Волобуєва Т. В., к.т.н., ²Сирота В. М., к.т.н., ²Кострубіна К. І.,

²Волобуєв Д. О.

¹Одеська державна академія будівництва та архітектури,

²Одеський автомобільно-дорожній коледж

ОЦІНКА ЧИННИКІВ, ЯКІ ВПЛИВАЮТЬ НА ПІДВИЩЕННЯ РІВНЯ ПРОФЕСІЙНОЇ ПІДГОТОВКИ ВОДІЯ НАВАНТАЖУВАЧА

Розглянуто можливість підвищення рівня професійної підготовки водія навантажувача при первинному навчанні за допомогою метода рангової кореляції. Це дозволить оцінити вплив потенційно можливих чинників на рівень професійної підготовки водія навантажувача при навчанні. За методикою визначено найважливіші чинники, яким ще більше необхідно приділяти уваги при навчанні, що в майбутньому проявиться у підвищенні техніки безпеки на підприємстві.

Ключові слова: водій, навантажувач, чинники, професійна підготовка, техніка безпеки.

Постановка проблеми. Найважливішим напрямком у розвитку технічного прогресу на транспорті, в тому числі і на автомобільному, є комплексна механізація навантажувально-розвантажувальних робіт і підвищення якості перевезень. Класифікація засобів механізації навантажувально-розвантажувальних робіт проводиться в залежності від виду вантажу та поділяється на п'ять класів, які об'єднують сотні найменувань навантажувально-розвантажувальних машин (НРМ) [1,2]. Тому в цій роботі приділимо увагу НРМ першого класу, які призначені для навантаження-розвантаження таропакувальних та штучних вантажів, тобто навантажувачів. Переваги навантажувача: мобільність і універсальність, велика кількість вантажозахоплювальних пристроїв і пристосувань, здатність до самонавантаження, саморозвантаження і штабелюванню вантажів, висока маневреність. Залежно від виконання навантажувально-транспортних операцій кожна навантажувальна машина (навантажувач) виступає або технологічно самостійної підйомно-транспортною машиною, або входить в комплект засобів механізації навантажувально-розвантажувальних робіт об'єкта застосування.

Водій навантажувача [3]– кваліфікований робітник, що керує роботою складного механізму або відповідає за виконання певного виробничого процесу. Таким чином, з'являється система «людина-

© Волобуєва Т. В., Сирота В. М., Кострубіна К. І., Волобуєв Д. О.

машина». Ця система, включає людину-оператора (групу операторів) і машину (навантажувально-розвантажувальну машину), за допомогою якої здійснюється трудова діяльність.

Наскільки кваліфікований водій навантажувача працює на сучасній навантажувально-розвантажувальній техніці буде залежити, і результат виконання заданої роботи, техніка безпеки на підприємстві, а також імідж та рентабельність підприємства. Тому при підготовці водія навантажувача необхідно приділяти багато уваги його професійній підготовці. Вплив потенційно можливих чинників на рівень професійної підготовки водія навантажувача оцінимо за допомогою методу експертних оцінок.

Метод експертних оцінок заснований на тому, що групі експертів пропонується виділити можливі чинники і оцінити їх вплив на формування професійних навичок у керуванні навантажувально-розвантажувальною технікою.

Оскільки при аналізі ефективної роботи водія навантажувача та травматизму на виробництві, особливо, виконання робіт в закритих приміщеннях при обмеженому просторі це досить небезпечно, як для водія так і для оточуючих, тому виникає необхідність у виділенні домінуючих чинників, а завдання за їх визначенням є для фахівців актуальним.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Підвищенню рівня професійної підготовки водія присвячено багато наукових робіт таких вчених: В.П. Зінченко, В.М. Мунипов, Л.А. Вайнштейн та інших. Проведений аналіз цих робіт показує, що всі вони вказують на необхідність підвищення рівня професійної підготовки водія, але в даній літературі відсутня інформація щодо виділеної групи чинників, які змогли удосконалити методику підготовки кадрів, які проаціюють з навантажувально-розвантажувальною технікою (водія навантажувача), що в свою чергу впливало на техніку безпеки в цілому. [3,4,5,6]

Мета: Необхідно оцінити вплив потенційно можливих чинників на рівень професійної підготовки водія навантажувача за допомогою методу експертних оцінок, тобто визначити домінуючі, суттєві та несуттєві фактори.

Результати досліджень.

Ефективність застосування і достовірність аналізу запропонованих чинників методом експертних оцінок залежить від компетентності, кількості експертів, якості факторів (критеріїв), точності і однозначності формулювань, що обмежує широке застосування методу.

В таблиці 1 наведені чинники, які впливають на рівень професійної підготовки водія навантажувача при навчанні.

