

ISSN 2311-0368 (Print)

ISSN 2409-1049 (Online)

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ТА ВИРОБНИЧИЙ ЖУРНАЛ

Підйомно-транспортна техніка

3(51)

Подъемно-транспортная техника

2016

Hebezeuge und Fördermittel

виходить чотири рази на рік

ЗАСНОВАНИЙ У ВЕРЕСНІ 2001 РОКУ

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

Редакційна колегія

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

Головний редактор: **Семенюк В.Ф.**

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

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

Журнал зареєстрований Міністерством юстиції України
13 вересня 2001 р.

Реєстраційний номер КВ-5475 і входить у перелік наукових видань України, в яких публікуються результати дисертаційних робіт на присудження наукових ступенів доктора і кандидата технічних наук (постанова президії ВАК - липень 2010 року).

Друкується за рішенням вченої ради Одеського національного політехнічного університету (протокол № 2 від 18.10.2016).

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 03.11.2016. Підписано до друку 01.11.2016.
Формат 17x26. Тираж 100.

ЗМІСТ

Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Кадикало І.О.
**АНАЛІЗ УМОВ ІСНУВАННЯ СТАЦІОНАРНИХ РЕЖИМІВ
(АВТОКОЛИВАНЬ) ПРИ РОБОТІ МОСТОВИХ КРАНІВ** 4

Журавлев Д. Ю.
**ВОЗБУЖДАЮЩИЕ ФАКТОРЫ В РОБАСТНЫХ ТРИБОСИСТЕМАХ
ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ (ЧАСТЬ 3).....** 16

Марговицький Л.М., Сочава А.І., Глушко В.І., Руднев О.М., Клименко Г.В.,
Мулін М.С., Коваленко О.П.
**ПОДОВЖЕННЯ РЕСУРСУ ВАЖКОЗАВАНТАЖЕНИХ ПРОГІННИХ
КРАНОВИХ БАЛОК.....** 27

Кіндрацький Б.І., Літвін Р.Г.
**ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ
ЕЛЕКТРОАВТОБУСІВ НА ТУРИСТИЧНИХ МАРШРУТАХ В
ЕКОЛОГІЧНО ЧИСТИХ РЕГІОНАХ.....** 36

Венцель Є.С., Орел О.В.
**ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОЕФІЦІЕНТА ПРОТИЗНОШУВАЛЬНИХ
ВЛАСТИВОСТЕЙ РОБОЧИХ РІДИН ГІДРОПРИВОДІВ НА
ЗНОШУВАННЯ ПОВЕРХОНЬ ТЕРТЯ.....** 44

Сапронов О.О., Букетов А.В., Нігалатій В.Д., Лещенко О.В., Яцюк В.М.
**ЕПОКСИДНІ КОМПЗИТИ, НАПОВНЕНІ ДИСПЕРСНИМИ
ЧАСТКАМИ КАРБОНАТУ ЛІТІЮ І КАРБОНАТУ НІКЕЛЮ, ДЛЯ
РЕМОНТУ ТРАНСПОРТНОЇ ТЕХНІКИ.....** 49

Проценко В.О., Самойленко Л.К., Бабій М.В.
**АНАЛІЗ ВІДМОВ ТА НАПРЯМКИ УДОСКОНАЛЕННЯ
ВІДЦЕНТРОВИХ МУФТ СЕПАРАТОРІВ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ
УСТАНОВОК.....** 59

Скряпник В.С.
**НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ТОРМОЗНЫХ
ШКИВОВ ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ (ЧАСТЬ 2).....** 72

Ромасевич Ю.О., Ловейкін В.С.
**СИНТЕЗ КВАЗІОПТИМАЛЬНОГО ЗА ШВИДКОДІЄЮ КЕРУВАННЯ
РУХОМ ВАНТАЖОПІДЙОМНОГО КРАНА. ЧАСТИНА 1.....** 84

Нестеров А.А.
**МЕТОДИКА ЗАМЕНЫ ШАРНИРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ СТРЕЛОВЫХ
СИСТЕМ ПОРТАЛЬНЫХ КРАНОВ БЕЗ ДЕМОНТАЖА УЗЛОВ И
СИСТЕМ.....** 94

Семенюк В.Ф., Вудвуд А.Н., Кнюх А.Б.
**ОПТИМИЗАЦИЯ РАЗБИВКИ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ
МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА МОСТОВЫХ КРАНОВ МЕЖДУ
СТУПЕНЯМИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРА.....** 104

УДК 531

Ловейкін В.С., д.т.н.; Човнюк Ю.В., к.т.н.; Кадикало І.О., аспірант
Національний університет біоресурсів і природокористування України

АНАЛІЗ УМОВ ІСНУВАННЯ СТАЦІОНАРНИХ РЕЖИМІВ (АВТОКОЛИВАНЬ) ПРИ РОБОТІ МОСТОВИХ КРАНІВ

Анотація. Проведений обґрунтований аналіз умов виникнення та існування стаціонарних режимів руху (автоколивань), які можливі при роботі мостових кранів. Всебічно досліджені процеси розгойдування вантажу при пуску й гальмуванні вказаних вище кранів, які можуть слугувати причиною виникнення автоколивань.

Ключові слова: аналіз, умови існування, стаціонарні режими, автоколивання, мостові крани.

Аннотация. Проведен обоснованный анализ условий возникновения и существования стационарных режимов движения (автоколебаний), которые возможны при работе мостовых кранов. Всесторонне исследованы процессы раскачивания груза при пуске и торможении указанных выше кранов, которые могут служить причиной возникновения автоколебаний.

Ключевые слова: анализ, условия существования, стационарные режимы, автоколебания, мостовые краны.

Abstract. The reasoned analysis of the conditions of origination and existence of the motion's stationary modes (so called self-oscillations) possible at work regimes of bridge cranes is conducted. The processes of load's swinging during start-up and braking of the above cranes are comprehensively researched. These processes can serve as a cause of self-oscillations.

Key words: analysis, conditions of existence, stationary (steady) modes, self-oscillations, bridge cranes.

Постановка проблеми.

При роботі вантажопідйомних кранів спостерігаються маятникові коливання вантажу, котрі викликають нерівномірний рух кранів чи вантажних візків, додаткові навантаження на силові елементи кранів, створюють незручності при їх експлуатації, що необхідно враховувати при уточнених розрахунках кранів.

У мостових, козлових та деяких інших кранах стандартних параметрів, які переміщуються вздовж рейкового шляху, частота маятникових коливань вантажу відносно крана суттєво нижче частоти пружних коливань кранової металокопункції й трансмісії механізму

пересування. Навіть при малій довжині виска канатів (не більше трьох метрів) частота маятникових коливань вантажу не перевищує $(2 \dots 2,6) \text{ рад/с}$, у той час як частота пружних коливань кранів у кілька разів, а то й у десятки разів більше.

Отже, маятникові коливання вантажу можна вважати практично незалежними від пружних коливань крана й при їх розрахунку металоконструкцію й трансмісію механізму пересування можна приймати абсолютно жорсткими. При визначенні динамічних навантажень, діючих на металоконструкцію й трансмісію механізму пересування, закон зміни горизонтальної складової натягу канатів, який виникає у результаті маятникових коливань вантажу, можна задати у вигляді відомої функції часу, визначеної по схемі абсолютно жорсткого крану. Зазвичай цей прийом дозволяє знизити порядок рівнянь руху кранової динамічної системи на дві одиниці [1].

Використання мехатронних систем управління рухом вантажних візків мостових кранів дозволяє суттєво зменшити, або, практично, позбутись небажаних маятникових коливань вантажу, які неминуче виникають у перехідних режимах (пуску, гальмування, реверсування) роботи вантажопідйомних механізмів. Проте для визначення стійкості станів рівноваги у цих випадках управління рухом візків мостових кранів не можна користуватись лінеаризованими рівняннями, які описують малі рухи у околі цих станів. Такий аналіз дозволяє лише виявити початкові тенденції збурених рухів, але – у випадках нестійкостей руху – не дозволяє прослідкувати подальший розвиток процесу руху при збільшенні відхилень.

Дослідження руху «у великому» в принципі не можливе за допомогою лінеаризованих рівнянь: нелінійні члени рівнянь (у даній задачі вони обумовлені існуванням сухого (кулонівського) тертя між візком й рейками), які зазвичай досить малі при малих відхиленнях системи від стану рівноваги, починають грати все більшу (значну) роль при збільшенні (зростанні) відхилень; при цьому вид нелінійності суттєво впливає на характер процесу при необмеженому зростанні часу. Зокрема, у багатьох випадках зростання коливань поступово сповільнюється й рух прямує до деякого стаціонарного режиму – режиму автоколивань [2,3]. На думку авторів даного дослідження, питання існування стаціонарних режимів (автоколивань) при пуску/гальмуванні вантажопідйомних механізмів кранів, які моделюються механічною системою типу «вантажний візок – канат – вантаж» (мостового) крану вивчені недостатньо й вимагають подальшого всебічного дослідження.

Аналіз публікацій по темі дослідження. Автори [4-7] провели дослідження різноманітних аспектів стійкості руху мостових кранів, проте належної уваги питанням виникнення й існування усталених автоколивань у механізмах підйому вантажу мостових кранів не було приділено достатньої уваги. У даному дослідженні будуть частково використані результати робіт [3,4,7].

Мета роботи полягає у встановленні основних закономірностей руху, умов виникнення й стійкості автоколивань вантажопідйомних механізмів мостових кранів у процесах їх пуску/гальмування за наявності сил сухого тертя, що виникають при русі вантажного візка вповдовж рейкового шляху, у межах моделі роботи [4]. При цьому, для досягнення мети роботи використовуються підходи автора [3] (метод припасовування та спосіб поетапного інтегрування для кусково лінійних систем).

Виклад основного змісту дослідження.

1. Розрахунок маятникових коливань вантажу на канатах за схемою двомасової моделі (із врахуванням сил сухого тертя).

У якості аналогової схеми маятникових коливань вантажу використаємо приведену на рис. 1 динамічну модель роботи [4]. (Позначення вказаної моделі збережені у даному дослідженні).

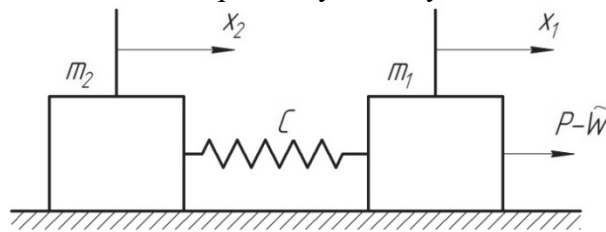


Рис. 1. Аналогова схема маятникових коливань вантажу мостового крана

На рис. 1 введені наступні позначення: m_1 – маса крана чи вантажного візка, приведена до поступального переміщення крана чи візка; m_2 – маса вантажу; $G = m_2 \cdot g$ – вага вантажу; g – прискорення вільного падіння; P – сумарне тягове чи гальмівне зусилля приводних коліс крана чи візка; \tilde{W} – сила опору пересуванню крана чи візка (має нелінійний характер) й описується законом Кулона – Амонтона (сухого тертя)); x_1 й x_2 – горизонтальне переміщення мас m_1 й m_2 ; s – сумарний натяг канатів; φ – кут відхилення канатів від вертикалі; T – горизонтальна складова зусиль у канатах; H – довжина виска канатів.

Оскільки максимальні відхилення канатів від вертикалі не перевищують $(10...12)^\circ$, приймаємо $\sin \varphi \approx \varphi$, $\cos \varphi \approx 1,0$. Із врахуванням цього припущення [4]: $x_2 = x_1 + H \cdot \varphi$, $s = G = m_2 g$, а горизонтальна складова натягу канатів має вид:

$$T = s \cdot \varphi = m_2 g \cdot (x_2 - x_1) / H. \quad (1)$$

Рівняння руху крана має вид:

$$m_1 \ddot{x}_1 + \frac{m_2 g}{H} \cdot (x_1 - x_2) = P - \tilde{W}, \quad \tilde{W} = W \cdot \text{sign}(\dot{x}_1), \quad (2)$$

а рівняння руху вантажу у горизонтальному напрямку:

$$m_2 \ddot{x}_2 + \frac{m_2 g}{H} \cdot (x_2 - x_1) = 0. \quad (3)$$

У (2) W – амплітуда сили сухого тертя ковзання.

На схемі, зображеній на рис. 1, в межах приведеної динамічної моделі, маса m_2 ковзає вдовж опорної поверхні без тертя. Рух цієї системи описується наступними рівняннями:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + C \cdot (x_1 - x_2) = P - W \cdot \text{sign}(\dot{x}_1); \\ m_2 \ddot{x}_2 + C \cdot (x_2 - x_1) = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Порівнюючи систему (4) з системою рівнянь (2) й (3), бачимо, що обидві системи ідентичні, якщо прийняти $C = m_2 g / H$. Звідси випливає, що динамічна дія вантажу, який коливається, на кран (чи візок) аналогічна дії вантажу, прикріпленого за допомогою пружини із жорсткістю, яка чисельно дорівнює G/H . Ця аналогія дозволяє наочно оцінити вплив вантажу, який розгойдується, на рух крану. Коли $x_2 > x_1$, вантаж, що відхиляється, збільшує сили опору пересуванню крану. Коефіцієнт $C = G/H$ можна назвати аналогом коефіцієнту поперечної жорсткості канатів.

1.1 Модель Н.А. Лобова [4] руху крана із гнучко підвішеним вантажем у період його розгону. Уточнений варіант.

Оскільки період маятникових коливань вантажу більше чи одного порядку з тривалістю у часі розгону крана, при розв'язуванні (4) можна прийняти, що рушійна сила приводного двигуна механізму пересування постійна й дорівнює середньому пусковому значенню. Крім того, врахуємо, що у системі «вантажний візок – канат – вантаж» на візок й на вантаж діють сили в'язкого тертя, пропорційні відповідно до швидкості руху візка ($b \cdot \dot{x}_1$) й швидкості руху вантажу ($b \cdot \dot{x}_2$). Тут, у формулі для сили в'язкого тертя b – коефіцієнт в'язкого опору. Оскільки при виконанні умови $\dot{x}_2 > \dot{x}_1$ сили сухого тертя сприяють рухові візка, а не гальмують його, правильніше, на думку авторів даного дослідження, для \tilde{W} використовувати формулу: $\tilde{W} = W \cdot \text{sign}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)$. Далі, зважаючи на все, що наведене вище, систему рівнянь, які описують рух вантажопідйомного механізму мостового крану вдовж рейкового шляху, можна звести до одного рівняння другого порядку відносно різниці переміщень мас $q = x_1 - x_2$:

$$\ddot{q} + \tilde{b} \cdot \dot{q} + \omega^2 \cdot q = \{P - W \cdot \text{sign}(\dot{q})\} / m_1, \quad (5)$$

де: q – горизонтальне переміщення вантажу відносно рухомої точки підвісу; $\omega^2 = \left\{ \frac{(m_1 + m_2) \cdot g}{m_1 \cdot H} \right\}^1$ – квадрат частоти власних маятникових

коливань вантажу відносно крана у період розгону; $\tilde{b} = b \cdot \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)$.

Власні коливання системи «вантажний візок – канат – вантаж» мостового крана (при $P \equiv 0$) описується наступним рівнянням:

$$\ddot{q} + \tilde{b} \cdot \dot{q} + \omega^2 \cdot q + \frac{W}{m_1} \cdot \text{sign}(\dot{q}) = 0. \quad (6)$$

Введемо позначення: $h = \tilde{b}/2$, $k_* = \sqrt{\omega^2 - h^2}$.

Якщо $\dot{q} > 0$, тоді рівняння (6) перетворюється у:

$$\ddot{q} + \tilde{b} \cdot \dot{q} + \omega^2 \cdot q = -\frac{W}{m_1}. \quad (7)$$

Якщо $\dot{q} < 0$, тоді замість (6) матимемо:

$$\ddot{q} + \tilde{b} \cdot \dot{q} + \omega^2 \cdot q = +\frac{W}{m_1}. \quad (8)$$

Розв'язок рівняння (7) за початкових умов $q|_{t=0} = A_o$, $\dot{q}|_{t=0} = 0$ має вид:

$$q = \left(A_o + \frac{W}{m_1 \cdot \omega^2} \right) \cdot e^{-ht} \cdot \left\{ \cos(k_* \cdot t) + \frac{h}{k_*} \sin(k_* \cdot t) \right\} - \frac{W}{m_1 \omega^2}. \quad (9)$$

Далі знаходимо швидкість:

$$\dot{q} = - \left(A_o + \frac{W}{m_1 \cdot \omega^2} \right) \cdot e^{-ht} \cdot \frac{k_*^2}{k_*} \cdot \sin(k_* \cdot t), \quad k \equiv \omega. \quad (10)$$

Момент часу, коли швидкість перетворюється у нуль, визначається з рівняння:

$$k_* \cdot t_1 = \pi, \quad (11)$$

причому координата q приймає значення:

$$q = A_{1/2} = -A_o \cdot \exp\left(-\frac{\pi h}{k_*}\right) - \frac{W}{m_1 \omega^2} \cdot \left(1 + e^{-\frac{\pi h}{k_*}} \right). \quad (12)$$

На наступному інтервалі часу швидкість від'ємна, й замість (6) маємо (8).

Для цього інтервалу часу при переміщеному у точку t_1 початку відліку часу маємо:

$$\begin{cases} q = \left(A_{1/2} - \frac{W}{m_1 \omega^2} \right) \cdot e^{-ht} \cdot \left\{ \cos(k_* t) + \frac{h}{k_*} \sin(k_* t) \right\} + \frac{W}{m_1 \omega^2}, \\ \dot{q} = - \left(A_{1/2} - \frac{R}{c} \right) \cdot e^{-ht} \cdot \frac{k_*^2}{k_*^2} \sin(k_* t) \end{cases} \quad (13)$$

Коли $\dot{q} = 0$ знову ($t = \tilde{t}_1$), виконується рівність:

$$k_* \cdot \tilde{t}_1 = \pi, \quad (14)$$

а координата q дорівнює:

$$q = A_1 = -A_{1/2} \cdot e^{-\pi h/k_*} + \frac{W}{m_1 \omega^2} \cdot \left(1 + e^{-\pi h/k_*} \right) \quad (15)$$

Підставляючи сюди вираз (12) знайдемо зв'язок між двома послідовними додатними відхиленнями ($q > 0$):

$$A_1 = A_o \cdot \exp \left\{ -\frac{2\pi h}{k_*} \right\} + \frac{W}{m_1 \omega^2} \cdot \left(1 + e^{-\frac{\pi h}{k_*}} \right)^2 \quad (16)$$

причому тривалість одного циклу (період автоколивань) складає $2\pi/k_*$. У стаціонарному режимі повинно бути $A_1 = A_o = A_{cm}$. Звідси знаходимо:

$$A_{cm} = \frac{W_1}{m_1 \omega^2} \cdot \frac{\left(1 + e^{-\pi h/k_*} \right)}{\left(1 - e^{-\pi h/k_*} \right)} = \frac{W}{m_1 \omega^2} \cdot \operatorname{cth} \left\{ \pi h / (2k_*) \right\}. \quad (17)$$

При малих значеннях відношення h/k_* , тобто $h/k_* \ll 1$, можна вважати, що амплітуда стаціонарних власних автоколивань системи «вантажний візок – канат – вантаж» мостового крану складає:

$$A_{cm} \approx \frac{2 \cdot W \cdot k}{m_1 \cdot \omega^2 \cdot \pi \cdot l} = \frac{2 \cdot W \cdot \omega}{m_1 \cdot \omega^2 \cdot \pi \cdot (\tilde{b}/2)} = \frac{4W}{m_1 \cdot \omega \cdot \pi \cdot \tilde{b}}. \quad (18)$$

Період таких власних автоколивань розглядуваної системи складає:

$$T_{авток} = 2\pi/k_* = 2\pi/\sqrt{\omega^2 - h^2}. \quad (19)$$

При $h/k_* \ll 1$ замість (19) маємо:

$$T_{авток} = \frac{2\pi}{\omega} = T_{власн}, \quad (20)$$

де $T_{власн}$ – період власних коливань системи, тобто у даному випадку виникає резонанс автоколивань розглядуваної системи з її власними коливаннями. Залежність $q(t)$ та сили опору $F(\dot{q})$ за наявності сил в'язкого й сухого тертя у системі наведені на рис. 2.

