



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

**Підйомно-  
транспортна  
техніка**

**Подъёмно-  
транспортная  
техника**

**Hebezeuge  
und  
Fördermittel**

**1(65)  
2021**

DOI: 10.15276/pidtt.1.65.2021

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

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ТА ВИРОБНИЧИЙ ЖУРНАЛ

Підйомно-транспортна техніка

1(65)

Подъемно-транспортная техника

2021

Hebezeuge und Fördermittel

виходить чотири рази на рік

**ЗАСНОВАНИЙ У ВЕРЕСНІ 2001 РОКУ**

Засновник: Національний університет «Одеська політехніка»,  
Підйомно-транспортна академія наук України

---

**Редакційна колегія**

Бойко А. О. (проф., д.т.н.; м. Одеса, Україна)  
Дімітров Л. (проф., д.т.н.; м. Софія, Болгарія)  
Іванов В. В. (проф., д.т.н.; м. Одеса, Україна)  
Караїванов Д. (доц. д.т.н.; м. Софія, Болгарія)  
Малашенко В. О. (проф., д.т.н.; м. Львів, Україна)  
Ракша С. В. (проф., д.т.н.; м. Дніпро, Україна)  
Ромасевич Ю. О. (доц., д.т.н.; м. Київ, Україна)  
Семенюк В. Ф. (проф., д.т.н.; м. Одеса, Україна)  
Суглобов В. В. (проф., д.т.н.; м. Маріуполь, Україна)

**Головний редактор:** Семенюк В. Ф.

**Заступник голови редакції:** Бойко А. О.

**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 наук й доктора філософії (входить до категорії «Б» наукових фахових видань, спеціальності: 131 - Прикладна механіка та 133 - Галузеве машинобудування, наказ МОН України № 1643 від 28.12.2019).

Друкується за рішенням вченої ради Національного університету «Одеська політехніка».

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 23.11.2021.  
Підписано до друку 27.11.2021.  
Формат 17x26. Тираж 100.



---

**ЗМІСТ**

Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., Пилипенко А. П., Макарець В. В. <b>СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНОГО РЕГУЛЯТОРА РУХУ СИСТЕМИ «КРАН-ВАНТАЖ». ЧАСТИНА 2.....</b>	4
Човнюк Ю. В., Остапущенко О. П., Кравчук В. Т., Кравченко І. М. <b>ВИКОРИСТАННЯ МОДЕЛІ СТРИЖНЯ ЗМІННОЇ ДОВЖИНИ ДЛЯ ДИНАМІЧНОГО АНАЛІЗУ ПРУЖНИХ ХВИЛЕУТВОРЕНЬ КАНАТІВ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ. І.....</b>	17
Скрипник В. С., Бекіш І. О., Ніщук В. В., Бурава А. С. <b>ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНІСТЬ САМОВЕНТИЛЬОВАНИХ ДИСКІВ З ЕЛЕМЕНТАМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ГАЛЬМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ (ЧАСТИНА ІІ).....</b>	31
Волобуєва Т. В., Сирота В. М., Степанов О. В., Венгер А. С. <b>УДОСКОНАЛЕННЯ НАВИЧОК КЕРУВАННЯ ТРАНСПОРТНИМ ЗАСОБОМ ЗА ДОПОМОГОЮ СПЕЦІАЛІЗОВАНИХ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ.....</b>	46
Малашенко В. О., Сологуб Б. В., Пасіка В. Р., Данило Я. Я. <b>МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТЯГОВО-НЕСНОГО КАНАТУ КАНАТНОЇ ДОРОГИ.....</b>	56
<b>Венцель С. С.</b> , Шукін О. В., Орел О. В. <b>ПРОТИЗНОШУВАЛЬНІ І АНТИКОРОЗІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ МАСТИЛА З ПРИСАДКАМИ INFINEUM C9425.....</b>	66
Михайлов Є. П., Фаєз Д. <b>СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ АЛГОРИТМІВ КЕРУВАННЯ РОБОТА-МАНІПУЛЯТОРА.....</b>	75

УДК: 621.87

DOI: 10.15276/pidtt.1.65.2021.01

Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., Пилипенко А. П., Макарець В. В.

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

## **СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНОГО РЕГУЛЯТОРА РУХУ СИСТЕМИ «КРАН-ВАНТАЖ». ЧАСТИНА 2**

***Анотація.** Однією з основних причин зменшення продуктивності вантажопідійомних кранів є коливання вантажу на гнучкому підвісі. Коливання вантажу виникають у перехідних режимах руху кранового візка з підвішеним вантажем та при дії на вантаж поривів вітру. Гасіння коливань потребує значних затрат часу та енергії, що негативно позначається на продуктивності роботи крана та може створити небезпеку при його експлуатації.*

*У статті представлено розв'язок задачі синтезу оптимального регулятора руху системи «кран-вантаж». Для цього розроблено комплексний інтегрально-термінальний критерій. За допомогою модифікованого методу рою часток ME-PSO визначено оптимальні значення коефіцієнтів регулятора. Проведено аналіз динаміки руху системи «кран-вантаж» при оптимальному регулюванні за комплексом оціночних показників.*

***Ключові слова:** оптимізація, ME-PSO, регулятор, інтегрально-термінальний критерій, MISO-функція.*

**Постановка проблеми.** Прольотні крани отримали значне поширення у морських та річкових портах, легкій промисловості, сільському та лісовому господарствах, металургії та в машинобудуванні. При роботі крану на відкритому повітрі на вантаж діють зовнішні стохастичні впливи. Вони викликають коливання вантажу на гнучкому підвісі, що значно знижує продуктивність роботи крана та створює небезпеку для працівників. Усунення коливань вантажу потребує значних витрат часу протягом якого оператор крана здійснює мікропереходи крана. Подібне усунення коливань супроводжується не тільки значними затратами часу та сил оператора, а й затратами енергії.

**Аналіз публікацій по темі досліджень.** Над розробкою методів оптимізації роботи кранів працювало багато науковців. Я. Смочек із співавтором у роботі [1] запропонували новий підхід до керування, який базується на прогнозуванні виникнення коливань вантажу та обмеження їх за допомогою керування, що розроблено на базі методу рою часток. Метод оптимізації рою часток застосовується для

визначення оптимального алгоритму руху крана.

К.А. Альганім із співавтором запропонували [2] оптимальний профіль прискорення крана, який дав змогу зменшити залишкові коливання вантажу при зміні напрямку руху крана. Цей підхід забезпечує одночасний рух механізмів переміщення крана та підйому вантажу.

О.Б. Неженцев з співавтором у статті [3] описав два розроблені способи гальмування вантажопідйомних кранів, що дозволяють значно зменшити амплітуду коливань вантажу та динамічні навантаження. Перший спосіб полягає у поетапному гальмуванні електроприводом крана і механічним гальмом за виведеним ними законом. Другий спосіб полягає у вимірюванні поточної маси вантажу і введенні в роторне коло ротора двигуна відповідного опору для зменшення динамічних навантажень на кран.

Д.В. Дієп із співавтором у статті [4] представили метод налаштування ПД-регуляторів для запобігання розгойдуванню вантажу з урахуванням довжини гнучкого підвісу та контролю положення козлового крана. При цьому автори використали метод рою часточок (PSO), що дозволив виконати пошук оптимальних параметрів (коефіцієнтів) ПД-регуляторів.

Н.І. Моххамед із співавторами в статті [5] запропонував оптимізацію системи керування краном прольотного типу з використанням ПД-ПД-регулятора налаштованого за допомогою методу рою часток (PSO). Для розрахунку траєкторії руху крана були використані критерії, які відображають тривалість на опускання і піднімання вантажу та тривалість перехідного процесу. Ці критерії використані для налаштування ПД-регулятора.

Ч. Ван із співавторами [6] на основі оптимізації рою часточок (РО) запропонували новий нечіткий нейромережевий (FNN) режим керування. Режим керування включає в себе позиціонування крана та дії по усуненню розгойдування вантажу.

З. Сан із співавторами у статті [7] розробили метод оптимального керування на базі нечіткого регулятора (FSMC). Регулятор налаштовано відповідно до динамічних характеристик крана.

Аналіз статей за даною тематикою показує зацікавленість наукової спільноти у вирішенні задач оптимального керування рухом вантажопідйомних машин. Запропоновані у наукових роботах методи спрямовані саме на зменшення коливань вантажу та не враховують оптимізації інших критеріїв. Крім того, у роботах враховані не всі значимі обмеження на рух системи.

**Мета досліджень.** Метою є визначення оптимальних значень коефіцієнтів регулятора та дослідження динаміки руху системи «кран-вантаж» при оптимальному регулюванні.

Для того, що досягнути поставленої мети необхідно виконати наступні задачі: 1) представити вихідну задачу визначення оптимальних значень коефіцієнтів регулятора у дискретній формі; 2) розробити комплексний інтегрально-термінальний критерій та MISO функцію, яка йому відповідає; 3) визначити оптимальні значення коефіцієнта регулятора; 4) провести аналіз динаміки руху системи «кран-вантаж» при оптимальному регулюванні за комплексом оціночних показників.

**Виклад основного матеріалу.** Логічним етапом у розв'язанні задачі є її дискретизація, тобто перехід від неперервних до дискретних виразів. Для цього спочатку запишемо математичну модель системи, приведену в першій частині статті, у класичному вигляді:

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = v_2; \\ \dot{v}_2 = (x_1 - x_2) \cdot \frac{g}{l}; \\ \dot{x}_1 = v_1; \\ \dot{v}_1 = \frac{F - W}{m_1} - \frac{m_2}{m_1} \cdot (x_1 - x_2) \cdot \frac{g}{l}, \end{cases} \quad (1)$$

де  $x_1$  і  $x_2$  – узагальнені координати зведених мас крана і вантажу відповідно;  $v_1$  і  $v_2$  – узагальнені швидкості зведених мас крана і вантажу відповідно;  $m_1$  і  $m_2$  – зведені маси крана і вантажу відповідно;  $F$  – зведене рушійне або гальмівне зусилля приводу крана;  $W$  – сила статичного опору переміщення крана ( $W=(m_1+m_2)g \cdot 0,01$ );  $l$  – довжина гнучкого підвісу вантажу;  $g$  – прискорення вільного падіння.

При дискретизації функцій  $x_1$ ,  $x_2$  та  $v_1$ ,  $v_2$ , отримаємо наступну математичну модель системи:

$$\begin{cases} x_{2,i} = x_{2,i-1} + v_{2,i-1} \cdot \Delta t; \\ v_{2,i} = v_{2,i-1} + (x_{1,i-1} - x_{2,i-1}) \cdot \frac{g}{l} \cdot \Delta t; \\ x_{1,i} = x_{1,i-1} + v_{1,i-1} \cdot \Delta t; \\ v_{1,i} = v_{1,i-1} + \left( \frac{F_{i-1} - W}{m_1} - \frac{m_2}{m_1} (x_{1,i-1} - x_{2,i-1}) \cdot \frac{g}{l} \right) \cdot \Delta t, \end{cases} \quad (2)$$

де  $\Delta t$  – крок дискретизації часу;  $i$  – індекс, що пробігає значення від 1 до  $T/\Delta t$ ,  $i \in \left(1, \frac{T}{\Delta t}\right)$ ;  $T$  – тривалість розгону системи.

Перейшовши до дискретних значень перепишемо критерій оптимізації:

$$Int \approx Int_{ouc} = \sqrt{\sum_{i=1}^{T/\Delta t} (F_i \cdot v_{1,i})^2 \Delta t} \rightarrow \min, \quad (3)$$

де  $Int_{ouc}$  – дискретний критерій оптимізації.

Запишемо обмеження на величину рушійного зусилля:

$$F_{\min} \leq F_i \leq F_{\max}, \quad (4)$$

де  $F_{\min}$  та  $F_{\max}$  – мінімально та максимально можливі значення рушійного зусилля приводу механізму переміщення крана. Також накладається обмеження, яке у дискретній формі приймає таку форму:

$$\dot{F}_{\min} \Delta t \leq F_i - F_{i-1} \leq \dot{F}_{\max} \Delta t, \quad (5)$$

де  $\dot{F}_{\min}$  та  $\dot{F}_{\max}$  – мінімально і максимально можливі швидкості наростання рушійного зусилля.

Окрім обмежень на величину та швидкість наростання (спадання) рушійного зусилля слід врахувати ще обмеження на реверс крана та не перевищення його номінальної швидкості:

$$0 \leq \dot{v}_1 \leq V, \quad (6)$$

де  $V$  – усталена швидкість руху крана.

Таким чином, дискретизація задачі дала змогу врахувати обмеження на рух системи. Зазначимо, що спочатку перевірялись обмеження (5), а після нього – обмеження (4). Якщо обмеження (5) порушується, то  $i$ -те значення зусилля обчислюється за формулою:

$$\tilde{F}_{omn.i} = \begin{cases} F_{i-1} + \dot{F}_{\max} \cdot \Delta t, & \text{якщо } F_{omn.i} - F_{i-1} \leq \dot{F}_{\max} \cdot \Delta t; \\ F_{i-1} - \dot{F}_{\min} \cdot \Delta t, & \text{якщо } F_{omn.i} - F_{i-1} \leq \dot{F}_{\min} \cdot \Delta t; \\ F_{omn.i}, & \text{якщо } \dot{F}_{\min} \cdot \Delta t \leq F_{omn.i} - \tilde{F}_{i-1} \leq \dot{F}_{\max} \cdot \Delta t, \end{cases} \quad (7)$$

де  $F_{omn.i}$  –  $i$ -те оптимальне значення рушійного зусилля, яке визначається з наступним чином:

$$F_{omn.i} = m_1(K_1(x_{1,i-1} - x_{2,i-1}) + K_2(V - v_{1,i-1}) + K_3(V - v_{2,i-1})) - W, \quad (8)$$

Після того, як буде визначено  $\tilde{F}_{omn.i}$  необхідно виконати перевірку умов (4). Це виконується за допомогою наступного виразу:

$$\tilde{\tilde{F}}_{omn.i} = \begin{cases} \tilde{F}_{omn.i}, & \text{якщо } F_{\min} \leq \tilde{F}_{omn.i} \leq F_{\max}; \\ F_{\max}, & \text{якщо } \tilde{F}_{omn.i} \geq F_{\max}; \\ F_{\min}, & \text{якщо } \tilde{F}_{omn.i} \leq F_{\min}, \end{cases} \quad (9)$$

де  $\tilde{\tilde{F}}_{omn.i}$  – оптимальне значення рушійного зусилля приводу, яке не порушує обмеження (4) та (5).

Зазначимо, що для того, щоб у механічних передачах системи не виникали удари початкове значення рушійного зусилля було прийнято нульовим:

$$\tilde{\tilde{F}}_{omn.i} = 0. \quad (10)$$

Задавши чисельні значення параметрів системи  $m_1, m_2, l$  величини коефіцієнтів  $K_1, K_2, K_3$ , та можемо знайти дискретні функції  $x_1, x_2, v_1, v_2$ .

Для синтезу оптимального регулятора необхідно знайти крайові умови руху зведених мас системи. Вони мають вигляд:

$$\begin{cases} x_1(0) = x_2(0) = \dot{x}_1(0) = \dot{x}_2(0) = 0; \\ x_1(T) = x_2(T) = x_T, \dot{x}_1(T) = \dot{x}_2(T) = V, \end{cases} \quad (11)$$

де  $T$  – тривалість розгону системи;  $x_T$  – відстань на яку переміститься кран у кінці розгону. Крайові умови (11) означають рух системи зі стану спокою, а термінальний (кінцевий) стан системи означає усталений рух із усуненням маятникових коливань вантажу.

Для того, щоб врахувати кінцеві умови руху системи введемо у розгляд термінальний критерій руху системи:

$$Ter = \begin{cases} \left( \left| V - V_{1\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| + \left| V - V_{2\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| + \left| x_T - x_{1\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| + \left| x_T - x_{2\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| \right) \cdot \Delta_T, \\ \text{якщо } \left| V - V_{1\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| \geq \Delta V_{max}, \text{ або } \left| V - V_{2\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| \geq \Delta V_{max}, \text{ або} \\ \left| x_T - x_{1\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| \geq \Delta x_{max}, \text{ або } \left| x_T - x_{2\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| \geq \Delta x_{max}, \\ 0, \text{ якщо } \left| V - V_{1\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| \leq \Delta V_{max} \text{ і } \left| V - V_{2\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| \leq \Delta V_{max} \\ \text{і } \left| x_T - x_{1\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| \leq \Delta x_{max} \text{ і } \left| x_T - x_{2\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| \leq \Delta x_{max} \end{cases} \quad (12)$$

де  $\Delta V_{max}$  та  $\Delta x_{max}$  – максимально допустимі значення відхилень відповідно швидкостей положень крана і вантажу (у межах допустимих відхилень  $\Delta V_{max}=0,004$  м/с та  $\Delta x_{max}=0,004$  м);  $\Delta_T$  – ваговий коефіцієнт, який показує важливість досягнення кінцевих умов критерію  $Ter$  дає змогу забезпечити прийняте досягнення кінцевих умов руху системи. Як тільки вони будуть досягнуті критерій  $Ter$  перетвориться в нуль.

Для того, щоб виконати мінімізацію критерію  $Ter$  та  $Int_{ouc}$  введемо у розгляд комплексний критерій:

$$Cr = Ter + Int_{ouc}. \quad (13)$$

Критерій  $Cr$  має наперед задані бажані властивості. Для того, щоб їх оцінити представимо рис 1.



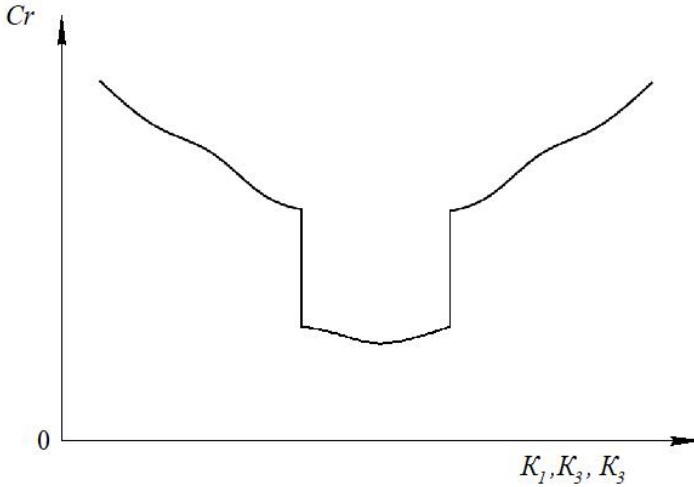


Рисунок 1 – Умовне зображення топології критерію  $Cr$

Із рис. 1 видно, що топологія критерію  $Cr$  представляє собою «яму в ямі». «Верхня» яма представляє собою топологію критерію  $Ter$  із незначним впливом критерію  $Int_{duc}$  (його величиною можна знехтувати). «Нижня» яма – це топологія лише критерію  $Int_{duc}$  критерій  $Ter$  при цьому рівній нулю.

Виконуючи пошук оптимальних значень  $K_1, K_2, K_3$  оптимізаційний алгоритм дійде до «прірви» і «звалиться» у «нижню» яму, де знайде шукані величини комплексного критерію  $Cr$  (11). Ці операції можна розглядати як звернення до функції, входи якої представляються набором чисельних значень  $K_1, K_2, K_3$ , а вихід являє собою величину критерію  $Cr$ . Така MISO-функція може бути графічно представлена на рис 2:

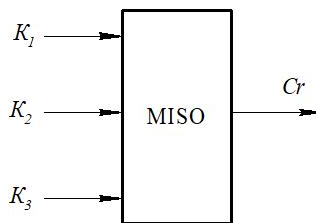


Рисунок 2 – Графічне представлення MISO-функції, яка використана у дослідженнях

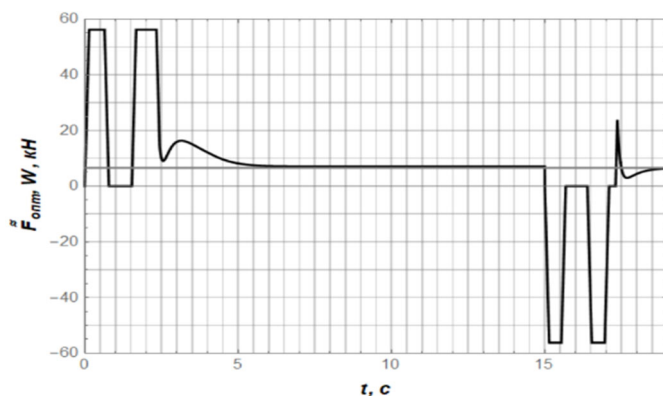
Зазначимо, що для знаходження величини  $Cr$  необхідно мати чисельні значення  $m_1, m_2, l, g$ . Вони включений у структуру MISO-функції, як незмінні параметри ( $m_1$  та  $g$  – це незмінні величини, а  $m_2$  та  $l$  змінюються, що вимагає систему адаптивного оптимального регулювання руху системи. У даному дослідженні приймаємо припущення  $m_2 = const$  та  $l = const$ ). Параметри при яких виконувались розрахунки регулятора приведені нижче в таблиці 1.

Таблиця 1 – Числові значення параметрів системи

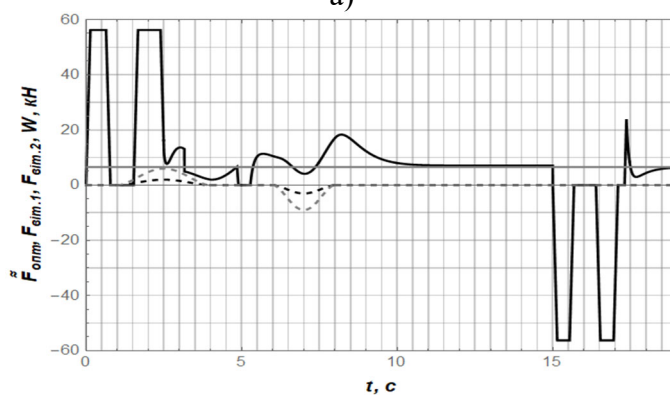
Параметр	Одиниця вимірювання	Значення
$m_1$	кг	42000
$m_2$	кг	25000
$l$	м	5
$F_{\max}$	кН	45
$F_{\min}$	кН	-45
$\dot{F}_{\max}$	Н/с	400000
$\dot{F}_{\min}$	Н/с	-400000
$V$	м/с	1,2

У результаті використання методу ME-PSO отримано такі значення коефіцієнтів регулятора  $K_1=-1898126$ ,  $K_2=611392$ ,  $K_3=25709$

На рис. 3 наведено графіки зусилля, які дають у системі «кран-вантаж» при врахуванні зміни довжини підвісу та поривів вітру. На графіках (рис. 3) чорною суцільною лінією позначено рушійне зусилля приводу крана, сірою – довжина гнучкого підвісу, штриховими лініями – зусилля, що діють на візок та вантаж від поривів вітру.



а)



б)

Рисунок 3 – Графіки зміни діючих у системі зусиль: а) з врахування зміни довжини підвісу; б) з врахуванням зміни довжини підвісу та поривів вітру

З графіків (рис. 3) видно, що при розгоні значення прикладеного зусилля на рух крану однакові не залежно від впливу поривів вітру, що видно з графіку рис. 3, б,. Коливання вантажу, які виникають з 2,5с до 11с зумовлені поривами вітру, що видно на рис. 3, б,. Вони діють на вантаж та кран у напрямку їх руху (перший порив) та у протилежному напрямку (другий порив). Однак, до початку гальмування крану вони усуваються регулятором.

На рисунку 4 зображений фазові портрети коливання вантажу на гнучкому підвісі.

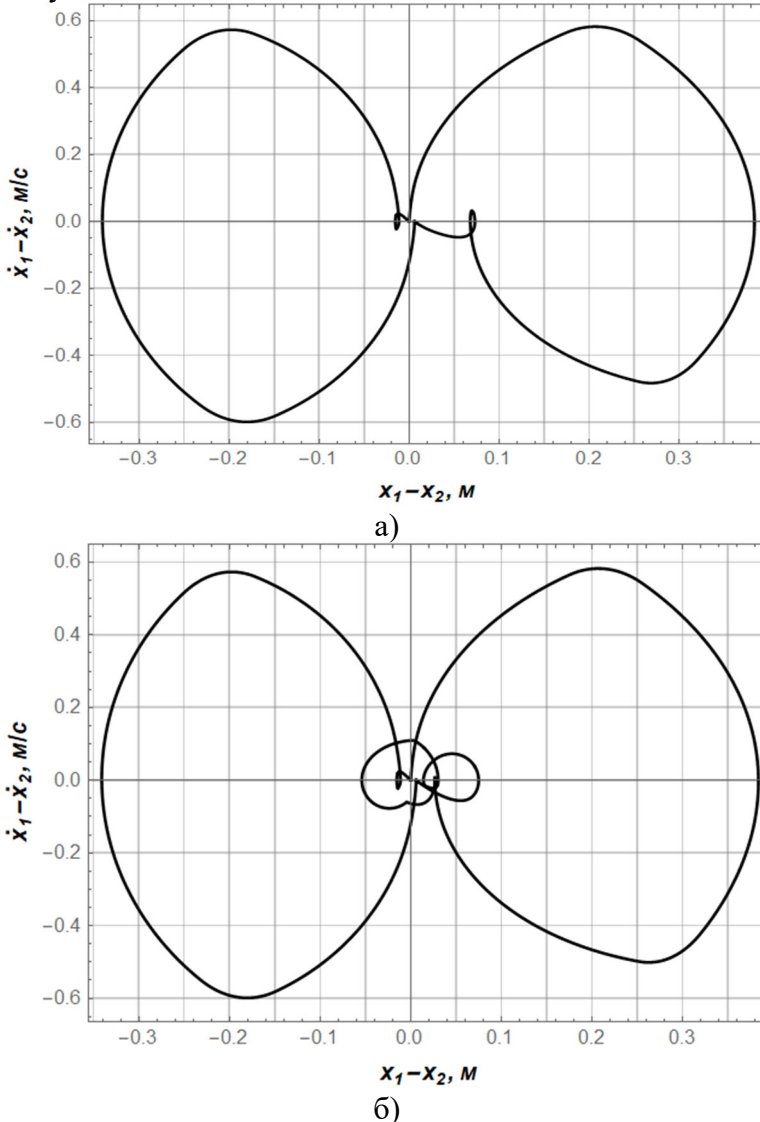
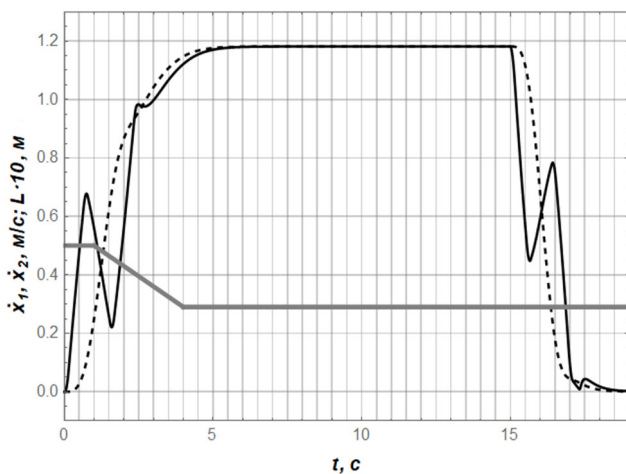


Рисунок 4 – Фазові портрети маятникових коливань вантажу на гнучкому підвісі: а) при зміні довжини підвісу; б) при зміні довжини підвісу та врахуванні пориву вітру

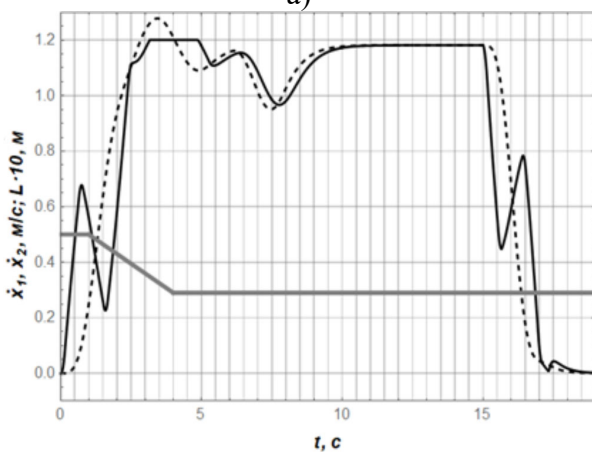
З графіків на рис. 4 видно, що ліві частини цих графіків схожі і відповідають процесу гальмування. Права частина, як і ліва схожа за формою між собою, подібність викликана усуненням коливань протягом розгону та гальмування крана. Відмінності в цих графіках з'являються в кінці розгону коли кран з вантажем рухається в усталеному режимі.