Таблиця 1 - Чинники, що впливають на професійну підготовку водія навантажувача

№ п/п	Чинники	Умовні позначення
1	2	3
1	Формування теоретичних знань	X_1
2	Формування почуття габариту навантажувача	X_2
3	Приділити більше часу з формування практичних навичок в процесі руху з вантажем	X_3
4	Приділяти більше уваги правилам експлуатації навантажувача	X_4
5	Формування навичок водіння по обмежених проїздах (склади)	X_5
6	Ергономічні чинники	X_6
7	Тренажерна підготовка	X_7
8	Методика навчання водія навантажувача	X_8
9	Реакція оператора в процесі виконання роботи (складна і проста реакції)	X_9
10	Дисциплінованість водія навантажувача в процесі виконання роботи	X_{10}

Експертам (водії навантажувача) необхідно проставити ранг для кожного закодованого чинника (табл.1), тобто, чинник, який на думку експерта є найважливішим, отримує ранг 1; наступний за значимістю чинник - ранг 2 і так далі. На підставі заповненої експертами анкети складається матриця рангів. Результати опитування та ранжування чинників наведено в таблиці 2.

Величина коефіцієнта конкордації коливається в межах від 0 до 1. При нульовому значенні коефіцієнта зв'язок між оцінками різних експертів відсутній, тобто відсутня узгодженість думок. Якщо значення дорівнює одиниці, то думки експертів повністю збігаються.

Для спрощення прийнято вважати думки експертів узгодженими за $W > 0,5$ і добре узгодженими, якщо $W > 0,7$ (тобто, згідно отриманих результатів, $W = 0,89306$) - з опитування водія навантажувача. Це свідчить, що думки експертів узгоджені.

Таблиця 2 - Результати опитування експертів

Експерти	чинники									
	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	X ₆	X ₇	X ₈	X ₉	X ₁₀
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Оператори НРМ										
водій №1	6	4	2	1	5	3	9	7	8	10
водій №2	5	4	2	1	6	3	8	8	7	10
водій №3	3	6	2	1	5	4	9	7	8	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
водій №4	6	3	2	1	5	4	9	7	8	10
водій №5	6	4	5	1	2	3	9	7	8	10
водій №6	5	4	2	1	6	3	9	7	8	10
водій №7	5	7	3	1	4	2	9	6	8	10
водій №8	6	4	3	1	5	2	9	8	7	10
водій №9	4	3	6	1	5	2	9	7	8	10
водій №10	5	3	2	1	6	3	9	8	7	10
водій №11	4	7	1	2	5	3	8	6	10	9
водій №12	6	4	2	1	8	3	9	5	7	10
водій №13	6	4	2	1	5	3	9	8	7	10
водій №14	5	3	2	1	7	4	9	6	8	10
водій №15	8	4	3	1	5	2	9	6	7	10
водій №16	7	4	2	1	6	3	5	9	8	10
водій №17	6	3	1	2	5	4	9	7	8	10
водій №18	6	4	2	1	5	3	10	8	7	9
Сума рангів для кожного чинника, $\sum a_{i,j}$	99	75	44	20	95	54	157	127	139	178
Середнє значення суми рангів, $\bar{a}_i$	98,8									
Значення відхилення, $\Delta_i = \sum_{j=1}^m a_{ij} - \bar{a}_i$	0,2	-23,8	-54,8	-78,8	-3,8	-44,8	58,2	28,2	40,2	79,2
Квадрат відхилення, Δ_i^2	0,04	566,44	3003,04	6209,44	14,44	2007,04	3387,24	795,24	1616,04	6272,64
Сума квадратів відхилення, $S = \sum_{i=1}^k (\Delta_i^2)$	23871,6									
Коефіцієнт конкордації, $W = \frac{12S}{m^2(k^3 - k)}$	0,89306									

Для оцінки значимості коефіцієнта конкордації використовується критерій Пірсона χ^2 . [5]

Значення критерія χ^2 визначається за формулою:

$$\chi_p^2 = m \cdot (k - 1) \cdot W \quad (1)$$

де m - кількість опитаних (експертів відповідної категорії, тобто водіїв навантажувача);

k - кількість запропонованих чинників.

Значення критерія χ^2 згідно даних з опитування водіїв навантажувача (табл. 2) становить:

$$\chi_p^2 = 18 \cdot (10 - 1) \cdot 0,89306 = 144,763$$

Число ступенів свободи складає: $f = m - 1 = 18 - 1 = 17$. Відповідно, нормативне значення критерія Пірсона, при 17 ступенях свободи та 5% рівні значимості, складає: $\chi_{\text{табл}}^2 = 27,6$ [5,6]. При порівнянні значень критерія Пірсона, нормативного та розрахункового, враховували вимогу: $\chi_{\text{табл}}^2 < \chi_p^2$. В нашому випадку, для водія навантажувача: $27,6 < 144,763$, тобто вимога виконується. А це значить, що з 95% довірчою імовірністю можна стверджувати, що думки експертів відносно впливу чинників, які розглядались, на рівень професійної придатності водія навантажувача, узгоджуються не випадково.