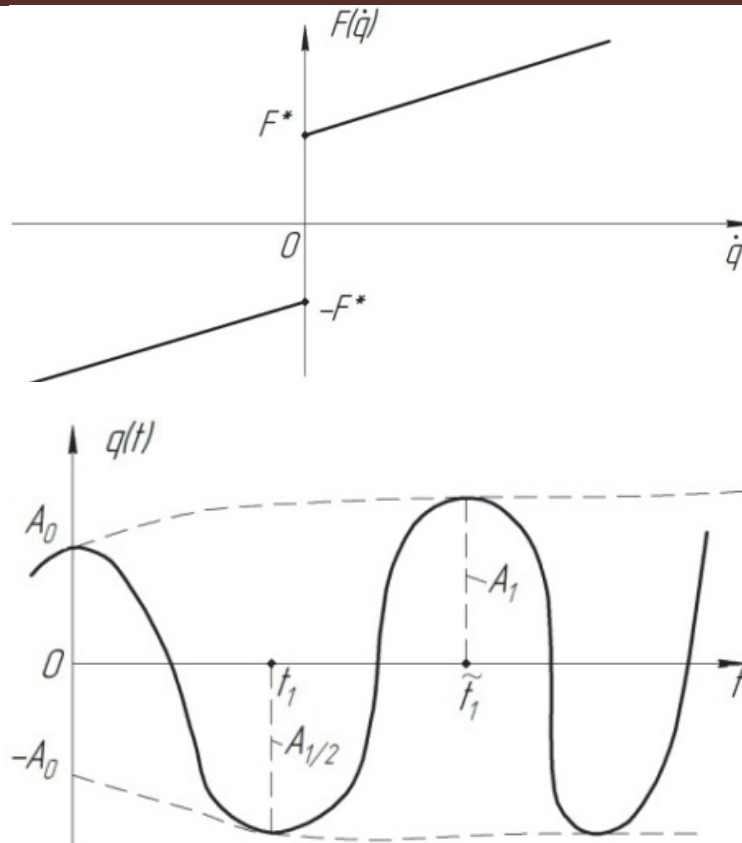


Рис. 2. Залежність сили опору $F(\dot{q})$ та $q(t)$: а – $F(\dot{q})$; б – $q(t)$.

На рис. 2 $F^* = \left(\frac{W}{m_1}\right) \cdot m_1 \equiv W$.

1.2. Аналіз автоколивань при $P \neq 0$.

При аналізі автоколивань системи у цьому випадку можна використати попередній підхід, реалізований у п. 1.1.

Значення амплітуди стаціонарних коливань (автоколивань) системи буде мати вигляд:

$$\tilde{A}_{cm} = \frac{W}{m_1 \omega^2} \cdot \frac{(1 + e^{-\pi h/k_*})}{(1 - e^{-\pi h/k_*})} + \frac{P}{m_1 \omega^2} = \frac{W}{m_1 \omega^2} \cdot \operatorname{cth} \left\{ \frac{\pi h}{2k_*} \right\} + \frac{P}{m_1 \omega^2}. \quad (21)$$

Формула для $T_{автоок}$ (19), (20) та умови виникнення резонансу автоколивань системи з її власними коливаннями залишаються тими ж самими.

2. Аналіз умов виникнення стаціонарних автоколивань у механічній системі «вантажний візок – канат – вантаж» мостового крана у разі виникнення зупинки візка внаслідок його нараження на випадкову перешкоду.

Розглянемо поведінку системи, зображеної на рис. 1, при умові $P - \tilde{W} = 0$ й спільному синхронному русі візка й вантажу зі швидкістю

V_o , забезпеченого мехатронними системами управління, у разі нараження візка на випадкову перешкоду, розміщену на рейковому шляху. У цьому випадку ведучим ланцюгом є вантаж на канаті, який через пружину C призводить до руху візка (m_1). Між візком і поверхнею, вдовж котрої він ковзає, розвивається сила сухого тертя (в'язким тертям нехтуємо); характеристика тертя має вид, зображений на рис. 3, й схематично відображає відому з експериментів відмінність між граничною силою тертя спокою (R_1) й силою тертя руху (R_2), $R_2 < R_1$.

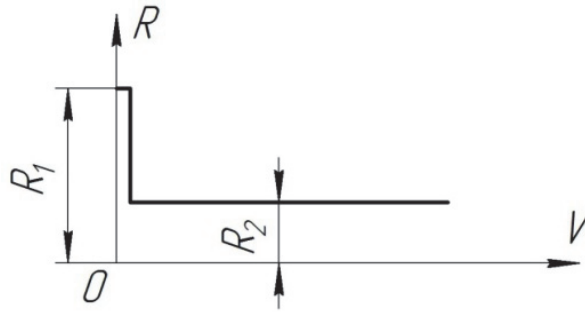


Рис. 3. Залежність сили тертя (R) від V (швидкості руху тіла).

Введемо наступні позначення: V_o – швидкість руху ведучого ланцюга (у даному випадку це вантаж на канаті); C – коефіцієнт жорсткості пружини, $C = \frac{m_2 g}{l}$, де m_2 – маса вантажу; l – довжина канату; g – прискорення вільного падіння; m_1 – маса візка;

$\Omega^2 = C \cdot \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)$; R_1 – гранична сила тертя спокою; R_2 – сила

тертя руху. Зрозуміло, що можливий такий рух розглядуваної системи, при якому швидкість візка також дорівнює V_o (це забезпечують мехатронні системи управління). При цьому пружина (канат) стиснута постійною силою P , яка дорівнює силі тертя руху R_2 . Однак, як можна впевнитись нижче, цей режим може виявитись нестійким й при певних обставинах навколо нього виникають автоколивання.

Якщо швидкість V_o невелика, тоді будь – яка випадкова перепона може виявитись достатньою для зупинки візка. Розглянемо, що відбувається після цього моменту.

Вихідна математична модель руху даної системи має наступний вид:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + C(x_1 - x_2) = F(t) - R_2 \cdot \text{sign}(\dot{x}_1); \\ m_2 \ddot{x}_2 + C(x_2 - x_1) = 0, \end{cases} \quad (22)$$

де $F(t)$ – рушійна сила, прикладена до візка (m_1). Величини $x_{1,2}$ введені вище у моделі (4).

Введемо позначення: $s = x_1 - x_2$; $\dot{s} = \dot{x}_1 - \dot{x}_2$; $\ddot{s} = \ddot{x}_1 - \ddot{x}_2$, тоді замість (22) на етапі руху зі стану спокою ($\dot{x}_1 > 0$) маємо:

$$\ddot{s} + \Omega^2 \cdot s = \frac{F(t)}{m_1} - \frac{R_2}{m_1}. \quad (23)$$

Будемо вважати, що на етапі розгону $F(t) = F_o$ [4], тоді розв’язок (23) шукаємо у вигляді:

$$s(t) = \tilde{A}_1 \cdot \sin(\Omega t) + \tilde{A}_2 \cdot \cos(\Omega t) + \frac{F_o - R_2}{m_1 \Omega^2}, \quad (24)$$

де \tilde{A}_1 й \tilde{A}_2 – константи, що визначаються з початкових умов задачі.

Оскільки до зупинки, викликаною випадковою перепоною на рейковому шляху візка, рух візка й вантажу був синхронним (це забезпечує мехатронна система керування режимом роботи двигуна візка), тоді: $\dot{x}_1 = \dot{x}_2 = V_o$ й $\dot{s} = 0$, $x_1 = x_2$ й $s = 0$. Будемо відлік часу вести саме від цього моменту. Тоді із врахуванням даних початкових умов розв’язок (24) має наступний вигляд:

$$s(t) = \frac{(F_o - R_2)}{m_1 \Omega^2} \cdot [1 - \cos \Omega t], \quad \dot{s}(t) = \frac{(F_o - R_2)}{m_1 \cdot \Omega^2} \cdot \Omega \cdot \sin \Omega t. \quad (25)$$

При рівномірному русі візка (до його повної зупинки перед випадковою перепоною на рейковому шляху) $F_o = R_2$, тому $\dot{s}(t) = 0$ й рух дійсно рівномірний (у візка й у вантажу, тобто $\dot{x}_1 = \dot{x}_2 = V_o$).

Після зупинки візка ведучим ланцюгом стає вантаж m_2 на канаті, який буде розтягувати пружину C до тих пір, поки сила розтягу $P(t)$ не зрівняється з силою тертя спокою R_1 . Після цього відбувається зрив вантажного візка, причому сила тертя миттєво зменшується до значення R_2 . Але сила розтягу пружини у перший момент руху візка, який почнеться, буде все ще рівною R_1 , й відповідно, рівновага сил, діючих на вантажний візок, порушується.

Якщо сумістити з моментом зриву візка початок відліку часу $t = 0$, а також прийняти до уваги, що у цей момент s , як і швидкість \dot{s} : $s(0) = 0$, $\dot{s}(0) \neq 0$ (відлік переміщень будемо вести від місця зупинки вантажу), тоді: $\dot{s}|_{t=0} = -V_o$, бо $\dot{x}_1 = 0$, $\dot{x}_2 = V_o$.

Розглянемо тепер процес наступного руху (після раптової зупинки на рейках вантажного візка). До деякого моменту часу $t > 0$ довжина пружини C зміниться на відрізок $s + V_o \cdot t$ і відповідно сила пружності пружини зменшиться до значення:

$$P(t) = R_1 - C(s + V_o t) = R_1 - Cs - CV_o t. \quad (26)$$

Таким чином, диференціальне рівняння руху візка масою m_1 запишеться у вигляді:

$$m_1 \cdot \ddot{x}_1 = R_1 - C \cdot s - C \cdot V_o t - R_2, \quad (27)$$

або:

$$\ddot{x}_1 = \frac{R_1}{m_1} - \frac{C \cdot s}{m_1} - \frac{C \cdot V_o t}{m_1} - \frac{R_2}{m_1}, \quad (28)$$

Після введення заміни $\omega_{o1}^2 = \frac{C}{m_1} = \frac{m_2 g}{l \cdot m_1} = \frac{m_1}{m_2} \cdot \frac{g}{l}$ рівняння (28)

можна записати наступним чином:

$$\ddot{x}_1 + \omega_{o1}^2 \cdot s = -\frac{C \cdot V_o \cdot t}{m_1} + \frac{(R_1 - R_2)}{m_1}. \quad (29)$$

Аналогічним чином рівняння для x_2 набуває виду:

$$\ddot{x}_2 + \omega_{o2}^2 \cdot s \cdot (-1) + (-1) \cdot \frac{C \cdot V_o \cdot t}{m_2} = 0, \quad \omega_{o2}^2 = \frac{C}{m_2} = \frac{m_2 g}{m_2 \cdot l} = \frac{g}{l} \quad (30)$$

З рівнянь (29), (30) складемо систему:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + \omega_{o1}^2 \cdot s = -\frac{C \cdot V_o \cdot t}{m_1} + \frac{(R_1 - R_2)}{m_1}; \\ \ddot{x}_2 - \omega_{o2}^2 \cdot s = \frac{C \cdot V_o \cdot t}{m_2}. \end{cases} \quad (31)$$

Цю систему (31) дуже легко звести до одного диференціального рівняння:

$$\ddot{s} + (\omega_{o1}^2 + \omega_{o2}^2) \cdot s = -(\omega_{o1}^2 + \omega_{o2}^2) \cdot V_o \cdot t + \frac{(R_1 - R_2)}{m_1}. \quad (32)$$

Розв'язок (32) із врахуванням початкових умов: $s(0) = 0, \dot{s}(0) = -V_0$ має вид:

$$s(t) = \frac{(R_1 - R_2)}{m_1(\omega_{o1}^2 + \omega_{o2}^2)} \cdot \left\{ 1 - \cos \left[\sqrt{\omega_{o1}^2 + \omega_{o2}^2} t \right] \right\} - V_o t. \quad (33)$$

Тоді для кожного з елементів системи (m_1 й m_2) маємо наступні диференціальні рівняння:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 = -\omega_{o1}^2 \cdot s(t) - \frac{CV_o t}{m_1} + \frac{(R_1 - R_2)}{m_1}; \\ \ddot{x}_2 = \omega_{o2}^2 \cdot s(t) + \frac{CV_o t}{m_2}. \end{cases} \quad (34)$$

Розглянемо, як виглядає закон руху візка, за початкових умов: $x_1(0) = 0, \dot{x}_1(0) = 0$. Для цього треба проінтегрувати перше рівняння системи (34).

Закон руху візка $x_1(t)$ має наступний вид:

$$x_1(t) = \frac{\omega_{o1}^2 \cdot (R_1 - R_2)}{m_1 (\omega_{o1}^2 + \omega_{o2}^2)^2} \cdot \left[1 - \cos \left\{ \sqrt{\omega_{o1}^2 + \omega_{o2}^2} \cdot t \right\} \right] + \frac{(R_1 - R_2)}{m_1} \cdot \frac{\omega_{o2}^2 \cdot t^2}{2 \cdot (\omega_{o1}^2 + \omega_{o2}^2)}. \quad (35)$$

Отже, після зупинки рух візка буде носити коливний характер і віддаляться від точки початку руху ($x_1 = 0$). Рівність (35) можна записати інакше:

$$x_1(t) = \frac{(R_1 - R_2) \cdot \omega_{o1}^2}{m_1 \cdot (\omega_{o1}^2 + \omega_{o2}^2)^2} \cdot 2 \cdot \sin^2 \left\{ \frac{\sqrt{\omega_{o1}^2 + \omega_{o2}^2} \cdot t}{2} \right\} + \frac{(R_1 - R_2) \cdot \omega_{o2}^2 \cdot t^2}{2m_1 \cdot (\omega_{o1}^2 + \omega_{o2}^2)}. \quad (36)$$

Рис. 4 відображає закон руху вантажного візка $x_1(t)$ (36) після того, як буде здолана перепона (випадкова), що з'явилась на рейковому шляху.

У точках, де виконується співвідношення:

$$\frac{\sqrt{\omega_{o1}^2 + \omega_{o2}^2} \cdot t_i}{2} = \frac{\pi}{2} + i\pi, \quad i = 0, 1, 3, 4, \dots \quad (37)$$

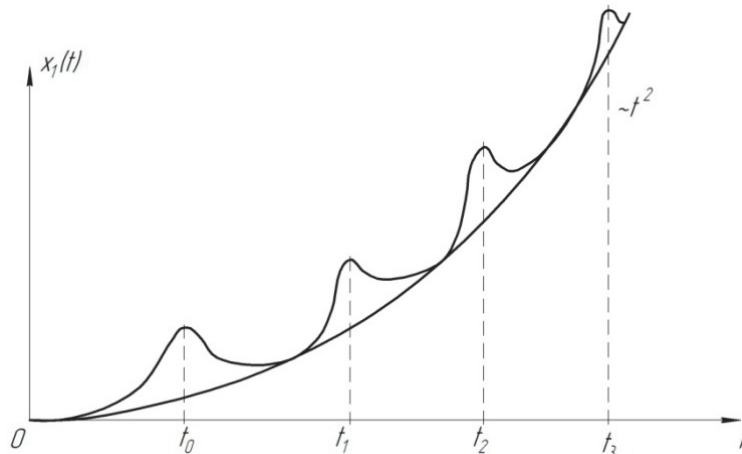


Рис. 4. Закон руху $x_1(t)$ (36).

з'являються локальні максимуми $x_1(t)$, що лежать безпосередньо на параболі ($\sim t^2$).

Висновки

1. Обґрунтована модель і досліджені умови виникнення стаціонарних режимів руху (автоколивань) при пуску вантажопідйомних механізмів мостових кранів.
2. Встановлені основні характеристики автоколивань (амплітуда та період) та їх залежність від параметрів вантажопідйомного механізму мостового крану.
3. Отримані у роботі результати можуть у подальшому слугувати для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку вантажопідйомних механізмів кранів мостового типу у межах моделі «вантажний візок – канат – вантаж», а також для розробки засобів й методів гасіння небажаних автоколивань, які можуть виникати у вказаних механічних системах, як на стадіях їх проектування / конструювання, так і у режимах реальної експлуатації.

ЛІТЕРАТУРА

1. Мандельштам Л.И. Лекции по теории колебаний / Л.И. Мандельштам. – М.: Наука, 1972. – 418 с.
2. Теодорчик К.Ф. Автоколебательные системы / К.Ф. Теодорчик. – М.: Наука, 1965. – 320 с.
3. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний / Я.Г. Пановко. – М.: Наука, 1980. – 272 с.
4. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов / Н.А. Лобов – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
5. Казак С.А. Динамика мостовых кранов / С.А. Казак – М.: Машиностроение, 1968. – 472 с.
6. Зубов В.И. Устойчивость движения / В.И. Зубов. – М.: Высшая школа, 1973. – 271 с.
7. Лобов Н.А. Об устойчивости движения мостовых кранов / Н.А. Лобов // Трубы МВТУ м.м. Н.Э. Баумана. – 1977. – №225. – с. 3 – 24

УДК 629 - 413 - 592.112

Журавлев Д. Ю., к. т. н.

Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа

ВОЗБУЖДАЮЩИЕ ФАКТОРЫ В РОБАСТНЫХ ТРИБОСИСТЕМАХ ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ (ЧАСТЬ 3)

***Аннотация.** В материалах статьи проиллюстрированы возбуждающие факторы в робастных трибосистемах ленточно-колодочных тормозов, к которым отнесены: концентраторы механических напряжений в ободке тормозного шкива и закономерности изменения; электрические и тепловые эффекты в поверхностных и приповерхностных слоях металлополимерных пар трения и показано влияние на отмеченные слои протекающих в них физико-химических процессов. Подтверждена гипотеза квазивыравнивания энергетических уровней поверхностных слоев пар трения тормоза.*

***Анотація.** У матеріалах статті проілюстровані збуджуючі фактори в робастних трибосистемах стрічково-колодкових гальм, до яких віднесено: концентратори механічних напружень в ободі гальмівного шкива і закономірності зміни; електричні та теплові ефекти в поверхневих і приповерхневих шарах металополімерних пар тертя і показано вплив на відмічені шари, що протікають у них, фізико-хімічних процесів. Підтверджено гіпотезу квазівирівнювання енергетичних рівнів поверхневих шарів пар тертя гальма.*

***Annotation.** The paper examines excitation factors in robust tribosystems of band-shoe brakes which include: mechanical stress concentrators in a brake pulley rim and its mechanical stress, electrical and thermal effects in surface and near-surface layers of metal-polymer friction pairs. The impact of physicochemical processes that occur in these layers is showed. The hypothesis of quasi-levelling of energy levels of the surface layers of the brake friction pairs is confirmed.*

Постановка проблемы. Возбуждающие факторы в робастных трибосистемах ленточно-колодочных тормозов, в первую очередь, необходимо учитывать в поверхностных и подповерхностных слоях металлополимерных пар трения, подверженных электротермомеханическому фрикционному воздействию, не только на микроуровне, но и на наноуровне.