З аналізу графіків, які зображено на рис. 4, можна зрозуміти, що саме в цей період у другому випадку на вантаж починають діяти пориви вітру. Тому на рис. 4, б, в кінці розгону видно відхилення від початку координат. Значна амплітуда у випадку розгону крана та гальмування зумовлена різкою зміною швидкості. З графіків (рис. 4) видно, що фазові точки повертаються до початку координат, а значить кран з вантажем повертається в стан спокою.

На рис. 5 зображені графіки швидкості крана з вантажем.



а)



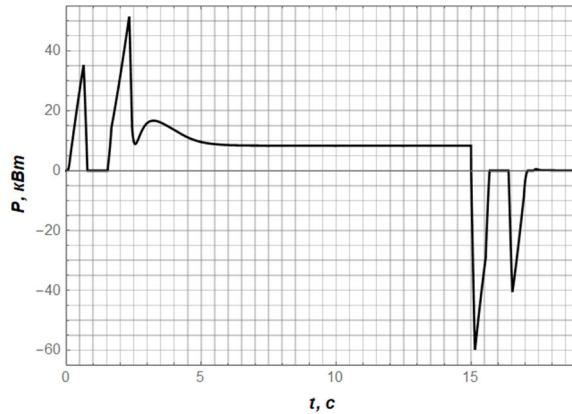
б)

Рисунок 5 – Графіки зміни швидкості крана з вантажем: а) з врахування зміни довжини підвісу; б) з врахуванням зміни довжини підвісу та поривів вітру

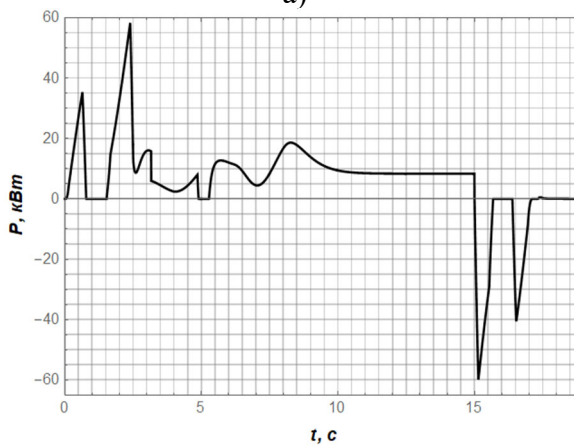
На рис. 5 сірою лінією показано зміну довжини підвісу вантажу, чорною суцільною – швидкість крана, чорною штриховою – швидкість візка.

В період від 0 до 2,5с кран з вантажем починає набирати швидкість і виходить на усталений режим до 5с. З рис. 5, а, видно, що швидкість крана з вантажем плавно збільшується. З другого графіку видно що швидкість крана з вантажем наростає більш інтенсивно і досягає граничного значення швидше, ніж в першому випадку. В період з 3с до 5с видно дію обмеження на реверс (13) яке впливає на подальше зростання швидкості та робить перехідний режим між розгоном крана та усталеним режимом більш плавним. Але це обмеження не впливає на швидкість вантажу тому в цей період видно значну амплітуду відхилення швидкості руху вантажу від швидкості крана.

На рис. 6 зображено графіки потужності.



а)



б)

Рисунок 6 – Графіки зміни потужності приводу механізму переміщення крана: а) з врахування зміни довжини підвісу; б) з врахуванням зміни довжини підвісу та поривів вітру

Як видно з графіку, який представлений на рис. 6, б, на розгін крана з вантажем було затрачено більше енергії, що видно по відмінності між графіками в період 3с до 12с, а саме під час першого пориву вітру. В кранах використовується рекуперативне гальмування, що дозволяє не тільки отримувати гарні показники при гальмуванні, а й повертати частину енергії затрачену на роботу по переміщенню вантажу з 15с до 17с.

Результати застосування запропонованого регулятора приведені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Чисельні значення оціночних показників

Показник	Одиниця виміру	Значення	
		при зміні довжини гнучкого підвісу	при зміні довжини гнучкого підвісу та поривів вітру
Максимальні показники:			
- потужність	кВт	51	59
- амплітуда коливань вантажу	м	0,6	0,6
Середньоквадратичні показники:			
- коливань вантажу	м	0,26	0,26
- рушійне зусилля	кН	27	29
- витрати енергії	Дж	57,6	64,8

Як видно з таблиці 2 при дії на вантаж зовнішніх вітрових поривів збільшуються затрати енергії при переміщенні вантажу. Це викликано тим, що для подолання дії вітрових поривів (а саме коливань вантажу на гнучкому підвісі, які ними викликані) необхідно витратити додаткову енергію. Інші показники практично ідентичні.

#### Висновки.

1. Вихідну задачу для визначення значень коефіцієнтів оптимального регулятора представлено в дискретній.
2. Розроблено комплексний інтегрально-термінальний критерій та MISO-функцію яка йому відповідає.
3. Визначено оптимальні значення коефіцієнтів регулятора за допомогою модифікованого методу рою часток ME-PSO.
4. Проведено аналіз динаміки руху системи «кран-вантаж» при оптимальному регулюванні для двох випадків: 1) з врахування зміни довжини підвісу, 2) з врахуванням зміни довжини підвісу та поривів вітру. Отримані результати показали, що в обох

випадках вантаж в кінці руху не коливається. По значенню витрат потужності на переміщення видно небажаний вплив вітрових поривів, що збільшує енергетичні витрати на усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі.

### Список використаної літератури

1. Jaroslaw Smoczek. Particle Swarm Optimization-based Multivariable Generalized Predictive Control for an Overhead Crane. Jaroslaw Smoczek, Janusz Szpytko. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. 2016, pp.108-135.
2. Khaled A. Alghanima. Discrete-time command profile for simultaneous travel and hoist maneuvers of overhead cranes. Khaled A. Alghanima, Khaled A. Alhazza, Ziyad N. Masoud. Journal of Sound and Vibration. 2015, pp. 47-57.
3. Неженцев О.Б. Оптимізація параметрів частотного керування при гальмуванні кранів мостового типу. Неженцев О.Б., Збітнев П.В. Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. 2017, 176-181 с.
4. Diep D.V. PID-Controllers Tuning Optimization with PSO Algorithm for Nonlinear Gantry Crane System. Diep D.V., Khoa V.V. International Journal Of Engineering And Computer Science. 2014, pp. 6631-6635.
5. Nur Iffah Mohamed Azmi. Optimization of the PID-PD parameters of the overhead crane control system by using PSO algorithm. Nur Iffah Mohamed Azmi, Nafrizuan Mat Yahya, Ho Jun Fu and Wan Azhar Wan Yusoff. MATEC Web of Conferences EAAI Conference 2018 pp. 1-8.
6. Zhenyan Wang. On PSO Based Fuzzy Neural Network Sliding Mode Control for Overhead Crane. Zhenyan Wang, Zhimei Chen, Jinggang Zhang. School of Electronics and Information Engineering, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan, P.R. China. 2016, pp. 563-178.
7. Zhe Sun. Designing and Optimization of Fuzzy Sliding Mode Controller for Nonlinear Systems. Zhe Sun, Yunrui Bi, Songle Chen, Bing Hu, Feng Xiang, Yawen Ling and Zhixin Sun. Computers, Materials & Continua CMC, 2019, pp.119-128.
8. Romasevych, Yu. A novel multi-epoch particle swarm optimization technique. Romasevych, Yu., Loveikin, V. A Cybernetics and Information Technologies. 2018, pp. 62-74.

---

## SYNTHESIS OF THE OPTIMAL CONTROLLER OF THE “CRANE-LOAD” SYSTEM MOVEMENT. PART 2

Romasevych Yu.O., Loveikin V.S., Pilipenko A.P., Makarets V.V.  
*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine*

**Abstract.** One of the main reasons for the decrease in the productivity of cranes is the oscillation of the load on the flexible suspension. Load oscillations occur in transient modes of movement of a crane truck with a suspended load and when the load is exposed to wind gusts. Vibration damping requires a significant amount of time and energy, which negatively affects the performance of the crane and can create a danger during its operation.

The article presents the solution of the problem of synthesis of the optimal motion controller of the crane-load system. The following constraints were used for the synthesis of the optimal controller: the magnitude of the driving force, the rate of change of the driving force and the limit on the reverse. A comprehensive integral-terminal criterion has been developed for this purpose. The optimal values of the controller coefficients were determined using the modified ME-PSO particle swarm method.

The obtained calculation results are presented in the form of graphical dependences. The analysis of the dynamics of the movement of the system "crane-load" with optimal control of a set of evaluation indicators such as: speed of the system, effort and power.

**Keywords:** optimization, ME-PSO, controller, integral-terminal criterion, MISO-function.



УДК 519.711-519.6

DOI: 10.15276/pidtt.1.65.2021.02

<sup>1</sup>Човнюк Ю. В., <sup>2</sup>Остапущенко О. П., <sup>2</sup>Кравчук В. Т., <sup>2</sup>Кравченко І. М.<sup>1</sup>Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна<sup>2</sup>Київський Національний університет будівництва і архітектури

## ВИКОРИСТАННЯ МОДЕЛІ СТРИЖНЯ ЗМІННОЇ ДОВЖИНИ ДЛЯ ДИНАМІЧНОГО АНАЛІЗУ ПРУЖНИХ ХВИЛЕУТВОРЕНЬ КАНАТІВ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ. І.

**Анотація.** У роботі використана модель стрижня змінної довжини для динамічного аналізу пружних хвилеутворень, які виникають у канатах вантажопідйомних механізмів кранів у процесах підйому/опускання вантажу. Для розв'язку таких задач необхідно вивчити хвильові поля у областях з рухомими границями та закономірності відбиття імпульсів від таких границь. В межах моделі стрижня (моделі каната) можливе виникнення таких режимів ударного навантаження, при котрих у стрижнях виникає зона пластичних деформацій, яка при цьому розширюється. У першому наближенні розповсюдження хвиль пружної частини стрижня розглянуте за припущення, що навантаження прикладене до рухомої з певною швидкістю границі розділення пружної та пластичної зон, не приймаючи до уваги процеси у пластичній зоні. Подібні за постановкою задачі для області з рухомою границею вивчаються у теорії теплопровідності (задача Стефана), однак пряме використання методів, розроблених для рівнянь параболічного типу, у хвильових задачах (котрі, як правило, описуються гіперболічними рівняннями у частинних похідних) некоректне, оскільки у останніх наявні похідні другого порядку по часу. Запропонований підхід, заснований на можливості побудови розв'язків хвильового рівняння з хвиль, відбитих від нерухомих і рухомих заданим чином границь напівнескінченної області. Встановлені основні характеристики пружних хвиль у стрижнях/канатах, котрі мають круговий поперечний переріз змінної площі, тобто стрижні у вигляді параболоїда обертання, конуса. Проведений порівняльний аналіз результатів, отриманих у вказаних стрижнях циліндричного типу постійного поперечного перерізу.

**Ключові слова:** модель, стрижень, змінна довжина, динамічний аналіз, пружні хвилеутворення, канати, вантажопідйомні механізми, крани, підйом/опускання вантажу.

### **Постановка проблеми.**

При моделюванні задач підйому/опускання вантажів за допомогою канатів вантажопідйомних механізмів кранів виникає необхідність всебічного дослідження хвильових полів, хвилеутворень у областях з рухомими границями та закономірностей відбиття імпульсів від таких границь. Відомо, що існують такі режими ударного навантаження канатів, при яких у стрижнях (модель канату вантажопідйомного крана) виникає зона пластичних деформацій, котра невпинно розширюється. У першому наближенні розповсюдження хвиль пружної частини стрижня можна розглянути, вважаючи, що навантаження прикладене до рухомої з певною швидкістю границі розділення пружної і пластичної зон, не приймаючи до уваги процесу у пластичній зоні. Схожі за постановкою задачі для області з рухомою границею вивчаються у теорії теплопроводності (задача Стефана), однак пряме використання методів, розроблених для рівнянь параболічного типу, у хвильових задачах неможливе (або принаймні некоректне), оскільки у диференціальних рівняннях (гіперболічного типу) у частинних похідних, котрі адекватно описують хвильові процеси у стрижнях, наявні похідні по часу другого порядку. У даному дослідженні запропонований підхід, заснований на можливості побудови розв'язків хвильового рівняння з хвиль, відбитих від нерухомих і рухомих заданим чином границь напівнескінченної області.

### **Аналіз останніх публікацій по темі дослідження.**

Велика кількість важливих вузлів й деталей сучасних технічних пристроїв і, зокрема, вантажопідйомних механізмів кранів, працює у різко нестаціонарних режимах (при підйомі/опусканні вантажів за допомогою гнучких підвісів/канатів) внаслідок швидкої зміни у часі діючих на них зовнішніх сил. При цьому у конструкціях виникають динамічні напруження, котрі слід враховувати при оцінці міцності й працездатності, а також при обранні оптимальних умов функціонування тих чи інших пружних елементів (наприклад, канатів). Останнє особливо важливе для технічних пристроїв, принцип дії котрих заснований на використанні нестаціонарних хвильових полів та пов'язаних з ними механічних ефектів. Науковою основою такого розрахунку є теорія нестаціонарних коливань та хвиль у пружних тілах [1].

Слід зазначити, що при швидкій зміні навантажень у пружному тілі (канаті) відбуваються процеси, які мають чітко виражений хвильовий характер. У цьому випадку адекватного фізиці явища є динамічна задача теорії пружності.

Нестационарна динамічна задача зазвичай формулюється для механічних систем з імпульсним збудженням. Повна постановка цієї задачі передбачає задання початкового стану (переміщень та

швидкостей точок) пружного тіла, доповнених відповідними граничними умовами.

Інтегральна теорема Фур'є дозволяє в принципі описати загальний нестационарний випадок набором гармонічних складових. Однак відновлення нестационарного руху за його гармонічними складовими є математично не менше, а доволі часто більш складним, ніж розв'язок гармонічної задачі.

Разом з тим, задачі нестационарної динаміки з нульовими початковими умовами більш фізичні за своїм змістом, ніж гармонічні задачі. Розв'язки нестационарних задач, що є математично більш складними, можуть бути доволі глибоко проаналізовані аналітичними методами. Зусилля, котрі витрачаються на такого роду аналіз, виправдані отриманням порівняно простих фізичних закономірностей, які зовсім не помітні у первісній формі розв'язку.

Питання про визначення зусиль у підйомних канатах (шахтних) підйомників розглянуті у роботах [2-6], причому постановка методів розв'язку тісно пов'язана з задачею про повздовжні коливання пружних стрижнів та сталевих канатів. У роботах [2,3] обмежились шахтними канатами постійної довжини і постійного перерізу. У статті [4] розглядаються різноманітні спеціальні умови: миттєве навантаження нижнього кінця канату, миттєва зупинка верхнього кінця канату, й рівнозмінний рух верхнього кінця канату.

Зазначимо, що у трьох випадках вповдовж канату буде спостерігатись розривність безперервності. Розглянуті канати постійного перерізу, але змінної довжини, враховані маса та вага канату за великих висот підйому [5]. Для побудови оптимального типу точних розв'язків та їх фізичної інтерпретації важливо знати, які компоненти розв'язку описують розповсюдження хвиль у канатах, а які їх спотворення. Для цього у розв'язку поставленої задачі авторка [6] використала модифікований метод продовження. Представлений у даній роботі метод враховує відбиття поздовжніх хвиль від рухливого кінця канату і появу залишкових коливань, проте кінцеві формули у [6] отримані у формі, яка неоднозначно описує їх характеристики.

На думку авторів даної роботи, вона повинна спиратись на підхід, який побудований на можливості побудови розв'язків хвильового рівняння з хвиль, відбитих від нерухомих і рухомих заданим чином границь напівнескінченної області. Крім того, слід врахувати, що стрижні (моделі канатів) з круговим поперечним перерізом змінної площі дозволяють створити гнучкий підвіс вантажопідйомного механізму крана мінімальної маси й конструкцію, весь матеріал котрої "працює" рівномірно, тобто якщо руйнування починається у ній одночасно у всіх точках (т.з. конструкція з рівноміцністю) [1].

**Мета роботи** полягає у обґрунтуванні методу динамічного

аналізу пружних хвилеутворень у канатах вантажопідйомних кранів в межах моделі стрижня змінної довжини і площі поперечного перерізу, заснованого на можливості побудови розв'язків хвильового рівняння з хвиль, відбитих від нерухомих і рухомих заданим чином границь напівнескінченної області. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: 1) виконати постановку та знайти розв'язок задачі, яка визначає параметри пружних хвиль у стрижнях змінної довжини та перерізу; 2) розв'язати задачу шляхом введення для певних частинних випадків автотомельної змінної.

### **Виклад основного змісту дослідження.**

#### 1. Рівняння поздовжніх коливань і характеристики розповсюдження імпульсів у нескінченному стрижні.

Пружні стрижні є найбільш простою і часто використовуваною моделлю вивчення розповсюдження хвиль у тілах, поперечні розміри котрих малі у порівнянні з розміром у напрямку розповсюдження. Порівняно проста і наочна процедура отримання результатів й фізична наочність розв'язків граничних задач роблять модель стрижня природним початковим кроком на шляху до дослідження складних закономірностей хвильового розповсюдження імпульсів у протяжних тілах.

Розглядаємо лише поздовжні коливання, для котрих переміщення частин паралельні вісі стрижня. Якщо сумістити цей напрямок з віссю декартової системи координат, можна вивести рівняння руху пружного стрижня, у загальному випадку, змінної площі поперечного перерізу.

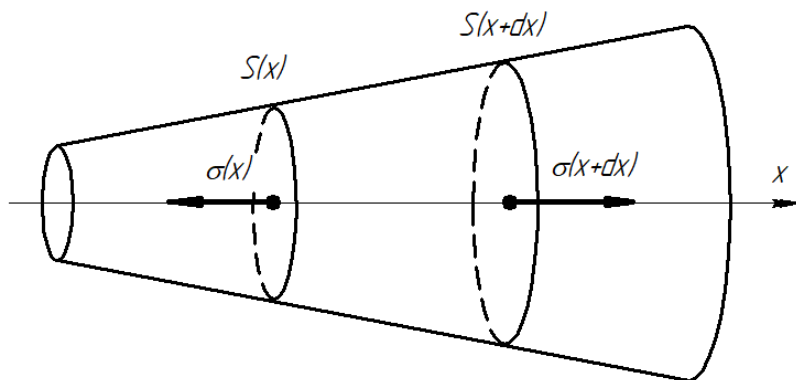


Рисунок 1 Розрахункова схема для дослідження поздовжніх коливань стрижня

Виділимо у стрижні елемент  $(x, x + dx)$  довжиною  $dx$  (рис.1). Вважаючи, що у напрямках, перпендикулярних до  $x$ , напруження малі

у порівнянні з  $\Delta x$ -напрямком, запишемо рівняння закону Гука для стрижня:

$$\sigma_x = E \cdot \varepsilon_x, \quad (1)$$

де  $\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}$  поздовжня деформація;  $E$  модуль Юнга,  $u$  переміщення,  $u = u(x, t)$ .

Рівняння руху впливає з другого закону Ньютона, який застосовуємо до елемента стрижня:

$$\sigma(x + dx) \cdot S(x + dx) - \sigma(x) \cdot S(x) = \rho \cdot S(x) dx \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \quad (2)$$

де зліва записана рівнодіюча пружних сил, з правої сторони сила інерції;  $S(x)$  визначає площу перерізу у  $x$ ;  $\rho$  щільність матеріалу;  $t$  час.

Розділимо рівняння (2) на  $dx$  й підставимо у формулу (1), тоді матимемо при  $dx \rightarrow 0$ :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( E \cdot S \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \right) = \rho \cdot S \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (3)$$

рівняння коливання стрижня зі змінними по довжині як площею поперечного перерізу, так і модулем пружності. Обмежимося випадком  $E = const$ , перепишемо вираз (3) у вигляді:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1}{S} \cdot \frac{\partial S}{\partial x} \cdot \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \quad (4)$$

де:

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (5)$$

швидкість розповсюдження пружних хвиль у стрижні.

Слід розрізнати швидкість розповсюдження хвиль і швидкість руху часточок матеріалу стрижня  $\frac{\partial u}{\partial t}$ . Остання зазвичай набагато менше  $C$ . Рівняння (4) описує коливання стрижня з однорідного матеріалу, але змінної площі поперечного перерізу.

Для стрижня постійного перерізу залежність (4) переходить у звичайне хвильове рівняння:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}. \quad (6)$$

Хвильовому рівнянню (6) задовольняє вираз виду:

$$u(x, t) = f(ct - x) + g(ct + x). \quad (7)$$

де  $f$  та  $g$  довільні неперервні функції.

Будь-який розв'язок рівняння (6) можна привести до виду (7). Вираз (7) представляє собою найбільш загальний розв'язок одновимірного хвильового рівняння.

2. Вплив змінної по довжині жорсткості на розповсюдження й відбиття пружних імпульсів у кінцічному стрижні.

Простота і фізична наочність закономірностей хвильового розповсюдження у стрижні постійного перерізу у значній мірі втрачаються при переході до змінної геометрії. Замість них проявляють себе інші механічні ефекти, котрі розглянемо на прикладі кінцічного стрижня.

Площа поперечного перерізу конуса змінюється пропорціонально квадрату віддалення від вершини, тому рівняння поздовжних коливань (4) у випадку  $S(x) = A \cdot x^2$  запишемо у вигляді:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{2}{x} \cdot \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \quad (8)$$

де швидкість розповсюдження поздовжних хвиль для тонкого корпусу, так само, як і для циліндра, дорівнює  $\sqrt{E / \rho}$ .

Розв'язок (8) легко відшукати, якщо помітити, що підстановкою  $V = x \cdot u(x, t)$  (8) зводиться до хвильового рівняння:

$$\frac{\partial^2 V}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 V}{\partial t^2}. \quad (9)$$

Відповідно, загальний розв'язок рівняння коливань кінцічного стрижня має вид  $u(x, t) = f(ct - x) / x + f(ct + x) / x$ , де перша складова представляє собою хвилю, яка виходить на  $(+\infty)$ , а інша хвилю, що приходить.

Оскільки на перерізі  $x = 0$  ніяких граничних умов поставити не можна (його площа дорівнює нулю), будемо досліджувати відбиття хвиль, які приходять з нескінченності, або імпульсів  $u_i = f(ct + x) / x$  у напівнескінченному стрижні  $a < z < \infty$  від вільного торця  $x = a > 0$ . Повне хвильове поле  $u = u_i + u_r$  ( $u_r$  відбита хвиля) повинне задовольняти умові:

$$\sigma \Big|_{x=a} = E \cdot \frac{\partial u_r}{\partial x} \Big|_{x=a} = 0; \quad 0 < t < \infty, \quad (10)$$

а відбите поле нульовим початковим умовам:

$$u_r \Big|_{t=0} = 0, \quad \frac{\partial u_r}{\partial x} \Big|_{t=0} = 0, \quad a < x < \infty. \quad (11)$$

Обираючи розв'язок для  $u_r$  у вигляді хвилі, що йде:

$$u_r = \frac{1}{x} \cdot f(ct - x + a) \cdot H(ct - x + a), \quad (12)$$

(за рахунок функції Хевісайда  $H(ct - x + a)$  рівності (11) задовольняються тотожною), з умови (10) маємо диференціальне рівняння:

$$f'(d) + \frac{1}{a} \cdot f(d) = F'(\alpha + a) - \frac{1}{a} \cdot F(\alpha + a). \quad (13)$$

Невідому функцію  $f(d)$  слід підкорити умові  $f(0) = 0$ , яка забезпечує рівність нулю переміщень на передньому фронті відбитої хвилі.

Після розв'язку (13) запишемо вираз для повного хвильового поля:

$$\begin{aligned} u(x, t) = & \frac{F(ct + x)}{x} + \\ & + \frac{1}{x} \left[ F(ct - x + 2a) - \exp\left\{\frac{ct - x + a}{a}\right\} F(a) \right] \times \\ & \times H(ct - x + a) - \frac{1}{x} \cdot \frac{2}{a} \exp\left\{\frac{ct - x + a}{a}\right\} \times \\ & \times \int_0^{ct-x+a} \exp\left\{\frac{\beta}{a}\right\} F(\beta + a) d\beta \times H(ct - x + a) \end{aligned} \quad (14)$$

Перетворимо отриману формулу стосовно падаючого імпульсу скінченної тривалості  $h$ . Якщо при  $t = 0$  збурена область займає проміжок  $b < x < b + h$  ( $b > a$ ,  $h > 0$ ), а поза нею  $u(x, t) = 0$ , такий імпульс можна записати у формі:

$$u_i = \frac{\Phi(ct + x - b)}{x} \cdot H(ct + x - b) \cdot h(b + h - ct - x), \quad (15)$$

де  $\Phi$  неперервна функція, яка задовольняє умовам  $\Phi(0) = \Phi(h) = 0$ , котрі забезпечують неперервність переміщень.

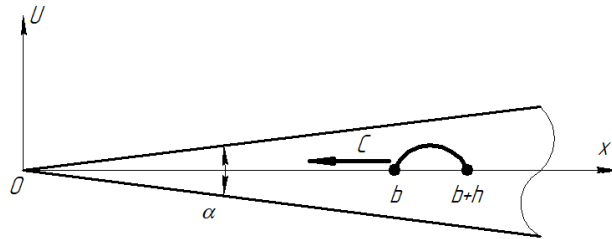
Після підстановки виразу (15) у формулу (14) для відбитої хвилі матимемо:

$$\begin{aligned}
 u(x,t) &= \frac{1}{x} \cdot \left[ \Phi(ct - x + 2a) - \frac{2}{a} \exp\left\{-\frac{ct - x - d}{a}\right\} \times \right. \\
 &\times \int_0^{-ct-x-d} \exp\left(\frac{\beta}{a}\right) \Phi(\beta) d\beta \left. \right] \cdot H(ct - x - d) \times \\
 &\times H(d + h - ct + x) - \frac{2}{ax} \exp\left\{-\frac{ct - x - a}{a}\right\} \times \\
 &\times \exp\left(-\frac{\beta}{a}\right) \Phi(\beta) d\beta \cdot H(ct - x - d - h); \\
 d &= b - 2a.
 \end{aligned} \tag{16}$$

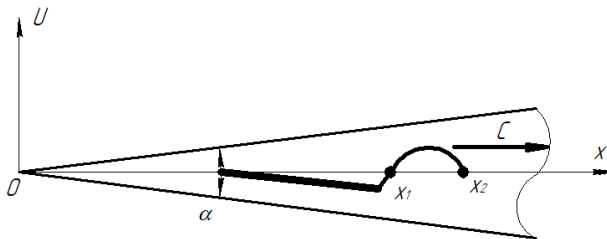
Відбите поле має більш складну у порівнянні з падаючим структуру, залежну від величини інтеграла:

$$I = \int_0^h \exp(\beta / a) \cdot \Phi(\beta) d\beta. \tag{17}$$

На рис.2,  $a$  та  $b$  показаний падаючий імпульс при  $t = 0$  (описується виразом (17) й відбитий імпульс у момент часу  $t$ , що задовольняє умові  $ct > b + h - a$ , відповідно). Відбитий імпульс складається з головної частини  $x_1 < x < x_2$  довжини  $h$ , де  $x_1 = ct - d - h$ ,  $x_2 = ct - d$ , й, у випадку  $I = 0$ , шлейфу  $a < x < x_1$ .