За розрахунковими даними будуюмо діаграму (рис.1), на яких визначаємо три групи чинників: домінуючі, суттєві та несуттєві.

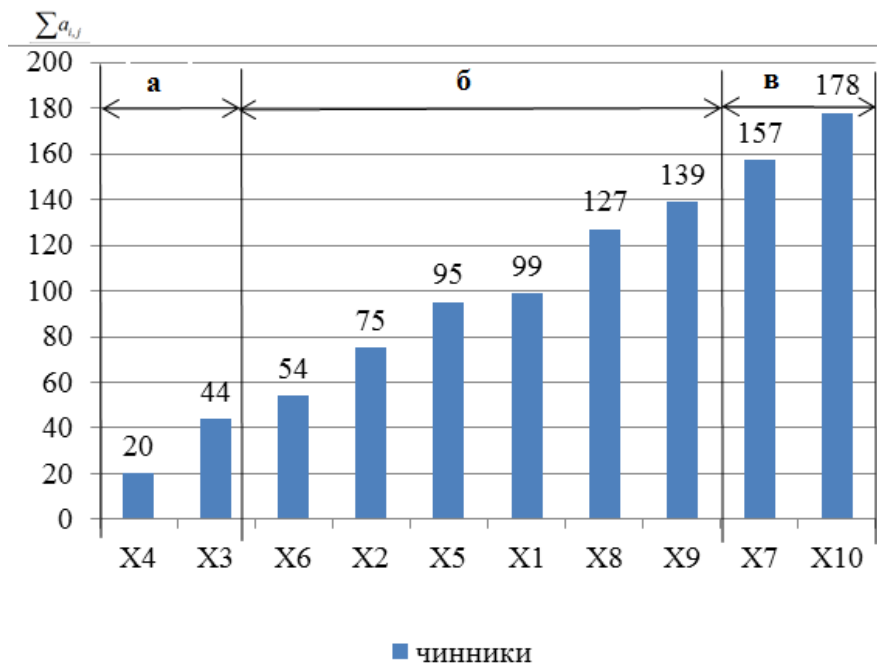


Рисунок 1- Діаграма чинників, які ранжувались відповідно даних опитування:
а - домінуючі, б - суттєві, в - несуттєві

Висновки. Професійність водія навантажувача визначається його здатністю безпомилково керувати навантажувально-розвантажувальною технікою за будь-яких умов протягом усього робочого часу. Складовими професійної підготовки водія навантажувача є його придатність, підготовленість і працездатність [4]. З наведених досліджень та діаграми видно, що з великої групи чинників в першу чергу необхідно приділяти увагу правилам

експлуатації навантажувача та приділяти більше часу з формування практичних навичок в процесі руху з вантажем, що з 95% ймовірністю можна стверджувати, що думки експертів відносно впливу чинників, які розглядались у роботі добились згідності.

ЛІТЕРАТУРА

1. Пашков, А.К. Пакетирование и перевозка тарно-штучных грузов / А.К. Пашков, Ю.Н. Полярин. – М.: Транспорт, 2000. – 254 с.
2. Ширяев, С.А. Транспортные и погрузочно-разгрузочные средства: учебник для вузов / С.А. Ширяев, В.А. Гудков, Л.Б.Миротин; под ред. С.А. Ширяева. – М.: Горячая линия – Телеком, 2007. – 848 с.
3. Державний стандарт професійно-технічної освіти для підготовки (підвищення кваліфікації) робітників з професії Водій навантажувача 2-3, 4, 5, 6-го розрядів розроблено відповідно до статті 32 Закону України «Про професійно-технічну освіту», Київ, 2016
4. Елисеева И. И., Юзбашев М. М. Общая теория статистики: Учебник / Под ред. И. И. Елисеевой. — 4-е издание, переработанное и дополненное. — Москва: Финансы и Статистика, 2002. — 480 с.
5. Мунипов В.М., Зинченко В.П. Эргономика: человекоориентированное проектирование техники, программных средств и среды. - М.: «Логос», 2001.
6. Вайнштейн Л.А. Эргономика: учебное пособие. - Минск: ГИУСТ БГУ, 2010.
7. Волобуєва Т.В./ Експертна оцінка чинників, які впливають на підвищення рівня професійної підготовки водіїв при навчанні в автошколі// Т.В.Волобуєва //Вісник СНУ ім. Володимира Даля, Луганськ, 2013.Вип№15(204), частина 2. с 174-178

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