Анализ последних исследований. Во второй части материалов статьи [1] показаны возбуждающие факторы в робастных трибосистемах ленточно-колодочных тормозов, к которым отнесены: усилия натяжения набегающей и сбегающей ветвей тормозной ленты и эксплуатационные параметры на которые они влияют. Эксплуатационными параметрами являются: импульсные нормальные усилия, динамический коэффициент трения, импульсная сила трения, импульсная работа трения, импульсный тормозной момент. При этом достигнуто квазистабильности эксплуатационных параметров на ветвях тормозной ленты за счет изменения площадей контактов микровыступов накладки при фрикционном взаимодействии с рабочей поверхностью обода тормозного шкива.

Нерешенные части общей проблемы. К возбуждающим факторам в металлополимерных парах трения ленточно-колодочного тормоза отнесены: механические и температурные напряжения на последние из которых действует механизм ионно-электронной тепловой поляризации поверхностных слоев полимерной накладке, а также воздействие физико-химических процессов, наблюдаемых в поверхностных и приповерхностных слоях пар трения, исходя из их энергетического баланса.

Основная часть. Концентраторы напряжений. В большинстве случаев усталостное разрушение возникает в местах концентрации механических напряжений, появляющихся как результат неусовершенствованной конструкции тормозного шкива, а также из-за нарушения технологии его производства. Кроме того, сильными концентраторами напряжений являются микротрещины на рабочей поверхности обода тормозного шкива, возникающих под действием температурных напряжений. Поэтому при конструировании отдельных узлов тормозного шкива ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки, подверженных действию переменных динамических (импульсных нормальных усилий) и тепловых (поверхностных и объемных температурных градиентов) нагрузок. Необходимо стремиться к прогнозированию зарождения и развития многоочаговых зон микротрещин на поверхностях обода шкива. Кроме того, необходимо учитывать тот фактор, что импульсные нормальные усилия на пятнах контактов микровыступов создают контактные напряжения изгиба.

Исходя из вышеизложенного тормозной шкив должен быть спроектирован таким образом, чтобы в нем было минимальное число концентраторов напряжений (сопряжение обода шкива со стороны: рабочей поверхности с ребордами; нерабочей поверхности с крепежным выступом [рис. 1]). Последний смещен в сторону заземления обода шкива, что позволяет данную конструкцию рассматривать как консольную балку. Такое конструктивное решение

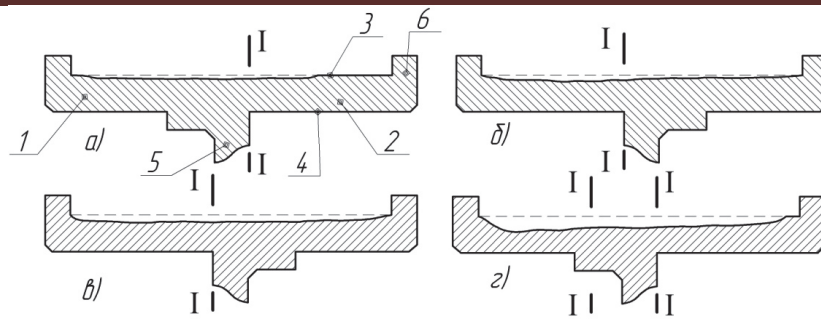


Рисунок 1 а, б, в, г – Износ рабочих поверхностей ободов левых (а, в) и правых (б, г) тормозных шкивов в зависимости от стороны закрепления их краев: 1, 2 - заземленный и свободный край обода; 3, 4 - рабочая и нерабочая поверхности обода; 5 - крепежный выступ; 6 - реборды; I - I - сечения

способствует возникновению изгибающих (растягивающих) напряжений, действующих за крепежным выступом (в сечениях I-I) в направлении свободного края обода, вызывая тем самым момент напряжений изгиба.

Механические напряжения. Поведение стали 35ХНЛ, из которой изготовлен обод тормозного шкива, подверженной усталости, лучше всего изучать методом многократного аperiодического нагружения рабочей поверхности обода шкива переменными импульсными нормальными усилиями в процессах фрикционного взаимодействия микровыступов пар трения «шків – накладки». Количество циклов нагружения пар трения тормоза оценивалось по методике, приведенной в работе [2]. По результатам промышленных испытаний пар трения ленточно-колодочного тормоза строится графическая зависимость уровня максимального напряжения от логарифма количества циклов до разрушения, получая так называемую $\sigma - N$ - кривую (рис. 2). Для стали 35ХНЛ характерен ярко выраженный горизонтальный участок на кривой усталости; при напряжениях ниже этого уровня разрушение рабочей поверхности обода шкива не наступит даже при продолжительных испытаниях; напряжение, соответствующие горизонтальному участку кривой, характеризуется пределом усталости.



Рисунок 2 – Типичная $\sigma - N$ кривая для стали 35ХНЛ

Влияние амплитуды механических напряжений проявляется на характерном виде зависимости $\sigma = f(N)$, являющейся наиболее важным параметром. Обод тормозного шкива (сталь 35ХНЛ) может работать под действием импульсных удельных нагрузок, и как следствие, механических напряжений, называемых пределом усталости, однако последний существенно меньше предела упругости. Сильное влияние на практике оказывает температура рабочей поверхности обода шкива на форму $\sigma - N$ - кривой. Предел усталости существенно меньше предела упругости; например сталь 35ХНЛ с нижним пределом текучести 490 МПа имеет предел усталости 311 МПа. Это подтверждает истину о том, что движение дислокаций наблюдается много ниже той точки на кривой «деформация – напряжение», которая соответствует макроскопическому началу пластической деформации. Предел усталости стали 35ХНЛ существенно изменяется в зависимости от режима нагружения пар трения ленточно-колодочного тормоза, т.е. количества свечей опускаемых в скважину, и как следствие, энергонагруженности рабочей поверхности обода. Известно, что имеется приблизительная связь между пределом усталости и пределом прочности на растяжение. Среднее значение отношения предела усталости к пределу прочности на растяжение равна приблизительно 0,5; последняя величина весьма чувствительна применительно к качеству рабочей поверхности обода тормозного шкива, а также к тому имеются ли на ней рыски и царапины. Для мартенситных и ферритных сталей, указанное соотношение может достигать, соответственно, 0,25 и 0,6.

Электрические и тепловые эффекты. При фрикционном взаимодействии пятен контактов микровыступов пар трения тормозов происходит изменение их площадей. При этом дискретные контакты имеют переменное электротермическое сопротивление с различной энергетической активностью микро- конденсаторов и термобатарей, обладающими возможностью мгновенного их переключения при изменении площадей пятен контактов микровыступов. При соблюдении условий на первой стадии фрикционного взаимодействия ($A_{\Phi} < A_{Н}$), исходя из того, что фактическая площадь контактирования (A_{Φ}) мала по сравнению с номинальной ($A_{Н}$) и при этом производится суммирование составляющих генерируемых токов, носящих импульсный и волновой характер. После чего при условии $A_{Н} = A_{\Phi}$ развивается трибоЭДС в сопряжении с переменным градиентом механических свойств поверхностного слоя обода шкива. В дальнейшем, под воздействием механических, электрических и тепловых полей импульсного характера в поверхностном слое, образованного из пятен контактов микровыступов происходит разрушение тонких пленок вторичных структур, а их поверхности при этом подвержены механическому и термическому искажению при

высоких волнах текущих напряжений, в состав которых входят суммарные механические напряжения (от концентраторов напряжений и удельных нагрузок) и остаточные термические напряжения. При этом на пленки вторичных структур действует механизм ионно-электронной тепловой поляризации различной интенсивности, ослабляющий тем самым поверхностный слой [3, 4].

В процессе электротермомеханического трения пары «металл – полимер» возникает электрическое поле, приложенное к поверхностному слою полимера. При этом на его пятнах контактов микровыступов генерируются заряды, которые смещаются по отношению друг к другу, вследствие чего полимер становится поляризованным. Внешнее электрическое поле индуцирует в поверхностном слое полимера элементарные электрические моменты $p=qx$, где q - значение смещающихся электрических зарядов; x - взаимное их смещение [5].

В образовании такого индуцированного полем электрического момента могут участвовать:

- электроны, смещающиеся из равновесных положений в атомах относительно положительно заряженных ядер;
- ионы, отклоняющиеся от равновесного состояния в кристаллической решетке;
- диполи - полярные молекулы или радикалы, - изменяющие под действием поля свою ориентацию. В образовании микродиполей принимают полярные или электрически заряженные зоны полимера либо его поверхностные слои с их неоднородной структурой.

В первом случае механизм поляризации называют упругим или поляризационным со смещением (схематически показаны на рис. 3 а и б). В поляризованном состоянии ($E=0$) электронные оболочки атомов симметричны относительно ядер (рис. 3 а, левый фрагмент), так что эффективный центр отрицательного заряда совпадает с положительно заряженным ядром. Соответственно, электрический момент равен нулю ($p=0$), так как он определяется произведением $qx=p$, а взаимное смещение зарядов q^+ и q^- отсутствует, т.е. $x=0$. Если же приложить электрическое поле (рис. 3 б), то в каждом атоме, молекуле и ионе электронные орбитали искажаются и смещаются по отношению к ядрам, вследствие чего центр отрицательного заряда смещается по отношению к положительно заряженному ядру, так что возникает элементарная поляризованность $p=qx>0$. В этом заключается механизм электронной упругой поляризации.

В ионном кристалле в отсутствие приложенного извне электрического поля (рис. 3 а, центральная часть) катионы и анионы находятся в узлах кристаллической решетки. Эта система зарядов электрически нейтральна и не образует электрических моментов

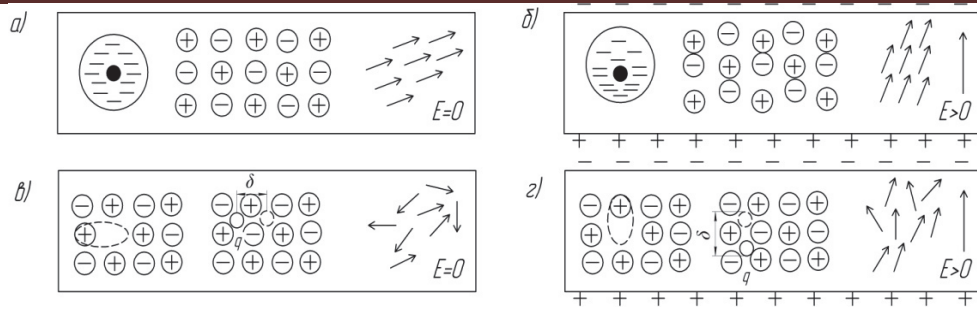


Рисунок 3 а, б, в, г – Макроскопические три механизма упругой (а, б) и тепловой (в, г) поляризации проиллюстрированные на фрагментах диэлектрика при отсутствии и наличии электрического поля E

(поляризации). Но во внешнем электрическом поле (рис. 3 б) катионы и анионы смещаются под действием кулоновских сил, образуя полярную решетку с элементарными моментами q^+ и q^- . Так возникает в кристаллах ионная упругая поляризация, которая для поверхностных слоев имеет большое значение.

На рис. 3 а показаны энергетические характеристики упругой поляризации. Упругая поляризация связанной частицы (иона в кристалле, а электрона в атоме, диполя в решетке) определяется выражением $U=1/2cx^2$, где c - коэффициент упругой связи, x - упругое смещение из равновесного положения. В начальный момент времени электротермомеханического фрикционного взаимодействия $x=0$ и частица локализуется на дне параболической потенциальной ямы. В дальнейшем при возникновении электрического поля, то к упругой энергии заряженных частиц добавляется их энергия, приобретенная в поле: $U=1/2cx^2 - qx E$, вследствие чего минимум энергии сместится в положение $x>0$, в котором частицы уже обладают элементарным электрическим моментом $p=qx$ и усиливают поляризацию. Размыкание пар трения приводит к быстрому установлению прежнего равновесного положения при $x=0$, и упругая поляризация исчезает.

На правом фрагменте (рис. 3 а, б) изображен третий механизм упругой поляризации - упругий поворот диполей. Он возможен лишь при наличии в поверхностном слое полимера собственной полярности.

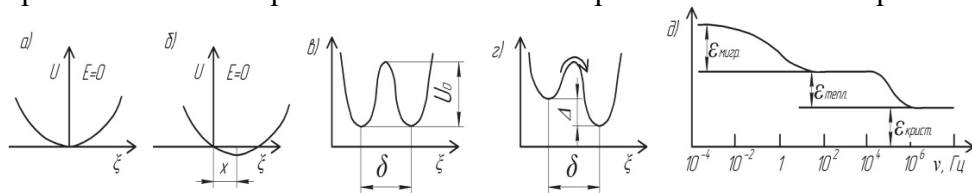


Рисунок 4 а, б, в, г, д – Энергетический баланс различных видов поляризации при: упругом (деформационном) (а, б) и тепловом (релаксационном) (в, г) механизме; частотном изменении диэлектрических вкладов миграционной, тепловой и кристаллической (фундаментальной) поляризации (д)

Диполи в такой «полярной» кристаллической решетке связаны взаимодействием и ориентированы внутрикристаллическим полем F , которое они сами и создают (рис. 4 а). Электрическое поле, возникающие при фрикционном взаимодействии микровыступов пар трения изменяет ориентацию каждого из диполей и всей полярной структуры вместе, в результате чего изменяется и электрический момент диэлектрика, т.е. происходит его индуцированная ориентационная поляризация (рис. 4 б). Такой механизм дипольной упругой поляризации.

Если разомкнуть пары трения, то все рассмотренные механизмы способствуют быстрому возвращению системы в равновесное, неполяризованное состояние (рис. 3 а). Электроны займут электрически симметричное положение относительно ядер за счет кулоновских сил притяжения к ядру: катионы и анионы вернуться в свое стабильное (равновесное) положение в узлах кристаллической решетки под действием сил отталкивания электронных оболочек ионов. Область «согласованной дипольной поляризации» обычно также возвращается в исходное положение, где механические напряжения для данной системы ориентированных диполей минимальны.

Кроме упругой поляризации, электроны, ионы и диполи (макродиполи) могут участвовать также в механизмах как тепловой, так и миграционной поляризациях.

В случае слабой связи некоторых электронов, ионов и диполей на процессы поляризации существенно влияет тепловое (хаотическое) движение частиц в структуре диэлектрика (рис. 3 в). На этом рисунке выделены примесные частицы, а не основные структурные элементы полимера. Электрически заряженные примеси относительно слабо связаны в кристаллической решетке, но все же они вынуждены быть локализованными в окрестности структурных дефектов полимера.

Оставаясь локализованными в микрообъеме, эти частицы под действием теплового движения совершают тепловые скачки, перемещаясь на расстояния порядка атомных размеров. Поэтому их скачкообразное перемещение в $10^4 \div 10^6$ раз превышает величину малых упругих смещений структурных единиц кристалла (при упругой поляризации), и поэтому эти скачки могут оказывать существенное влияние на диэлектрическую проницаемость.

Электронная тепловая поляризация обусловлена слабосвязанными электронами, например, электронами, компенсирующими структурными дефектами. К таким дефектам, например, относят анионные вакансии - отсутствующие отрицательные ионы, - как показано на рис. 3 в (слева). Компенсация заряда происходит потому, что кристаллическая решетка всегда электронейтральна - т.е. число отрицательных зарядов в ней равно

числу положительных. Компенсирующий вакансию электрон локализуется на одном из окружающих вакансию катионов (положительных ионов), однако его орбиталь в данном случае сильно деформирована - она вытянута в область анионной вакансии для компенсации отсутствующего заряда (рис. 3 в), что и приводит к самопроизвольному образованию в решетке кристалла локального электрического момента $p_0 = ql_0$, где l_0 примерно соответствует параметру решетки ($\sim 0,2$ нм). Величина этого момента не определяется внешним электрическим полем при фрикционном взаимодействии; при этом такой «собственный» дипольный момент p_0 в тысячи раз превышает электрические моменты, индуцированные электрическим полем упругой поляризации ($p = qx$, где x - индуцированное упругое смещение - имеет порядок всего 10^{-6} нм). Даже при разомкнутом состоянии пар трения, время от времени, под действием теплового хаотического движения локализованный вблизи вакансии электрон перескакивает с одного соседнего с вакансией катиона на другой, преодолевая некоторый потенциальный (энергетический) барьер U_0 (рис. 2 б). При этом направление дипольного момента p_0 изменяется. Несмотря на то, что таких дефектных мест в реальном диэлектрике достаточно много (их концентрация составляет $10^{24} \div 10^{26} \text{ м}^{-3}$ при концентрации основных (структурных) единиц кристалла $\sim 10^{28} \text{ м}^{-3}$), макроскопическая поляризация в кристалле не возникает, поскольку «собственные» диполи в любой момент ориентированы хаотично.

Приложенное извне электрическое поле понижает потенциальный барьер в благоприятном для поляризации направлении (рис. 4 б), что и приводит к избыточной ориентации диполей «электрон – катион» в соответствии с приложенным полем (рис. 3 з). Таков, в основных чертах, механизм электронной тепловой поляризации. Тепловой такая поляризация называется потому, что скачки электрона между катионами осуществляется за счет тепловой энергии кристалла. При этом электрическое поле, оставаясь энергетически слабым воздействием $\Delta U < kT$ (k - постоянная Больцмана) (рис. 4 в) приводит только к некоторому перераспределению ориентационных положений собственных локальных электрических моментов p_0 .

Наряду с механизмом ионно-электронной тепловой поляризации поверхностного слоя полимерной накладки одновременно на поверхности и в подповерхностных слоях металлического фрикционного элемента формируются по его длине и толщине температурные градиенты, способствующие аperiodическим циклическим процессам «расширение (охлаждение) - сжатие (нагревание)», вызывающим тепловое равновесие, и как следствие, образование сетки микротрещин в виде фрактальной структуры, состоящей из многоугольников, т.е. слившихся треугольников с

различными площадями поверхностей на участках концентрации термонапряжений в минимальных по толщине поперечных сечениях подповерхностного слоя металлического фрикционного элемента.

Следует заметить, что температурные напряжения (рис. 5 а, б), изменяющиеся по волновым закономерностям в металлическом фрикционном элементе уподоблены закономерностям энергетического баланса тепловой поляризации поверхностного слоя полимерной накладки (рис. 5 в) из-за того, что в первом и втором случае основной составляющей расчета является импульсное нормальное усилие, действующее в металлополимерной паре трения. Кроме того, энергетический баланс поверхностных слоев на микро- и наноуровнях является квазиодинаковым.

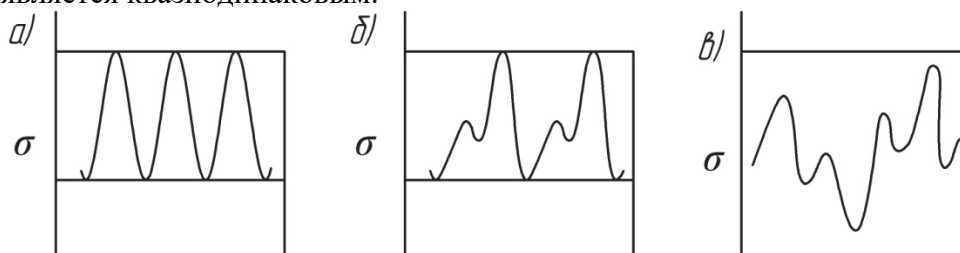


Рисунок 5 а, б, в – Температурные напряжения изменяющиеся по волновым закономерностям в металлическом а, б - однотипном; в - неоднотипном фрикционном элементе

С повышением поверхностной температуры обода шкива при фрикционном взаимодействии пар трения тормоза $\sigma - N$ - кривая сдвигается в сторону более высоких суммарных напряжений, но форма ее почти не претерпевает изменений.

Влияние физико-химических процессов. В эксплуатационных условиях микротрещины возникают на рабочей поверхности обода шкива и зависят как от ее состояния, физико-химических процессов происходящих на площадках пятен контактов, а также от влияния окружающей среды в интервалах времени между торможениями.