а.)



б.)

Рисунок 2 Розподіл переміщень



Виникнення шлейфу імпульса пояснюється наступним чином. У момент часу  $ct = b + h - a$ , коли задній фронт падаючого імпульсу відбивається від вільного торця  $x = a$ , цей торець виявляється зміщеним по вісі  $OX$  на величину

$$\delta = \left( -\frac{2}{a^2} \right) \exp \left\{ -\frac{h}{a} \right\}. \quad (17)$$

Якщо  $I = 0$ ,  $\delta$  також дорівнює нулю, й область  $a < x < x_1$  за відбитим імпульсом довжиною  $h$  при його русі на  $(+\infty)$  залишається незбуреною. У загальному випадку,  $I = 0$  переміщення у області шлейфу відмінні від нуля, а їх знак протилежний до знаку  $I$ . Таким чином, необхідною і достатньою умовою відбиття імпульса (15) у вигляді імпульсу такої ж скінченної тривалості є виконання рівності  $I = 0$ .

Перейдемо до аналізу величин енергій, які переносяться головною частиною й містяться у шлейфі відбитого імпульсу. Враховуючи змінність площі поперечного перерізу стрижня, запишемо формули для енергій частини імпульса  $S_1 < x < S_2$ , причому  $S_i$  можуть змінюватись у часі:

$$\begin{cases} T(S_1, S_2) = \frac{1}{2} \cdot A \cdot \rho \cdot \int_{S_1}^{S_2} x^2 \cdot \left( \frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 dx; \\ U(S_1, S_2) = \frac{1}{2} \cdot A \cdot E \cdot \int_{S_1}^{S_2} x^2 \cdot \left( \frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 dx, \end{cases} \quad (18)$$

де:  $T$  кінетична,  $U$  потенціальна енергія імпульсу, котрий розповсюджується у стрижні на ділянці  $S_1 < x < S_2$ , а  $A$  величина, котра характеризує кут при вершині конуса. Враховуючи, що  $u = x^{-1} \cdot F(ct + x)$ , й використовуючи тотожність:

$$x^2 \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{F}{x} \right) \right]^2 = \left( \frac{\partial F}{\partial x} \right)^2 - \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{F^2}{x} \right), \quad (19)$$

перетворимо формули (18) до наступного виду:

$$\begin{aligned} T(S_1, S_2) &= \frac{1}{2} \cdot A \cdot \rho \cdot \int_{S_1}^{S_2} (F')^2 dx; \\ U(S_1, S_2) &= T(S_1, S_2) - \frac{1}{2} \cdot A \cdot F \cdot \left( \frac{F^2}{x} \right) \Bigg|_{x=S_1}^{x=S_2}, \end{aligned} \quad (20)$$

де штрихом позначена похідна по повному аргументу.

Для падаючого імпульсу:

$$T(b - ct, b + h - ct) = u(b - ct, b + h - ct) = \frac{1}{2} \cdot A \cdot E \cdot \int_0^h [\Phi'(\alpha)]^2 d\alpha = W_0 \quad (21)$$

повна енергія, як й у стрижні постійного перерізу, ділиться навпіл на кінетичну і потенціальну і не змінюється при русі імпульса.

За формулами (20) знайдемо кінетичну і потенціальну енергії головної частини відбитого імпульсу  $T_1 = T(x_1, x_2)$ ,  $U_1 = U(x_1, x_2)$  й  $T_2 = T(a, x_1)$ ,  $U_2 = U(a, x_2)$ . Позначивши  $ct - x - d = z$ , після нескладних перетворень прийдемо до виразу:

$$T_1 = W_0 + \frac{1}{2} AE \cdot \left\{ \frac{4}{a^2} \int_0^h \exp\left(-\frac{2z}{a}\right) \left[ \int_0^z \exp\left(\frac{\beta}{a}\right) \Phi'(\beta) d\beta \right]^2 dz \right\} - \frac{1}{2} AE \cdot \frac{4}{a} \int_0^h \exp\left(-\frac{z}{a}\right) \Phi'(z) dz \int_0^z \exp\left(\frac{\beta}{a}\right) \Phi'(\beta) d\beta. \quad (22)$$

Квадрат інтегралу можна перетворити до подвійного повторного інтегралу по заштрихованому на рис. 3, а трикутнику ( $0 < \alpha < \beta$ ,  $0 < \beta < z$ ), після чого перший доданок у фігурних дужках подамо таким чином:

$$\begin{aligned} & \frac{8}{a^2} \int_0^h \exp\left(-\frac{2z}{a}\right) dz \int_0^z \exp\left(\frac{\beta}{a}\right) \Phi'(\beta) d\beta \times \\ & \times \int_0^\beta \exp\left(-\frac{\alpha}{a}\right) \Phi'(\alpha) d\alpha = \frac{8}{a^2} \int_0^z \exp\left(\frac{\beta}{a}\right) \Phi'(\beta) d\beta \times \quad (23) \\ & \times \int_0^\beta \exp\left(\frac{\alpha}{a}\right) \Phi'(\alpha) d\alpha \int_0^h \exp\left(-\frac{2z}{a}\right) dz. \end{aligned}$$

У правій частині змінений порядок інтегрування по тетраедру  $0 < \alpha < \beta$ ,  $0 < \beta < z$ ,  $0 < z < h$  (рис. 3, б). Інтегруючи по  $z$  й перетворюючи, приводимо вираз (23) до виду :

$$\frac{4}{a} \int_0^h \exp\left(-\frac{\beta}{a}\right) \Phi'(\beta) d\beta \int_0^\beta \exp\left(\frac{\alpha}{a}\right) \Phi'(\alpha) d\alpha - \frac{2}{a} \left[ \int_0^h \exp\left(\frac{h-\beta}{a}\right) \Phi'(\beta) d\beta \right]^2. \tag{24}$$

Підставляючи рівняння (24) замість першої складової у формулу (22), остаточно матимемо:

$$T_1 = W_0 - W', \quad W' = \frac{AE}{a} \left[ \int_0^h \exp\left(\frac{h-\beta}{a}\right) \Phi'(\beta) d\beta \right]^2 \tag{25}$$

величина, фізичний зміст котрої з'ясований нижче. Маючи значення  $T_1$ , далі з використанням виразу (20) знаходимо величини інших енергій. В результаті маємо:

$$T_1 = W_0 - W'; \quad T_2 = (1 - e^{-2\tau}) W';$$

$$U_1 = W_0 - \frac{(\tau - 1)}{(\tau + 1)} W', \quad U_2 = \left( 1 + e^{-2\tau} - \frac{2}{(\tau + 1)} \right) W', \tag{26}$$

де  $\tau = a^{-1}(ct + a - b - h)$  безрозмірний час, який відраховується від моменту відбиття заднього фронту падаючого імпульсу, тому  $\tau = 0$  при  $x_2 = a$ .

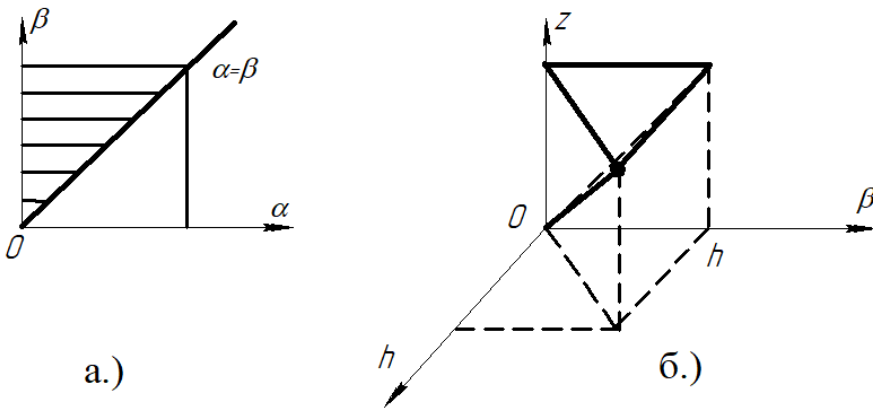


Рисунок 3 Области інтегрування

Зазначимо, що від залежностей (26) повністю визначається лише двома інтегральними характеристиками імпульсу  $W_0$  та  $W'$ , тому отримані нижче висновки справедливі для імпульсів довільної форми.

Єдина з енергій, котра зберігає постійне значення у часі, кінетична енергія головного імпульсу  $T_1$ . Потенціальна енергія головної частини монотонно спадає від значення  $W_0 + W'$  при  $\tau = 0$  до  $W_0 - W'$  при  $\tau = \infty$ . За рахунок її зменшення енергії шлейфу  $T_2$  та  $U_2$  монотонно зростають від нуля до загальної межі  $W'$ . Сума чотирьох енергій (26) у будь-який момент часу дорівнює  $2W_0$ . При  $\tau \rightarrow \infty$  маємо:

$$T_1 = U_1 = W_0 - W', \quad T_2 = U_2 = W', \quad (27)$$

відповідно, повні енергії як головної частини імпульсу, так і його шлейфу, діляться порівну на кінетичну й потенціальну енергії лише при значному віддаленні головної частини від торця  $x = a$ . В силу того, що рівності  $W' = 0$  й  $I = 0$  еквівалентні, для імпульсів без шлейфу і тільки для них  $T_1 = U_1 = W_0$ ,  $T_2 = U_2 = 0$  за будь якого  $\tau$ . Поведінка  $T_1, U_1, T_2, U_2$  як функції  $\tau$  показана на рис. 4.

Застосовуючи до виразу (25) відому з математичного аналізу нерівність Буняківського:

$$\left( \int_{\bar{q}}^{\bar{p}} f_1(x) \cdot f_2(x) dx \right)^2 \leq \int_{\bar{q}}^{\bar{p}} f_1^2(x) dx \int_{\bar{q}}^{\bar{p}} f_2^2(x) dx, \quad (28)$$

знаходимо, що завжди:

$$W'_1 < \left( 1 - \exp \left[ -\frac{2h}{a} \right] \right) \cdot W_0 < W_0. \quad (29)$$

Для доволі коротких імпульсов ( $h \ll a$ ) отримаємо важливу оцінку  $W' < \left( \frac{2h}{a} \right) \cdot W_0$ , тобто енергія шлейфу дуже мала у порівнянні з енергією головної частини.

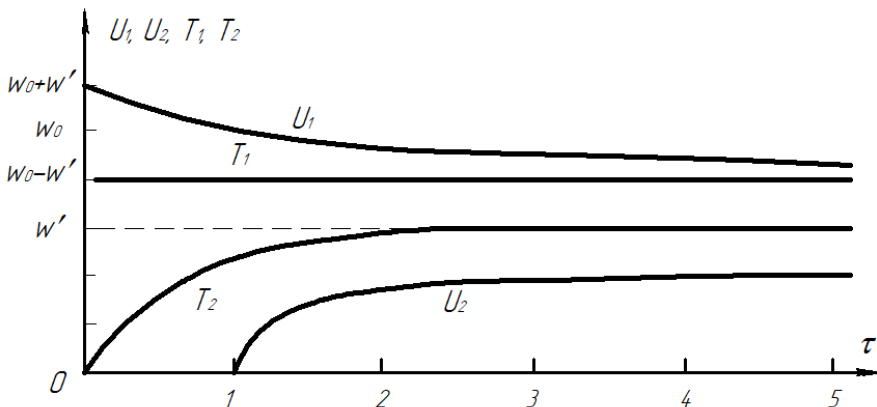


Рисунок 4 Енергії частин відбитого імпульсу у кінчному стрижні  
На останок розглянемо формули (26) за малих значень  $\tau$ .

Маємо:

$$\begin{cases} T_1 = W_0 - W', T_2 = 2\tau W' + 0(\tau^2); \\ U_1 = W_0 + (1 - 2\tau)W' + 0(\tau^2); U_2 = 0(\tau^2), \end{cases} \quad (30)$$

тому за малих значень  $\tau$  практично уся енергія шлейфу існує у вигляді кінетичної енергії і зростає пропорціонально часові. Це обумовлено тим, що шлейф малої довжини ( $x_2 - a \ll h$ ) рухається як жорстке тіло і енергія деформацій у ньому дуже мала у порівнянні з кінетичною (тому нею можна знехтувати).

### Висновки

1. Не дивлячись на те, що ні за якого граничного переходу рівняння коливань кінчного стрижня (8) не зводиться до рівняння для стрижня постійного перерізу, співставлення з останнім може бути виконане. Змінність жорсткості кінчного стрижня не проявляє себе у досить близькій до торця області ( $x - a$ )  $\ll a$ .

2. Для коротких імпульсів  $ch \ll a$  інтеграл (17) близький до нуля, й переміщення, як і енергія, що утримується у області шлейфа, малі у порівнянні з переміщеннями та енергією головної частини відбитого імпульсу. Форма відбитого імпульсу у цьому випадку залишається такою ж самою, як і у падаючому, тобто спостерігається повна аналогія зі стрижнем постійного поперечного перерізу, у котрому відбиття імпульсів не супроводжується виникненням шлейфу.

3. Отримані у роботі результати можуть бути у подальшому використані для уточнення і вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку параметрів хвилеутворень у канатах вантажопідйомних механізмів кранів як на стадіях їх проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації.

### Список використаної літератури

1. Оборский Г.А., Дашенко А.Ф., Усов А.В., Дмитришин Д.В. Моделирование систем. Одесса: Астропринт, 2013. 664 с.
2. Fritzkowski P., Kaminski H. Dynamics of a rope modeled as a discrete system with extensible members. Computational Mechanics. Vol. 44. № 4. P. 473-480.
3. Селиванов В.М. Механика разрушения деформируемого тела. М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2006. 264 с.
4. Бежок В., Дворников В. Шахтный подъем. Донецк: ООО "Юго-Восток", 2007, 282 с.

5. Razdolsky A.G. Propagation of longitudinal deformation wave along a lifting rope of variable length. *International journal of solids and structures*. 2011. V. 48. №24. P. 3359-3364.

6. Зеленская Т.С. Оптимизированная математическая модель динамических процессов в головных канатах шахтных подъемных механизмов. *Вестник Херсонского национального технического университета*. 2014. №3. С. 286-290.

## APPLICATION OF A VARIOUS MODEL LENGTH FOR DYNAMIC ELASTIC ROPES WAVES ANALYSIS OF ELASTIC ROPES. I.

<sup>1</sup>Chovnyuk Y. V., <sup>2</sup>Ostapushchenko O. P., <sup>2</sup>Kravchuk V. T., <sup>2</sup>Kravchenko I. M.

<sup>1</sup>*Nathional University of Bioresources and Life Sciences of Ukraine,*

<sup>2</sup>*Kyiv National University of Construction and Architecture*

**Annotation.** In this work, a variable length rod model is used for dynamic analysis of elastic waveforms that occur in the ropes of cranes hoisting mechanisms during the lifting/lowering cargo process. It is necessary to study the wave fields in areas with moving boundaries and the reflection regularities impulses from such boundaries to solve such problems. Within the core model (rope model), such shock loading modes may occur, also a zone of plastic deformation occurs in the rods, which thus expands. In the first approximation of the wave elastic core part propagation, it is considered that the load applied to the elastic and plastic zones moving at a certain velocity is disregarded, without taking into account the processes in the plastic zone. Problems similar to the formulation for a domain with a moving boundary are studied in the thermal conductivity (Stefan problem), but the direct use of methods developed for parabolic-type equations in wave problems (which are usually described by hyperbolic equations in partial derivatives) is incorrect second-order derivatives are available in time. An approach based on the constructing solutions possibility of the wave equation from waves reflected from the fixed and moving semi-infinite area boundaries is proposed. The main elastic waves of rods/ropes characteristics that have circular cross section of variable area, so these rods are in the paraboloid cone rotation form. A comparative results analysis obtained in these rods with cylindrical type constant cross-section rods.

**Keywords:** model, rod, variable length, dynamic analysis, elastic waveforms, ropes, lifting mechanisms, cranes, load lifting/lowering.

УДК 629 - 413 - 592.112

DOI: 10.15276/pidtt.1.65.2021.03

Скрипник В. С., Бекіш І. О., Ніщук В. В., Бурава А. С.

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу*

## ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНІСТЬ САМОВЕНТИЛЬОВАНИХ ДИСКІВ З ЕЛЕМЕНТАМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ГАЛЬМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ (ЧАСТИНА II)

***Анотація.** У матеріалах статті дана оцінка енергонавантаженості самовентильованих дисків. Крім того встановлено вплив конструктивних параметрів удосконалених гальмівних дисків на ефективність вимушеного повітряного охолодження. Визначено максимальні температурні напруження самовентильованих дисків без і з фланцем а також проілюстровано напружено-деформований стан суцільних і самовентильованих дисків з елементами охолодження дисково-колодкових гальм транспортного засобу.*

***Ключові слова:** транспортний засіб, дисково-колодкове гальмо, пара тертя, фрикційна накладка, бігова доріжка тертя диска, отвори та канавки, самовентильований гальмівний диск*

**Вступ.** В трибології, як правило, розглядаються три послідовних і взаємопов'язаних процеса тертя, а саме: фрикційна взаємодія мікроступів поверхонь, зміна поверхневих і при поверхневих шарів в результаті взаємодії та їх руйнування внаслідок двох попередніх етапів. Всі три етапи проходять у наступних полях: механічному, електричному, тепловому, хімічному, та електромагнітному. Рушійною силою у вказаних полях є локальний і блукаючий потенціал з його градієнтами, який оцінюється в тому чи іншому процесі, явищі та ефекті у повздовжньому або поперечному напрямі у металевому фрикційному елементі. Що стосується струмів омиваючого середовища, то в них враховується поперечний температурний градієнт, який визначається співвідношенням  $C_p/C_v$ , тобто відношенням теплоємності при постійному тиску та об'ємі [1].

**Стан проблеми.** Дисково-колодкові гальма транспортних засобів мають малий коефіцієнт взаємного перекриття  $K_{вз}$  і тому більше 80% бічних поверхонь гальмівного диска не знаходиться у фрикційній взаємодії з фрикційними накладками колодок. Зазначені поверхні гальмівного диска вимушено охолоджуються зустрічними

потоками повітря при русі транспортного засобу. Особливістю нагрівання бігової доріжки тертя гальмівного диска є те, що над її верхнім радіусом знаходиться менше металоемності диска, ніж під нижнім радіусом (тіло диска і фланця). Нагрівання бігової доріжки тертя залежить від того, з якою швидкістю обертається диск і яке нормальне зусилля докладено з боку накладок колодок до його робочої поверхні, а також ціле або неціле число раз вписується робоча поверхня накладки в бігову доріжку тертя гальмівного диска. Ця обставина дозволяє робочим поверхням накладок колодок рухатись по новому сліду бігової доріжки тертя диска. Кожна наступна від попередньої фрикційної взаємодії пари «диск - накладки» буде відрізняться на величину  $\Delta t$ , яке змінюється за лінійним або експоненціальним законом. Слід розрізнити три стадії фрикційної взаємодії пари «диск - накладка»: на першій - диск не прогрітий і тому спостерігається нерівність середніх температур бігової доріжки тертя диска ( $t_d$ ) і робочою поверхнею накладки ( $t_n$ ), тобто  $t_n > t_d$  і теплота від накладки поширюється в тіло диска; на другій - коли бігова доріжка тертя диска прогріта спостерігається усталений тепловий стан (кількість теплоти підведена до полірованої поверхні бігової доріжки тертя дорівнює кількості теплоти, що відводиться в омиваюче повітря складним теплообміном від матових поверхонь диска з фланцем) між  $t_n = t_d$ ; на третій - коли температура робочої поверхні накладки досягла допустимої для її матеріалів (відбувається вигорання сполучних компонентів матеріалів з утворенням фази «рідина - пар») і тоді  $t_n < t_d$ , але при цьому відбувається деяке зниження середньої поверхневої температури бігової доріжки тертя за рахунок її охолодження [2].

Із вищенаведеного слідує, що необхідно шукати шляхи зниження енергонавантажності само вентильованих дисків гальм транспортних засобів.

**Постановка задачі.** В даній публікації розглянуті наступні питання стосовно вирішувальної проблеми:

- напруження на біговій доріжці тертя само вентильованого диска;
- третій та четвертий етапи дослідження само вентильованих гальмівних дисків.

**Мета роботи** - обґрунтування вибору конструктивних параметрів самовентильованих гальмівних дисків з елементами охолодження на їхніх бігових доріжках тертя з урахуванням допустимої енергонавантажності та напруженого стану для підвищення ефективності охолодження пар тертя дисково-колодкових гальм вантажних транспортних засобів.

**Напруження на біговій доріжці тертя самовентильованого диска.** Зупинимось на максимальних температурних напруженнях самовентильованих гальмівних дисків без і з фланцем. Максимальні



температурні напруження для першого конструктивного варіанта складають 241,56 МПа, а для другого - 280,43 МПа, тобто у відсотковому виразі друга величина перевищує першу на 16 % (рис. 1 а).

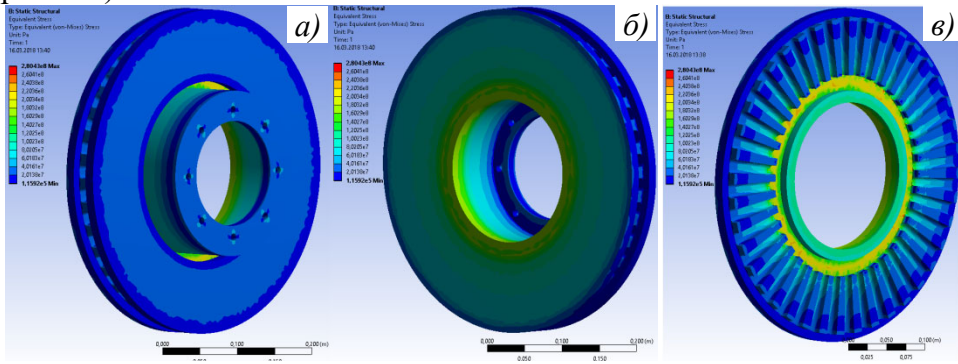


Рисунок 1 а, б, в – Епюри еквівалентних напружень правої (а), лівої (б) сторони і по перерізу вентиляційних каналів (в), утворених радіальними ребрами, частини серійного диска з фланцем дисково-колодкового гальма вантаженого транспортного засобу моделі MAN

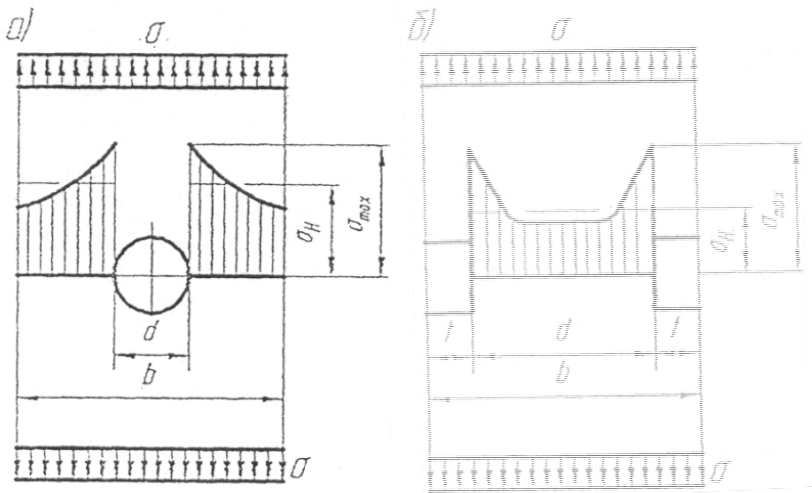


Рисунок 2 а, б – Епюри напружень біля концентраторів напружень (вентиляційного отвору (а) і канавки (б)), розташованих на бігових доріжках тертя само вентиляційних дисків

У гальмівному диску без фланця виникають більші об’ємні температури, ніж у диску з фланцем. Що стосується температурних градієнтів, то вони більші у конструктивному варіанті диска з фланцем і, як наслідок, більші температурні напруження.

При нагріванні диск вигинається в лівий бік через наявність забірних отворів, які знаходяться у правій частині диска. Лівий бік диска має колову зону температурних напружень із збільшенням до закраїни внутрішнього радіуса 212 МПа (рис. 1 б). Правий бік тіла

диска розширюється інтенсивніше через відсутність защемлення і закраїни на його внутрішньому радіусі. Проте максимальні температурні напруження виникають в тілі диска під вентиляційними каналами на його лівому боці (280,4 МПа).

Ребра вентиляційних каналів виконують роль елементів жорсткості при викривленні диска ліворуч, тому ця зона з внутрішнього його боку є найслабкішою і на ній виникають максимальні температурні напруження (рис. 1 в).

Якщо розглядати зону над середнім радіусом бігової доріжки тертя диска, то у ній напруження зменшуються, на відміну під ним, в якій температурні напруження збільшуються. Пояснюється це тим, що зовнішня циліндрична поверхня диска є незащемленою, розширюється вільно і за часом повільніше, оскільки теплові потоки надходять зверху в металомісткий фланець гальмівного диска [3].

На бігових доріжках тертя самовентильованих гальмівних дисків виконуються вентиляційні отвори і канавки для інтенсифікації вимушеного охолодження пар тертя гальма в режимах руху і гальмування транспортного засобу. При цьому необхідно пам'ятати, що наскрізні отвори є концентраторами механічних напружень (рис. 2 а), на які накладаються температурні напруження, зумовлені великими поверхневими температурними градієнтами. Наявність канавок на поверхнях гальмівного диска, які також є концентраторами напружень (рис. 2 б), дозволяє їм виступати у ролі компенсаторів ефекту розширення тіла диска.

Інтенсифікувати процеси омивання зустрічними потоками повітря матової і полірованої, зовнішньої і внутрішньої поверхонь самовентильованого гальмівного диска гальма можливо за рахунок охолоджувальних елементів.

У самовентильованих гальмівних дисках на їхніх бігових доріжках тертя виконано елементи охолодження у вигляді канавок і отворів, розташованих віялом і під кутом. Наявність канавок і отворів збільшує площі поверхонь бігової доріжки тертя диска для взаємодії з омиваючими їх потоками повітря під час руху транспортного засобу. Використання наскрізних отворів дозволить не тільки створювати додаткові вихорні потоки повітря для вимушеного охолодження внутрішніх поверхонь диска, але й інтенсифікувати повітреобмін в його порожнині. Канавки сприяють утворенню плоских вихорних потоків повітря при омиванні їх поверхонь, що сприяє збільшенню тепловіддачі від полірованих і матових зовнішніх поверхонь диска.

У табл. 1 наведено площі серійного й удосконаленого самовентильованих дисків дисково-колодкового гальма вантажного транспортного засобу моделі MAN.

Таблиця 1  
Площі поверхонь серійного та удосконалених дисків дисково-колодкового гальма вантажного транспортного засобу моделі MAN

Конструктивні особливості диска	Площі поверхонь гальмівного диска, мм <sup>2</sup>						Об'єм гальмівного диска, мм <sup>3</sup>	Коефіцієнт взаємного перекриття, K <sub>вз</sub>
	робочої	неробочої	циліндричних торцевих зовнішньої внутрішньої	вентиляційних каналів	канавок	отворів		
З розташуванням канавок отворів	147340,69			301008,01	-	-	4219824,53	0,185
	136737,7			301008,01	34394,33	-	4861331,09	0,199
	138232,3	79168,13	37824,77	301008,01	29486,17	-	4868955,46	0,197
	145769,9			294728,01	-	35633,48	4858102,3	0,187
	145769,9			294728,01	-	35633,48	4858102,3	0,187

Площа поверхні фланця – 100138,2658 мм<sup>2</sup>

Об'єм фланця – 667981,14 мм<sup>3</sup>

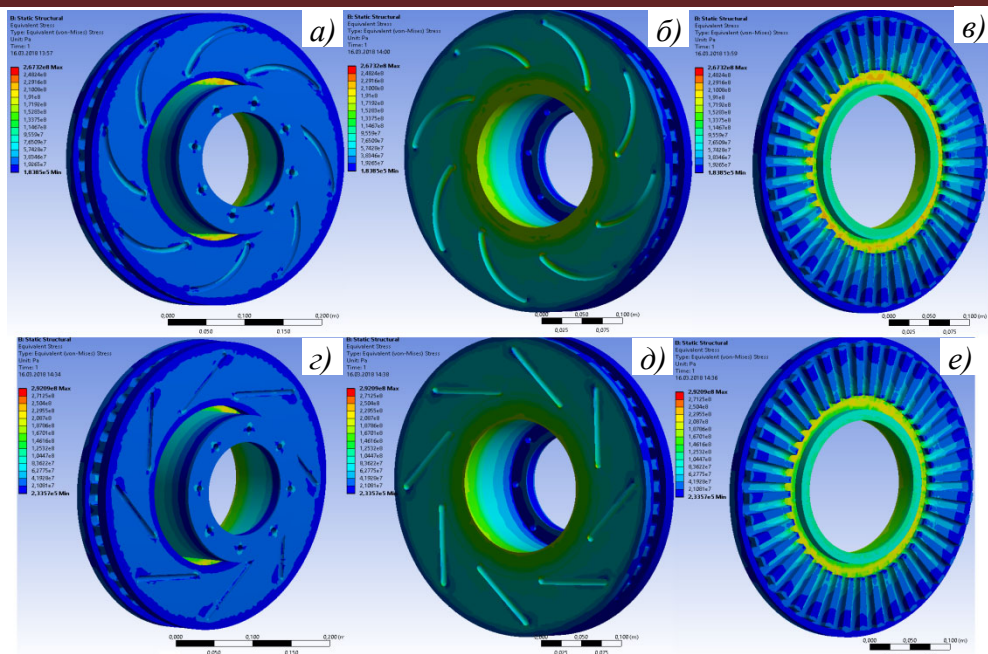


Рисунок 3 – Загальний вигляд еквівалентних напружень правої (а, г) і лівої (б, д) сторони і по перерізу вентиляційних каналів (в, е), утворених радіальними ребрами, частинок диска з фланцем з розташованими віялом (а, б) і під кутом (г, д) канавок на його біговій доріжці тертя дисково-колодкового гальма вантажного транспортного засобу моделі MAN

Проте, при дослідженні гальмівного диска с фланцем, максимальні температурні напруження виникають під вентиляційними каналами на лівій його частині, і складають для варіантів з розташуванням віялом і під кутом отворів, відповідно, 267,3 МПа (рис. 3 в) і 292,1 МПа (рис. 3 е).

Зупинимось на напружено-деформованому стані гальмівного диска з фланцем з розташуванням канавок на його робочій поверхні віялом (фіг. рис. 3 а, б, в) і під кутом (рис. 3 г, д, е). При нагріванні тіло гальмівного диска вигинається в лівий бік через наявність забірних отворів, які знаходяться у правій частині диска. Ліва частина диска має колову зону значень температурних напружень, які збільшуються до закраїни внутрішнього його радіуса 191,0 МПа (рис. 3 б) і 208,7 МПа (рис. 3 д). Також на робочій поверхні лівої частини диска спостерігаються концентратори напружень у зоні канавок, розташованих віялом і під кутом. Максимальні напруження цієї зони виникають біля нижньої частини канавок, які розташовані ближче до внутрішнього радіуса бігової доріжки тертя диска. Пояснюється це тим, що тіло диска розширюється радіально і вигинається в лівий бік, збільшуючи і розплющуючи при цьому нижні частини поверхонь канавок. Значення напружень у цих точках з розташуванням отворів

віялом і під кутом дорівнюють, відповідно, 281,1 МПа (фіг. 3 а, б) і 311,5 МПа (фіг. 3 з, д).

Проте, якщо розглядати гальмівний диск з фланцем, то максимальні температурні напруження виникають під вентиляційними каналами на лівій його частині, і складають для варіантів з розташуванням отворів віялом і під кутом, відповідно, 328,1 МПа (рис. 3 в) і 36,8 МПа (рис. 3 е).

Як видно з табл. 1, 2 і рис. 3 конструктивні удосконалення робочих поверхонь гальмівних дисків зменшують енергонавантаженисть у середньому від 11,1 до 15,6%. При порівнянні з серійним диском найбільше зменшення середньої об'ємної температури його тіла спостерігалось з розташування канавок віялом на робочій поверхні (15,6%) і менше - з канавками під кутом (13,2%). При наявності розташування отворів віялом на робочій поверхні гальмівного диска спостерігалось зменшення об'ємної температури його тіла на 13,6%, а з отворами під кутом - на 11,1 %.

Таблиця 2

### Напружений стан дисків гальма вантажного транспортного засобу моделі MAN

Конструктивні виконання робочої поверхні диска		Максимальні температурні напруження диска, МПа		Відсоток відхилення, %	
		без фланця	з фланцем		
серійне		241,56	280,43	16,1	
З розташуванням	канавок	віялом	239,17	267,32	11,8
		під кутом	238,72	292,09	22,4
	отворів	віялом	285,32	328,13	15,0
		під кутом	280,52	363,81	29,7

У двох конструктивних варіантах (диск з фланцем і чистий диск) найменші температурні напруження спостерігались з канавками на біговій доріжці тертя диска. У той же час в диску з фланцем при розташуванні канавок віялом на його робочій поверхні температурні напруження досягали 285,32 МПа, а без фланця у диску з канавками під кутом - 363,81 МПа.

Важливо відмітити те, що у диску без фланця при зміні канавок і отворів, розташованих на його робочій поверхні віялом, на варіант розташування під кутом, температурні напруження знижуються [4]. У той же час в диску з фланцем вони збільшуються. У двох випадках максимальні температурні напруження спостерігаються у варіанті з

отворами, а у випадку диска без фланця - при розташуванні отворів віялом на його біговій доріжці тертя, а у диску фланцем - при розташуванні отворів під кутом.

**Третій та четвертий етапи дослідження самовентильованих гальмівних дисків.** Проілюстровано напружено-деформований стан суцільних і самовентильованих дисків з елементами охолодження дисково-колодкових гальм вантажного транспортного засобу моделі MAN.

На третьому етапі експериментально-розрахунковим шляхом встановлено закономірності впливу коефіцієнтів взаємного перекриття пар тертя через зміну площ бігових доріжок тертя дисків при виконанні на них вентиляційних отворів і канавок різних схем на основні експлуатаційні параметри: поверхневі температури і їх градієнти, динамічні коефіцієнти тертя, зношування робочої поверхні накладки (рис. 4) і гальмівний момент дисково-колодкових гальм транспортних засобів [5].

Одним із важливих конструктивних параметрів дисково-колодкового гальма є коефіцієнт взаємного перекриття, який характеризується відношенням площ тертя елементів контактуючої пари «диск – накладки колодок». Дисково-колодкове гальмо має низький коефіцієнт взаємного перекриття ( $k_{\text{вз}}=0,1\dots 0,2$ ), що створює хороші умови для вимушеного охолодження. Це особливо важливо для транспортних засобів, які працюють у міських умовах з частими зупинками.

На реальних фізичних моделях в експлуатаційних і стендових умовах вивчали температурне поле при електротермомеханічному терті пари «СЧ-15 – ФК-24А» з дотриманням умови  $\Delta\theta_{\text{П}} > \Delta\theta_{\text{V}}$ , тобто що приріст поверхневої температури бігової доріжки тертя диска завжди більший за приріст його об'ємної температури. Випробовування проводили на серійному і модельному дисково-колодковому гальмі. У результаті досліджень коефіцієнта взаємного перекриття  $k_{\text{вз}}$  і параметрів процесу тертя, з яких виділено імпульсне нормальне зусилля  $N$ , в залежності від термостану диска було встановлено (рис. 4 а, б, в, г, д, е):

- зменшення  $k_{\text{вз}}$  призводить до зниження середньої поверхні  $\theta_{\text{П}}$  і об'ємної температури  $\theta_{\text{V}}$  і зменшенню їх градієнтів  $\frac{\partial\theta_{\text{П}}}{\partial l}$  і  $\frac{\partial\theta_{\text{V}}}{\partial \delta}$ ;

збільшення  $k_{\text{вз}}$  сприяє зростанню  $\frac{\partial\theta_{\text{П}}}{\partial l}$  і  $\frac{\partial\theta_{\text{V}}}{\partial \delta}$ ;

- зниження  $k_{\text{вз}}$  зумовлює збільшення динамічного коефіцієнта тертя; динамічний коефіцієнт тертя підвищується у зв'язку із зменшенням  $\frac{\partial\theta_{\text{П}}}{\partial l}$ ;  $\frac{\partial\theta_{\text{V}}}{\partial \delta}$ ;

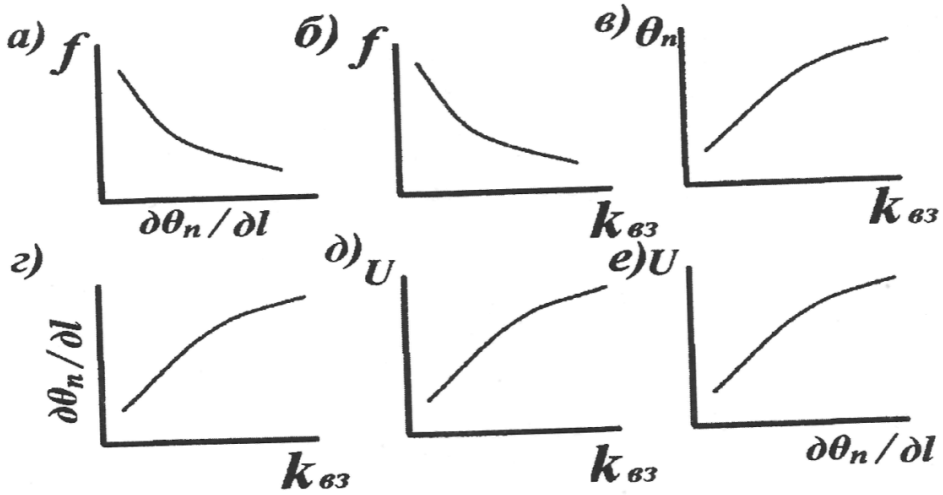


Рисунок 4 а, б, в, г, д, е – загальні закономірності зміни динамічного коефіцієнта тертя ( $\theta$ ), поверхневої температури  $\theta_n$  (в), поверхневого градієнта температури ( $\partial\theta_n/\partial l$ ) (г), зношування ( $U$ ) (д) в залежності від  $k_{63}$ , а також  $f = \varphi(\partial\theta_n/\partial l)$  (е) і  $U = \varphi(\partial\theta_n/\partial l)$  (е)

- збільшення  $k_{63}$  і  $\frac{\partial\theta_{II}}{\partial l}$ ;  $\frac{\partial\theta_V}{\partial\delta}$  сприяє зростанню інтенсивності зношування  $U$ .

Для фрикційних пар дисково-колодкового гальма (у стендових умовах) зменшення  $k_{63}$  при роботі тертя  $W_T = const$  сприяє збільшенню зношування тільки при умові, коли функції  $f = f(k_{63}, \frac{\partial\theta_V}{\partial\delta})$  і  $U = U(k_{63},$

$\frac{\partial\theta_{II}}{\partial l})$  від параметра  $k_{63}$  змінюються інтенсивніше, ніж від  $\frac{\partial\theta_{II}}{\partial l}$  і  $\frac{\partial\theta_V}{\partial\delta}$ : у цьому випадку

$$\frac{\partial f(k_{63}, N, \partial\theta_V / \partial\delta)}{\partial k_{63}} > \frac{\partial f(k_{63}, N, \partial\theta_V / \partial\delta)}{\partial\theta_{II} / \partial l}; \tag{9}$$

На рис. 5 проілюстрована графічна залежність коефіцієнта взаємного перекриття пар тертя дисково-колодкового гальма, який має у своєму складі самовентильовані гальмівні диски з елементами охолодження вантажного транспортного засобу моделі MAN. З графічної залежності випливає, що коливання  $k_{63}$  складає 0,016.

При фрикційній взаємодії пар тертя дисково-колодкового гальма транспортного засобу спостерігаються такі схеми циркуляції повітряних потоків омиваючих зовнішні і внутрішні поверхні гальмівного диска, що обертається уповільнено (рис. 6). Інтенсивність вимушеного охолодження повітряними потоками вказаних поверхонь

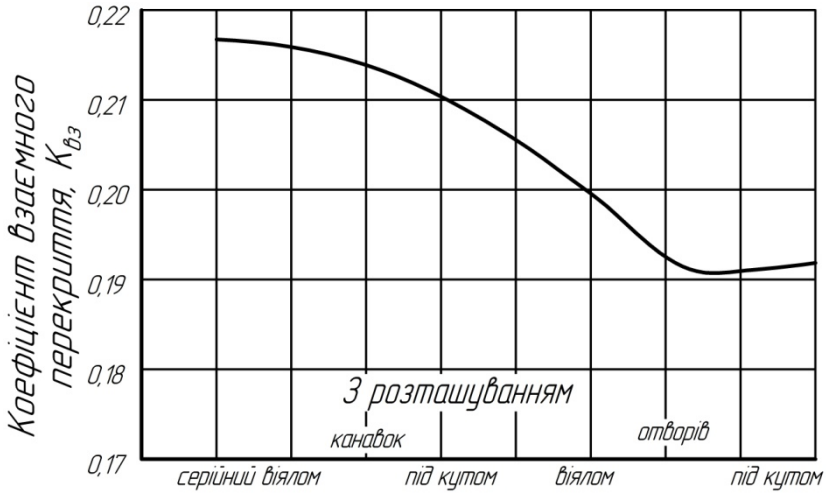


Рисунок 5 – Закономірність зміни коефіцієнта взаємного перекриття пар тертя гальма від конструктивного виконання само вентиляційного гальмівного диска з елементами охолодження

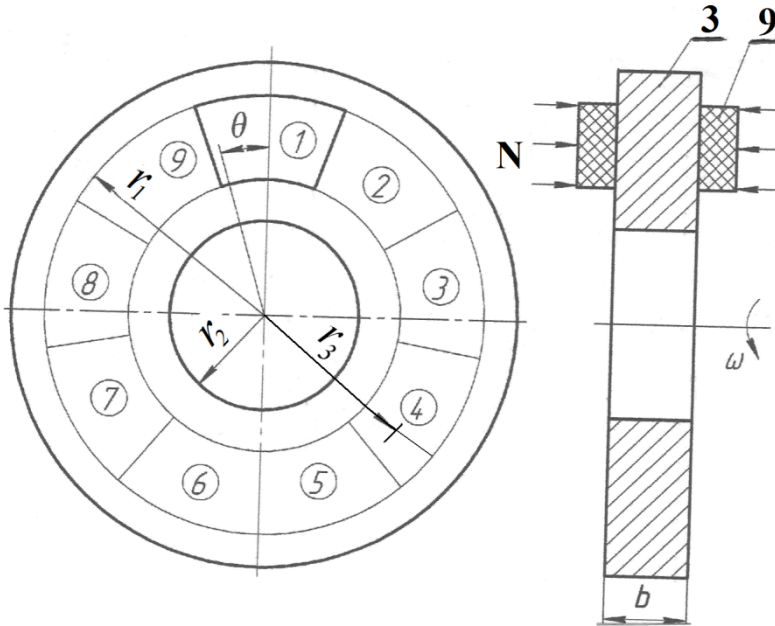


Рисунок 6 – Схема кількісної оцінки перекриття накладками бігової доріжки тертя диска за один оберт

диска залежить від витрати повітря в одиницю часу, тобто від швидкості руху транспортного засобу і градієнта тиску у потоці повітря. Як перший параметр, так і другий мають обмеження, які впливають на ефективність охолодження поверхонь диска. У процесі гальмування нерухомі робочі поверхні накладок перекривають вентиляційні отвори 11, сприяючи зростанню швидкості проходження повітряними потоками вентиляційних каналів 6, що збільшує в їх об'ємі кількість повітря. При цьому у місці спряження робочих



поверхонь накладок 9 з біговими доріжками тертя 8 диска між їх мікрувиступами при перекритті вентиляційних отворів 11 або канавок формуються плоскі повітряні вихори, знижуючи локально енергонавантаженисть пар тертя гальма. При русі транспортного засобу самовентильований диск вільно обертається в складі дисково-колодкового гальма і омивається зустрічними потоками повітря. У цьому випадку можливі дві схеми циркуляції омиваючого повітря. У першій схемі основний потік повітря рухається по контуру "забірний отвір - низ вентиляційного каналу", у якому градієнт його тиску більший, при якому відбувається підсмоктування повітря з навколишнього середовища крізь вентиляційні отвори у потік повітря, що рухається. Розташування вентиляційних отворів під кутом або віялом на біговій доріжці тертя диска при його обертанні формує в основному потоці повітря у вентиляційному каналі об'ємні вихори, які знижують температуру повітря. У другій схемі основний потік рухається по контуру "забірний отвір - переріз вентиляційного каналу по середньому радіусу бігової доріжки тертя диска", в якому градієнт його тиску незначний, виникають струминки повітря, які поступають крізь вентиляційні отвори та здійснюють гальмування основного потоку повітря і створення у ньому завихрень. Завихрення потоків повітря, омиваючого бігові доріжки тертя диска, здійснюється канавками, розташованими під кутом і віялом на її поверхні.

На рис. 7 проілюстровано закономірність зміни гальмівного моменту, який розвивається дисково-колодковим гальмом з серійними і охолоджувальними елементами самовентильованих дисків вантажного транспортного засобу моделі MAN від конструктивних удосконалень їх бігових доріжок тертя і реалізованого динамічного коефіцієнта тертя. Графічна залежність показує, що гальмівний момент змінюється незначно. Відомо, що гальмівний момент суттєво залежить від енергонавантаженисті пар тертя дисково-колодкового гальма транспортного засобу.

На четвертому етапі в експлуатаційних умовах на вантажному транспортному засобі в режимах гальмування і руху визначають енергонавантаженисть пар тертя гальма з дисками з елементами охолодження, яку порівнюють з енергонавантаженистю серійного гальма.

Для визначення ефективності елементів охолодження, виконаних на біговій доріжці тертя дисків, встановлених у супорті гальма і які фрикційно взаємодіють з робочими поверхнями накладок колодок гальма, здійснюють так. Як у серійний, так і з елементами охолодження (рис. 8 а, б, в, г) самовентильованими дисками гальм у накладки колодок встановлюють термопари в рівень з їхньою робочою поверхнею. При цьому на час експлуатаційних випробувань на задній

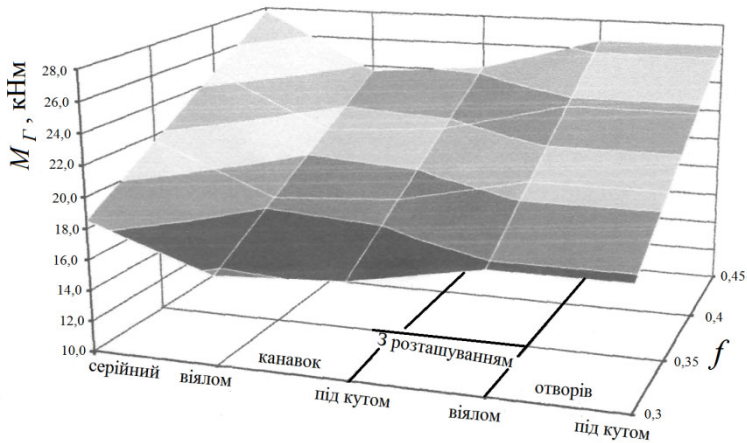


Рисунок 7 – Закономірність зміни гальмівного моменту, який розвивається само вентильованим дисково-колодковим гальмом транспортного засобу моделі MAN в залежності від конструктивного виконання елементів охолодження і різних динамічних коефіцієнтів тертя

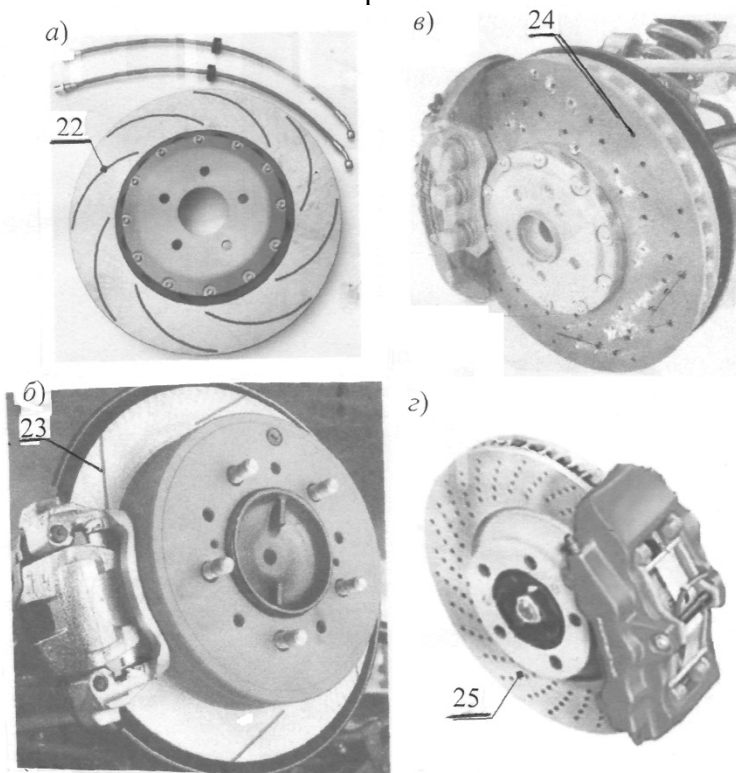


Рисунок 8 а, б, в, г - Дисково-колодкові гальмівні механізми з самовентильованими дисками з елементами охолодження: 22, 23 - з розташуванням канавок віялом (а) і під кутом (б); 24, 25 - з розташуванням вентиляційних отворів під кутом (в) і віялом (г) міст транспортного засобу в праве гальмо встановлюють серійний

самовентильований диск, а у лівому гальмі по чергово міняють диски, на бігових доріжках тертя яких виконані окремо: вентиляційні отвори і канавки під кутом; вентиляційні отвори і канавки віялом. Циклічними гальмуваннями вантажного транспортного засобу згідно з №13 СЕКООН (при масі в 26,0 т, пригальмовування від  $V=60,0$  км/г до 30,0 км/г; 20 гальмувань з часом між циклами 45,0 с) пари тертя гальм нагрівають до поверхневої температури 300 °С. Потім пари тертя гальм охолоджують зустрічними потоками повітря при русі транспортного засобу з різними сталими швидкостями однакової тривалості. Температурним способом за співвідношенням вимірних об'ємних температур дисків правого і лівого гальма, тобто  $\frac{(\theta_1 - \theta_0)}{(\theta_2 - \theta_0)}$ , де  $\theta_0$  - температура навколишнього середовища) визначають ефективність елементів охолодження самовентильованих гальмівних дисків. У табл. 3 наведено енергонавантаженість пар тертя самовентильованого дисково-колодкового гальма при русі при циклічних гальмуваннях вантажного транспортного засобу моделі MAN.

Таблиця 3

Енергонавантаженість серійного і з елементами охолодження самовентильованих задніх гальмівних механізмів вантажного транспортного засобу моделі MAN

Конструктивні виконання робочої поверхні диска		Середня об'ємна температура диска з фланцем, °С	Ефективність охолодження, $\frac{(\theta_1 - \theta_0)}{(\theta_2 - \theta_0)}$ , %	Максимальні поверхневі градієнти диска, °С/мм	
серійне		165,0	-	2,5	
З розташуванням	канавок	віялом	150,0	10,0	1,85
		під кутом	145,0	13,8	1,6
	отворів	віялом	135,0	20,0	1,45
		під кутом	140,0	16,3	1,55

Аналіз отриманих експериментальних даних показує, що виконання отворів віялом і під кутом у суцільному диску має найбільшу ефективність. Проте статистичні дані по самовентильованих дисках з розташуванням отворів під кутом і віялом на їх бігових доріжках тертя підтверджують низьку довговічність дисків через зародження і розвиток мікротріщин, які переростають у тріщини і призводять до виходу з ладу дисків гальм.

За результатами розрахункових й експериментальних етапів доведено і обґрунтовано ефективність вимушеного повітряного охолодження за рахунок застосування отворів і канавок, розташованих під кутом і віялом на бігових доріжках тертя суцільних та самовентильованих дисків у гальмівних механізмах різних категорій транспортних засобів.

**Висновок.** Таким чином, встановлено вплив конструктивних удосконалених гальмівних дисків на ефективність вимушеного повітряного охолодження.

### Список використаної літератури

1. Дисковые и дисково-колодочные тормоза в машиностроении / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, М. Я. Джавадов [и др.] // Том I, Баку: «Apostrof - A». 2020. – 376 с.
2. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов транспортных средств / А. Х. Джанахмедов, А.И. Вольченко, А. В. Возний [та ін.]. Стандарт. - Баку: Апострофф, 2016. - 272 с.
3. Тормозные устройства: Справочник / А. П. Александров, А. Г. Лысяков, В. Н. Федосеева и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 312 с.
4. Трмбология: трение, износ, смазка / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, Н. А. Вольченко и др. // Баку: «Апостроф-А», 2019. – 640 с.
5. Трение, износ, смазка (трибология и триботехника) под общей редакцией А. В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003. – 575 с.

## ENERGY LOADING OF SELF-VENTILATED DISCS WITH COOLING ELEMENTS OF VEHICLE BRAKES (PART II)

Skrypnyk V. S., Bekish I. O., Nishchuk V. V., Burava A. S.  
*Ivano-Frankivsk National Technical University Oil and Gas*

**Abstract.** The materials of the article give an estimate of the energy load of self-ventilated disks. In addition, the influence of design parameters of advanced brake discs on the efficiency of forced air cooling is established. The maximum temperature stresses of self-ventilated disks without and with a flange are determined, and the stress-strain state of solid and self-ventilated disks with cooling elements of disk-pad brakes of a vehicle is illustrated.

A brake disc without a flange has higher volumetric temperatures than a disc with a flange. As for the temperature gradients, they are larger in

---

the design of the disk with a flange and, as a consequence, higher temperature stresses.

Ventilation holes and grooves are performed on the friction treadmills of self-ventilated brake discs to intensify the forced cooling of the brake friction pairs in the modes of movement and braking of the vehicle.

Intensify the processes of washing with counterflows of air matte and polished, outer and inner surfaces of the self-ventilated brake disc brake is possible due to the cooling elements.

It is important to note that in a disk without a flange at change of the grooves and the openings located on its working surface by a fan, on a variant of an arrangement at an angle, temperature stresses decrease.

According to the results of calculation and experimental stages, the efficiency of forced air cooling due to the use of holes and grooves located at an angle and fan on the treadmills of solid and self-ventilated discs in the brakes of different categories of vehicles is proved and substantiated.

**Keywords:** vehicle, disc-pad brake, friction pair, friction pad, disc friction treadmill, holes and grooves, self-ventilated brake disc.

УДК 331.101.11

DOI: 10.15276/pidtt.1.65.2021.04

<sup>1</sup>Волобуєва Т. В., <sup>1</sup>Сирота В. М., <sup>2</sup>Степанов О. В., <sup>2</sup>Венгер А. С.