В качестве заменителя стали 35ХНЛ могут быть стали: 35ХМЛ, 30ХГСФРЛ, 35ХМФЛ, 30ХГСФЛ, 25Х2НМЛ. Химический состав стали 35ХНЛ следующий: кремний (Si) - (0,20 - 0,42)%; медь (Cu) не более 0,30%; марганец (Mn) - (0,40 - 0,90)%; никель (Ni) - (0,70 - 0,90)%; фосфор (P) не более - 0,04%; хром (Cr) - (0,50 - 0,80)%; сера (S) не более - 0,040%. Приведем краткую характеристику подчеркнутых элементов, которым свойственно образовывать гидриды с водородом (H).

Кремний (Si) - твердое вещество, в котором каждый атом кремния связан с четырьмя соседними атомами кремния, расположенными на одинаковом расстоянии друг от друга (в вершинах правильного тетраэдра). Такое расположение атомов приводит к образованию трехмерной структуры; эти твердые соединения

называется сетчатыми. Твердое вещество с такой структурой характеризуется как высокой температурой плавления, так и кипения.

Остальные два элемента образуют молекулярные твердые вещества. Атомы белого фосфора и серы прочно связаны в небольшие молекулы (они имеют формулы P_4 и S_8), но притяжение между молекулами незначительно. Изменение свойств в указанных элементов не носит простого характера, так как их молекулы построены весьма различно.

Перечисленные выше химические элементы образуют гидриды, которые представляют собой молекулярные газообразные соединения. Они имеют формулы SiH_4 , PH_3 и H_2S , соответственно, которые указывают на число атомов водорода на атом элемента в молекуле гидрида. Начиная с кремния, образование молекулярных соединений указывает на то, что элементы принимают электронную конфигурацию последующего инертного газа (аргона, являющегося последним элементом третьего периода периодической таблицы) путем образования обобщенных электронных пар с атомами водорода.

Влияние механизма электронной и ионной тепловой поляризации при электротермомеханическом трении на процессы переноса в металлополимерных парах «металл – полимер» позволило объяснить процесс наводораживания металла, вызывающего, как известно, охрупчивание и диспергирование деформируемого трением слоя. Водород выделяется при активации электротермомеханическим трением реакцией дегидрогенизации углеводородов поверхностного слоя полимерной наклейки, его поставщиком являются продукты термодеструкции органического связующего (например, различные смолы), а также попаданием влаги на рабочую поверхность металлического фрикционного элемента в трибологической системе. При образовании молекулы водорода из двух атомов обе их $1s$ - орбиты объединяются с появлением молекулярной орбиты, которая занята двумя электронами с противоположными спинами и охватывает оба ядра (рис. 6).



Рисунок 6 – Схема возникновения молекулы водорода из двух атомов

Эта орбита симметрична относительно прямой, связывающей оба ядра, и называется σ (сигма) - молекулярной орбитой. Энергия молекулярной орбиты минимальна, и, следовательно, энергия связи максимальна в том случае, когда составляющие атомные орбиты перекрываются в наибольшей степени, так как перекрывание облегчает обмен электронов. Две s - орбиты проявляют большую склонность к взаимному перекрыванию, поэтому ковалентная связь (σ^{**} - связь) в молекуле водорода очень устойчива. Диффузионный поток водорода

формируемый на рабочей поверхности стального фрикционного элемента направляется в область с максимальной локальной температурой [6], расположенную на некоторой глубине от поверхности трения (смещение зоны с максимальной температурой под названием температурного ножа, впервые было теоретически обосновано В.А. Кудиновым), где водород хорошо растворяется. Согласно происходящим процессам, водород, поглощаемый металлом, способен диссоциировать, причем именно уникально малый размер протона ($1 \cdot 10^{-13}$ см) и его противоположный заряд по отношению к металлу помогают ему довольно легко проникать в решетку. В этом, в частности, и проявляется участие электризации трением в наводораживании поверхности стали.

Выводы. Таким образом, установлено влияние ряда возбуждающих факторов на поверхностные и подповерхностные слои металлополимерных пар трения ленточно-колодочных тормозов и произведена оценка их энергетических уровней в процессе электротермического трения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Журавлев Д.Ю. Возбуждающие факторы в робастных трибосистемах ленточно-колодочных тормозов (часть II) / Д.Ю. Журавлев. - Одесса: Подъемно-транспортная техника (журнал). №1, 2016. - С. - .
2. Огар П.М. Контактное взаимодействие шероховатых поверхностей: фрактальный подход / П.М. Огар, Д.Б. Горохов // Системы. Методы. Технологии. - М., 2009. - С.30 - 38.
3. Электромеханический износ и разрушение ободов тормозных шкивов буровых лебедок (часть первая) / Д.А. Вольченко, Н.А. Вольченко, Э.А. Джанахмедов и др. // Научно-техн. журнал. - Киев: НАУ. - №2 (63). - 2014. - С.30 - 50.
4. Электромеханический износ и разрушение ободов тормозных шкивов буровых лебедок (часть вторая) / А.И. Вольченко, Н.А. Вольченко, Д.Ю. Журавлев и др. // Научно-техн. журнал. - Киев: НАУ. - №3 (64). - 2014. - С.4 - 16.
5. Джанахмедов А.Х. Синергетика и фракталы в трибологии / А.Х. Джанахмедов, О.А. Дышин, М.Я. Джавадов // Баку: Апострофф, 2014. - 504 с.
6. Трибология. Электротермомеханические основы, анализ и синтез на нано, - микро - и миллиуровнях и технические приложения: учебник для вузов / А.И. Вольченко, М.В. Киндрачук, Д.Ю. Журавлев [и др.]; под редакцией А.И. Вольченко. - Киев; Краснодар, 2015. - 371 с.

УДК 621.874

Мартовицький Л.М., к.т.н.; Сочава А.І., к.т.н.; Глушко В.І., к.т.н.;
Руднев О.М., к.т.н.; Клименко Г.В., ст.викл.; Мулін М.С., магістр;
Коваленко О.П., магістр
Запорізький національний технічний університет

ПОДОВЖЕННЯ РЕСУРСУ ВАЖКОЗАВАНТАЖЕНИХ ПРОГІННИХ КРАНОВИХ БАЛОК

Анотація. *Пропонується подовжити ресурс важкозавантажених прогінних кранових балок за рахунок перевертання вздовж їх поздовжніх осей на 180° після напрацювання ними критичного числа циклів без тріщин, що забезпечує зміну знака циклічності роботи поясних зон балок.*

Аннотация. *Предлагается продлить ресурс тяжело нагруженных пролетных крановых балок за счет переворачивания вдоль их продольных осей на 180° после наработки ними докритического числа циклов без трещин, что обеспечивает смену знака цикличности рабочих поясных зон балок.*

Abstract. *It is proposed to extend the life span heavy duty crane beams by turning along their longitudinal axis by 180° after the achievements of their subcritical cycles without cracking, allowing workers replaced the sign of recurrence beam waist zones.*

На діючих підприємствах заміна кранів та їх елементів, особливо з видатними технічними характеристиками, які є надзвичайно металоемкими конструкціями, являється високовартісною операцією, і тому проходить повільно. В зв'язку із різким зниженням темпів оновлення працюючих важких кранів мостового типу, як найбільш поширеного класу, основним елементом металокопструкції яких є прогінні балки, особливу актуальність набуває розробка методів подовження ресурсу важкозавантажених прогінних кранових балок. В своїй більшості рішення про подовження експлуатації металокопструкцій базується на результатах технічного обстеження стану кранів, основну частину якого складає візуальний огляд. Технічне заключення, в даному випадку є не досить об'єктивним та обґрунтованим, оскільки не базується на точних замірах та апаратних дослідженнях. Збільшення ресурсу роботи крана дозволяє зекономити значні ресурси, еквівалентні в окремих випадках затратам на виробництво нових аналогічних кранів. Отже, оцінка залишкового та подовження експлуатаційного ресурсу прогінних кранових балок

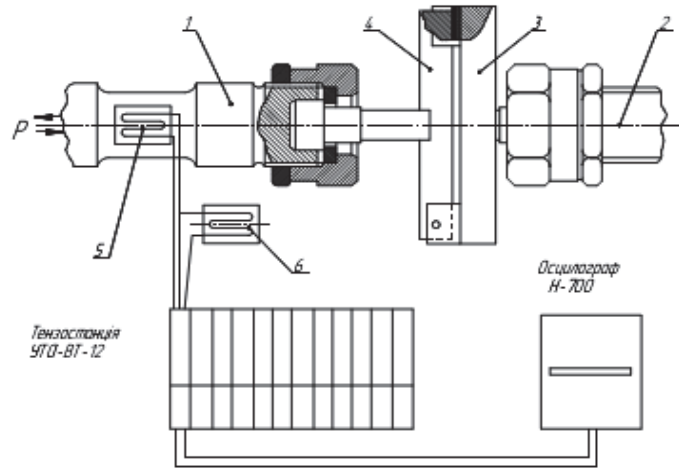
представляє значний резерв заощадження коштів, матеріалів, енергії та трудовитрат.

Поширеним в машинобудуванні методом подовження ресурсу роботи відповідальних, циклічно завантажених деталей, є надання їм тренувальних або зміцнюючих навантажень в напряму дії експлуатаційних навантажень. Такі способи реалізують із зняттям деталей з експлуатаційної зони або без цього. Зміцнення здійснюють напруженнями, що досягають 0,9 від руйнуючих, до експлуатації або під час експлуатації деталі зовнішніми механічними діями циклічно чи статично із застосуванням спеціальних пристроїв.

У важкозавантажених кранах мостового типу прогінні та кінцеві балки впродовж терміну експлуатації працюють переважно на циклічний згин. При цьому верхні поясні зони балок (пояси та при поясні зони стінок) працюють на циклічні напруження стиску, а нижні – на розтяг. Коли напруження досягають границі текучості, що часто буває в реальних умовах експлуатації металоконструкцій, відбувається зміцнення зовнішніх волокон стиснутої зони, що супроводжуються стабілізацією кристалічної ґратки. Все це, в свою чергу, зменшує можливість виникнення втомних тріщин стиснутої зони, а відтак збільшує її довговічність.

На основі вивчення та аналізу існуючих методів подовження ресурсу роботи циклічно-завантажених деталей та масштабних досліджень відмов та пошкоджень прогінних кранових балок важких кранів, виникла гіпотеза про те, що можливо подовжити термін експлуатації деталі, яка напрацювала певну кількість циклів із знакопостійними або віднульовими циклічними напруженнями розтягу або стиску, змусити її далі працювати з такими ж віднульовими або знакопостійними циклічними напруженнями, але з протилежним знаком. При цьому сумарна довговічність деталі значно зросте.

Для перевірки цієї гіпотези були проведені пульсаторні випробування на циклічний згин зразків без концентраторів із сталі 09Г2С ($\sigma_T = 393\text{МПа}$, $\sigma_\sigma = 515\text{МПа}$) у вигляді бруса-балки розмірами $190 \times 40 \times 10\text{мм}$. Технічні характеристики сталі отримані на атестованій машині статичного навантаження моделі УММ-50. З метою імітації умов роботи на втому важкозавантажених прогінних кранових балок випробування зразків здійснювалися за наведеною схемою (рис.1) на машині циклічного навантаження [1], яка дозволяє здійснювати випробування на опір втомі з будь-яким коефіцієнтом асиметрії циклу. Навантаження на згин здійснювали в площині розміром $40 \times 190\text{мм}$ при циклах, близьких до віднульових.



1 – рухома (активна) тяга; 2 – нерухома тяга; 3 – опора для утримування зразка перпендикулярно до дії навантаження при згині; 4 – зразок; 5 – активний тензорезистор; 6 – пасивний (компенсуючий) тензорезистор

Рисунок 1 – Схема випробувань зразків на циклічний згин.

Програма досліджень передбачала напрацювання певного числа циклів при режимах, коли розтягнута поверхня зразка отримувала віднульові напруження розтягу, а інша поверхня – віднульові напруження стиску на рівні $0,9...1,1 \cdot \sigma_T$ сталі зразка. Після напрацювання зразком кількості циклів, що складає 0,9 від критичного числа, його перевертали на 180° відносно поздовжньої вісі та вставляли в пристрій. Циклічні випробування зразка в перевернутому стані продовжували з попередніми режимами. При цьому поверхня, яка з початку дослідження отримувала віднульові напруження розтягу, потім навантажувалась віднульовими напруженнями стиску, і навпаки.

Для визначення границь витривалості зразків при циклічному згині в першу чергу досліджувались зразки № 1, 2, 3, 4 (табл.1), які працювали в одному положенні при напруженнях, що значно перевищували границю текучості. Зразок 5 спочатку працював в першому положенні, при $\sigma_{max} = 379 \text{ МПа}$ він набрав $9,4 \cdot 10^6$ циклів. Після цього максимальне напруження в розтягнутій зоні збільшили до 415 МПа , зразок напрацював ще $2 \cdot 10^6$ циклів. Далі його перевернуло на 180° , змінивши знаки циклічності в поясних зонах на протилежні. В перевернутому положенні зразок простояв ще $3,5 \cdot 10^5$ циклів. Зразок 6 при напруженні 379 МПа витримав дворазове перевертання з трикратним накопиченням циклів по $5 \cdot 10^6$ в кожному положенні (в сумі $15 \cdot 10^6$ циклів).

Результати досліджень приведені в табл.1, де максимальні напруження вказані для розтягнутої зони зразка.

В стовпчику «Номер положення зразка» цифра 1 відповідає роботі зразка в початковому положенні, цифра 2 – роботі зразка після перевертання його на 180° вздовж поздовжньої вісі.

Випробування зразків переконливо підтвердили гіпотезу про можливість подовжити ресурс роботи сталевих деталей шляхом послідовної зміни знаку циклічності віднульових напружень на протилежний.

Таблиця 1 – Результати дослідження зразків на втому

№ зразка	Номер положення зразка	Мінімальні напруження циклів σ_{\min} , МПа	Максимальні напруження циклів σ_{\max} , МПа	Кількість циклів навантаження, що витримав зразок N , циклів	Сумарна кількість циклів $\sum N_i$, циклів	Наявність руйнувань зразка (втомних тріщин)
1	1	10	410	10^7	10^7	ні
2	1	10,5	430,5	$5 \cdot 10^6$	$4,73 \cdot 10^6$	знято
3	1	11	452	10^7	10^7	ні
4	1	10	480	$2 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	знято
5	1	9	379	$9,4 \cdot 10^6$	$11,75 \cdot 10^6$	ні
		9	415	$2 \cdot 10^6$		ні
	2	9	415	$3,5 \cdot 10^5$		так
6	1	9	379	$5 \cdot 10^6$	$15 \cdot 10^6$	ні
	2	9	379	$5 \cdot 10^6$		ні
	1	9	379	$5 \cdot 10^6$		ні

Паралельно з дослідженням зразків на втому вивчались мікрошліфи поперечних перетинів зразків №2, №4 після напрацювання ними програмних пульсаторних навантажень. При цьому на мікрошліфах проводились заміри зерен та досліджувалась мікротвердість в 13 точках зразка, як це вказано на схемі рис.2. На мікрошліфах спостерігається деформація зерен металу, що визначено в результаті замірів бальності зерен на різних рівнях по висоті зразка. В цих же точках вимірювалась також мікротвердість. Результати оцінки розміру балів та мікротвердості вказані біля мікроструктурних світлин поряд з точками виміру. Дослідження показало, що розмір зерен металу в точках з циклічними знакопостійними напруженнями відрізняється від розміру зерен ненапруженого металу (по нейтральній лінії зразка). Мікротвердість зразка зростає від нейтральної лінії і до

його поверхні, що свідчить про ущільнення металу під дією циклічних напружень на рівні, близькому до σ_T (табл.2).

Таблиця 2 – Мікротвердість зразків

Місце заміру	Точки	Мікротвердість HV, МПа	
		Зразок 2	Зразок 6
Розтягнутий пояс	1	1895,96	1903,32
	2	1866,90	1763,68
Розтягнута припоясна зона	3	1831,51	1831,51
	4	1553,74	1668,79
	5	1940,83	1763,68
Центральна (нульова) зона	6	2019,24	1763,68
	7	1831,51	1609,72
	8	2019,24	1940,83
Стиснута припоясна зона	9	1940,83	1668,79
	10	1831,51	1609,72
	11	2102,49	1831,51
Стиснутий пояс	12	2146,07	2324,64
	13	2334,65	2256,35

Отримані результати досліджень мікрошліфів зразків із сталі 09Г2С дозволяють зробити обережний висновок про те, що в зразка №2, який досліджувався тільки на витривалість при віднульових напруженнях згину, мікротвердість в стиснутій зоні має найбільше значення, яка поступово зменшується в напрямку до розтягнутої зони. Розміри зерен мають тенденцію збільшення від стиснутої до розтягнутої зони. В зразка №6, який досліджувався на віднульовий згин з наступним перевертанням, зерно у всіх зонах зразка більш рівномірне, а мікротвердість в стиснутій зоні більша ніж в розтягнутій.

Технічним результатом вищенаведеної наукової гіпотези є створення простого у реалізації, мало затратного способу подовження терміну експлуатації важкозавантажених прогінних балок кранів мостового типу за рахунок зміни знака циклічності напружень поясних зон шляхом перевертання балки на 180° вздовж вісі [2].

Новизна технічного рішення характеризується тим, що розроблений спосіб дозволяє поясні зони важких прогінних кранових балок, які працюють при найбільших знакопостійних циклічних напруженнях, не доводять до повного вичерпання їхнього втомного ресурсу, а після напрацювання ними 0,7...0,9 від граничної кількості циклів продовжують експлуатувати з протилежними за знаком знакопостійними циклічними напруженнями шляхом простого перевертання балки на 180° вздовж вісі без додаткових тренувальних навантажень та зміцнюючих конструктивних заходів. Створювана таким чином зміна знаку циклічності сприяє подовженню сумарного терміну експлуатації балки аналогічно штучним тренувальним

навантаженням, але які здійснюються природнім шляхом в процесі експлуатації.