<sup>1</sup>Одеська державна академія будівництва та архітектури,

<sup>2</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## УДОСКОНАЛЕННЯ НАВИЧОК КЕРУВАННЯ ТРАНСПОРТНИМ ЗАСОБОМ ЗА ДОПОМОГОЮ СПЕЦІАЛІЗОВАНИХ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ

***Анотація.** У роботі розглядається проблема підвищення безпеки дорожнього руху за рахунок удосконалення підготовки водіїв за допомогою спеціалізованих технічних засобів. Пропонується тренажерний клас, до складу якого входять настільні тренажери (наприклад, 20 одиниць) і один підлоговий тренажер.*

*Застосовуючи в процесі навчання і тренування педагогічні принципи, які описуються в статті, інструктор за допомогою підлогового автомобільного тренажера перевіряє водіїв на якість засвоєння матеріалу. Навчання і тренування слід розглядати як єдиний нерозривний процес. Таким чином, з метою усунення помилок в техніці керування автомобілем, та удосконалення майстерності водіння автомобіля в автошколах повинні використовуватися на практиці спеціалізовані технічні засоби і існуючі методи підготовки водіїв, що значно підвищить безпеку руху на дорогах.*

***Ключові слова:** водій, методика, автотренажер, спеціалізовані технічні засоби.*

**Постановка проблеми.** В сучасних умовах формування безпеки дорожнього руху визначальну роль грає рівень підготовки водія, з урахуванням загальносвітових тенденцій зростання аварійності, 80% дорожньо-транспортної пригоди (ДТП) із вини водія. Зазначений відсоток розкриває безсумнівну актуальність рішення науково-практичних задач по пошуку шляхів удосконалення підготовки водіїв. Сучасні дослідження в підготовці водіїв автомобілів сконцентровані в рамках інженерної психології й ергономіки. Істотною науковою проблемою в дослідженні процесу навчання водіїв є розкриття процесу формування навичок водіння автомобіля в умовах мінливої дорожньо-транспортної ситуації. Існуючі дослідження вказують на те, що виникненню ДТП з вини водія передують специфічна дорожньо-транспортна ситуація, що найчастіше певним чином зв'язана з виникненням у водія стресу та перешкоджає адекватній оцінці

зазначеної ситуації. У зазначених умовах вказані ситуації неминуче переростають у ДТП. Тому виникає необхідність у вирішенні задачі з удосконалення майстерності водіння і відпрацюванню вправ із контраварійної підготовки [1] до автоматизму, а також у розробці відповідних методик і апаратних засобів для навчання.

Навчання прийомам водійської майстерності становить найбільш важливу частину системи контраварійної підготовки водіїв [2,3]. В основу методики закладений комплекс спеціальних вправ, який не має світових аналогів, де передбачають, зокрема, навчання в умовах, максимально наближених до критичних, з акцентом на розвиток творчих здібностей при забезпеченні гарантованої безпеки і динамічною оцінкою майстерності керування автомобілем. З метою економії експлуатації транспортних засобів і забезпечення безпечного навчання початківців водіїв, методика передбачає використання підготовки на тренажерах. Тренажерна підготовка є початковою стадією контраварійної підготовки, і призначена для освоєння елементів, рухових дій і прийомів керування автомобілем, пов'язаних з проявом граничних можливостей водія за критеріями сили, швидкості, спритності і спеціальної витривалості.

Спосіб навчання та тренування на тренажері повинен передбачати достатню кількість повторень. Таким чином, одним з визначальних принципів тренажерної підготовки є принцип функціональної достатності-надмірності, проходження якого визначило систему тренувальних вправ на тренажерах. [4].

**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, Є.С. Циганков та інших. Тренування на автомобільному тренажері є підготовчим процесом, який підпорядковується всім закономірностям педагогіки незалежно від конструкції тренажера і застосовуваних способів тренування. В основі всього циклу тренувань, а також окремих занять повинні лежати загальні педагогічні принципи. А саме: формування, перебудова і руйнування навичок, які підкоряються всім законам відтворення, зміни і гальмування умовних рефлексів. При утворенні умовних рефлексів в результаті багаторазового повторення діяльності нервові процеси складаються в певну систему, яка може дещо змінюватися під впливом різних умов і ситуацій. Таку систему академік І. П. Павлов назвав динамічним стереотипом. Відтворення динамічних стереотипів в корі великих півкуль є тим фізіологічним механізмом, на основі якого виробляються навички. Найбільш вивчений процес формування рухових навичок. У ньому розрізняють три етапи:

Перший етап складається з вивчення окремих елементів руху і об'єднання їх в одну цілісну дію. Цей етап характеризується наявністю

зайвих, недоцільних рухів. Водій, який навчається в початковій стадії навчання надмірно напружений, сильно затискає рульове колесо, і часто робить короткі рухи кермом, різко і неточно переміщує важелі управління. Всі свої дії він контролює за допомогою зору.

На другому етапі в міру повторення вправи непотрібні, недоцільні рухи зникають, відбувається поступове формування динамічного стереотипу. Рухи водія, який навчається стають точнішими. Поступово слабшає зоровий контроль за виконанням дій і збільшується роль рухового контролю.

На третьому етапі динамічний стереотип сформований. Більшість дій виконується автоматично, тобто без участі свідомості, здійснюючи тільки функцію контролю. На цій стадії формування досвіду зазвичай вводять певні ускладнення з метою вироблення варіативності навички, наприклад, водій, якого навчають вдосконалюється в їзді по дорозі з високою інтенсивністю руху різних транспортних засобів. Опанувати навиком необхідно усвідомлено. Водій, який навчається повинен зрозуміти своє просування вперед, а майстер зобов'язаний допомогти йому аналізувати процес оволодіння навичкою.

На першому етапі, коли водій, який навчається, намагаються усвідомити кожен окремий рух або дію, тому необхідно допомогти їм розкласти той чи інший процес на складові його елементи і визначити їх зв'язок між собою. На третьому етапі, в період удосконалення навичок, педагогічний процес набуває особливо складний характер. Майстер повинен добре вивчити своєрідність помилок водіїв, які навчаються, і нові вправи складати з урахуванням колишніх помилок і індивідуальних особливостей тих, кого навчають.

**Мета:** полягає в удосконаленні навичок керування транспортних засобів за допомогою спеціалізованих технічних засобів для підвищення безпеки дорожнього руху.

#### **Результати досліджень.**

Для підвищення якості роботи викладачів автошкіл доцільно використовувати спеціалізовані технічні засоби. Пропонується тренажерний клас, до складу якого входять настільні тренажери (наприклад, 20 одиниць) і один підлоговий тренажер.

Тренажерний клас призначений для відпрацювання техніки швидкісного рулювання, із застосуванням комплексу спеціальних вправ з контраварійної підготовки [2,3], а також тестування набутих навичок.

Таким чином, до складу тренажерного класу включені:

20 настільних рульових пристроїв (настільних тренажерів – за кількістю майбутніх водіїв), які кріпляться на навчальних столах за допомогою струбцинок з можливістю зміни кута нахилу рульового валу та зміни рульового колеса, згідно імітованої марки автомобіля



(рис.1). Кожен пристрій, для полегшення виконання вправ з контраварійної підготовки, згідно методики, забезпечено візирним диском, на якому нанесена годинникова розмітка і кутова розмітка від 0 до 360 градусів.

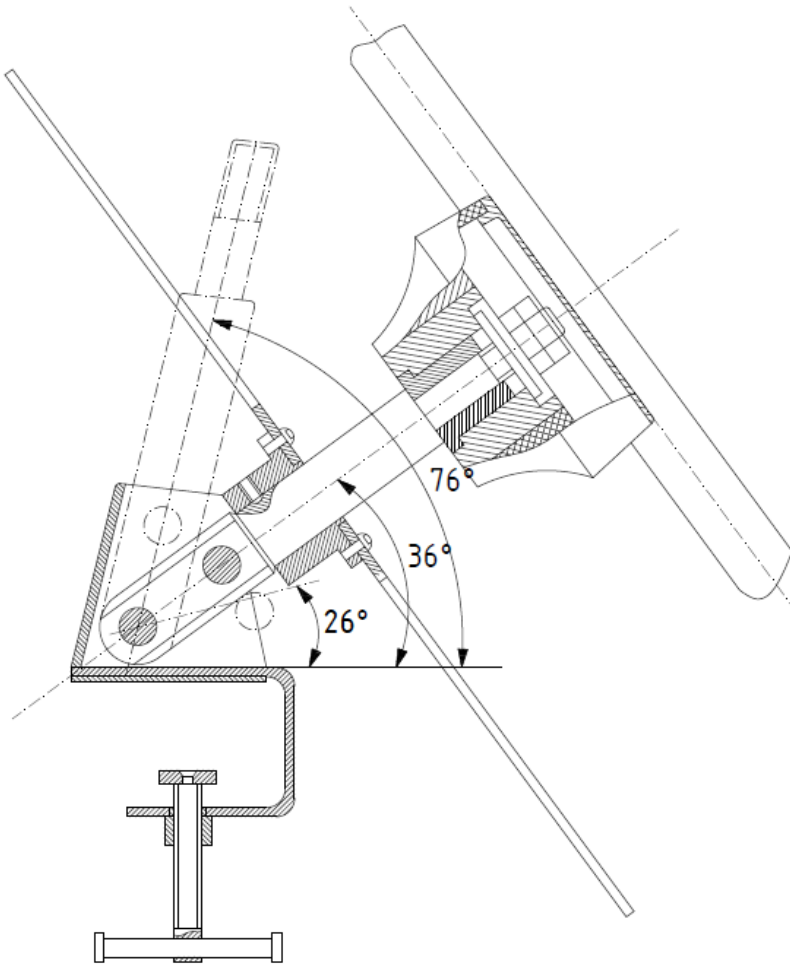


Рисунок 1 – Настільний тренажер: 1 – рульовий вал; 2 – візирний диск; 3 – знімне рульове колесо. Положення рульового валу: 26° – легкові автомобілі; 36° – вантажні автомобілі; 76° – автобуси

Один підлоговий тренажер (рис. 2) з робочим місцем водія, сидіння якого регулюється по горизонталі і вертикалі, для формування оптимальної робочої пози. Рульове колесо знімне і може змінюватися, під відповідну модель автомобіля, яка імітується, з наступним регулюванням кута нахилу рульової колонки і фіксації за допомогою фіксатора.



Рисунок 2 – Вид підлогового тренажера

Основні конструктивні елементи тренажера наступні: педалі, датчик повороту рульової колонки, фотоелектричний датчик кута повороту рульового колеса (кутомір), варіатор з електродвигуном навантажувального пристрою (рис. 3), а також представлено зовнішній вид електронних блоків обробки інформації (рис. 4) і навантажувального пристрою (рис.5). Автотренажер призначений для тестування набутих навичок в процесі навчання майбутніх водіїв на настільних тренажерах.

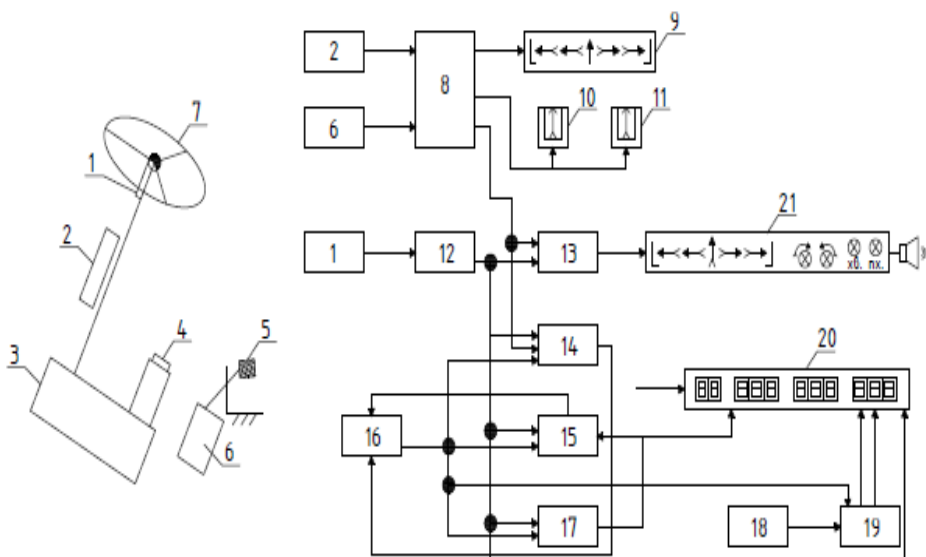






Рисунок 3 – Функціональна електрична схема підлогового автотренажера для навчання та тестування з контраварійної підготовки: 1 – датчик цифрового відліку (кутомір); 2 – датчик

повороту рульової колонки; 3 – варіатор; 4 – електродвигун; 5 – блок педалей; 6 – датчик положення педалей; 7 – рульове колесо; 8 – перетворювач аналоговий; 9 - світлове табло; 10 - покажчик положення рульового колеса; 11 – покажчик імітатора швидкості; 12 – кутомір цифровий (КЦ); 13 – блок управління сигнальним табло (БУСТ); 14 – цікломір; 15 – цифровий компаратор (ЦК); 16 - пристрій управління програмний (УПП); 17 – регістрова пам'ять; 18 - генератор стабільної частоти (ГСЧ); 19 - блок рахунковий (БР); 20 - блок динамічної індикації і цифрове табло: де 21 - сигнальне табло;  - обертання вправо (вліво);  - опорний кут зліва (справа);  - нейтральне положення рульового колеса;  - рульове колесо зліва (справа) від нейтралі.

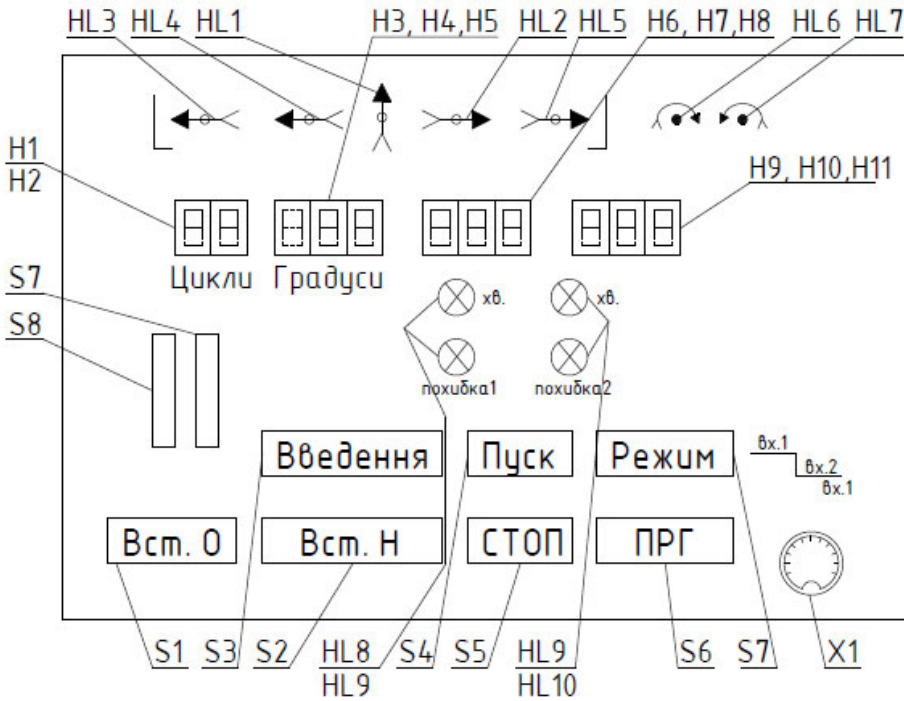


Рисунок 4 – Зовнішній вид панелі електронних блоків обробки інформації

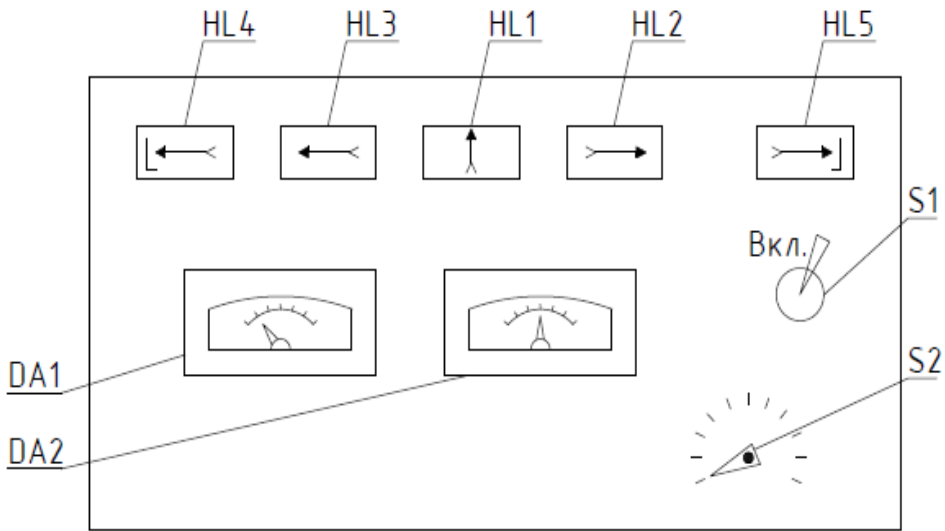


Рисунок 5 – Зовнішній вид панелі навантажувального пристрою

Робота тренажерного класу.

Заняття проводять відповідно до типового навчального плану для автошкол за методикою контраварійної підготовки [1,2,3].

Згідно методики, на початку і в кінці кожного заняття проводити тестування, з метою визначення ефективності занять і рівня досягнутої майстерності. Тестування проводиться на базі підлогового тренажера (рис.2). Індивідуально «підганяється» робоче місце для правильної посадки майбутніх водіїв. Рульовий вал встановлюється в положення, яке імітує певну марку автомобіля, і фіксується. Рульове колесо обертається на валу вільно (шпонка не встановлена) і не має обмежувачів кута повороту.

Фотоелектричний датчик за допомогою роз'ємів і знімного електричного шнура пов'язаний з електронним блоком обробки інформації (рис.5), де передбачено проведення тестування за такими програмами:

код 000 – циклічне обертання рульового колеса на задане число напівциклів. Після виконання завдання можна отримати наступні дані: загальний час вправи; час обертання вправо; час обертання вліво та асиметрію правого і лівого обертання;

– код 010 – необмежене обертання в одну сторону на задане число обертів (наприклад, від 1-го до 250). Визначається: час обертання і – асиметрію лівого і правого обертання;

– код 020 – ривки. Визначаються: прискорення, а значить сила ривка і асиметрія для правої і лівої руки;

код 030 – маятникові вправи, аналізуються по помилкам, що реєструються. Визначається координація рухів при різних навантаженнях.

Перелік програм може бути продовжений залежно від вирішуваних завдань.

Можливості управління апаратними засобами наступні: 1) з кутоміром; 2) без кутоміра; 3) з дозованим навантаженням.

Для прикладу розглянемо робота з кутоміром.

1. Перемикач режимів S7 у віджатому стані. Кнопка «Введення» S3 включити. Натисканням кнопки S1 встановити в нуль лічильники: цікломіра (індикатори H1, H2) (рис.4); правого обертання – H6, H7, H8; лівого обертання – H9, H10, H11.

2. Натискаючи кнопки S2 встановити в нуль показники кутоміра – індикатори H3, H4, H5 (H5 постійно висвічує нуль, тому що дискретність 10 град.).

3. Поворотом рульового колеса в будь-яку сторону набрати на індикаторах кутоміра (H3, H4, H5) код робочої програми:

000 – циклічне обертання;

010 – обертання в одну сторону;

020 – ривки;

030 – маятникові вправи.

Натисканням кнопки S7 відкрити ячейку пам'яті для програм і, утримуючи її в натиснутому положенні, за допомогою кнопки S3 «Введення» ввести набраний на індикаторі кутоміра код програми в пам'ять.

4. Повернути рульове колесо на довільний кут, натисненням кнопки S6 контролюють правильність коду введеної програми. Номер записаної програми при цьому повинен висвітлитися на індикаторі кутоміра (H3, H4, H5).

5. Повернувши рульове колесо на величину, яка задається в програмі кута (кут «крайнього» положення рульового колеса), вводимо його величину в ячейку пам'яті (опорний кут). Для цього необхідно, утримуючи кнопку S8 в натиснутому положенні (відкриваємо ячейку пам'яті), натиснути на кнопку S3 «Вхід».

6. Натиснути на кнопку S2 – встановлення нейтрального положення рульового колеса. При цьому рульове колесо необхідно встановити так, щоб стрілка на барабані показувала нейтральне положення (особливо при виконанні маятникових вправ).

Після натискання на кнопку S2 на індикаторах кутоміра буде 000. На індикаторах цікломера за допомогою кнопок S7, S8 набираємо необхідну кількість напівциклів (натискання кнопок для вибору програми виконує інструктор).

Пристрій готовий до роботи.

7. Робота тренажера за обраною програмою здійснюється після натискання на кнопку S4 «Пуск», після чого рульове колесо необхідно повернути на «стартову позицію» (опорний кут). Сигнал «старт», і пуск робочої програми відбудеться автоматично так само, як і «зупинка» після відпрацювання програми. На індикаторах Н6, Н7, Н8 відбувається накопичення часу правого обертання, або помилок з правого від нейтрального положення рульова колеса боку, а на Н9, Н10, Н11 – лівого обертання, або помилок з лівого від нейтрального положення рульова колеса боку.

8. При роботі з дозованими навантаженнями перемикач S7 (рис.4) переводять в натисканні стан і роблять введення коду програми циклічного рулювання в ячейку пам'яті. Кутомір в цьому режимі не функціонує, тому що його датчик відключений.

При введенні програми 030 гасне індикація «сек» І відбувається накопичення помилок, наприклад, на маятникових вправах. Помилки диференційовані на ОШ1 і ОШ2.

ОШ1 – кут повороту рульового колеса більше опорного кута на неприпустиму величину ( $> 30^\circ$ ).

ОШ2 – кут повороту рульового колеса менше величини опорного кута при «перекиданні» рульового колеса на зворотний рух.

**Висновок:** Застосовуючи в процесі тренування на автомобільному тренажері описані вище педагогічні принципи, інструктор отримає найбільший ефект від тренування. Навчання і тренування слід розглядати як єдиний нерозривний процес. Разом з тим вони не є тотожними за своїми завданнями і методами: завдання навчання – головним чином оволодіння необхідними знаннями та оволодіння практичними навичками, завдання тренування – закріплення і подальше вдосконалення навичок. [5].

З метою усунення помилок в техніці керування автомобілем, та удосконалення майстерності водіння автомобіля в автошколах повинні використовуватися на практиці спеціалізовані технічні засоби і методи підготовки водіїв, що значно підвищить безпеку руху на дорогах нашої країни.

### Список використаної літератури

1. Типові навчальний план і програми підготовки водіїв на право керування автотранспортними засобами категорій „В” і „С”/ М – во освіти України.- К.: Виробничо – видавниче підприємство „КОМПАС”, 1995. – 64 с.

2. Барієников Е. М., Цыганков Э. С., Боуш Р. Л., Сирота В. М. Обучение технике скоростного руления в автомобильном спорте. Учебное пособие. – М.: Изд. ГЦОЛИФК, 1989. – 67 с.

3. Цыганков Э.С. Высшая школа водительского мастерства. – М.: ИКЦ "Академкнига". – 2008. – 400 с.

4.Цыганков Э.С., д.п.н., проф. Педагогическая система контраварийной подготовки. Актовая речь. Российская государственная академия физической культуры. Москва. – 2000.

5. Ильина И.Е. Применение автотренажеров при обучении водителей категории «В»: моногр. / И.Е. Ильина, В.В. Лянденбургский, С.А. Пылайкин. – Пенза: ПГУАС, 2014. – 220 с.

## IMPROVING VEHICLE DRIVING SKILLS WITH THE HELP OF SPECIALIZED TECHNICAL MEANS

Volobueva T., Sirota V., Stepanov O., Venher A.

**Abstract.** The paper deals with the problem of improving road safety by improving the training of drivers with the help of specialized technical means. A training class is offered, which includes table trainers (for example, 20 units) and one floor trainer.

Applying the pedagogical principles described in the article in the process of teaching and training, the instructor checks the driver for the quality of mastering the material with the help of an outdoor car simulator. Education and training should be seen as one and an indissoluble process. Thus, in order to eliminate errors in the driving technique, and improve the skill of driving a car in driving schools, specialized technical means and existing methods of training drivers should be used in practice, which will significantly increase road safety.

**Keywords:** driver, methodology, auto trainer, specialized technical means.

УДК 621.086.065

DOI: 10.15276/pidtt.1.65.2021.05

Малашенко В. О., Сологуб Б. В., Пасіка В. Р., Данило Я. Я.

Національний університет "Львівська політехніка"

## МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТЯГОВО-НЕСНОГО КАНАТУ КАНАТНОЇ ДОРОГИ

***Анотація:** Розроблена схема руху підвісної пасажирської канатної дороги в зоні проміжної опори, приведені розрахункова схема, і рівняння руху підвісних крісел з пасажирами, рівняння для визначення величини тиску канату на проміжну опору, розраховані напруження, що виникають при роботі контактуючої пари канат-ролик. Згідно приведених графіків можна оптимально вибрати конструкцію канату та умови його експлуатації. Наведені висновки можуть бути використані при проектуванні і модернізації таких доріг і дозволять підвищити їх надійність та комфортабельність при експлуатації.*

***Ключові слова:** підвісна пасажирська канатна дорога, проміжна опора, динамічна модель, динамічні навантаження, зусилля в канаті, контактні напруження.*

**Постановка проблеми.** Підвісні пасажирські канатні дороги (ППКД) широко використовуються, як транспортні засоби в регіонах із складним рельєфом (значні ухили трас, місцевість пересічена водними потоками, балками, тощо). В залежності від призначення та умов експлуатації використовуються різні типи установок. В Європі щорічно розробляється та впроваджується в різних галузях господарства понад 200 типів нових канатних систем.

У багатьох містах, особливо в тих, які розміщені в гірських місцевостях, підвісні пасажирські канатні дороги (ППКД) стали невід'ємною частиною міського транспорту. У деяких випадках при невеликих пасажиро – і вантажопотоках замість дорогих мостів більш економічно будувати вантажо–пасажирські канатні дороги, здатні перевозити людей і автомобільні транспортні засоби.

Ефективний пасажирський канатний транспорт розвинений у туристичній галузі і в лижному спорті, про що свідчить безліч побудованих для цієї мети доріг. Тільки в одній Австрії налічується біля 2000 канатних доріг для лижників і туристів.

В гірських регіонах, особливо як транспортний засіб на лижних та курортних комплексах, широко використовуються підвісні пасажирські канатні дороги з замкнутим рухомим тягово-несним



канатом [1, 2].

Канат таких доріг разом з закріпленими підвісними кріслами проходить через проміжні опори і направляючі блоки. Як показали дослідження різних авторів та аналіз роботи таких доріг одним з основних показників підвищення їх ефективності та надійності є вибір параметрів та режимів роботи контактуючої пари: ролики проміжної опори – тягово-несний канат [1, 3, 4].

**Метою роботи** є розробка методичних основ із визначення напружень, що виникають при роботі контактуючої пари канат – ролик в залежності від конструктивних параметрів елементів підвісної пасажирської канатної дороги.

**Виклад основного матеріалу.** Для визначення внутрішніх зусиль, що виникають в канаті і елементах проміжної опори розглянемо розрахункову схему, показану на рисунку 1.

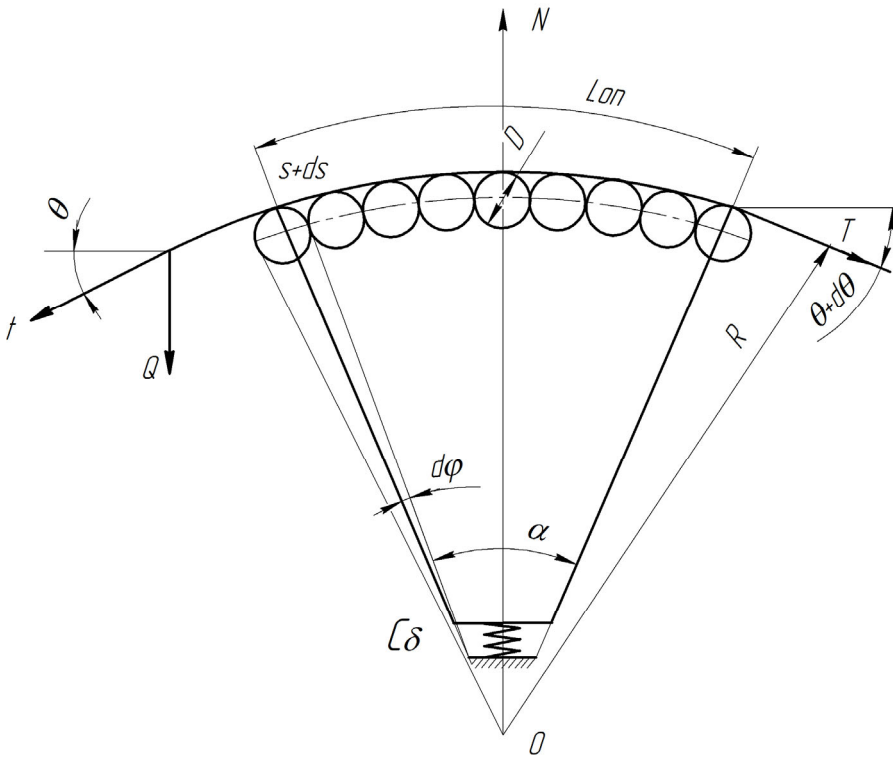


Рисунок 1 - Розрахункова схема опори підвісної пасажирської канатної дороги

В загальному вигляді рівняння руху підвісного крісла з пасажирями (вантажу) можна записати наступним чином:

$$\left. \begin{aligned} \frac{md^2y}{dt^2} &= Q \cdot \cos \theta \\ \frac{md^2x}{dt^2} &= Q \cdot \sin \theta - F(t) \cdot \cos \theta \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де  $m$  - маса вантажу;  $Q$  - вага вантажу;  $F(t)$  - зусилля дії канату на проміжну опору;  $\theta$  - кут піднімання вантажу при підході до проміжної опори.

Під час руху тягово-несного канату його натяг можна визначити, розглянувши відомі методи розрахунку, [5, 6].

Враховуючи, що величина натягу тягово-несного канату під час руху і його коливання змінюється не більше ніж на  $10 \div 15\%$ , [5] можна вважати, що:

$$F(t) = T \cdot \sin \theta, \quad (2)$$

Зусилля  $t$  і  $T$ , що забезпечують запас зчеплення каната з проміжною опорою, взаємопов'язані нерівністю:

$$\frac{T}{t} \leq e^{\mu\alpha}, \quad (3)$$

де  $\mu$  - коефіцієнт тертя каната по роликах опори;  $\alpha$  - центральний кут дуги охоплення канатом опори.

Під дією зусиль розтягу в канаті виникає сила, яка може бути описана залежністю:

$$S = E \cdot A \cdot \varepsilon, \quad (4)$$

де  $E$  - модуль пружності канату;  $A$  - площа поперечного перетину канату;  $\varepsilon$  - відносна деформація канату.

Розділивши видовження ділянки канату на її початкову довжину  $R \cdot d\varphi$ , отримаємо відносно деформацію в такому виді:

$$\varepsilon = \frac{1}{R} \frac{dU}{d\varphi}, \quad (5)$$

де  $R$  - радіус кривизни канату на проміжній опорі.

Тоді зусилля в канаті в залежності від кутової координати  $\varphi$  буде мати наступний вигляд

$$S = \frac{E \cdot A}{R} \cdot \frac{dU}{d\varphi}. \quad (6)$$

Продиференціюємо рівняння (6) в залежності від кута  $\varphi$ :

$$\frac{dS}{d\varphi} = \frac{E \cdot A}{R} \cdot \frac{d^2U}{d\varphi^2} \quad (7)$$

і врахувавши, що  $dS = \pm \mu S \cdot d\varphi$  отримаємо

$$\pm \frac{d^2U}{d\varphi^2} - \mu \frac{dU}{d\varphi} = 0. \quad (8)$$

Корені характеристичного рівняння можна записати так

$$\left. \begin{aligned} U_1 &= C_1 \cdot e^{-\mu\varphi} + C_2; \text{ при } 0 \leq \varphi \leq \alpha_n; \\ U_2 &= D_1 \cdot e^{\mu\varphi} + D_2; \text{ при } \alpha_n \leq \varphi \leq \alpha. \end{aligned} \right\}, \quad (9)$$

де  $C_1$  та  $D_1$  - довільні постійні, які визначаються з граничних умов;  $\alpha_n$  - граничний кут охоплення канатом проміжної опори.

Диференціюючи рівняння (9), отримуємо:

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= -\frac{R \cdot t}{E \cdot A \cdot \mu}; \\ D_1 &= \frac{R \cdot T \cdot e^{-\mu\alpha}}{E \cdot A \cdot \mu}. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Підставляючи  $C_1$  та  $D_1$  у вирази (9), будемо мати:

$$\begin{aligned} U_1 &= -\frac{R \cdot t}{\mu \cdot E \cdot A} \cdot e^{-\mu\varphi} + C_2; \text{ при } 0 \leq \varphi \leq \alpha_n; \\ U_2 &= \frac{R \cdot t}{\mu \cdot E \cdot A} \cdot e^{\mu(\varphi-\alpha)} + D_2; \text{ при } \alpha_n \leq \varphi \leq \alpha, \end{aligned}$$

$C_2$  та  $D_2$  знаходимо з умови, що в перехідній точці  $\varphi = \alpha_n$  пружне ковзання дорівнює нулю.

Тоді:

$$\left. \begin{aligned} C_2 &= \frac{R \cdot t}{E \cdot A \cdot \mu} \cdot e^{-\mu\alpha_n}; \\ D_2 &= -\frac{R \cdot t}{E \cdot A \cdot \mu} \cdot e^{-\mu(\alpha-\alpha_n)}. \end{aligned} \right\}. \quad (11)$$

Величину пружного ковзання тягово-несного канату можна знайти із залежностей:

$$\left. \begin{aligned} U_1 &= -\frac{R \cdot t}{\mu \cdot E \cdot A} \left( e^{-\mu\varphi} - e^{-\mu\alpha_n} \right) \\ U_2 &= \frac{R \cdot t \cdot e^{-\mu\alpha}}{\mu \cdot E \cdot A} \left( e^{\mu\varphi} - e^{\mu\alpha_n} \right) \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Знак “мінус” в  $U$  означає, що напрямок ковзання не співпадає з напрямком збільшення кута  $\varphi$ . Для визначення загального тиску канату на проміжну опору проінтегруємо рівняння (1), визначивши

нормальну складову з залежності  $N = \frac{F(t)}{\mu}$ . В системі натуральних

координат, при яких  $R = R(\varphi)$ ,  $R = \int_0^{\varphi} R \cdot d\varphi$ , де  $R$  - радіус кривизни

канату на проміжній опорі,  $R = \frac{a_n}{\cos^2 \varphi}$ , [8]  $a_n$  - параметр канату,

$a_n = \sqrt{\frac{H \cdot \cos \alpha}{m_k}}$ , де  $H$  - горизонтальна складова натягу канату;  $m_k$

-маса погонного метра канату.

Тоді можна записати:

$$m \int_{v_0}^v v \frac{dv}{dt} = \int_0^R (-N + Q \frac{x}{a_n}) dx;$$

звідси:

$$N = \frac{1}{2x} \left[ \frac{Q \cdot x^2}{a_n} - m(v^2 - v_0^2) \right] \quad (13)$$

Із залежності (13) можна визначити величину тиску канату на проміжну опору та з умови міцності визначити основні параметри опори.

Зусилля, що діють на проміжну опору, приводять до виникнення контактних напружень, що є основною причиною зношування канату та роликів опори і наша задача не допустити таких явищ.

Дослідженням контактних напружень, що виникають в канатах, присвячені роботи Ю.І. Назарова, В.А. Маліновського, М.Ф. Глушка, І.І. Селенка [7, 8, 9,10,11]. Для визначення контактних напружень, що виникають в канаті за основу взята формула Г.Г. Герца, згідно якої контактні напруження при стиску двох шарів можна визначити із виразу:

$$\sigma_k = \frac{V}{\pi \cdot a^2}, \quad (14)$$

де  $V$  - поперечне навантаження на ролик;  $a$  - радіус кругової площадки контакту, що дорівнює

$$a = 0,88 \cdot \sqrt[3]{V \cdot \frac{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}}, \quad (15)$$

де  $E_1, E_2$  - модулі пружності матеріалів контактуючих тіл;  $R_1, R_2$  - радіуси кривизни контактуючих поверхонь.

Диференційне рівняння зігнутого канату можна записати в наступному виді:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{T}{B_k} \cdot y, \quad (16)$$

де  $T$  - натяг канату;  $B_k$  - згинальна жорсткість канату.

Розв'язок рівняння (16) можна записати у вигляді:

$$y = y_0 e^{\omega \cdot x} \quad (17)$$

$$\text{де } \bar{\omega} = \sqrt{\frac{T}{B_k}}.$$

Тоді радіус кривизни канату можна визначити із залежності:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{2}{D} e^{x \sqrt{\frac{T}{B_k}}}, \quad (18)$$

де

$$\rho = \frac{D}{2} e^{x \sqrt{\frac{T}{B_k}}}, \quad (19)$$

де  $\rho$  - радіус кривизни роликів батареї;  $D$  - діаметр ролика опорної батареї;  $x$  - довжина дуги контакту ролика з канатом.

Із досліджень проф. М.Ф. Глушка, В.А. Малиновського, [8, 11] видно, що в межах зміни середніх напружень в канаті  $\sigma_{cp} = 80 \div 150$

МПа його згинальна жорсткість зростає пропорційно напруженням  $\sigma_p$  і може бути знайдена із залежності:

$$B_k = \psi \cdot \sigma_p \cdot E_k \cdot I_0, \quad (20)$$

де  $E_k \cdot I_0$  - згинальна жорсткість рівного за діаметром суцільного стержня:

$$I_0 = \frac{\pi d_k^4}{64}; \quad \sigma_p = \frac{T}{A_{мет}},$$

де  $E_k$  - модуль пружності канату;  $T$  - натяг канату;  $A_{мет}$  - площа металевого перерізу канату;  $\psi$  - коефіцієнт, що залежить від конструкції канату.

Коефіцієнт  $\psi$  визнається із рівняння [8]:

$$\psi = \frac{k_{\xi}^2 \cdot \gamma}{E_k}, \quad (21)$$

$\gamma$  - коефіцієнт, що характеризує ступінь заповнення площі поперечного перерізу канату металом ( $\gamma = \frac{4 \cdot A_{mem}}{\pi \cdot d_k^2} < 1$ ),  $k_{\xi}$  - коефіцієнт жорсткості канату.

Коефіцієнт жорсткості канату визначається експериментальним шляхом. Згідно досліджень Гірлянда для канатів хрестової звивки коефіцієнт жорсткості канату буде мати вигляд:

$$k_{\xi} = 0,1 \cdot \frac{1 + \frac{120}{T_p}}{D - 10} d_k^2. \quad (22)$$

Тоді залежність (20) для визначення жорсткості канату можна записати в такому виді:

$$B_k = \frac{1}{16} k_{\xi}^2 \cdot T_p \cdot d_k^2. \quad (23)$$

В зв'язку з тим, що навантаження від канату сприймаються гладкою поверхнею ролика, можна допустити, що контактуюча пара канат-ролик працює, як дві сферичні поверхні. Тоді максимальні контактні напруження визначаються із залежності:

$$\sigma_{max} = 0,338 \cdot k_k \cdot \sqrt{F(t) \frac{E_p^2 \cdot E_k^2 \left(\rho - \frac{D}{2}\right)^2}{(E_p + E_k)^2 \cdot \rho^2 D^2}}, \quad (24)$$

де  $k_k$  - коефіцієнт, що враховує число дротин, що контактують із ободом ролика і залежать від конструкції канату ( $k_k = 0,6 \div 0,8$ );  $E_p$  і  $E_k$  - модулі пружності відповідно матеріалу ободу ролика та матеріалу канату;  $\rho$  - радіус кривизни роликової батареї, знайдений з залежності (19).

Знаючи напруження, що виникають при роботі контактуючої пари канат-ролик можна оптимально вибрати конструкцію канату в залежності від умов його експлуатації.

Як приклад на рис.2 приведені залежності контактних напружень між канатом і роликом від діаметра ролика для різних значень радіуса кривизни канату на проміжній опорі:

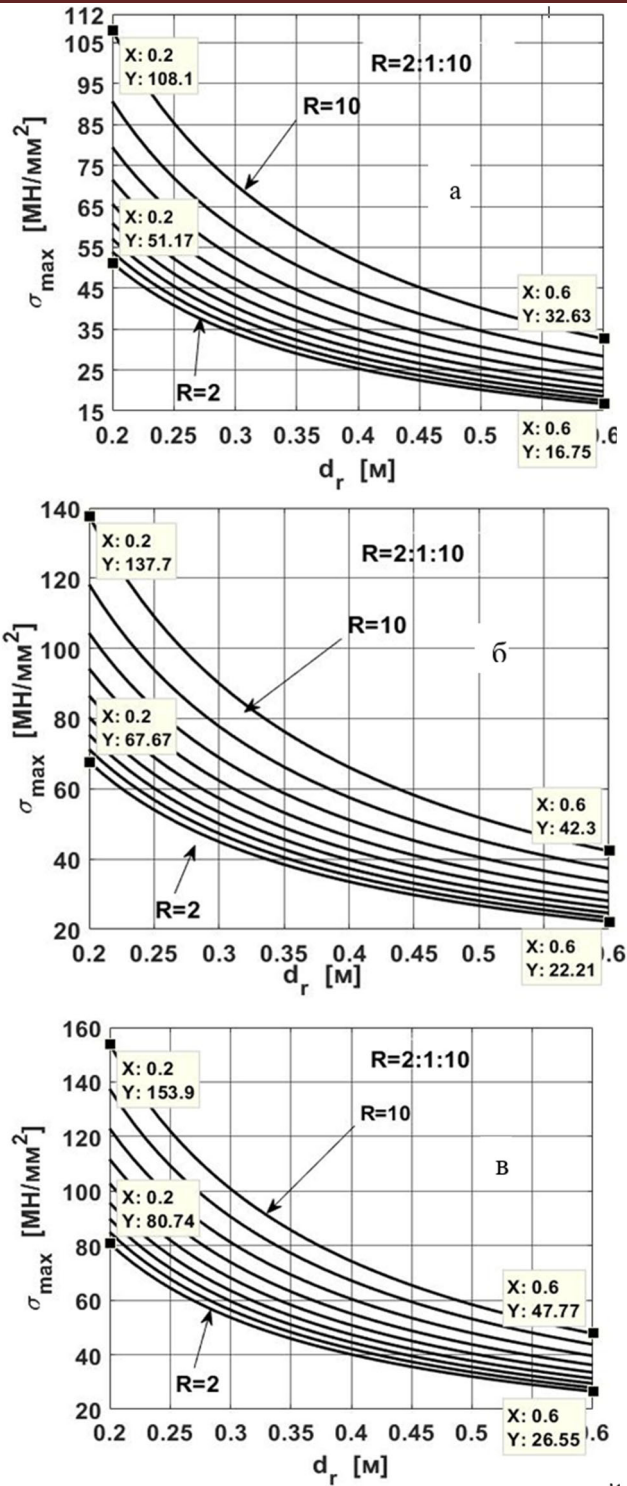


Рисунок 2 - Залежність максимальних контактних напружень між канатом і роликком від діаметра ролика для різних значень радіуса кривизни канату на проміжній опорі:  
 а – для  $L_{оп}=2\text{ м}$ , б – для  $L_{оп}=3,5\text{ м}$ , в – для  $L_{оп}=5\text{ м}$ .

### **Висновки:**

1. Приведені залежності контактних напружень між канатом і роликом від діаметра ролика для різних значень радіуса кривизни канату на проміжній опорі і висоти опори є корисними для покращення надійності функціонування канатних доріг.

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

### **Список використаної літератури**

1. Беркман М.Б., Бовский Г.И., Куйбида Г.Г., Леонтьев Ю.С. Подвесные канатные дороги. - М.: Машиностроение, 1984. – 264с.
2. Мартинців М.П., Удовицький О.М., Сологуб Б.В. Аналіз роботи рекреаційних канатних установок, як підвісних конвеєрів// Науковий вісник НЛТУ України. Збірник науково-технічних праць. Вип.. 19.7. – Львів: НЛТУ України, 2009. - с.90-97.
3. Мартинців М.П., Бичинюк І.В., Сологуб Б.В. Аналіз особливостей роботи тягово-несних канатів підвісних установок в зоні проміжних опор// Науковий вісник НЛТУ України. Збірник науково-технічних праць. Вип.. 17.6. – Львів: НЛТУ України, 2007. - с.87-92.
4. Бем Н.Д., Воробец М.О. Расчет тягово-несущих канатов лесотранспортных установок и обоснование критериев их выбраковки// Стальные канаты. Расчет, конструирование, технология. – К.: Либідь, 1991. - с.103-108.
5. Мартинців М.П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотранспортних установок. - Київ: Ясмина, 1996. – 175с.
6. Качурин В.К. Теория висячих систем. - М., Л: Гостехиздат, 1962. – 224с.
7. Дукельский А.И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. - М.-Л.; Машиностроение, 1966. - 484с.
8. Глушко М.Ф. Стальные подъёмные канаты. - Киев: Техніка, 1966. - 246с.
9. Назаров Ю.И. Исследование напряженного состояния изгибаемого несущего каната// Автореферат диссертации канд. техн. наук. – Харьков, 1980. – 24с.
10. Слепко И.И. Исследование характера изменения контактных напряжений пары несущий канат-каток в процессе эксплуатации// Изв. высш. учеб. заведений. Лесной журнал. - № 5, 1986. - с.33-36.



- 
11. Малиновский В.А. Стальные канаты, ч. I; ч. II. – Одесса : Астропринт, 2001. – 188 с.; 2002. – 180 с.

## METHOD OF CALCULATING THE STRESSED AND DEFORMED CONDITION OF THE TRAIN AND CARRYING ROPE OF THE CABLE ROAD

Malashchenko V.O., Solohub B.V., Pasika V.R., Danylo Ya.Ya.  
*Lviv National Polytechnic University*

**Abstract:** The scheme of movement of a suspended passenger cableway in an intermediate support zone is developed, the calculation scheme and the equation of movement of suspended chairs with passengers, the equation for definition of size of pressure of a rope on an intermediate support, the calculated stresses arising at work of contact pair rope-roller are resulted. According to the given schedules it is possible to choose a rope design and conditions of its operation optimally. These findings can be used in the design and modernization of such roads and will increase their reliability and comfort during operation.

**Keywords:** suspended passenger cableway, intermediate support, dynamic model, dynamic loads, forces in the rope, contact stresses.

УДК 621.878

DOI: 10.15276/pidtt.1.65.2021.06

Венцель Є. С., Щукін О. В., Орел О. В.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## ПРОТИЗНОШУВАЛЬНІ І АНТИКОРОЗІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ МАСТИЛА З ПРИСАДКАМИ INFINEUM C9425

**Анотація.** Визначено мінімально припустиму концентрацію присадки INFINEUM C9425 у моторних мастилах будівельних і дорожніх машин. Доведено, що найкращі протизношувальні властивості випробуваних моторних мастил мають місце при концентрації присадки INFINEUM C9425 0,4% (по об'єму). Подальше збільшення концентрації присадки INFINEUM C9425 адекватно не покращує протизношувальні властивості моторних мастил. Встановлено, що додавання присадки INFINEUM C9425 концентрацією 0,4% позитивно впливає на протикорозійні властивості випробуваних робочих рідин.

**Ключові слова:** моторне мастило, присадка, протизношувальні властивості, концентрація, машина тертя, протикорозійні властивості.

**Постановка проблеми.** В даний час у двигунах внутрішнього згорання (ДВЗ) будівельних і дорожніх машин застосовуються моторні мастила літні від SAE 20 до SAE 60 (Л) або зимові від SAE 0W до SAE 20W (З) (залежно від пори року) [1]. Більшість з таких мастил не містять в своєму складі ніяких присадок, в тому числі протизношувальної і антикорозійної, що негативно позначається на зносостійкості, а, отже, довговічності елементів ДВЗ.

В літературі [1–3] наводяться відомості про позитивний вплив штучного дозованого введення протизношувальних та інших присадок в різні мастильні середовища, що позитивно позначається на довговічності вузлів тертя ДВЗ, гідравлічних приводів тощо. У зв'язку з цим для підвищення зносостійкості валів і вкладишів ДВЗ була зроблена спроба штучно ввести в моторні мастила Л і З перспективну багатофункціональну (протизношувальну і протикорозійну) присадку Infineum C9425, яка позитивно зарекомендувала себе в складі інших марок змащувальних матеріалів.

Перед дозованим введенням цієї присадки безпосередньо в ДВЗ в процесі експлуатації будівельних і дорожніх машин необхідно в лабораторних умовах встановити необхідну концентрацію і ефективність впливу присадки Infineum C9425 на змащувальні

властивості і корозійну агресивність моторних мастил Л і З.

**Мета роботи.** У лабораторних умовах дослідити вплив багатофункціональної присадки Infineum C9425 при різних її концентраціях на змащувальні і антикорозійні властивості моторних мастил Л і З.

**Виклад основного матеріалу.** Для визначення необхідної концентрації присадки Infineum C9425 у мастилах нами були проведені лабораторні протизношувальні випробування на машині тертя СМЦ-2 та протикорозійні (на приборі АП-1) для моторних мастил М-10ДМ SAE 30 (Л) та М-8ДМ SAE 20 (З) експлуатаційного класу API CD.

Порівняльні випробування на машині тертя СМЦ-2 проводилися за схемою «колодка-ролик», яка імітує умови роботи пари тертя ДВЗ при напіврідинному змащенні (рис. 1).

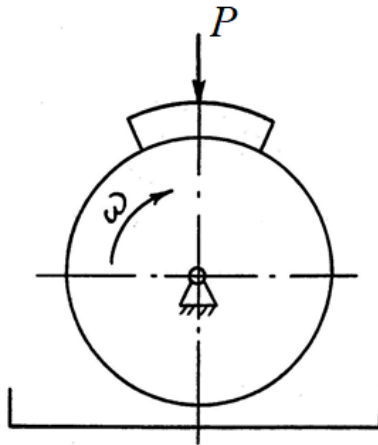


Рисунок 1 – Схеми випробувань на машині тертя СМЦ-2

У якості зношувальних елементів застосовувалися змінні ролики, виготовлені з сталі 18ХНМА (матеріал колінчастого валу), і колодки, виготовлені з бронзи БрОЦС4-4-17 (матеріал вкладишів ДВЗ). Твердість робочої поверхні ролика становила HRC56-58, колодки – НВ110 (відповідає твердості реальних поверхонь тертя елементів ДВЗ).

Діаметр роликів становив 50 мм, ширина – 12 мм, ширина колодки – 10 мм, частота обертання ролика – 1500 об/хв (відповідає номінальній частоті обертання колінчастого валу). Змазування зразків проводилося зануренням їх на глибину 8-10 мм в мастило, яке знаходилося в ванні машини.

Режим випробувань був таким:

- припрацювання зразків без навантаження - 15 хв;
- припрацювання при навантаженні 300 Н – 2 год;
- власне випробування при навантаженні 1000 Н – 7 год.

В процесі випробувань фіксувався момент сил тертя за допомогою потенціометра ПРС-1, який входить в комплект машини. Знос зразків визначався по втраті ними маси за час випробувань. Зважування зразків проводилося аналітичними вагами ВЛА-200г-М з точністю 0,001 г з доведенням зразків до постійної маси.

Для змащення застосовувалися моторні мастила Л і З в стані поставки і після введення в них присадки Infineum C9425 в концентраціях від 0,1 до 0,5% по масі (значення концентрації 0,5% рекомендується виробником присадки).

Випробування на моторних мастилах в кожному стані (без присадки і з присадкою при всіх концентраціях) проводилися по чотири рази, що забезпечило величину відносної похибки не більше 0,20 при довірчій ймовірності 0,9 [4].

Результати випробувань на машині тертя СМЦ-2 (усереднені дані по чотирьох випробувань на мастилі в кожному стані) представлені на рис. 2–5.