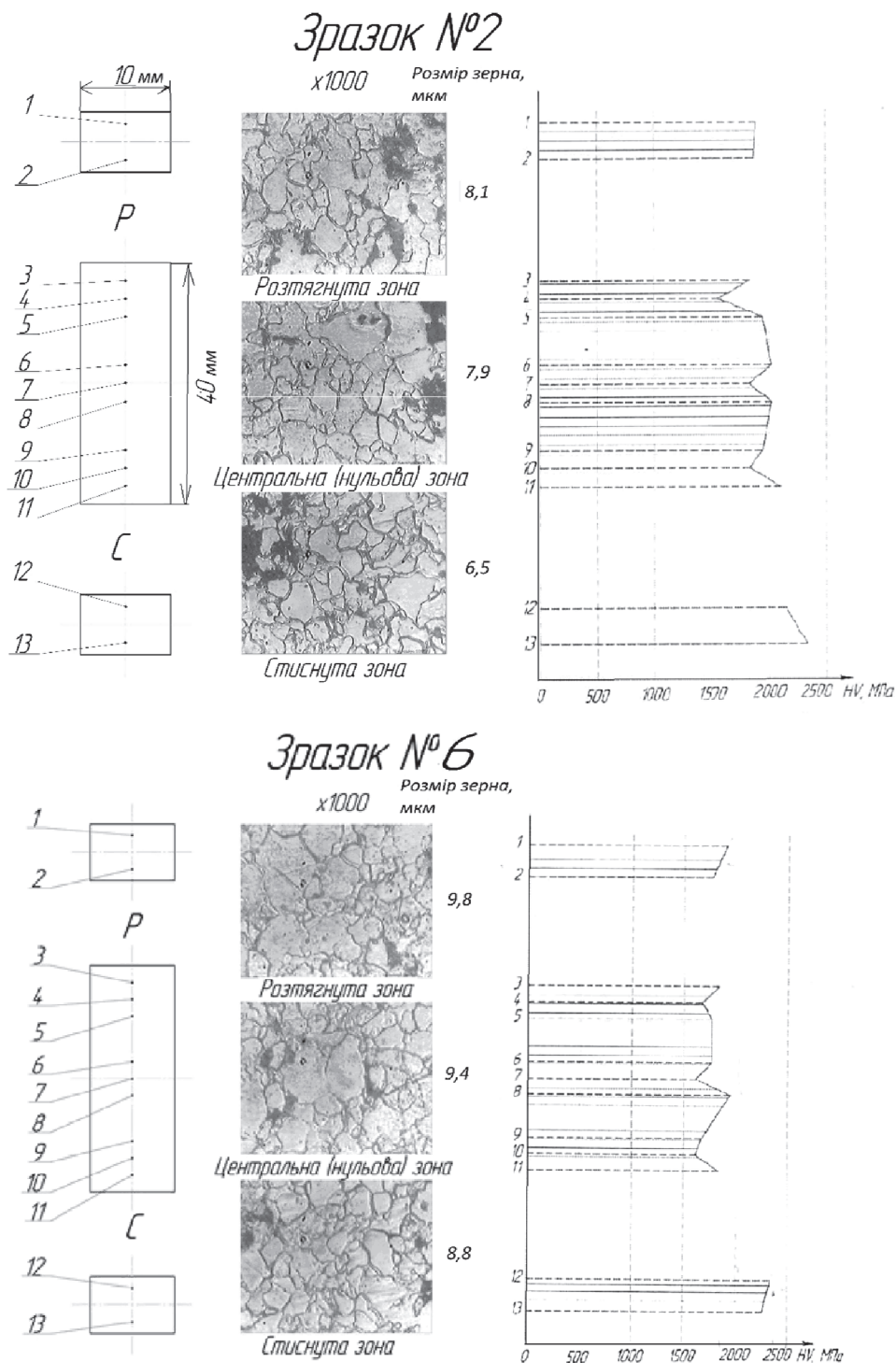


Рисунок 2 – Мікроструктура та мікротвердість зразків

На рис.3 представлена прогінна балка з можливістю перевертання на 180° та циклічним завантаженням поясних зон.

Сутність способу пояснюється схемою, де зображена кранова балка прогоном L з можливістю її перевертання на 180° вздовж вісі та циклічним завантаженням поясних зон.

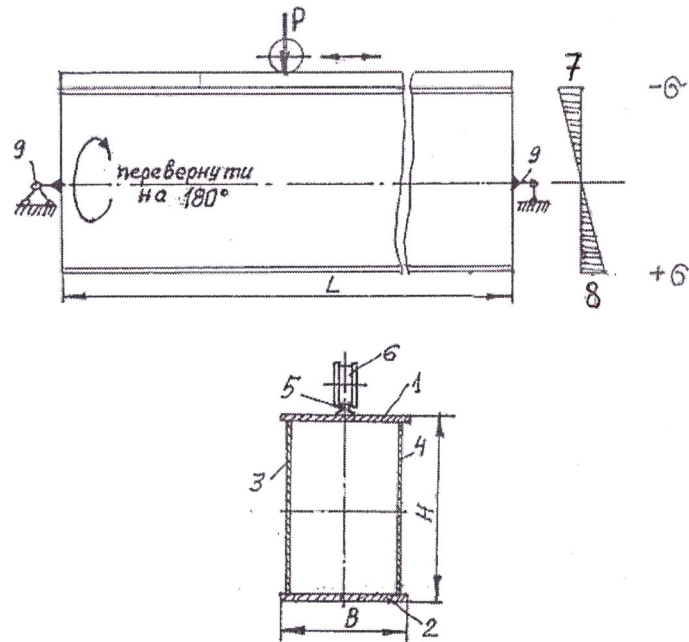


Рисунок 3 – Прогінна кранова балка з можливістю перевертання

Під час експлуатації верхні поясні зони прогінної балки потерпають від знакопостійного циклічного напруження стиску 7, а нижні – від знакопостійного циклічного напруження розтягу 8.

Циклічні знакопостійні напруження розтягу в нижньому поясі, особливо для балок, що працюють у важких та надважких режимах, часто призводять до виникнення пошкоджень у вигляді втомних поперечних тріщин в нижньому поясі з виходом на стінки. Такі пошкодження скорочують термін дії всього вантажопідйомного крана. При цьому втомні тріщини в нижніх поясах виникають значно раніше ніж у верхніх, оскільки границя витривалості знакопостійних циклічних напружень розтягу менше границі витривалості стиску.

Спосіб здійснюється таким чином. Після напрацювання балкою кількості циклів $0,7 \dots 0,9$ від критичного числа (практично цей момент можна визначити по втраті балкою будівельного підйому, або при досягненні балкою критичного прогину) прогінна балка від'єднується від кінцевих балок і перевертається на 180° відносно поздовжньої вісі 9 і знову закріплюється на кінцевих балках. При цьому пояс 1, який був верхнім, після перевертання стане нижнім, а нижній пояс 2 стане верхнім. Підвізкову рейку 5 слід переставити на пояс 2, який став верхнім після перевертання. Перевернуту балку можна далі

експлуатувати в паспортному режимі до повного вичерпання ресурсу. При цьому кожний пояс балки буде отримувати циклічні знакопостійні або віднульові напруження протилежні за знаком відносно циклічних напружень попереднього напрацювання балки (до її перевертання).

Аналітичне визначення обмеженої витривалості нижнього поясу балки при знакопостійних навантаженнях із порогом напружень розтягу $0,9 \cdot \sigma_T = 353,7 \text{ МПа}$ показало, що граничне число циклів для нижнього поясу складає $4,5 \cdot 10^6$ циклів. Сумарна витривалість балки після перевертання її на 180° дорівнює $9,5 \cdot 10^6$ циклів.

На рис.4 пунктиром зображена робота нижнього поясу, а суцільною лінією – верхнього поясу, до перевертання балки, з наступним обміном місць.

Лінія 1 – крива втоми нижнього поясу, 2 – крива сумарної втоми всієї балки після її перевертання на 180° вздовж вісі.

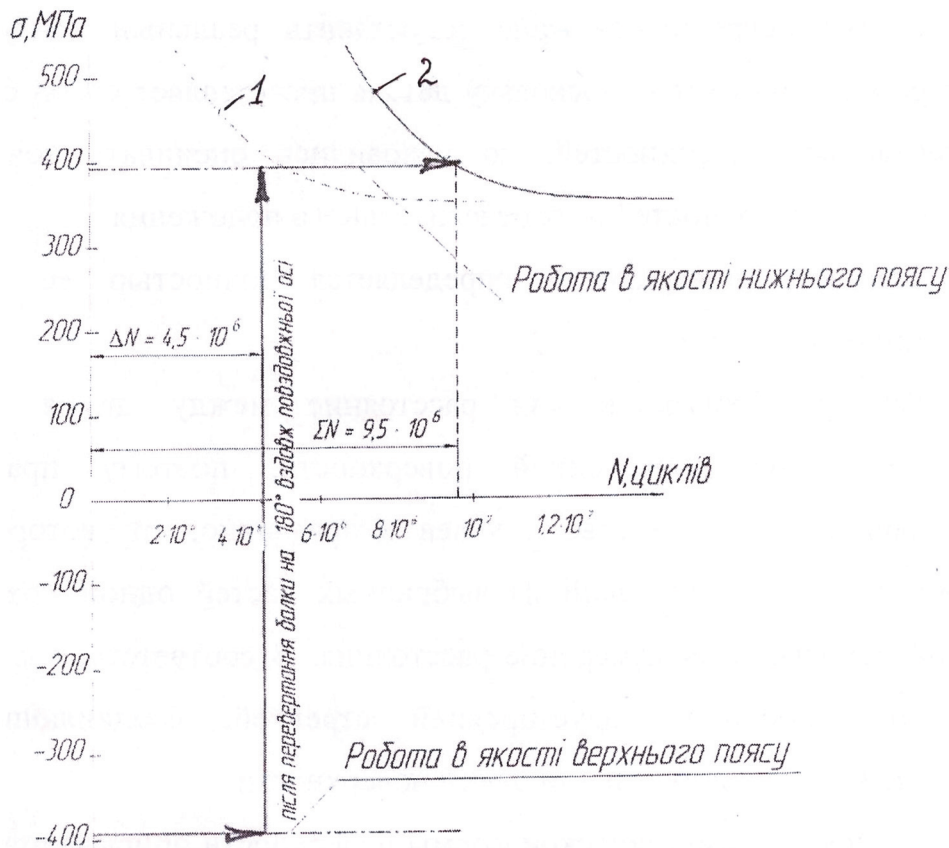


Рисунок 4 – Діаграма втоми поясів кранових балок

Таким чином, пропонуємий спосіб дозволяє подовжити термін експлуатації важко навантажених балок кранів мостового типу шляхом перевертання їх на 180° вздовж вісі без додаткових тренувальних навантажень та зміцнюючих конструктивних заходів.

Висновки

1. Зміна знаку циклічності напружень в поясних зонах важкозавантажених прогінних кранових балок, після напрацювали ними 0,9 від граничної кількості циклів без тріщин при знакопостійних напруженнях, призводить до подовження сумарного терміну експлуатації (ресурсу) балок.

2. Здійснити зміну знаку циклічності роботи поясних зон пропонується шляхом перевертання балки на 180° відносно її поздовжньої вісі та подальшої експлуатації без додаткових штучних силових тренувань та засобів підсилення.

3. Пропонуємий спосіб може бути рекомендованим для подовження ресурсу роботи стрижнів кранових ферм шляхом заміни місцями стрижнів та поясів ферм, які відпрацювали 0,9 від критичного числа циклів знакопостійних напружень без тріщин. Стрижні, які працювали на знакопостійні циклічні навантаження стиску, пропонується шляхом заміни далі експлуатувати на розтяг, і навпаки, стрижні, які працювали на розтяг, пропонується експлуатувати далі на циклічні знакопостійні навантаження стиску.

ЛІТЕРАТУРА

1. Михайлов П.А. Стенд для испытания металлов при осевых нагрузках в условиях асимметрии цикла. Реферативная информация о законченных научно-исследовательских работах в вузах УССР/ Михайлов П.А., Сочава А.И. – К.: Вища школа, 1974 – вып.13
2. Патент України на корисну модель № 104691. Бюл. № 3, 2016. Спосіб підвищення ресурсу важко завантажених прогінних кранових балок / Л.М. Мартовицький, А.І. Сочава, В.І. Глушко, О.М. Руднєв, О.П. Коваленко, М.С. Мулін.
3. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів / НПАОП 0.00-1.01-07.
4. Гохберг М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. Л. Машиностроение, 1969.

УДК 656.13.073

Кіндрацький Б.І., д.т.н., Літвін Р.Г.

Національний університет «Львівська політехніка»

ОБГРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРОАВТОБУСІВ НА ТУРИСТИЧНИХ МАРШРУТАХ В ЕКОЛОГІЧНО ЧИСТИХ РЕГІОНАХ

Проведено аналіз ефективності використання електроавтобусів на туристичних маршрутах великої протяжності та оціночне порівняння вартості експлуатації автобусів. Розраховано експлуатаційні затрати та тарифи на послуги пасажирського транспорту загального користування. Спрогнозовано зміну цін та характеристик акумуляторних батарей електромобілів.

Проведен анализ эффективности использования электроавтобусов на туристических маршрутах большой протяженности и оценочное сравнение стоимости эксплуатации автобусов. Рассчитано эксплуатационные затраты и тарифы на услуги пассажирского транспорта общего пользования. Спрогнозировано изменение цен и характеристик аккумуляторных батарей электромобилей.

We analyze the effectiveness of the use of electric buses to travel on long-haul routes. Assessed the cost of the operation of electric buses. Calculated operating costs and tariffs for passenger transport services. Predicted changes of price and characteristics of the batteries of electric vehicles.

Вступ. Вичерпність та невідновність нафтових запасів, постійне підвищення цін на пальне, значні витрати на технічне обслуговування і ремонт, щорічне погіршення екологічної ситуації, особливо в умовах міських агломерацій (90% всіх забруднень великих міст припадає на автомобільний транспорт), зростання захворюваності населення, яке пов'язано з емісією автомобілів, значне шумове навантаження на людину – це головні загрози, що створюють автомобілі, обладнані двигунами внутрішнього згорання (ДВЗ).

Звичайно, електроавтобусу конкурувати з автобусом з ДВЗ сьогодні складно, оскільки під такий вид транспорту налаштована вся інфраструктура, але в найближчі десятиліття, коли запаси нафти і газу вичерпаються, людство змушене буде шукати альтернативу, і ця альтернатива – електромобілі.

Сьогодні немає практично жодної автомобілебудівної компанії зі світовим ім'ям, яка б не випускала електромобілі. Міста Китаю, Європи, Північної Америки починають масово використовувати електроавтобуси для перевезення пасажирів, створюючи цілі парки під автобуси з електричною тягою. Великі перспективи має інфраструктура на сонячних батареях, оскільки вона може

забезпечувати екологічною електроенергією не тільки транспортні засоби на електричній тязі, але й цілі території, що знаходяться поблизу цих станцій.

Особливо важливим є збереження довкілля в екологічно чистих регіонах. Тому аналіз доцільності та обґрунтування можливості використання великих електроавтобусів на туристичних маршрутах і перспектив розвитку відповідної інфраструктури є актуальним.

Мета статті – провести порівняльний аналіз ефективності використання електроавтобусів на туристичних маршрутах та обґрунтувати доцільність і перспективність таких заходів.

Аналіз стану проблеми та публікацій. Проблема підвищення екологічної безпеки автомобільного транспорту в країнах Європейського Союзу в останні десятиліття вирішується введенням все жорсткіших норм допустимих шкідливих викидів в атмосферу автомобільним транспортом (Євро-4, Євро-5, Євро-6) [1, 2].

Виробники ДВЗ розробляють найсучасніші системи впорскування палива з великою точністю сумішоутворення, керування двигуном, які впливають на всі його регульовальні параметри (виконавчі пристрої), системи рециркуляції відпрацьованих газів (EGR) та багато іншого. Перш за все це пов'язано з жорсткими екологічними нормами (табл. 1), які з роками будуть ставати ще жорсткішими. Проте всі ці системи досягли практично свого піку, тобто вдосконалювати чи розробляти щось нове у ДВЗ практично неможливо. До того ж, до складу вихлопних газів автомобіля, обладнаного ДВЗ, крім небезпечних для життя та здоров'я речовин, входять дуже небезпечні канцерогенні речовини (сажа, бензопірен, похідні атрацену). В електромобілів нульова емісія за всіма показниками, тобто вони відповідають самим жорстким екологічним нормам.

Тривалий контакт з середовищем, отруєним вихлопними газами автомобілів, обладнаних ДВЗ, викликає загальне ослаблення організму – імунodefіцит. Крім цього, безпосередньо токсичні і шкідливі гази можуть стати причиною різних захворювань. Наприклад, дихальної недостатності, гаймориту, ларинготрахеїту, бронхіту, бронхопневмонії, раку легень. Вихлопні гази викликають атеросклероз судин головного мозку, опосередковано, через легеневу патологію, можуть виникнути і різні порушення серцево-судинної системи.

Електромобіль – це автомобіль, який приводиться в рух одним або кількома електродвигунами з живленням від батарей або акумуляторів. Підвидами електромобіля вважаються електрокар (вантажний транспортний засіб для руху на закритих територіях) і електробус (автобус з акумуляторною тягою). Електромобіль в середньому на 50% чистіший і на 80% енергоефективніший від своїх аналогів з ДВЗ. Розвинені країни при придбанні електромобіля

компенсують частину його вартості, будують зарядні станції, забезпечуючи власникові безкоштовне заряджання, звільняють власників електромобілів від податків.

Таблиця 1 – Норми токсичних автомобільних викидів шкідливих речовин

Шкідлива речовина	Екологічний стандарт						
	Для дизельного двигуна						
	Євро-1	Євро-2	Євро-3	Євро-4	Євро-5	Євро-6	Електромобілі
	1992 р.	1995 р.	1999 р.	2005 р.	2009 р.	2015 р.	–
CO	2,72	1,0	0,64	0,5	0,5	0,5	0
NO _x	–	–	0,5	0,25	0,18	0,08	0
PM	0,14	0,08	0,05	0,025	0,005	0,005	0
HC+NO _x	0,97	0,7	0,56	0,3	0,23	0,17	0
Для бензинового двигуна							
CO	2,72	2,2	2,3	1	1	1	0
NO _x	–	–	0,15	0,08	0,06	0,06	0
Летючі органічні речовини	–	–	–	–	0,068	0,068	0
PM	–	–	–	–	0,005	0,005	0
HC+NO _x	0,97	0,5	–	–	–	–	0
Вуглеводень	–	–	0,2	0,1	0,1	0,1	0

Результати досліджень та їх аналіз. Аналіз ефективності використання електроавтобусів на туристичних маршрутах великої протяжності проведений шляхом порівняння двох автобусів: електроавтобуса BYD K9C та автобуса з двигуном внутрішнього згорання ЛАЗ Lemberg Basic на тестовому туристичному маршруті (рис. 1), за початкову точку якого прийнято місто Київ, а кінцевою точкою маршруту вибрано Нікітський ботанічний сад. Для тестового маршруту підбрано два типи зарядних станцій електроавтобуса: зарядна станція на сонячних батареях «Evergreen Solar Fuel Station», розташована поблизу Нікітського ботанічного (час заряджання 3 год); станція швидкого заряджання від побутової мережі «Circontrol» в кількості 4 шт., яка розташована в м. Київ та з періодичністю 223 км на маршруті (час заряджання 15 хв).

Технічні характеристики електроавтобуса BYD K9C та автобуса ЛАЗ моделі Lemberg Basic наведені у табл. 2.

Таблиця 2 – Технічні характеристики електроавтобуса BYD K9C та автобуса ЛАЗ Lemberg Basic

Параметр	Одиниці вимірювання	Автобус ЛАЗ Lemberg Basic	Електроавтобус BYD K9C
Габаритні розміри	мм	10000/2550/3750	12000/2550/3200
Пасажиромісткість	пас	39-41	42
Тип АКБ	–	–	Літій-залізо-фосфатна АКБ (LiFePO ₄ , LFP)
Двигун/потужність	кВт (к. с.)	MAN D0836, EEV 6,9; 280	160
Витрата палива на 100 км пробігу при швидкості руху 60 км/год	л	25	–
Максимальна швидкість	км/год	120	96
Відстань без підзарядки (умови для міста)	км	–	>250
Вид палива	–	дизельне	електроенергія
Спосіб заряджання тягової АКБ			
Стандартний заряд	год	–	3,5 (100кВт)
Потужність тягової АКБ			
Напруга	В	–	540
Потужність	А·год	–	600
	кВт·год	–	324

Оскільки загальних методик аналізу електромобілів немає, за основу було використано комплексну методику порівняльного характеру та розрахунок експлуатаційних витрат і тарифів для проїзду вищевказаним маршрутом для двох автобусів, перший – електроавтобус китайського виробництва BYD K9C вартістю 8 000 000 грн, другий – автобус українського виробництва ЛАЗ Lemberg Basic з дизельним ДВЗ вартістю 6 487 500 грн.

Результати розрахунків експлуатаційних затрат і тарифів на послуги пасажирського транспорту загального користування автобусом ЛАЗ Lemberg Basic та електроавтобусом BYD K9C зведено у табл. 3.