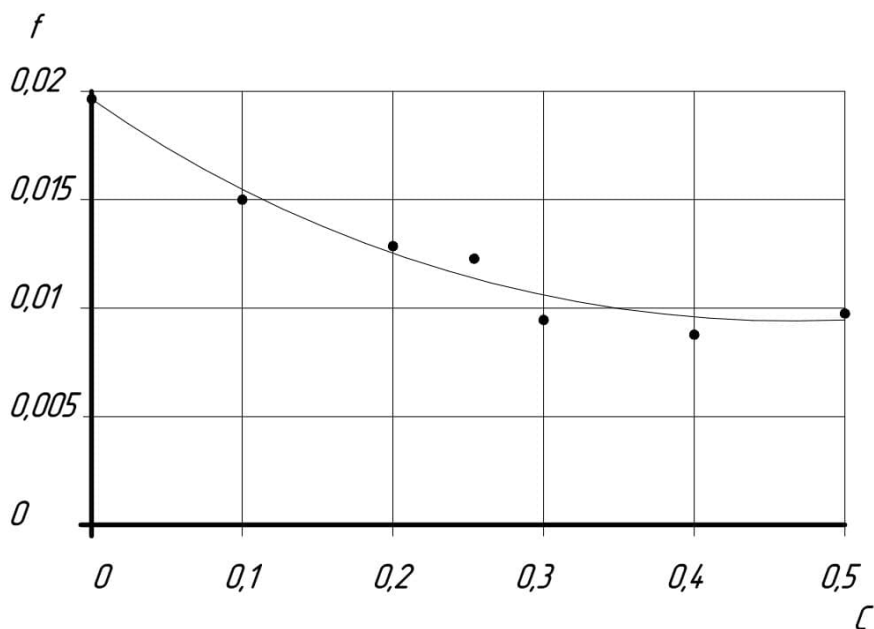


Рисунок 2 – Зміна величини коефіцієнта тертя  $f$  в залежності від концентрації  $C$  присадки Infineum C9425 в моторному мастилі Л

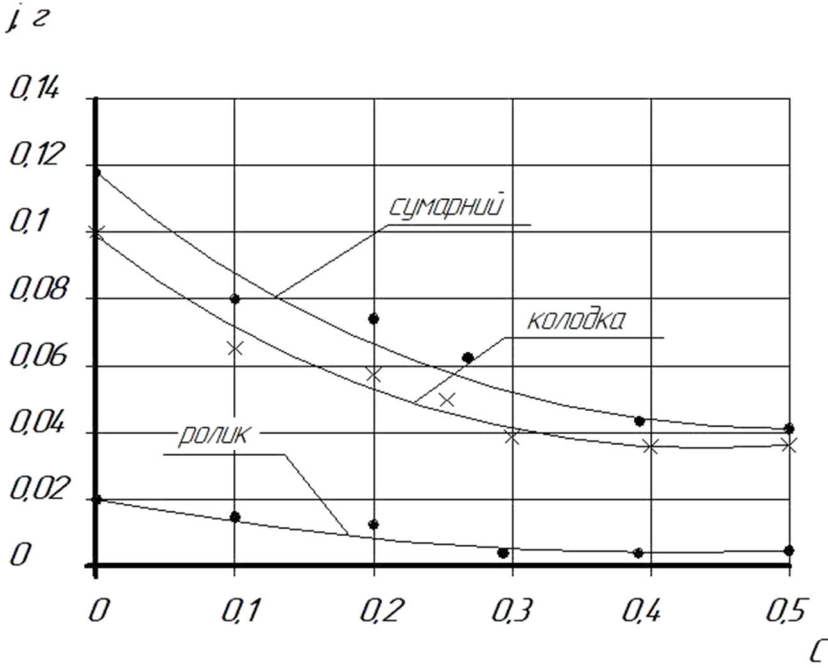


Рисунок 3 – Зміна величини зносу зразків в залежності від концентрації  $C$  присадки Infineum S9425 в моторному мастилі Л

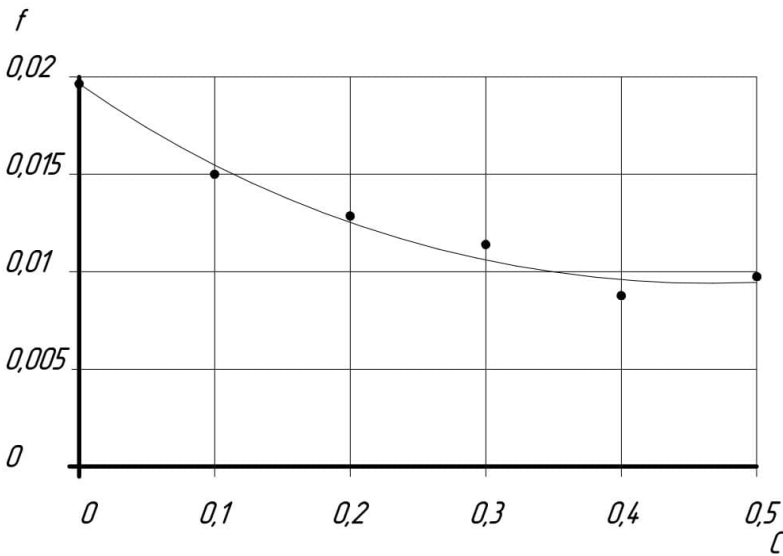


Рисунок 4 – Зміна величини коефіцієнта тертя  $f$  в залежності від концентрації  $C$  присадки Infineum S9425 в моторному мастилі З

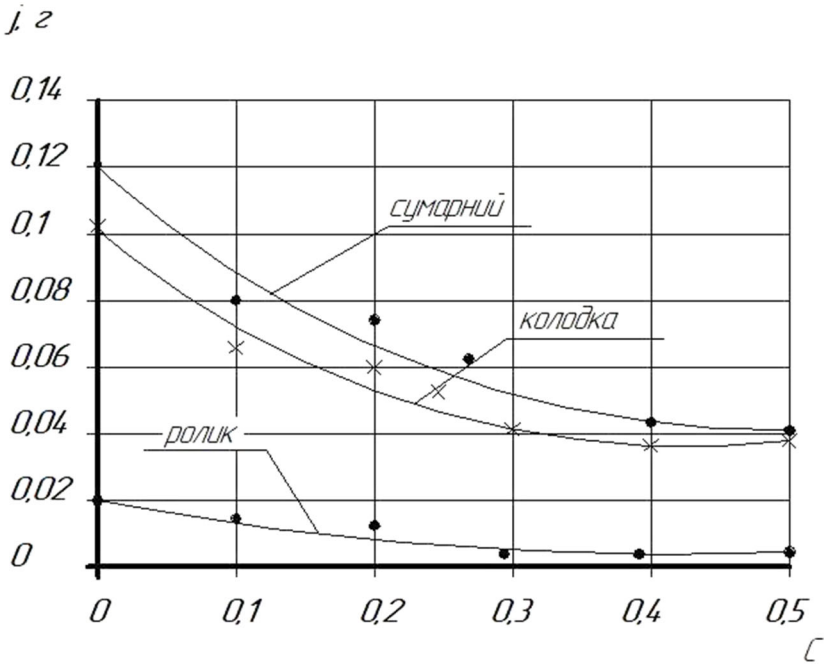


Рисунок 5 – Зміна величини зносу зразків в залежності від концентрації С присадками Infineum S9425 в моторному мастилі З

Як випливає з представлених графіків, введення присадки Infineum S9425 позитивно позначається на антифрикційних і протизношувальних властивостях моторних мастил Л і З. При цьому зі збільшенням концентрації С присадки відбувається зниження коефіцієнта тертя  $f$  (рис. 2, 4), однак це спостерігається для обох мастил до значення  $C = 0,4\%$ , при якому  $f$  досягає величини 0,0076 (моторне мастило Л) і 0,0086 (моторне мастило З), що приблизно в 2,48 і 2,27 рази, відповідно, менше, ніж при випробуваннях цих же мастил без присадки Infineum S9425. Подальше збільшення концентрації присадки в обох мастилах призводить до деякого підвищення величини коефіцієнта тертя (до 0,0082 при застосуванні моторного мастила Л і до 0,0094 моторного мастила З).

Аналогічним чином спостерігається зниження зносу зразків зі збільшенням в обох мастилах концентрації присадки Infineum S9425. При цьому також має місце найменше значення зносу обох зразків (колодки і ролика) при концентрації присадки в мастилах 0,4% (сумарний знос знизився приблизно в 3,52 і 3,0 рази в порівнянні, відповідно, зі свіжими моторними мастилами Л і З). Подальше збільшення концентрації присадки Infineum S9425 до 0,5% не призводить до адекватного зниження зносу зразків.

Таким чином, можна вважати, що для забезпечення найкращих антифрикційних і протизношувальних властивостей моторних мастил

Л і 3 при роботі зразків, що імітують роботу підшипників ковзання, виготовлених з вищевказаних матеріалів, концентрація присадки Infineum C9425 повинна становити 0,4%.

Дослідження протикорозійних властивостей моторних мастил проводилось на приборі АП-1 (рис. 6) [5, 6].

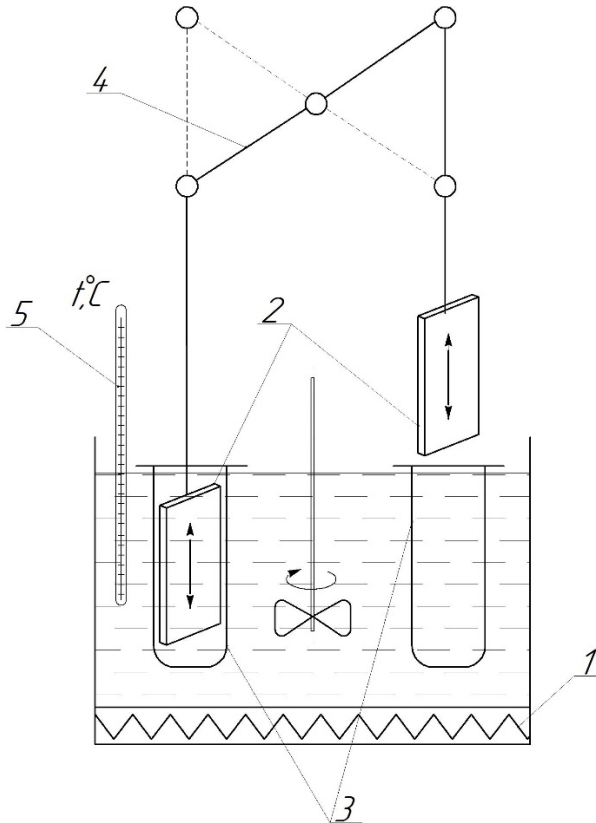


Рисунок 6 – Схема прибору АП-1 для випробування протикорозійних властивостей мастил: 1 – підігрівач мастила у мастильній ванні; 2 – свинцеві пластинки; 3 – пробірки з РР; 4 – механізм приводу пластинок; 5 – термометр

Методика випробувань на приладі АП-1 полягала в тому, що на першому етапі в масляну ванну приладу містилися вісім пробірок, в чотирі з яких було залито мастило моторне Л в стані поставки, а в інші чотири пробірки було залито це ж мастило після введення в нього присадки Infineum C9425 в концентрації 0,4%. В мастило кожної з пробірок автоматично занурювалися, а потім витягали свинцеві пластинки розміром 20x40x3 мм. Частота занурення і вилучення пластинок становила 16 хв<sup>-1</sup>. Температура мастила в пробірках становила 323К, тривалість випробувань – 50 год.

Корозійна агресивність мастила оцінювалася по втраті під час випробувань маси пластинок, віднесеної до площі їх поверхні.

Випробування на другому етапі проводилися за такою ж методикою, однак в чотири пробірки було залито мастило моторне 3 в стані поставки, а в інші чотири – це ж мастило з присадкою Infineum C9425 у концентрації 0,4%.

Результати визначення корозійної агресивності моторних мастил Л і 3 наведено в табл. 1.

### Корозійна агресивність моторних мастил Л і 3

Марка і стан мастила	Корозійна агресивність, г/м <sup>2</sup>
Моторне Л без присадки	8,38
Моторне Л з присадкою	5,26
Моторне 3 без присадки	7,34
Моторне 3 з присадкою	3,85

Примітка. У таблиці наведено усереднені дані по чотирьох випробувань мастил у кожному стані.

Як впливає з даних, наведених в табл. 1, додавання присадки Infineum C9425 у моторні мастила Л і 3 вельми істотно знижує їх корозійну агресивність (відповідно, в 1,6 і 1,9 рази).

**Висновки.** Штучне введення у моторні мастила Л і 3 багатофункціональної присадки Infineum C9425 дозволяє істотно поліпшити їх антифрикційні (відповідно, в 1,48 і 2,27 рази), протизношувальні (відповідно, в 3,52 і 3,0 рази) та антикорозійні (відповідно, в 1,6 і 1,9 рази) властивості. При цьому концентрація присадки Infineum C9425 в обох моторних мастилах має становити 0,4%. Збільшення або зменшення концентрації призводить до погіршення змащувальних властивостей моторних мастил.

Подальші дослідження штучного введення присадки Infineum C9425 доцільно проводити в умовах реальної експлуатації будівельних і дорожніх машин з метою встановлення кількісних показників позитивного ефекту цього способу продовження довговічності елементів ДВЗ і поліпшення властивостей моторних мастил.

### Список використаної літератури

1. Венцель Е.С. Улучшение эксплуатационных свойств масел и топлив : монография / Е.С. Венцель – Харьков : ХНАДУ, 2010. – 224 с.
2. Венцель С.В. Применение смазочных масел в двигателях внутреннего сгорания / С.В. Венцель. – М.: Химия, 1979. – 240с.



3. Утаев С. А. Исследование срабатывания и непрерывного ввода присадок к маслам газодвигателей / С.А. Утаев, И. Йигиталиев // Современные материалы, техника и технологии. – 2018. – №3. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/issledovanie-srabatyvaniya-i-nerpreryvnogo-vvoda-prisadok-k-maslam-gazodvigatelye> (дата звернення: 09.04.2020).

4. Сидняев Н.И. Статистический анализ и теория планирования эксперимента / Н.И. Сидняев. – Москва : Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. – 195 с.

5. Исследование дозированного ввода антиокислительной присадки ионол в масле для гидравлических систем / [Альтшулер М.А., Венцель Е.С., Горбенко С.И. и др.] // Нефтепереработка и нефтехимия. – 1986. – №31. – С.62-65.

6. Альтшулер М.А. Дозоване введення присадок для поліпшення протиспрацьовувальних властивостей мастил та робочих рідин / М.А. Альтшулер, Е.С. Венцель, А.В. Евтушенко // Залізничний транспорт України. – 1998. – №4–5. – С.36-39.

## ANTI-WEAR AND CORROSION PROTECTION OILS WITH ADDITIVES INFINEUM C9425

Ventsel Ye. S., Shchukin O. V., Orel O. V.  
*Kharkiv National Automobile and Highway University*

**Abstract.** In internal combustion engines of construction and road machines as a working fluid used motor oils, most of which contain either a small concentration of anti-wear and anti-corrosion additives, or no such additives. These additives are triggered over time, which adversely affects the properties of the engine oil, and as a result, increases the wear of the friction pairs of the internal combustion engine elements. Previous studies of the dosed introduction of additives to lubricants, mainly apply only to all-season motor oils, for which the issues of the minimum allowable concentration of additives are considered in sufficient detail. Given that the internal combustion engines of construction and road machines use summer and winter motor oils, it is necessary to consider the dosed introduction of additives into the internal combustion engines of such machines. Dosed introduction of additives to motor oils is unequivocally a promising way to improve their properties. Therefore, the task was set to establish the minimum required concentration of the additive Infineum C9425 in the motor oils of construction and road machines in order to improve their properties. To solve this problem, laboratory studies of anti-wear and anti-corrosion properties of several of the most common motor oils used for internal combustion engines of construction and road machines were

conducted. Artificial introduction into motor oils of the multipurpose additive Infineum C9425 allows to improve essentially their antifrictional (accordingly, in 1.48 and 2.27 times), antifear (respectively, in 3.52 and 3.0 times) and anticorrosive (respectively, in 1.6 and 1.9 times) properties. The concentration of the Infineum C9425 additive in both motor oils should be 0.4%. Increasing or decreasing the concentration leads to a deterioration in the lubricating properties of motor oils. Further studies of the artificial introduction of the additive Infineum C9425 should be carried out in the actual operation of construction and road machines in order to establish quantitative indicators of the positive effect of this method to extend the durability of internal combustion engine elements and improve the properties of motor oils.

**Keywords:** motor oils, additive, antiwear properties, concentration, friction machine, anticorrosion properties.

УДК 621.86.

DOI: 10.15276/pidtt.1.65.2021.07

Михайлов Є. П., Джамлі Фаєз

*Державний університет «Одеська політехніка»*

## СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ АЛГОРИТМІВ КЕРУВАННЯ РОБОТА-МАНІПУЛЯТОРА

**Анотація.** *Наведені результати розробки робота-маніпулятора, призначеного для дослідження алгоритмів керування переміщенням робота на основі комп'ютерних розрахунків, за допомогою яких здійснюється перерахунок переміщення робочого органу маніпулятора в переміщення окремих ланок. Наведена кінематична модель та розрахункова схема переміщення окремих ланок, описана структура та склад робота. Розглянуті питання програмної реалізації алгоритмів керування за допомогою контролера Arduino. Наведені приклади використання стенда в лабораторних роботах.*

**Ключові слова:** *робот-маніпулятор, кінематична схема, комп'ютерні розрахунки, програмне керування, система керування, системи координат, сервопривод.*

### Вступ

Сучасні промислові системи широко використовують автоматизовані маніпулятори, які є типовим прикладом обладнання на основі мехатронних пристроїв, тому дуже важливо здійснити навчання фахівців, які здатні здійснити проектування, виготовлення та налагодження роботехнічних пристроїв на основі автоматизованих маніпуляторів.

Вирішити задачу забезпечення поєднання в освітньому процесі освітньої, наукової та інноваційної діяльності дозволяє використання в освітньому процесі учбового обладнання у вигляді стендів, що за своїми можливостями наближається до реальних виробничих систем. Підвищення якості навчання можливо здійснити шляхом залучення здобувачів освіти до проектування та виготовлення лабораторних стендів, що дають можливість здійснити дослідження окремих компонент, що входять до складу робототехнічних та підйомно-транспортних систем.

Тому були розглянуті питання створення лабораторного стенду для дослідження алгоритмів керування рухом маніпулятора на основі комп'ютерних методів розрахунку, які здійснюють перерахунок переміщення робочого органу маніпулятора в переміщення окремих ланок за допомогою математичних функцій, що використовуються для вирішення прямої та зворотної задач кінематики.

## 1. Аналіз існуючих засобів дослідження маніпуляційних систем

Для дослідження маніпуляційних систем часто використовують стенди, які представляють собою діючі макети маніпуляторів, або зменшені зразки промислових роботів [1-7].

На рис. 1 наведений діючий макет промислового 3-D робота фірми fischertechnik з вакуумним та затискним захоплюючим пристроєм фірми [2-3], у склад якого входять 4 двигуна, контактні датчики та контролер, що здійснює керування роботом.

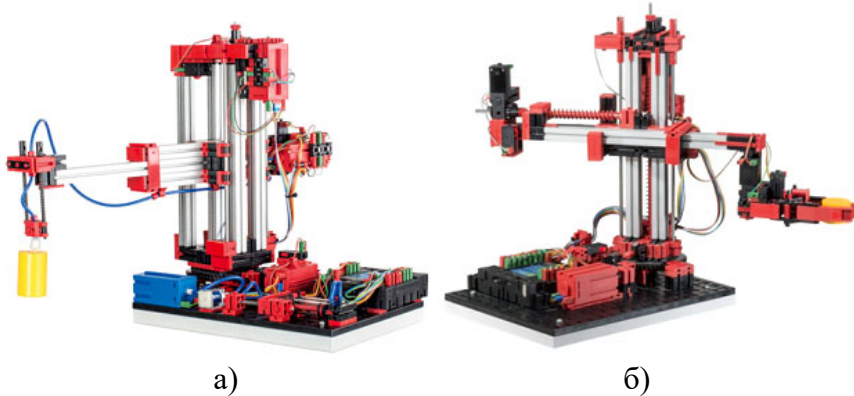


Рисунок - 1. Діючі макети промислового 3-D робота з вакуумним (а) та затискним (б) захоплюючим пристроєм

На рис. 2 наведені мехатронні системи навчання, включаючи стенди промислових роботів, пропонує фірма Festo Didactic [4].



Рисунок - 2. Мехатронні системи навчання фірми Festo Didactic

Системи навчання фірми Festo Didactic будуються на основі промислових систем, або систем, що по своїм параметрам близькі до промислових. Так, наприклад, для керування цими системами використовують промислові контролери фірми SIEMENS.

В Інтернеті наведена велика кількість досить простих маніпуляторів, які можна використовувати для навчання, наприклад, маніпулятор 4DOF DIY MiniArm, що є розробкою Гонконгського університету для ВУЗів та технічних гуртків [5], наведений на рис. 3.



Рисунок - 3. Маніпулятор 4DOF DIY MiniArm

Для переміщення ланок маніпулятора використовуються сервоприводи SG-90, керування здійснюється за допомогою контролера Arduino Nano. Для спрощення підключення використовується модуль розширення для Arduino nano (рис. 1.3, а) або плата розширення з чотирма потенціометрами для ручного керування маніпулятором (рис. 3, б).

Пропонуються різні конструктивні варіанти маніпулятора з металевими ланками та шістьма ступенями руху, враховуючи захоплюючий пристрій.

Зовнішній вигляд одного з таких маніпуляторів - 6 DOF Robotic Arm наведений на рис. 4, а, а його кінематична схема на рис. 4, б [6].

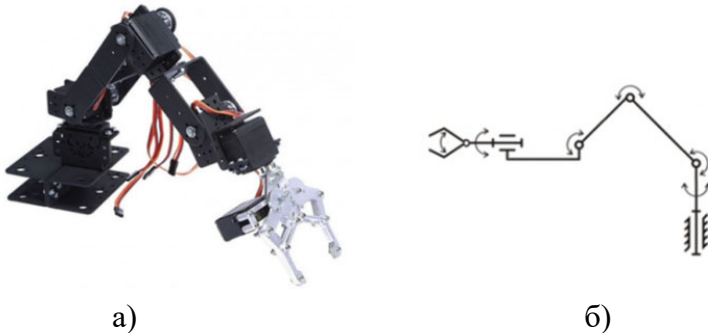


Рисунок - 4. Маніпулятор 6 DOF Robotic Arm

Для переміщення ланок цього маніпулятора використовуються сервоприводи MG 996R, що забезпечують поворот валу від 0 до 180° та пусковий момент до 12 кг \* см (при 6 В напруги живлення).

Існує ряд пропозицій самостійного виготовлення маніпулятора за допомогою 3D-принтера. Зовнішній вигляд одного з таких маніпуляторів DIY Arduino Robot Arm наведений на рис. 5, а, а його кінематична схема на рис. 5, б [7].

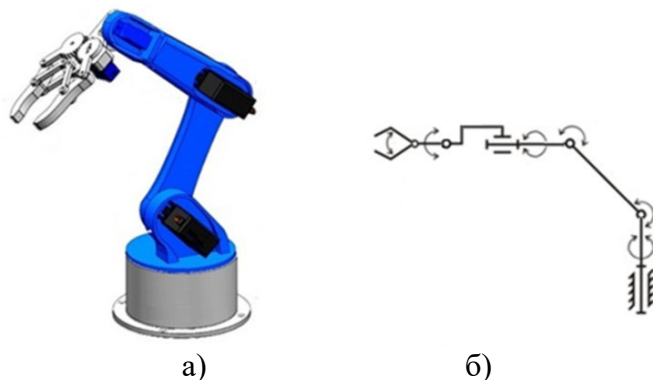


Рисунок - 5. Маніпулятор виготовлений за допомогою 3D-принтера

Для переміщення ланок маніпулятора використовуються сервоприводи SG-90 та MG 996R. Керування здійснюється за допомогою контролера Arduino Uno. Пульт керування виготовлений на основі смартфона.

Оскільки метою є створення лабораторного стенду для дослідження алгоритмів керування маніпулятора на основі комп'ютерних методів розрахунку, за допомогою яких здійснюється перерахунок переміщення робочого органу маніпулятора в переміщення окремих ланок, то для розробки автоматизованого маніпулятора, за допомогою якого можна здійснити таке дослідження, визначені такі вимоги.

1. Кількість ступенів свободи та переміщення робочого органу маніпулятора повинні дати можливість наглядно показати, використання комп'ютерних методів розрахунку з мінімальною складністю алгоритмів керування,

2. Виконавчі пристрої повинні забезпечити простий алгоритм позиційного керування.

3. Пристрій керування повинен забезпечити можливість здійснювати комп'ютерні розрахунки за допомогою математичних функцій, що використовуються для вирішення прямої та зворотної задач кінематики.

При цьому треба вирішити такі задачі.

1. Розробити алгоритми комп'ютерних розрахунків, які треба використовувати для реалізації переміщення робочого органу в позицію з вказаними координатами та навести приклади програмної реалізації цих алгоритмів.

2. Провести вибір та розрахунок основних механізмів автоматизованого маніпулятора.

3. Показати можливості проведення досліджень щодо використання комп'ютерних методів розрахунку з використанням розробленого стенду та емулятора UnoArduSim, що дає можливість

проводити експериментальні дослідження під час дистанційного навчання.

## 2. Розробка алгоритмів керування переміщенням маніпулятора

Для дослідження алгоритмів керування переміщенням робота на основі комп'ютерних розрахунків був розроблений стенд маніпулятора з чотирма ступенями рухливості, не включаючи захоплюючий пристрій.

Маніпулятор представляє собою спрощений варіант маніпулятора DIY Arduino Robot Arm.

На рис. 6, а наведений зовнішній вигляд, а на рис. 6, б кінематична схема маніпулятора.

Переміщення окремих ланок здійснюється за допомогою сервоприводів, які забезпечують поворот осі в діапазоні від 0 до 180° з точністю 1°.

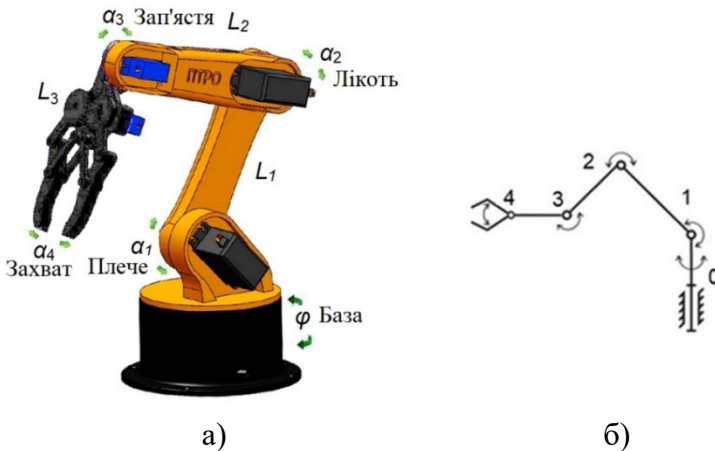


Рисунок - 6. Маніпулятор для дослідження алгоритмів керування переміщенням робота

Встановимо такі позначення для сервоприводів, що здійснюють поворот ланок маніпулятора: база (сервопривод 0) здійснює поворот усієї руки на кут  $\varphi$ , плече (сервопривод 1) здійснює поворот ланки  $L_1$  на кут  $\alpha_1$ , лікоть (сервопривод 2) здійснює поворот ланки  $L_2$  на кут  $\alpha_2$ , зап'ястя (сервопривод 3) здійснює поворот ланки  $L_3$  (захват) на кут  $\alpha_3$ , захват (сервопривод 4) здійснює поворот на кут  $\alpha_4$  (відкриває та закриває захват).

Розглянемо, як здійснюється переміщення окремих ланок маніпулятора [8, 9, 10]. У прямокутній системі координат маніпулятор здійснює переміщення робочого органу в позицію  $(x, y, z)$ . При цьому орієнтація робочого органу не змінюється.

З кінематичної схеми маніпулятора (рис. 6, б) видно, що ланка 4 забезпечує ротацію робочого органу (захвату) 5, ланки 1, 2 і 3

переміщуються в одній площині, а ланка 0 забезпечує поворот цих ланок навколо вертикальної осі  $Z$ , що дає можливість використовувати для опису переміщення циліндричну систему координат  $(\rho, \varphi, z)$  для всього маніпулятора (рис. 7, а) і прямокутну (декартову) систему координат  $(\rho, z)$  для ланок 1, 2 і 3 (рис. 7, б).

На рис. 7 використовують такі позначення:  $(x, y, z)$  – положення робочого органу;  $L_1, L_2, L_3$ , довжина ланок, відповідно, 1, 2, 3;  $\alpha_1$  – кут повороту ланки 1 відносно осі  $\rho$ ;  $\alpha_2$  – кут повороту ланки 2 відносно ланки 1;  $\alpha_3$  – кут повороту ланки 3 відносно ланки 2;  $\alpha_{31}$  – кут повороту ланки 3 відносно осі  $\rho$ ;  $L_{12}$  – відстань до кінцевої позиції ланок 1 і 2;  $\alpha$  – кут повороту  $L_{12}$  щодо осі  $\rho$ ;  $\alpha_{21}$  – кут повороту ланки 2 щодо осі  $\rho$ ;  $\alpha_{31}$  – кут повороту ланки 3 (захоплення) щодо осі  $\rho$ ;  $(\rho_1, \varphi_1, z_1)$  – кінцева позиція ланки 1;  $(\rho_2, \varphi_2, z_2)$  – кінцева позиція ланки 2;  $(\rho_3, \varphi_3, z_3)$  – кінцева позиція ланки 3 (позиція захоплення).

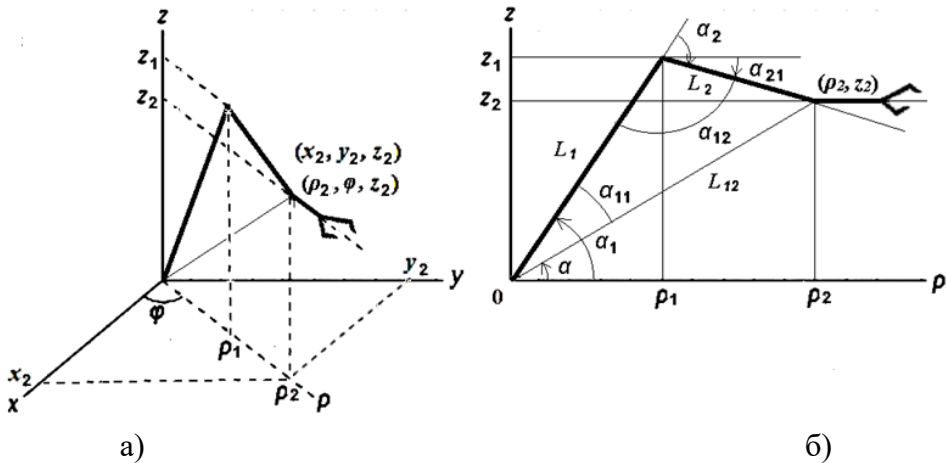


Рисунок - 7. Кінематична модель руху окремих ланок з використанням циліндричної (а) і декартової (б) систем координат

Розглянемо задачу переміщення робочого органу в позицію  $(x, y, z)$ .

Для цього потрібно знайти відповідні значення кутів  $\varphi, \alpha_1, \alpha_2$ , а для визначення орієнтації робочого органу, значення кута  $\alpha_3$ .

Перехід з тривимірної прямокутної системи координат в циліндричну здійснюється за допомогою формул [2]:

$$\rho = (x^2 + y^2)^{1/2} \quad (1)$$

$$\varphi = \text{arctg}(y/x) \quad (2)$$

$$z = z. \quad (3)$$

В даному випадку кут  $\varphi$  визначає кут повороту ланки 0, а величини  $\varphi$  і  $z$  використовуються для визначення положення ланок 1 і 2. У ряді випадків, коли здійснюється паралельний перенос об'єкта, орієнтація ланки 3 не змінюється і можна обмежитися схемою переміщення, наведеною на рис. 9 б.

Для цього потрібне виконання умови:



$$\alpha_3 = - (\alpha_1 + \alpha_2). \quad (4)$$

Розглянемо, як визначити значення кута повороту  $\alpha_1$  ланки  $L_1$  відносно осі  $\rho$  и кута повороту  $\alpha_2$  ланки  $L_2$  відносно ланки  $L_1$  для заданого положення робочого органу  $(\rho_2, z_2)$  аналогічно тому, як було показано в [11, 12].

Робочий орган маніпулятора знаходиться на кінці ланки  $L_2$ .

Знаходимо кути  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$ , що дозволяють маніпулятору з ланками  $L_1$  і  $L_2$  помістити робочий орган у задану точку  $(\rho_2, z_2)$ .

Проведемо пряму  $L_{12}$ , що з'єднує начало координат  $0$  з точкою  $(\rho_2, z_2)$ .

$$L_{12} = (\rho_2^2 + z_2^2)^{1/2}. \quad (5)$$

Знайдемо кут  $\alpha_1$ .

Виходячи з рис. 3 для кута  $\alpha_1$  маємо

$$\alpha_1 = \alpha_{11} + \alpha. \quad (6)$$

де  $\alpha_{11}$  – кут між  $L_1$  і  $L_{12}$ ,

$\alpha$  – кут між віссю  $0\rho$  і  $L_{12}$ .

$\alpha$  знаходимо, виходячи з того, що

$$\rho_2 = L_{12} \cdot \cos(\alpha), \text{ або}$$

$$z_2 = L_{12} \cdot \sin(\alpha).$$

Звідси маємо:

$$\alpha = \arccos(\rho_2 / L_{12}) \text{ або } \alpha = \arctg(z_2 / \rho_2). \quad (7)$$

$\alpha_{11}$  знаходимо за допомогою теореми косинусів:

$$L_2^2 = L_{12}^2 + L_1^2 - 2 \cdot L_{12} \cdot L_1 \cdot \cos(\alpha_{11}). \quad (8)$$

Звідси маємо

$$\alpha_{11} = \arccos((L_1^2 - L_2^2 + L_{12}^2) / 2 \cdot L_{12} \cdot L_1), \quad (9)$$

$$\alpha_1 = \alpha + \alpha_{11} = \arccos(\rho / L_{12}) + \arccos((L_1^2 - L_2^2 + L_{12}^2) / 2 \cdot L_{12} \cdot L_1). \quad (10)$$

Знаходимо кут  $\alpha_2$ .

Виходячи з рис. 3, для кута  $\alpha_2$  маємо

$$\alpha_2 = \pi - \alpha_{12}, \quad (11)$$

де  $\alpha_{12}$  – кут між  $L_1$  и  $L_2$

Відповідно з теоремою косинусів

$$L_{12}^2 = L_1^2 + L_2^2 - 2 \cdot L_1 \cdot L_2 \cdot \cos(\alpha_{12}) = L_1^2 + L_2^2 - 2 \cdot L_1 \cdot L_2 \cdot \cos(\pi - \alpha_2), \quad (12)$$

$$\alpha_{12} = \arccos((L_1^2 + L_2^2 - L_{12}^2) / 2 \cdot L_1 \cdot L_2), \quad (13)$$

звідки

$$\alpha_2 = \pi - \arccos((L_1^2 + L_2^2 - L_{12}^2) / 2 \cdot L_1 \cdot L_2). \quad (14)$$

Оскільки робочий орган орієнтується щодо ланки  $L_2$ , необхідно визначити кут нахилу  $\alpha_{21}$  ланки  $L_2$  відносно осі  $\rho$ .

$$\alpha_{21} = \alpha_1 - \alpha_2. \quad (15)$$

Таким чином отримані математичні формули для розрахунку параметрів управління маніпулятором для переміщення в позицію  $(x, y, z)$ , а саме кути:

$$\varphi = \arctg(y/x), \quad (16)$$

$$\alpha_1 = \arccos(\rho / L_{12}) + \arccos((L_1^2 - L_2^2 + L_{12}^2) / 2 \cdot L_{12} \cdot L_1), \quad (17)$$

$$\alpha_2 = \pi - \arccos((L_1^2 + L_2^2 - L_{12}^2) / 2 \cdot L_1 \cdot L_2), \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \text{де } L_{12} &= (x^2 + y^2 + z^2)^{1/2}. \\ \alpha_{21} &= \alpha_1 - \alpha_2. \end{aligned} \tag{19}$$

### 3. Основні компоненти автоматизованого маніпулятора

Для проведення дослідження роботи маніпулятора був розроблений макет що складається з маніпулятора, контролера Arduino Nano, та пульта керування в ручному режимі, що здійснюють відповідне переміщення сервоприводів myservo0, myservo1, myservo2, myservo3, myservo4.

Схема підключення маніпулятора до контролера Arduino Nano наведена на рис. 8.

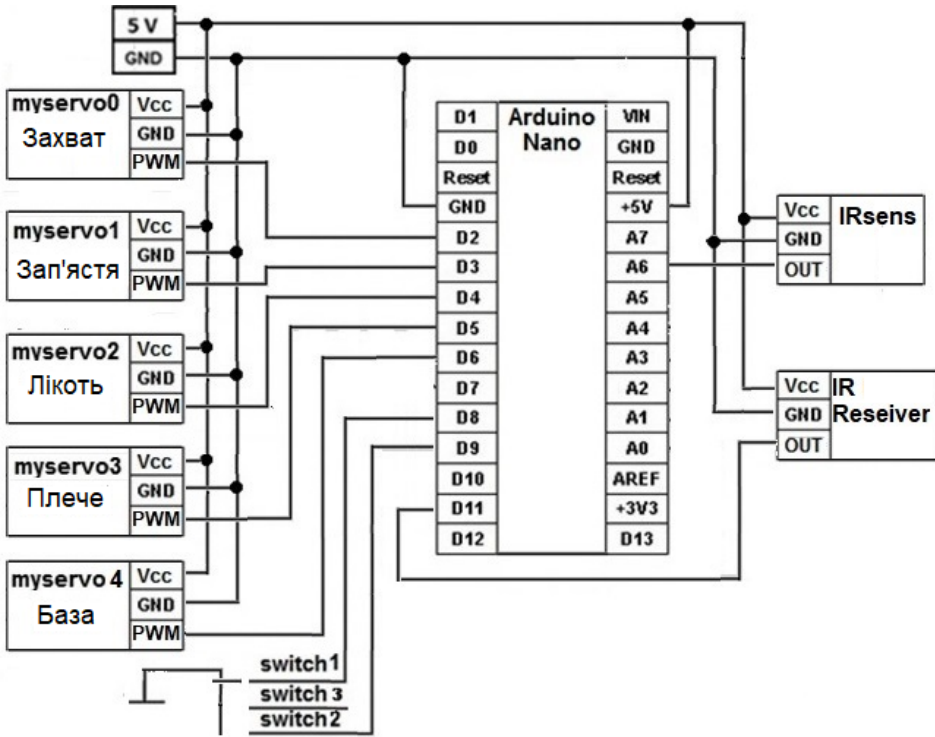


Рисунок - 8. Схема підключення компонентів маніпулятора до контролера Arduino Nano

Для переміщення ланок маніпулятора використовуються сервоприводи MG-90s (myservo0, myservo1) та MG 996R (myservo2, myservo3, myservo4).

Для спрощення алгоритму та програми керування сервоприводів на основі контролерів Arduino використовується бібліотека VarSpeedServo.master, яка дає можливість здійснити переміщення до вказаного кута. Крім того ця бібліотека дозволяє одночасно використовувати до 8 сервоприводів, встановлювати

швидкість переміщення для кожного сервопривода та здійснювати очікування, поки робота сервопривода не буде завершена.

Перемикач з трьома положеннями визначає режим роботи, а саме switch1 - ручний, switch2 – автоматичний, switch 3 – стан спокою.

Інфрачервоний датчик IRsens визначає наявність об’єкту, який треба перемістити.

Наявність ручного керування на основі інфрачервоного пульта дозволяє зробити дослідження різних режимів навчання робота, оскільки при керуванні положення окремих кінематичних пар (кут повороту) можна вивести на екран комп’ютера, або запам’ятати з метою подальшого програмування переміщення маніпулятора по послідовності положень.

Проведемо розрахунок двигунів для маніпулятора виходячи з максимального крутного моменту. Максимальний крутний момент виникає у тому випадку, коли усі ланки маніпулятора розташовані паралельно поверхні, на який встановлено маніпулятор (рис. 9).

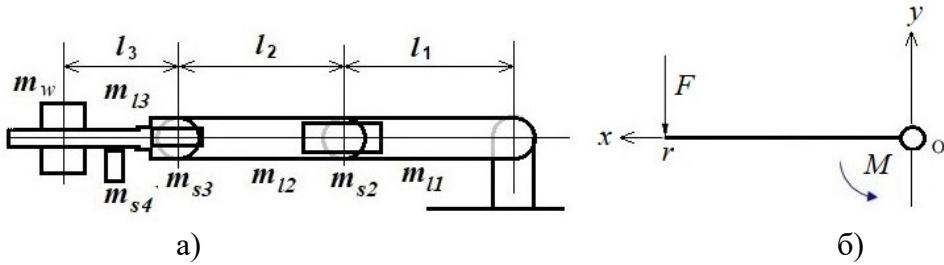


Рисунок - 9. Розташування ланок маніпулятора для отримання максимального крутного моменту (а) та визначення крутного моменту М (б)

Виходячи з того, що крутний момент  $M$  визначається як

$$M = F * r. \tag{20}$$

Сила  $F$ , яку повинен подолати двигун для повороту руки маніпулятора визначається як

$$F = m*(a + g), \tag{21}$$

де  $m$  – маса руки маніпулятора;  $a$  – прискорення тіла;  $g$  – прискорення вільного падіння.

$$m = \sum_i m_i, \tag{22}$$

де  $m_i$  — маса  $i$ -ї компоненти, що входить до складу руки маніпулятора.

За заданим законом зміни швидкості руху точки  $M$  ланки  $V_M$  від 0 до максимальної  $V_{Mmax}$  (рис. 10) можна визначити її прискорення за час розгону  $\Delta t$ , вважаючи, що розгін і гальмування відбувається з постійним прискоренням на ділянках траєкторії  $0.25T$ , де  $T$  – повний час переміщення точки  $r$ , ланки маніпулятора, куди прикладена сила  $F$  (рис. 9, б) [7].

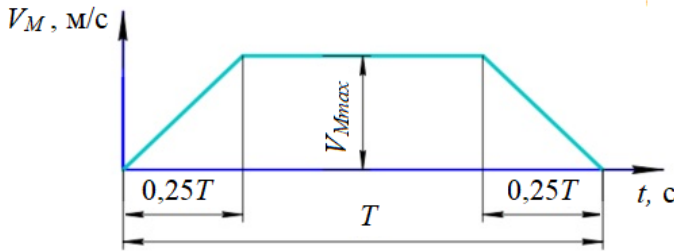


Рисунок - 10. Діаграма швидкості точки М ланки маніпулятора

У технічних характеристиках сервоприводів визначається швидкість обертання, що задається як час, за який здійснюється поворот на вказану кількість градусів. Так для сервопривода MG 996R при напрузі живлення 4,8 В ця величина складає 0,17 с / 60 градусів, звідки кутова швидкість  $\omega = 3,08$  рад/с, а для SG-90 – 0,1 с / 60 градусів, або  $\omega = 5,236$  рад/с.

Так для сервопривода MG 996R при напрузі живлення 4,8 В ця величина складає 0,17 с / 60 градусів, звідки кутова швидкість  $\omega = 3,08$  рад/с, а для SG-90 – 0,1 с / 60 градусів, або  $\omega = 5,236$  рад/с.

Кутове прискорення  $\varepsilon = d\omega/dt$ .

Переміщення  $l_{ra}$  за дугою окружності з радіусом  $r$  при повороті на кут  $\alpha$  дорівнює:

$$l_{ra} = r\alpha,$$

тому лінійне прискорення визначається як:

$$a = dl / dt = r d\omega/dt.$$

Якщо визначити час розгону як  $\Delta t$ , то прискорення за час від початку руху до досягнення максимальної швидкості  $\omega$  можна визначити як:

$$a = r \omega_{max} / \Delta t. \quad (23)$$

Для визначення точки, на яку впливає сила, треба знайти центр мас (центр ваги).

Центр мас визначається як:

$$r_c = \sum_i m_i r_i / \sum_i m_i, \quad (24)$$

де  $r_c$  — радіус центру мас,  $r_i$  — радіус  $i$ -ї точки системи,  $m_i$  — маса  $i$ -ї точки.

Маса та розміри компонент руки маніпулятора, що впливають на крутний момент приводів руки маніпулятора наведені на рис. 11, де використовуються такі позначення:  $m_{l2}$ ,  $m_{l3}$ ,  $m_{l4}$ , відповідно, маси, а  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $l_3$  довжина ланок  $L_1$ ,  $L_2$ ,  $L_3$ ;  $m_{s2}$ ,  $m_{s3}$ ,  $m_{s4}$ , відповідно, маси двигунів  $s_2$ ,  $s_3$ ,  $s_4$ ,  $m_w$  маса вантажу.

Відповідні радіуси у даному випадку визначаються, як:

$$r_{l1} = l_1 / 2, r_{l2} = l_2 / 2, r_{l3} = l_3 / 2, r_{s1} = l_1, r_{s2} = l_2, r_{s3} = l_3 / 2.$$

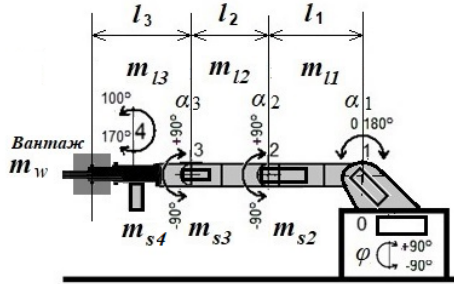


Рисунок - 11. Маса та розміри компонент руки маніпулятора

Розроблений стенд маніпулятора має такі параметри:

$$\begin{aligned}
 m_{11} &= 0,05 \text{ кг}, m_{12} = 0,05 \text{ кг}, m_{13} = 0,04 \text{ кг}, \\
 m_{s2} &= 0,055 \text{ кг}, m_{s3} = 0,009 \text{ кг}, m_{s4} = 0,009 \text{ кг}. \\
 l_1 &= 0,1 \text{ м}, l_2 = 0,1 \text{ м}, l_3 = 0,08 \text{ м} \\
 r_{11} &= l_1 / 2 = 0,05 \text{ м}, r_{12} = l_2 / 2 = 0,05 \text{ м}, r_{13} = l_3 / 2 = 0,04 \text{ м}, \\
 r_{s1} &= l_1, r_{s2} = l_2, r_{s3} = l_3 / 2.
 \end{aligned}$$

На рис. 12 наведена схема розрахунку крутного моменту для привода, що здійснює підйом руки.

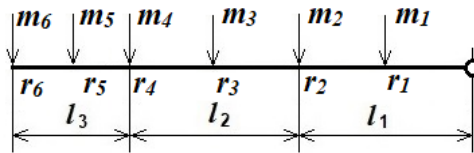


Рисунок - 12. Схема розрахунку крутного моменту

Вказані значення мас та радіусів мають такі значення:

$$\begin{aligned}
 r_1 &= l_1 / 2, r_2 = l_1, r_3 = l_1 + l_2 / 2, r_4 = l_1 + l_2, r_5 = l_1 + l_2 + l_3 / 2, \\
 r_6 &= l_1 + l_2 + l_3, \\
 m_1 &= m_{11}, m_2 = m_{s2}, m_3 = m_{12}, m_4 = m_{s3}, m_5 = m_{13} + m_{s4}, m_6 = m_w.
 \end{aligned}$$

Використовуючи параметри маніпулятора, отримаємо

$$\begin{aligned}
 r_1 &= 0,05 \text{ м}, r_2 = 0,1 \text{ м}, r_3 = 0,15 \text{ м}, r_4 = 0,2 \text{ м}, r_5 = 0,24 \text{ м}, \\
 r_6 &= 0,28 \text{ м},
 \end{aligned}$$

$$m_1 = 0,05 \text{ кг}, m_2 = 0,055 \text{ кг}, m_3 = 0,05 \text{ кг}, m_4 = 0,009 \text{ кг}, m_5 = 0,049 \text{ кг},$$

Використовуючи формули (20-24), отримаємо момент утримання руки без вантажу:

$$m = 0,213 \text{ кг},$$

$$r_c = 0,029906 / 0,213 = 0,13643 \text{ м}$$

$$M = 0,284788 \text{ н/м} = 2,882 \text{ кг/см}.$$

MG 996R має крутний момент 9 кг/см (для напруги живлення 4.8 В). Для утримання вантажу залишається 6,1 кг/см. Ураховуючи, що радіус утримання вантажу складає  $r_6 = 0,28 \text{ м}$ , отримаємо  $m_w = 0,218 \text{ кг}$ .

#### 4. Приклади задач для дослідження алгоритмів керування переміщенням маніпулятора

Алгоритм керування переміщенням маніпулятора з використанням перерахування координат робочого органу маніпулятора  $(x, y, z)$  у відповідні кути повороту ланок  $\varphi, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_{21}$ , наведений на рис 13.

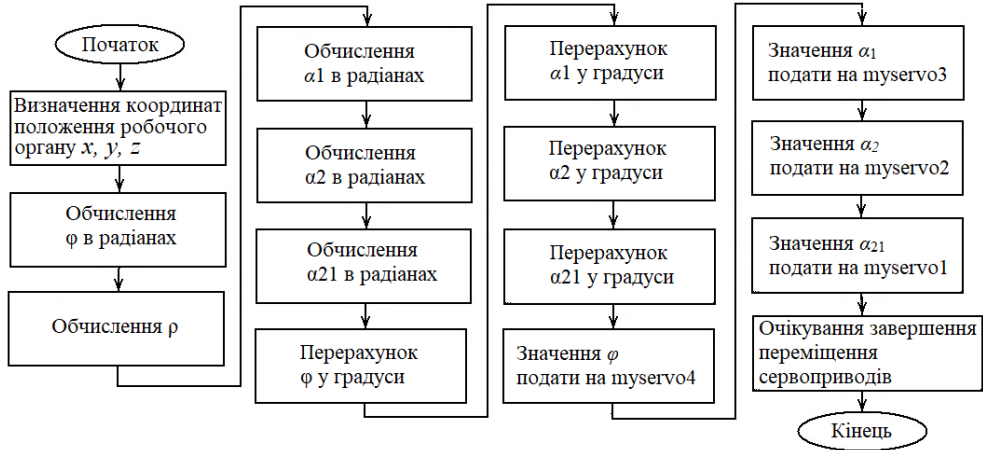


Рисунок - 13. Алгоритм керування переміщенням маніпулятора

Розглянемо, як здійснюється вказане перерахування у системі керування маніпулятором на основі контролера Ардуіно.

У програмі управління роботом при використанні контролера Ардуіно, що використовує мову C++ [11], яка має усі математичні функції, які використовуються у формулах (20-24) для обчислення значень кутів повертання ланок  $\varphi, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_{21}$ , виходячи з заданих розмірів ланок  $L_1, L_2$ , та координат робочого органу  $x, y, z$ .

Фрагмент програми, що здійснює такі обчислення, має наступний вигляд [12]:

```
// обчислення φ в радіанах
Phirad = atan(Y/X);
// обчислення ρ
P = sqrt(sq(X) + sq(Y));
// обчислення α1 в радіанах
A1rad = acos(P / sqrt(sq(P) + sq(Z))) + acos((sq(L1) - sq(L2) + sq(P) + sq(Z)) / (2* L1* (sqrt(sq(P) + sq(Z)))));
// обчислення α2 в радіанах
A2rad = PI - acos((sq(L1) + sq(L2) - sq(P) - sq(Z)) / (2* L1* L2));
// обчислення α21 в радіанах
A21rad = A1rad - A2rad;
PhiDeg = Phirad * RAD_TO_DEG; //результат φ в градусах
A1Deg = A1rad * RAD_TO_DEG; //результат α1 в градусах
A2Deg = A2rad * RAD_TO_DEG; //результат α2 в градусах
```

$$A21Deg = A21rad * RAD\_TO\_DEG; //результат \alpha_{21} \text{ в градусах}$$

Програма використовує такі позначення для змінних у форматі float: L1 для  $L_1$ ; L2 для  $L_2$ ; X для  $x$ ; Y для  $y$ ; Z для  $z$ ; P для  $\rho_2$ ; Phi для  $\varphi$  в радіанах; PhiDeg для  $\varphi$  в градусах; A1rad для  $\alpha_1$  в радіанах; A2rad для  $\alpha_2$  в радіанах; A1Deg для  $\alpha_1$  в градусах; A2Deg для  $\alpha_2$  в градусах; A21Deg для  $\alpha_{21}$  в градусах.

Отримані значення кутів в градусах можуть безпосередньо використовуватися для управління сервоприводами.

Результати виконання програми можна отримати за допомогою інструменту Монітор порту. На рис. 3.7 показано, як здійснюється введення вихідних даних  $L_1$ ,  $L_2$ ,  $x$ ,  $y$ ,  $z$ , та отримання результату обчислення значень  $\varphi$ ,  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  и  $\alpha_{21}$ .

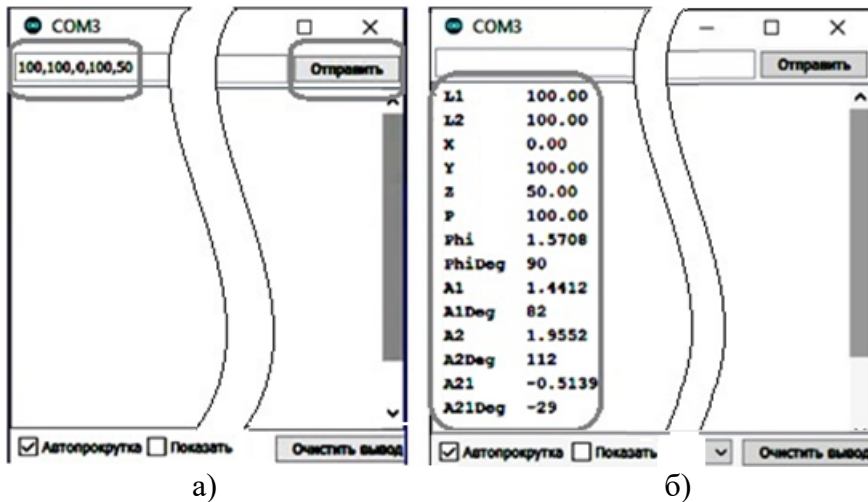


Рисунок 14. Введення вихідних даних  $L_1$ ,  $L_2$ ,  $x$ ,  $y$ ,  $z$ , (а), результат обчислення значень  $\varphi$ ,  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  и  $\alpha_{21}$  (б)

### Висновки

В результаті проведеного аналізу існуючих стендів маніпуляторів, які можна використовувати для дослідження алгоритмів керування переміщенням робота на основі комп'ютерних розрахунків був розроблений стенд маніпулятора з чотирма ступенями рухливості, який дозволяє здійснювати переміщення робочого органу у тривимірному просторі.

Проведена розробка алгоритму комп'ютерних розрахунків, які треба використовувати для реалізації переміщення робочого органу в позицію з вказаними координатами, та отримані формули, за допомогою яких можна здійснити відповідні обчислення.

Наведені приклади програмної реалізації цих алгоритмів та розрахунків.

Показаний приклад вибору та проведення розрахунків основних механізмів автоматизованого маніпулятора.

Наведені можливості проведення досліджень щодо використання комп'ютерних методів розрахунку з використанням розробленого стенду

Розроблений стенд дозволяє провести дослідження алгоритмів керування маніпуляторів з метою виявлення оптимальних алгоритмів керування..

### Список використаних джерел

1. Михайлов Е. П., Кнюх О.Б., Козеровська В. О. Стенд для дослідження мехатронних пристроїв логістичних систем. Подъемно-транспортная техника, 2019. №2 (61), с.60-74.

2. Интернет ресурс. FISCHERTECHNIK. Конструктор Trainingsmodelle 3-D робот. URL: <https://erc.ua/ware/283174-fischertechnik-konstruktor-trainingsmodelle-3-d-robot/>

3. Интернет ресурс. FISCHERTECHNIK. Industriekatalog 2019 englisch Gesamt. URL: [https://www.google.com/search?q=Industriekatalog\\_2019\\_englisch\\_Gesamt&oq=Industriekatalog\\_2019\\_englisch\\_Gesamt&aqs=chrome..69i57.3115j0j15&sourceid=chrome&ie=UTF-8#](https://www.google.com/search?q=Industriekatalog_2019_englisch_Gesamt&oq=Industriekatalog_2019_englisch_Gesamt&aqs=chrome..69i57.3115j0j15&sourceid=chrome&ie=UTF-8#)

4. Интернет ресурс. FESTO Learning Systems. Modular Systems for Mechatronics Training. URL: <https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/mps.pdf>

5. Интернет ресурс. Arduino. Моделирование. Механическая рука 4 степени свободы. URL: <https://arduinka.biz.ua/ru/mehanicheskaya-ruka-robot-4-stepeni-svobody-akril-p598c81.html>

6. Интернет ресурс. Robotpark 6 DOF Aluminum Robot Arm Kit. URL: <http://www.robotpark.com/Robotpark-6-DOF-Aluminum-Robot-Arm-Kit>

7. Интернет ресурс. Dejan. DIY Arduino Robot Arm with Smartphone Control. HowToMechatronics. Arduino Tutorials, Projects. Education Website. URL: <https://howtomechatronics.com/tutorials/arduino/diy-arduino-robot-arm-with-smartphone-control/>

8. Тарабарин В.Б. Исследование и проектирование манипуляторов промышленных роботов. Курсовое проектирование по «Теории механизмов и механике машин» Учебное пособие. — М.: Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007. — 29 с.

9. Заславский А. А. Геометрические преобразования. — М.: МЦНМО, 2004. — 86 с. 2-е изд., стереотипное. ISBN 5-94057-094-1



10. Борисов О.И., Громов В.С., Пыркин А.А., Методы управления робототехническими приложениями. Учебное пособие. — СПб.: Университет ИТМО, 2016. — 108 с.

11. Blum J. Exploring Arduino: Tools and Techniques for Engineering Wizardry John Wiley & Sons, Inc., 2013. — 385 с. — ISBN: 978-1-118-54936-0.

12. Конспект лекцій з дисципліні "Комп'ютерні методи розрахунку роботів" для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти, спеціальність: 131 - Прикладна механіка, освітні програми: Мехатроніка та промислові роботи, Інженерія логістичних систем / Укл.: Михайлов Є. П. - Одеса: ОНПУ, 2021. - 112 с. Рег. ном. КЛ11701 05.03.2021 №7777 РС2021 URL: <http://dspace.opu.ua/jspui/handle/123456789/11432>

## STAND FOR RESEARCH OF ROBOT-MANIPULATOR CONTROL ALGORITHMS

Ye. Mykhaylov, Jamli Fayeز  
Odessa Polytechnic State University

***Abstract.** The results of the development of a robot manipulator, designed to study the algorithms for controlling the movement of the robot on the basis of computer calculations, which are used to recalculate the movement of the working body of the manipulator in the movement of individual links. The kinematic model and the calculated scheme of movement of separate links are resulted, the structure and structure of work is described. The issues of software implementation of control algorithms using the Arduino controller are considered. Examples of the use of the stand in laboratory works are given.*

***Keywords:** robot manipulator, kinematic scheme, computer calculations, software control, control system, coordinate systems, servo.*