Таблиця 3 – Результати розрахунків

Параметр	Електроавтобус BYD K9C	Автобус ЛАЗ Lemberg Basic
Витрати палива та електроенергії на один маршрут, кВт (л)	1991	497
Вартісні витрати палива та електроенергії на один маршрут, грн	1742	15 539
Вартісні витрати палива та електроенергії протягом 1 місяця, грн	15 679	139 852
Затрати на паливо-мастильні матеріали виражені у грошовому еквіваленті на один маршрут, грн	595	2 368
Накладні витрати, грн	7 366	6 666
Сумарні експлуатаційні витрати на перевезення, грн	56 479	51 110
Собівартість перевезення одного пасажера, грн	1 344	1 246
Вартість квитка за проїзд маршрутом, грн	2 105	1 952
Дохід від перевезення пасажирів одним маршрутом, грн	88 447	80 037
Місячний дохід від перевезення маршрутом, грн	796 022	720 350

Оціночне порівняння вартості експлуатації автобусів протягом декількох років представлено у вигляді графіка (рис. 1).

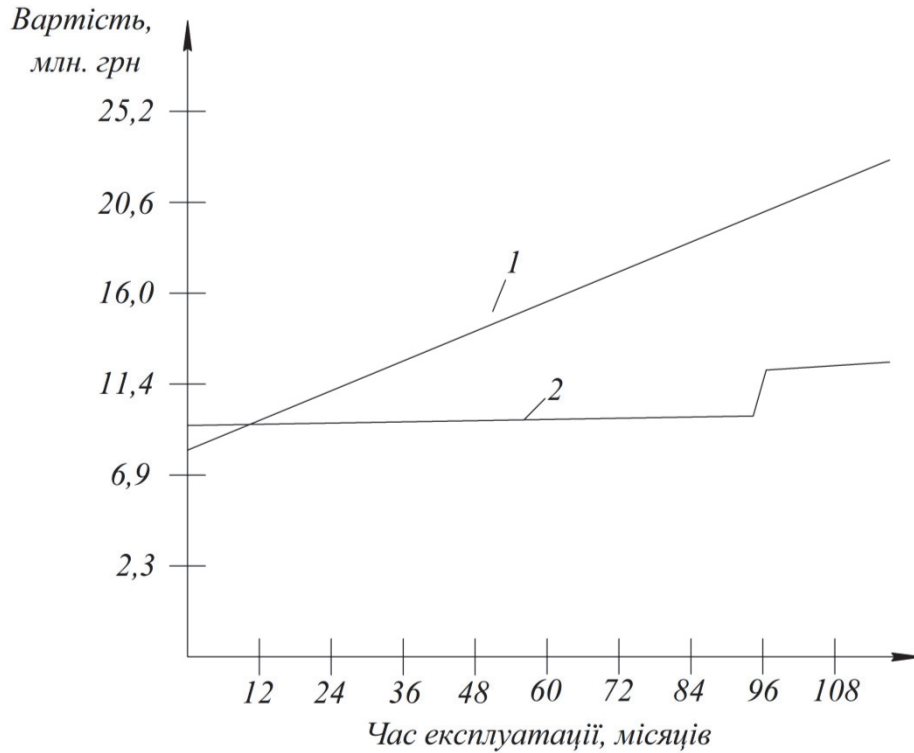


Рис. 1 – Оціночне порівняння вартості експлуатації електроавтобуса BYD K9C та автобуса ЛАЗ Lemberg Basic протягом дев'яти років: 1 – автобус ЛАЗ Lemberg Basic; 2 – електроавтобус BYD K9C

Як бачимо з вищенаведеного графіка, вартість експлуатації автобуса з ДВЗ значно більша порівняно з електроавтобусом, проте у електроавтобуса витрати на експлуатацію стабільні протягом восьми років, лише на восьмому році експлуатації спостерігається підвищення вартості за рахунок заміни акумуляторної батареї (якщо потрібно), але і після цього збільшення витрати знову залишаються стабільними (див. рис. 1, крива 2).

Акумуляторна батарея – головна складова електромобіля та водночас найбільш проблематична, але з кожним роком розробляються нові, більш досконалі, акумуляторні батареї та виділяються значні інвестиції для досліджень. Прогноз зміни цін та характеристик акумуляторних батарей електромобілів представлено нище у вигляді гістограм (рис. 2 – рис. 4).

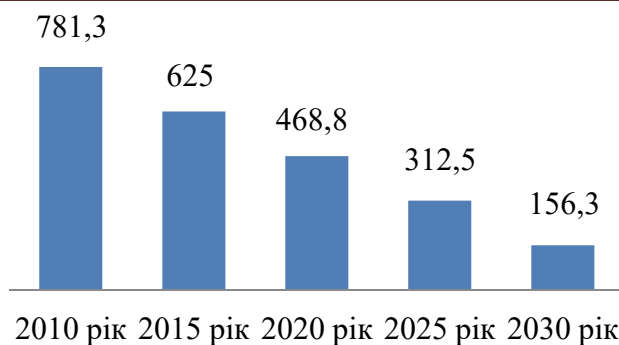


Рис. 2 – Середня вартість акумуляторної батареї, яка забезпечує запас ходу у 160 км (тис. грн)

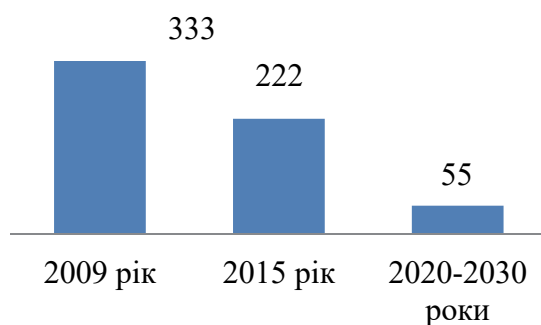


Рис. 3 – Середня маса акумуляторної батареї, яка забезпечує запас ходу у 160 км (кг)

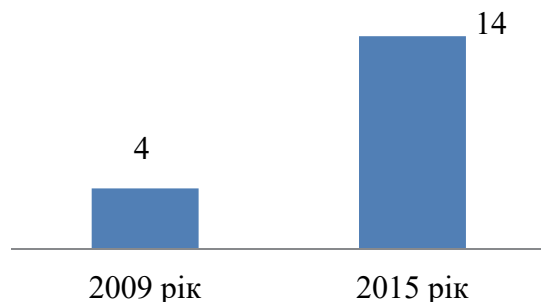


Рис. 4 – Середня «тривалість життя» акумуляторної батареї електромобіля (кількість років)

З наведених даних видно, що з кожним роком вартість та маса акумуляторних батарей буде зменшуватися, а ресурс – зростати, у результаті чого акумуляторна батарея ставатиме все доступнішою, а це, у свою чергу, приведе до зменшення вартості автомобіля на електричній тязі.

Висновки

1. Проведено порівняльний аналіз ефективності експлуатації електроавтобуса і автобуса з дизельним ДВЗ на туристичних маршрутах великої протяжності в екологічно чистому регіоні.

2. Вибрано для порівняння тестовий туристичний маршрут і обґрунтовано кількість та вид зарядних станцій на цьому маршруті.

3. Показано, що протягом усього терміну експлуатації автобус з акумуляторною тягою покриває свою велику вартість і приносить прибуток, що дає підстави стверджувати, що за відповідного розвитку інфраструктури використання електроавтобусів на туристичних маршрутах великої протяжності є доцільним з економічної та екологічної точок зору.

ЛІТЕРАТУРА

1. <http://uk.wikipedia.org/wiki/Євро-6>
2. <http://insiderblogs.info/amerika-perehodit-na-elektromobili-epoha-nefti-zakanchivaetsya/>
3. <http://www.byd.ua/ua/vehicle/k9.htm#Characteristic>
4. http://эковатт.рф/free_energy/solar_energy/d915/
5. http://www.laz.ua/ru/prod/1/8/teh_char/

УДК 621. 891

Венцель Є.С., д.т.н.; Орел О.В., к.т.н.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОЕФІЦІЄНТА ПРОТИЗНОШУВАЛЬНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РОБОЧИХ РІДИН ГІДРОПРИВОДІВ НА ЗНОШУВАННЯ ПОВЕРХОНЬ ТЕРТЯ

***Анотація.** Розглянуто результати досліджень з визначення мінімально припустимого значення коефіцієнта протизношувальних властивостей робочих рідин, що характеризує їх протизношувальні властивості та строки служби в гідроприводах будівельних машин.*

***Аннотация.** Рассмотрены результаты исследований по определению минимально допустимого значения коэффициента противоизносных свойств рабочих жидкостей, как характеризующего их противоизносные свойства и сроки службы в гидродвижителях строительных машин.*

***Abstract.** The article deals with the results of studies on determination of minimum permissible value of antiwear properties coefficient of hydraulic drive working fluids, characterizing their antiwear properties and service life in the hydraulic drive of building machinery.*

Вступ. Як відомо, забруднення робочої рідини частинками зносу та пилу викликають абразивний знос пар тертя гідроприводу будівельних машин та вихід його зі строю. Саме тому забрудненість робочої рідини в найбільшому ступені лімітує строки її служби. Цей показник якості рідини характеризується класом її чистоти за ДСТУ ГОСТ:17216-2004, який на жаль, не враховує наявність і кількість в робочій рідині частинок забруднень розміром 5 мкм та менш.

Аналіз публікацій. Частинки забруднень розміром 5 мкм і менше згідно [1–3] покращують протизношувальні властивості робочих рідин тому, що вони здібні зменшити електростатичне зношування в результаті підвищення електропровідності рідини [1], а завдяки розвинутої питомої поверхні здібні адсорбувати на себе продукти окислення робочої рідини [2]. Крім того, високодисперсні частинки здібні нівелювати шорсткості поверхонь тертя, зменшуючи питомий тиск в сполученнях, а отже, можливість виникнення мікросхватування [3]. Таким чином, високодисперсні частинки значно впливають на якість та як слід, на строки служби робочих рідин. Але це не враховуються ДСТУ ГОСТ:17216-2004.

Мета роботи. Встановити межове (критичне) значення коефіцієнтом протизношувальних властивостей робочої рідини, при досягненні якого вона їх витрачає та підлягає заміні.

Дослідження впливу коефіцієнта протизношувальних властивостей на знос. Коефіцієнт K_j протизношувальних властивостей, як інтегральний показник протизношувальних властивостей робочих рідин, визначається згідно з виразом [4]

$$K_j = \frac{0,005 n_5}{Z}, \tag{1}$$

де n_5 – число частинок забруднень розміром 5мкм і менше;
 Z – індекс забруднення робочої рідин за ДСТУ ГОСТ:17216-2004.

Для отримання межового значення коефіцієнта протизношувальних властивостей були проведені наступні експериментальні дослідження.

У гідропривід скрепера Д-357 була залита свіжа робоча рідина І-Г-А-32, після чого машина працювала у звичайному робочому режимі. У відповідності до заздалегідь розробленою схемою здійснювався відбір робочої рідини з метою визначення гранулометричного складу забруднень, що входять до неї (включаючи частинки розміром 5 мкм і менше) та розрахунку величини індексу забрудненості Z та коефіцієнта протизношувальних властивостей K_j . Після цього проводились лабораторні випробування робочих рідин з різним ступенем напрацювання на машинах тертя ЧКМ та СМЦ-2 (відповідно, граничний та змішаний режими тертя).

Отримані результати випробувань наведені на рисунках 1–3.

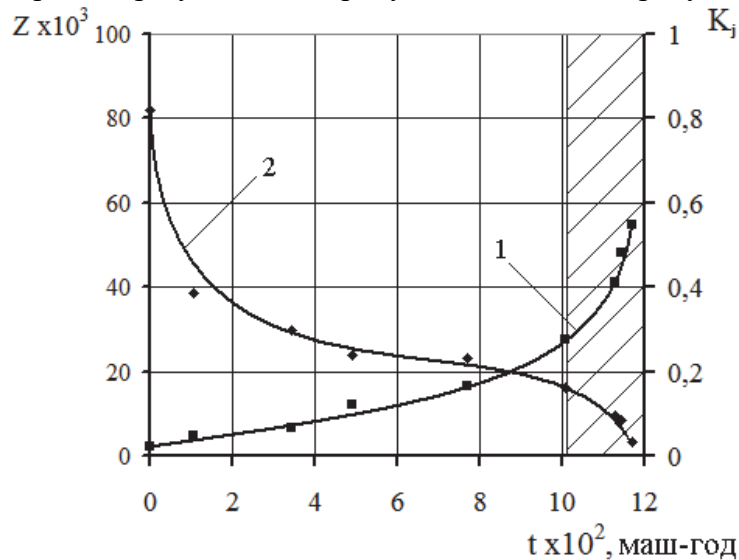


Рисунок 1 – Залежність коефіцієнта протизношувальних властивостей K_j (1) та індексу забрудненості Z (2) від часу напрацювання

З рис. 1 видно, що в міру напрацювання кількість частинок забруднень у всіх діапазонах розмірів згідно ДСТУ ГОСТ 17216:2004 збільшується.

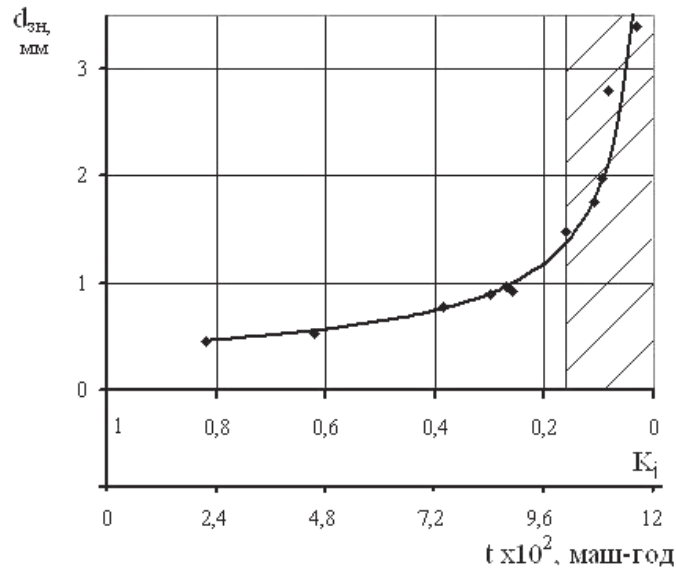


Рисунок 2 – Залежність діаметра плями зносу від коефіцієнта K_j протизношувальних властивостей РР І-Г-А-32 з гідроприводу скрепера (машина тертя ЧКМ)

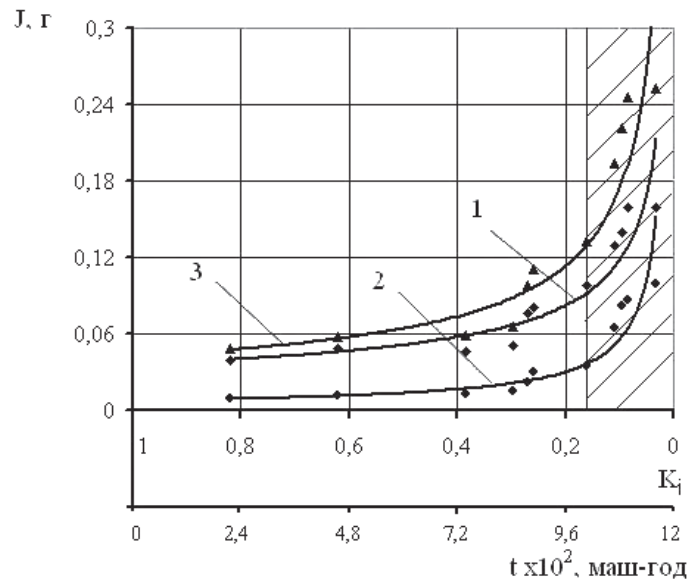


Рисунок 3 – Залежність величини зносу від коефіцієнта K_j протизношувальних властивостей РР І-Г-А-32 з гідропривода скрепера (машина тертя СМЦ-2): 1 – колодки з бронзи БРАЖ9-4, 2 – ролика з сталі 38ХС, 3 – сумарного зносу зразків

Крім того, з рис. 1 видно, що в міру напрацювання індекс забрудненості Z РР І-Г-А-32 збільшується у порівнянні зі свіжою, у якій величина Z складає приблизно 2 080 одиниць, що відповідає 13-му класу чистоти РР за ДСТУ ГОСТ 17216:2004. Після експлуатації гідропривода скрепера протягом 1 008 маш.-год величина індексу забрудненості досягла 27 717 одиниць (17-й клас чистоти). При цьому збільшення величини Z здійснюється відносно монотонно, але вже через 1 168 годин роботи його величина різко збільшилась та стала дорівнювати 54 704 одиниць, що знаходиться поза ДСТУ ГОСТ 17216:2004 (заштрихована зона на рис. 1).

Дещо інша ситуація спостерігається щодо змінення величини коефіцієнта K_j протизношувальних властивостей РР І-Г-А-32: його величина спочатку експлуатації останньої, навпаки, адекватним чином зменшується від 0,82 (свіжа РР) до 0,16 за часу експлуатації скрепера 1 008 маш.-год. Але, починаючи саме з цього часу, спостерігається порушення монотонності змінення величини коефіцієнта K_j , тобто він починає різко зменшуватися і за строку використання РР 1 127 маш.-год величина K_j складає приблизно 0,095, що в 1,7 разів менше, ніж за строку експлуатації 1 008 маш.-год. При часі експлуатації від 1 127 маш.-год до 1 168 маш.-год величина K_j зменшилась ще більше і склала неприпустимо малу величину (0,095 за 1 127 маш.-год і 0,032 за 1 168 маш.-год (заштрихована зона на рис. 1).

Під час випробування на машині тертя ЧКМ (рис. 2) було виявлено, що в міру того, як збільшується строк експлуатації скрепера та відповідним чином зменшується величина K_j коефіцієнта протизношувальних властивостей (рис. 2) спостерігається монотонне підвищення діаметра d_{zn} плями зносу кульок. Так, за змащування вузла тертя свіжою РР І-Г-А-32 d_{zn} на кульках склав 0,46 мм, а після 1 008 маш.-год роботи гідроприводу скрепера d_{zn} підвищилось до 1,08 мм, тобто стало більше в 2,35 разів. Але вже через 1 127 маш.-год експлуатації величина d_{zn} різко збільшилась і досягла величини 1,97 мм (приблизно в 4,3 рази більше порівняно зі свіжою РР та в 1,82 рази порівняно з випробуваннями на машині після 1 008 маш.-год експлуатації гідроприводу скрепера). При цьому у значній кількості випробувань на машині тертя ЧКМ проби РР, яка відпрацювала 1 127 маш.-год, спостерігалися зварювання кульок. Тобто після експлуатації РР І-Г-А-32 протягом 1 008 маш.-год (заштрихована зона на рис. 2), коли величина коефіцієнта K_j досягає 0,16, починається різко підвищуватися діаметр плями зносу, що свідчить про практично повну втрату РР своїх протизношувальних властивостей.

Аналогічним чином, як і за випробування на машині тертя ЧКМ, змінюється знос зразків за випробувань їх на СМЦ-2 (рис.3): у разі використання свіжої РР І-Г-А-32 спостерігається найменший знос

колодок і роликів, але в міру випробувань РР із більшим напрацюванням знос зразків поступово збільшується, тобто поводить себе адекватно зменшенню величини коефіцієнта K_j протизношувальних властивостей. Так, за використання свіжої РР І-Г-А-32 знос колодок склав 0,0396 г, а роликів – 0,0092 гр. Після того, як РР відпрацювала 1 008 маш.-год (величина $K_j = 0,16$) знос зразків склав, відповідно 0,0976 гр та 0,0349 гр, тобто приблизно в 2,5 і 3,8 разів більше, ніж при використанні свіжої РР (заштрихована зона на рис. 3).

Таким чином, можна вважати, що для робочої рідини І-Г-А-32 при використанні її в якості робочої рідини в гідроприводах, які мають аксіально-поршневі насоси, межеве значення величини коефіцієнту протизношувальних властивостей складає 0,16 при граничному та змішаному режимах змащення.

Висновки

1. Коефіцієнт протизношувальних властивостей в повній мірі характеризує протизношувальні властивості робочої рідини.

2. Для індустріальної оливи І-Г-А-32 критичне (межеве) значення його складає 0,16. Перебільшення цього значення є об'єктивним приводом для заміни робочої рідини на свіжу або додаткового очищення її від забруднення.

ЛІТЕРАТУРА

1. Венцель Е.С. Улучшение эксплуатационных свойств масел и топлив: монография / Е.С. Венцель // –Харьков:ХНАДУ, 2010. – 224с.
2. Венцель С.В. Применение смазочных масел в двигателях внутреннего сгорания / С.В. Венцель. - М.: Химия, 1979. – 240с.
3. Барабаш М.Л. Применение металлоколлоидных смазок (органозолей) железа для приработки деталей автомобильного двигателя / М.Л. Барабаш, М.В. Корогодский, А.С. Краюшкин, Ф.А. Федотов // Повышение износостойкости и срока службы машин. – Киев: АН УССР, 1960. – т. 2. – С. 249 – 261.
4. Венцель Е.С. Гранулометрический состав загрязнений, как один из факторов, определяющих противоизносные свойства масел / Е.С. Венцель //Трение и износ, 1992; т.Х111, №4; – с.683-688

УДК 667.64:678.026

Сапронов О.О., Букетов А.В., Нігалатій В.Д., Лещенко О.В.,
Яцюк В.М.

Херсонська державна морська академія

**ЕПОКСИДНІ КОМПОЗИТИ, НАПОВНЕНІ ДИСПЕРСНИМИ
ЧАСТКАМИ КАРБОНАТУ ЛІТІЮ І КАРБОНАТУ НІКЕЛЮ,
ДЛЯ РЕМОНТУ ТРАНСПОРТНОЇ ТЕХНІКИ**

Анотація. У роботі для формування композитних матеріалів використано епоксидний діановий олігомер ЕД-20, твердник поліетиленполіамін ПЕПА і наповнювачі з дисперсністю 8...10 мкм. Для дослідження наявності активних центрів на поверхні часток карбонату літію і карбонату нікелю використано ІЧ-спектральний аналіз, що дозволяє передбачити перебіг процесів фізико-хімічної взаємодії при структуроутворенні матеріалів. Досліджено залежність фізико-механічних властивостей епоксидних композитів від вмісту дисперсних карбонатів. Встановлено критичний вміст у епоксидному зв'язувачі карбонату літію ($q = 0,5$ мас.ч. на 100 мас.ч. епоксидного олігомеру) для формування композитних матеріалів чи захисних покриттів з поліпшеними когезійними властивостями. Такі матеріали характеризуються підвищеною когезійною міцністю і здатністю чинити опір статичним, динамічним та ударним навантаженням. Розроблені композити відзначаються наступними показниками фізико-механічних властивостей: руйнівні напруження при згинанні – $\sigma_{32} = 51,5$ МПа, модуль пружності при згинанні – $E = 4,4$ ГПа, ударна в'язкість – $W = 15,4$ кДж/м².

Ключові слова: епоксидний композит, модуль пружності, ударна в'язкість, ІЧ-спектральний аналіз.

Аннотація. В работе для формирования композитных материалов использован эпоксидный диановый олигомер ЭД-20, отвердитель полиэтиленполиамин ПЕПА и наполнители с дисперсностью 8...10 мкм. Для исследования наличия активных центров на поверхности частиц карбоната лития и карбоната никеля использован ИК-спектральный анализ, позволяющий предсказать интенсивность процессов физико-химического взаимодействия при структурообразовании материалов. Исследована зависимость физико-механических свойств эпоксидных композитов от содержания дисперсных карбонатов. Установлено критическое содержание в эпоксидном связующем карбоната лития ($q = 0,5$ мас.ч. на 100 мас.ч. эпоксидного олигомера) для формирования композитных материалов или защитных покрытий с улучшенными когезионными свойствами. Такие материалы характеризуются повышенной когезионной

прочностью и способностью сопротивляться статическим, динамическим и ударным нагрузкам. Разработанные композиты отличаются следующими показателями физико-механических свойств: разрушающие напряжения при изгибе – $\sigma_{изг} = 51,5$ МПа, модуль упругости при изгибе – $E = 4,4$ ГПа, ударная вязкость – $W = 15,4$ кДж/м².

Ключевые слова: эпоксидный композит, модуль упругости, ударная вязкость, ИК-спектральный анализ.

Annotation. The work for the formation of composite materials used biphenyl epoxy oligomer ED-20, polyethylene polyamine hardener and fillers with a dispersion of 8...10 mm. To investigate the presence of active sites on the surface of the particles of lithium carbonate and nickel carbonate used IR spectral analysis to predict the intensity of the processes of physical and chemical interaction with the structure formation materials. The dependence of the physical and mechanical properties of epoxy composites on the content of dispersed carbonates. Established critical epoxy binder content of lithium carbonate ($q = 0,5$ parts by weight per 100 parts by weight of epoxy oligomer) to form the composite materials or coatings with improved cohesive properties. Such materials are characterized by high cohesive strength and ability to resist static, dynamic and impact loads. The developed composites characterized by the following physical and mechanical performance properties: bending stresses damaging – $\sigma = 51,5$ MPa, flexural modulus – $E = 4,4$ GPa, toughness – $W = 15,4$ kJ/m².

Keywords: epoxy composite, modulus, toughness and IR spectral analysis.

Постановка проблеми. За рахунок підвищених експлуатаційних характеристик полімерні композитні матеріали (КМ) широко застосовують в багатьох галузях промисловості, у тому числі й у вигляді захисних покриттів або як композиції для формування виробів. Актуальним є використання таких композитів для ремонту деталей енергетичних установок транспортної техніки. Водночас КМ використовують для заміни дорогих і цінних матеріалів, що передбачає підвищення економічності з одночасним підвищенням експлуатаційних характеристик устаткування. На сьогодні перспективним, з наукової і практичної точки зору, є використання КМ на основі епоксидної діанової смоли ЕД-20, яка відзначається поширеною сировинною базою на території України. Водночас відомо [1-6], що при введенні у епоксидний олігомер різних за дисперсністю та природою наповнювачів або модифікаторів можна змінювати властивості композитів. Тому, на сьогодні існує значний науковий

інтерес стосовно розроблення матеріалів з підвищеними показниками експлуатаційних характеристик.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Значний науковий і практичний досвід у напрямку дослідження фізико-механічних властивостей КМ висвітлено у працях авторів: Ю.С. Ліпатова, П.Д. Стухляка, Е.С. Ананьєвої, І.Г.Тхіра, Є.Р.Блайта, Г.М.Бартенєва, Ю.В. Зеленєва. Аналіз праць зазначених авторів дозволяє стверджувати, що важливим при формуванні КМ є вибір інгредієнтів (зв'язувач; твердник; органічний чи неорганічний наповнювач наперед заданої дисперсності), які відзначаються активністю до міжфазової взаємодії при зшиванні матеріалів; температурно-часовий режим формування; умови нормалізації, при якій відбувається релаксація залишкових напружень [1, 2, 6]. Забезпечення вищезазначених умов дозволяє отримувати композити з високими показниками механічної міцності, яка суттєво не зменшується впродовж тривалого часу експлуатації засобів транспорту, що є досить актуальним на сьогодні для промисловості України.

Мета роботи – дослідити вплив вмісту дисперсних наповнювачів карбонату літію і карбонату нікелю на фізико-механічні властивості епоксикомпозитних матеріалів.

Матеріали та методика дослідження. Як основний компонент для зв'язувача при формуванні епоксидних КМ вибрано епоксидний діановий олігомер марки ЕД-20 (ГОСТ 10587-84), який характеризується поліпшеною адгезійною та когезійною міцністю, незначною усадкою і технологічністю при нанесенні на поверхні складного профілю.

Для зшивання епоксидних композицій використано твердник поліетиленполіамін ПЕПА (ТУ 6-05-241-202-78), що дозволяє затверджувати матеріали при кімнатних температурах. Відомо [4, 5], що ПЕПА є низькомолекулярною речовиною, яка складається з таких взаємозв'язаних компонентів: $[-CH_2-CH_2-NH-]_n$. Зшивали КМ, вводячи твердник у композицію при стехіометричному співвідношенні компонентів за вмісту (мас.ч.) – ЕД-20 : ПЕПА – 100 : 10.

Як наповнювачі для експериментальних досліджень використано карбонат літію (Li_2CO_3), який використовують для виробництва скла, пластмас, електроізоляційного фарфору, ситалів, а також у чорній металургії (десульфурація сталі) і карбонат нікелю ($NiCO_3$), який переважно використовують у лакофарбовій промисловості (для фарбування керамічних виробів) і є вихідним матеріалом для одержання інших сполук нікелю [7]. Дисперсність наповнювачів становить 8...10 мкм. Епоксидний композит, наповнений дисперсними частками карбонатів, формували за технологією описаною у працях [4, 5].

У роботі досліджували наступні властивості КМ: руйнівні напруження та модуль пружності при згинанні, ударну в'язкість. Наявність активних груп на поверхні дисперсних часток карбонатів визначали методом ІЧ-спектрального аналізу.

Руйнівні напруження і модуль пружності при згинанні визначали згідно з ГОСТ 4648-71 і ГОСТ 9550-81 відповідно. Параметри зразків: довжина $l = 120 \pm 2$ мм, ширина $b = 15 \pm 0,5$ мм, висота $h = 10 \pm 0,5$ мм.

Ударну в'язкість визначали за методом Шарпі відповідно до ГОСТ 4647-80 на маятниковому копрі МК-30 при температурі $T = 298 \pm 2$ К і відносній вологості $d = 50 \pm 5$ %. Використовували зразки з такими параметрами: $(63,5 \times 12,7 \times 12,7) \pm 0,5$ мм. Відстань між опорами $40 \pm 0,5$ мм.

Для дослідження хімічних зв'язків на поверхні часток наповнювача використовували ІЧ-спектральний аналіз. ІЧ-спектри реєстрували на спектрофотометрі марки «IRAffinity-1» (Японія) у ділянці хвильових чисел $\nu = 400 \dots 2400$ cm^{-1} однопроменевим методом у відбитому світлі. Розгортку спектру за хвильовими числами $\lambda^{-1} = \nu$ здійснювали на діаграмі в межах 225 мм у діапазоні вибраних частот. Хвильові числа, інтенсивність пропускання, напівширину і площу смуги поглинання визначали за допомогою комп'ютерної програми IRsolution. Похибка при визначенні хвильового числа – $\nu = \pm 0,01$ cm^{-1} , а при визначенні точності розташування піку – $\nu = \pm 0,125$ cm^{-1} . Фотометрична точність становила $\pm 0,2$ % при програмному управлінні щільною і тривалістю інтегрування – $t = 10$ с. Крок інтегрування – $\Delta\lambda = 4$ cm^{-1} .

Результати досліджень та їх обговорення. Попередньо, методом ІЧ-спектрального аналізу визначали хімічну активність дисперсних часток карбонатів, тобто наявність активних груп на їх поверхні. Згідно ІЧ-спектрального аналізу (рис. 1, спектр 1) наповнювача карбонату літію вдалося ідентифікувати наступні зв'язки, що характеризує активність наповнювача до взаємодії з епоксидним зв'язувачем. Зокрема, смуга поглинання при хвильовому числі $\nu = 883,40$ cm^{-1} свідчить про наявність йону карбонату, який утворився при синтезі сполуки [8-10]. Смуга поглинання при хвильовому числі $\nu = 1645,28$ cm^{-1} свідчить про валентні коливання карбонатної групи С-О.

Смуга поглинання при хвильовому числі $\nu = 1799,59$ cm^{-1} свідчить про наявність карбонільної групи С=О. У діапазоні хвильових чисел $\nu = 2964,59 \dots 3604,96$ cm^{-1} виявлено валентні коливання О-Н груп.

Стосовно карбонату нікелю встановлено наступне (рис. 1, спектр 2). Хвильові числа $\nu = 694,37$ cm^{-1} і $\nu = 3574,45$ cm^{-1} свідчать про наявність гідроксильної групи ОН- [9, 11]. У діапазоні хвильових чисел $\nu = 1037,70 \dots 1234,44$ cm^{-1} виявлено присутність йонів карбонату CO_3^{2-} [10, 11].

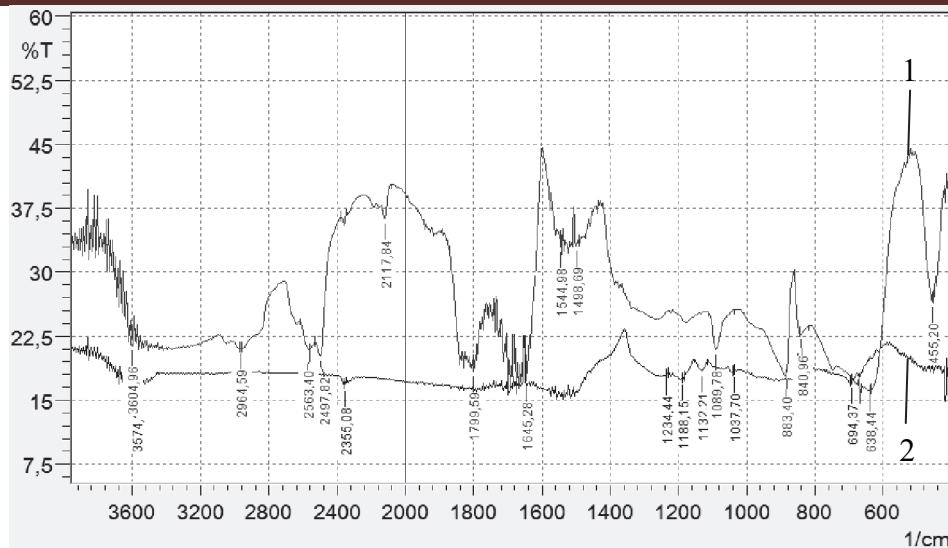


Рис. 1 – Спектр карбонату літію (1) і нікелю (2) в області хвильових чисел $\nu = 500 \dots 3600 \text{ см}^{-1}$

Отже, на основі ІЧ-спектрального аналізу поверхні наповнювачів встановлено, що карбонат літію активніший до взаємодії з епоксидним зв'язувачем порівняно з карбонатом нікелю, позаяк на поверхні часток Li_2CO_3 виявлено більшу кількість активних груп.

Надалі досліджували залежність фізико-механічних властивостей КМ від вмісту дисперсних наповнювачів. Встановлено, що руйнівні напруження при згинанні модифікованої матриці становлять $\sigma_{32} = 48,0 \text{ МПа}$ (рис. 2). Максимальне значення руйнівних напружень ($\sigma_{32} = 51,5 \text{ МПа}$) спостерігали при введенні у зв'язувач часток Li_2CO_3 за вмісту $q = 0,5 \text{ мас.ч.}$ Тобто, вважали, що введення наповнювача за незначного вмісту сприяє рівномірному розподілу часток за об'ємом та рівномірному змочуванню їх поверхні епоксидним зв'язувачем. Це забезпечує інтенсивний перебіг фізико-хімічних процесів у об'ємі матриці при структуроутворенні КМ за рахунок взаємодії активних С-О, С=О, О-Н груп з макромолекулами зв'язувача. У результаті формується просторова сітка полімеру з максимальним ступенем зшивання. Надалі збільшення вмісту часток Li_2CO_3 ($q = 1,0 \dots 10,0 \text{ мас.ч.}$) зумовлює формування КМ з дещо нижчими значеннями руйнівних напружень при згинанні ($\sigma_{32} = 48,9 \dots 50,2 \text{ МПа}$), які не суттєво відрізняються від показників епоксидної матриці ($\sigma_{32} = 48,0 \text{ МПа}$). Вважали, що за такого вмісту відбувається здебільшого нерівномірний розподіл часток за об'ємом що, як наслідок, погіршує когезійні властивості матеріалів.

Ведення часток Li_2CO_3 у КМ за вмісту $q = 20,0 \dots 40,0 \text{ мас.ч.}$ зумовлює формування матеріалів із дефектною структурою, що зумовлює зменшення не тільки руйнівних напружень при згинанні

($\sigma_{32} = 29,2 \dots 38,1$ МПа), але й модуля пружності при згинанні ($E = 3,2 \dots 3,6$ ГПа) композитів.

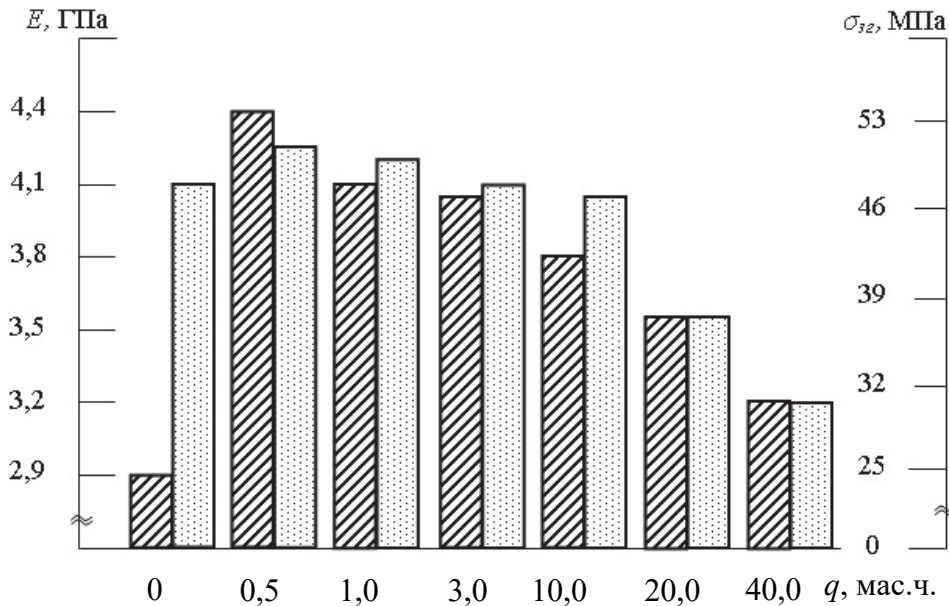


Рис. 2 – Залежність модуля пружності при згинанні (E) і руйнівного напруження при згинанні (σ_{32}) КМ від вмісту карбонату літію (Li_2CO_3):

- мод. пружності при згинанні (E);
- руйнівні напруження при згинанні (σ_{32})

Аналіз результатів дослідження впливу вмісту дисперсного Li_2CO_3 на модуль пружності КМ дозволив виявити наступне. Введення наповнювача за вмісту $q = 0,5$ мас.ч. приводить до суттєвого збільшення модуля пружності при згинанні КМ від $E = 2,9$ ГПа (для епоксидної матриці) до $E = 4,4$ ГПа (рис. 2). Надалі, при введенні часток Li_2CO_3 за вмісту $q = 1,0 \dots 10,0$ мас.ч. спостерігали незначне зменшення значень модуля пружності при згинанні до $E = 3,8 \dots 4,1$ ГПа. Дані результати добре узгоджуються з динамікою залежності руйнівних напружень при згинанні від вмісту часток, що свідчить про інтенсифікацію процесів зшивання при критичному вмісті добавки. Тобто, підтверджено, що за вмісту карбонату літію у кількості $q = 0,5$ мас.ч. формується просторова сітка полімеру з максимальним ступенем зшивання.

На наступному етапі аналізували залежність фізико-механічних властивостей КМ від вмісту карбонату нікелю. Встановлено (рис. 3), що введення наповнювача NiCO_3 за вмісту $q = 0,5 \dots 3,0$ мас.ч. сприяє зниженню показників когезійних властивостей КМ від $\sigma_{32} = 48,0$ МПа (для епоксидної матриці) до $\sigma_{32} = 45,9 \dots 46,6$ МПа. Водночас, максимальними значеннями руйнівних напружень при згинанні

($\sigma_{32} = 46,6$ МПа), характеризується КМ із вмістом часток NiCO_3 у кількості $q = 3,0$ мас.ч. При цьому, слід зауважити, що значення руйнівних напружень при згинанні знаходяться на рівні з епоксидною матрицею (в межах похибки експерименту). Можна припустити, що за рахунок незначної кількості активних груп на поверхні часток (рис. 1, спектр 2) досліджуваний матеріал характеризується жорсткістю за рахунок значної швидкості перебігу релаксаційних процесів при формуванні КМ. Тобто, такий композит за рахунок поліпшених фізико-механічних властивостей у комплексі також доцільно використовувати для захисту технологічного устаткування. Збільшення вмісту наповнювача в межах $q = 10,0 \dots 40,0$ мас.ч. призводить до зменшення когезійної міцності КМ, позаяк $\sigma_{32} = 18,6 \dots 28,4$ МПа.

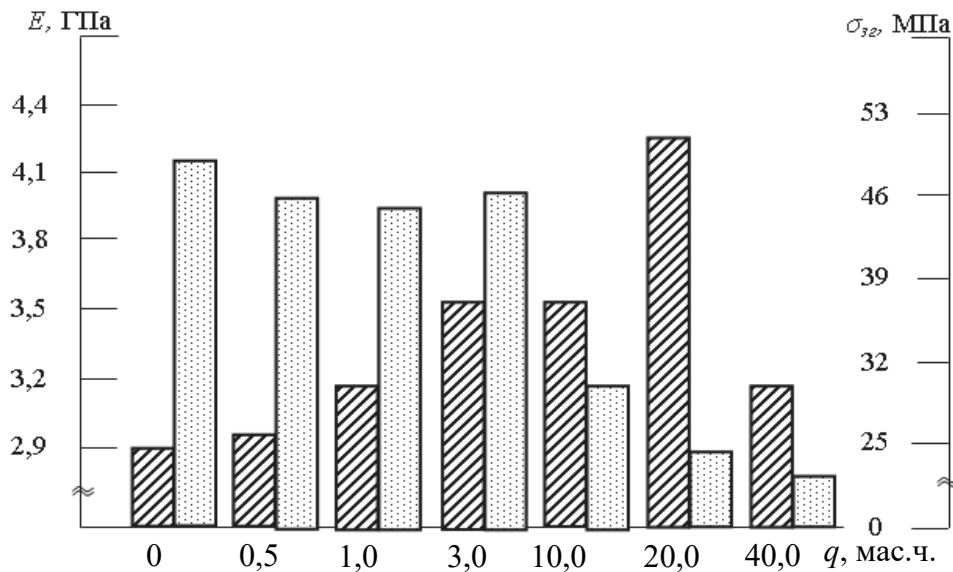


Рис. 3 – Залежність модуля пружності при згинанні (E) і руйнівного напруження при згинанні (σ_{32}) КМ від вмісту карбонату нікелю (NiCO_3)
 – модуль пружності при згинанні (E);
 – руйнівні напруження при згинанні (σ_{32})

Надалі встановлено, що при введенні часток NiCO_3 за вмісту $q = 0,5 \dots 10,0$ мас.ч. монотонно зростає модуль пружності від $E = 2,9$ ГПа (для епоксидної матриці) до $E = 3,0 \dots 3,6$ ГПа. Максимум ($E = 4,3$ ГПа) на гістограмі залежності модуля пружності при згинанні від вмісту часток встановлено при введенні у зв'язувач карбонату нікелю за вмісту $q = 20,0$ мас.ч. Тобто, введення часток NiCO_3 за такого критичного вмісту забезпечує максимальне ущільнення просторової сітки полімеру. Водночас, це може призвести до підвищення жорсткості і крихкості композитів. Зважаючи, що за

даного вмісту ($q = 20,0$ мас.ч.) значення руйнівних напружень при згинанні є досить низькими ($\sigma_{32} = 22,4$ МПа) можна констатувати про підвищену крихкість даного матеріалу. Такі композити можливо використовувати з певними обмеженнями для захисту устаткування, яке експлуатують у критичних умовах. Надалі встановлено, що збільшення вмісту NiCO_3 ($q = 40$ мас.ч.) призводить до суттєвого зниження когезійних властивостей матеріалів (рис. 3).

Для підвищення експлуатаційних характеристик матеріалів необхідно забезпечити комплекс фізико-механічних властивостей, серед яких велике значення мають показники ударної в'язкості матеріалів. Виходячи з цього, надалі аналізували залежність ударної в'язкості від вмісту карбонатів літію і нікелю (табл. 1).

Аналіз залежності ударної в'язкості від вмісту Li_2CO_3 дозволяє констатувати, що значення показників фізико-механічних властивостей (σ_{32} , E , W) корелюють (рис. 2, табл. 1). Зокрема, при введенні добавки за вмісту $q = 0,5$ мас.ч. спостерігали максимальне підвищення ударної в'язкості КМ, яке становить $W = 15,4$ кДж/м². Надалі введення у зв'язувач дисперсних часток карбонату літію призводить до монотонного зниження показників ударної в'язкості розроблених матеріалів (табл. 1).

Таблиця 1 – Залежність ударної в'язкості КМ від вмісту дисперсних наповнювачів

Вміст наповнювачів, q , мас.ч.	Ударна в'язкість, W , кДж/м ²	
	КМ з частками Li_2CO_3	КМ з частками NiCO_3
Матриця	7,4	
0,5	15,4	3,8
1,0	13,9	4,0
3,0	11,1	4,6
10,0	10,0	3,2
20,0	9,2	2,1
40,0	7,4	2,0

Аналіз залежності ударної в'язкості від вмісту NiCO_3 дозволяє констатувати, що КМ із вмістом дисперсних часток характеризується незначною здатністю чинити опір ударним навантаженням (табл. 1). Тобто, такі матеріали характеризуються незначною механічною міцністю. Дане положення підтверджено попередніми результатами дослідження (рис. 3). При цьому максимальне значення ударної в'язкості ($W = 4,6$ кДж/м²) спостерігали для КМ із вмістом часток NiCO_3 $q = 3,0$ мас.ч., що у 3 рази є меншим порівняно з КМ, наповненим карбонатом літію ($q = 0,5$ мас.ч.).

Висновки. У роботі встановлено наступне:

1. Методом ІЧ-спектрального аналізу проаналізовано поверхню часток карбонату літію і карбонату нікелю. Встановлено, що карбонат літію, порівняно з карбонатом нікелю, значно активніший до взаємодії з епоксидним зв'язувачем при зшиванні композитів. Характерною особливістю наповнювача Li_2CO_3 є значна кількість активних груп -С-Н-, -С-СН₂ (виявлено при хвильовому числі $\nu = 638,44 \text{ см}^{-1}$), С-ОН груп (виявлено при хвильовому числі $\nu = 1089,78 \text{ см}^{-1}$), подвійних зв'язків С=С, С=О (виявлено при хвильових числах $\nu = 1645,28 \text{ см}^{-1}$ і $\nu = 1799,59 \text{ см}^{-1}$), а також С-Н і О-Н груп (виявлено у діапазоні хвильових чисел $\nu = 2964,59 \dots 3604,96 \text{ см}^{-1}$). Це дає можливість стверджувати про активацію наповнювача до міжфазової взаємодії з макромолекулами та сегментами епоксидного зв'язувача при структуроутворенні композитів.

2. Експериментально доведено, що для формування матеріалів з поліпшеними когезійними властивостями необхідно використовувати композицію наступного складу: епоксидний олігомер марки ЕД-20 ($q = 100$ мас.ч.), твердник поліетиленполіамін ПЕПА ($q = 10$ мас.ч.), дисперсний наповнювач карбонат літію ($q = 0,5$ мас.ч.). Такий матеріал відзначається наступними властивостями: руйнівні напруження при згинанні – $\sigma_{32} = 51,5$ МПа, модуль пружності при згинанні – $E = 4,4$ ГПа, ударна в'язкість – $W = 15,4$ кДж/м².

3. Встановлено, що для формування матеріалів можливо застосовувати також композицію наступного складу: епоксидний олігомер марки ЕД-20 ($q = 100$ мас.ч.), твердник поліетиленполіамін ПЕПА ($q = 10$ мас.ч.), дисперсний наповнювач карбонат нікелю ($q = 3,0$ мас.ч.). Такий матеріал відзначається наступними властивостями: руйнівні напруження при згинанні – $\sigma_{32} = 46,6$ МПа, модуль пружності при згинанні – $E = 3,5$ ГПа, ударна в'язкість – $W = 4,6$ кДж/м².

ЛІТЕРАТУРА

1. Тхір І.Г., Гуменецький Т.В. Фізико-хімія полімерів: Навч. посібник. – Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2005. – 240 с.
2. Блайт Є.Р., Блур Д. Электрические свойства полимеров. Пер. с англ – Д.: ФИЗМАТЛИТ, 2008.- 376 с.
3. Бартенев Г.М., Зеленев Ю.В. Курс физики полимеров.- Л.: Химия, 1976.- С. 252-254.
4. Букетов А.В. Епоксидні наноккомпозити: монографія / А.В. Букетов, О.О. Сапронов, В.Л. Алексенко. – Херсон : ХДМА, 2015. – 184 с.

5. Букетов А.В. Епоксидні композити, модифіковані високочастотним імпульсним магнітним полем : монографія / А. В. Букетов, О. О. Сапронов, В.О.Скирденко, В. Л. Алексенко, О.І. Скирденко. – Херсон : ХДМА, 2016. – 201 с.

6. Нильсен Л. Механические свойства полимеров и полимерных композиций. – М: Химия. 1978. – 312 с.

7. Лидин Р.А. Химические свойства неорганических веществ: Учеб. пособие для вузов. – 3-е изд., испр. – М.: Химия, 2000. – 480 с.

8. Белами Л. Инфракрасные спектры сложных молекул. – М: Изд-во иностр. л-ры. – 1963. – 590 с.

9. Накамото К. ИК-спектры и спектры КР неорганических и координационных соединений: пер. с англ. – М.: Мир, 1991. – 536 с.

10. Щеголихина О.И. Синтез макроциклического силоксанового полиола в угольной кислоте / О.И. Щеголихина А.А., Анисимов, М.В. Щемелинина, П.В. Жемчугов, А.С. Головешкин, А.А. Корлюков, и др. // Макрогетероциклы – 2015. – 8(2) – С.193-198.

11. Исупов В.П. Механическая активация карбоната лития / В.П. Исупов, Н.В. Еремина, Н.В.Булина // Известия Томского политехнического университета – 2013. – Т.322. – № 3. – С.29-31.

УДК 621.825

Проценко В.О., к.т.н., Самойленко Л.К., к.т.н., Бабій М.В., к.т.н.
Херсонська державна морська академія**АНАЛІЗ ВІДМОВ ТА НАПРЯМКИ УДОСКОНАЛЕННЯ
ВІДЦЕНТРОВИХ МУФТ СЕПАРАТОРІВ СУДНОВИХ
ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК**

***Анотація.** Робота відноситься до галузі машинознавства та деталей машин. Проаналізовані основні відмови відцентрових муфт сепараторів суднових енергетичних установок. За рахунок виконання теоретичних досліджень показана недосконалість структури відомих конструкцій фрикційних відцентрових муфт сепараторів. Так, наявність у механізмах муфт надлишкових зв'язків є причиною відсутності можливості самоустановки їх деталей. Це спричиняє нерівномірне навантаження фрикційних колодок та нерівномірний знос поверхонь тертя. В роботі запропоновано удосконалити конструкцію муфт за рахунок оснащення їх канатними елементами, що сполучають фрикційні колодки з ведучими напівмуфтами. Встановлено, що таке удосконалення повністю ліквідує надлишкові зв'язки, а відтак дозволяє забезпечити самоустановку деталей муфти. Це може стати причиною забезпечення рівномірності розподілу навантаження та зносу фрикційних поверхонь та відповідно підвищити безвідмовність муфт.*

***Ключові слова:** відцентрова муфта, канат, структура, надлишкові зв'язки, износ.*

***Аннотация.** Работа относится к области машиноведения и деталей машин. Проанализированы основные отказы центробежных муфт сепараторов судовых энергетических установок. За счет выполнения теоретических исследований показано несовершенство структуры известных конструкций фрикционных центробежных муфт сепараторов. так, наличие в механизмах муфт избыточных связей является причиной отсутствия возможности самоустановки их деталей. Это становится причиной неравномерной нагрузки фрикционных колодок и неравномерного износа поверхностей трения. В работе предложено усовершенствовать конструкцию муфт за счет оснащения их канатными элементами, соединяющими фрикционные колодки с ведущими полумуфтами. Установлено, что такое усовершенствование полностью ликвидирует избыточные связи, а значит позволяет обеспечить самоустановку деталей муфты. Это может стать причиной обеспечения равномерности распределения нагрузки, а также износа фрикционных поверхностей и соответственно повысить безотказность муфт.*

Ключевые слова: центробежные муфта, структура, избыточные связи, износ.

Annotation. *The article treats to area machinery, namely to the theory of mechanisms and part of machines. The basic refusals of centrifugal coupling of ship power plants separators are analysed. At the expense of execution of theoretical probes imperfection of known constructions frictional centrifugal couplings structure of separators is shown. So, presence in mechanisms of couplings redundant links is at the bottom of absence of possibility self-installation their details. It becomes the reason of a non-uniform load of frictional carrier sockets and non-uniform deterioration of friction surfaces. In operation it is offered to improve a construction of clutches at the expense of their equipment канатными the elements connecting frictional carrier sockets with leading semicouplings. It is fixed that such modernization completely liquidates redundant links so allows to ensure self-installation of details of a couplings. It can become the reason of security uniformity distribution of a load, and also deterioration of frictional surfaces and to raise non-failure operation of couplings.*

Keywords: *centrifugal coupling, structure, redundant links, deterioration.*

Вступ. Обладнання суднових енергетичних установок є найбільш напруженим та відповідальним серед іншого енергетичного обладнання оскільки воно при невеликих габаритах має високу потужність та продуктивність, а від його безвідмовності залежить безпека екіпажу та навколишнього середовища. З огляду на це, підвищення безвідмовності цього обладнання створює резерв для збільшення безпеки морських транспортних та пасажирських перевезень.

Постановка задачі. Одними з найбільш навантажених елементів енергетичних установок є відцентрові сепаратори палива та мастила. Так сепаратори циркуляційного мастила головних та допоміжних дизелів, що використовують важке паливо, працюють практично безперервно. Сепаратори палива працюють з періодично із пусками та зупинками. Оскільки барабан сепаратора має великий момент інерції, то для уникнення пускових перевантажень їх привід зазвичай оснащений фрикційною муфтою відцентрового принципу дії, яка забезпечує плавний розгін барабана і запобігання перевантаженням під час роботи сепаратора. Конструкція цих муфт може бути різноманітною, проте основними їх елементами є колодки, які своєю зовнішньою фрикційною поверхнею контактують з внутрішньою фрикційною поверхнею чашоподібної напівмуфти. Довговічність колодок муфти (а саме їх фрикційних накладок) визначає безвідмовність та міжремонтний період всього сепаратора, оскільки

відсоток їх відмов доходить до 20% від загальної кількості відмов по сепараторам [1, 2].

З огляду на це, метою даної роботи є аналіз та встановлення причин відмов та напрямків удосконалення відцентрових фрикційних муфт на прикладі муфт сепараторів палива та мастила.

Виклад основного матеріалу. Для прикладу розглянемо муфту відцентрового сепаратора СЦ-1,5 (рис. 1), достатньо поширеного на суднах транспортного флоту. Вона (рис. 2) містить ведучу напівмуфту, встановлену на вал привідного електродвигуна, в радіальні отвори якої своїми циліндричними шипами встановлені колодки, які на своїй зовнішній поверхні мають пригвинчені фрикційні накладки. Колодки за рахунок зазорів у посадці їх шипів у радіальних отворах ведучої напівмуфти мають можливість радіального переміщення під дією відцентрових сил, що виникають при обертанні муфти. Колодки своєю зовнішньою поверхнею контактують з внутрішньою циліндричною поверхнею веденої напівмуфти, встановленої на горизонтальний вал сепаратора.

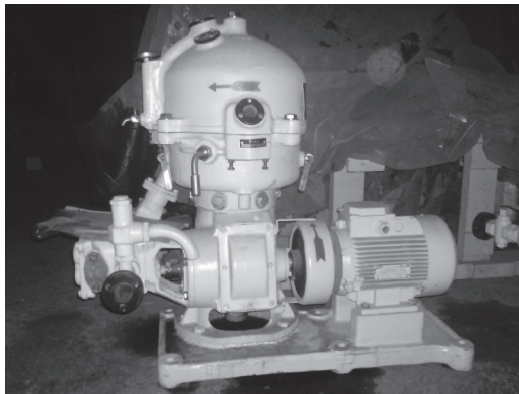


Рис. 1 – Загальний вид відцентрового сепаратора СЦ-1,5

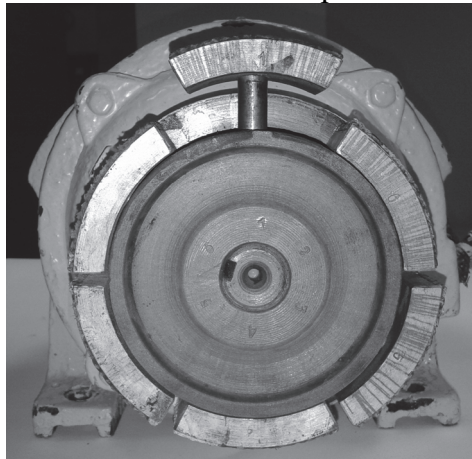


Рис. 2 – Загальний вид фрикційної муфти сепаратора СЦ-1,5 (ведена напівмуфта відсутня)

Формально, ковзання фрикційних накладок колодок відносно циліндричної поверхні веденої напівмуфти відбувається тільки під час пуску сепаратора, проте фактично і після розгону сепаратора, при сталій частоті обертання електродвигуна та ведучої напівмуфти, виникає ковзання у цьому номінально нерухомому контакті, викликане динамічними явищами у приводі сепаратора. Не вдаючись у аналіз широкого спектру вказаних впливів на стан фрикційних накладок, розглянемо результат їх дії – знос.

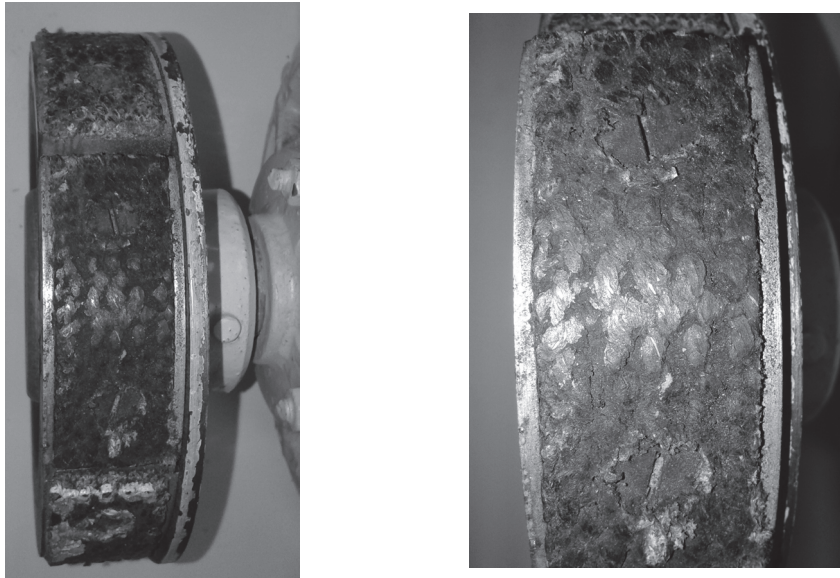


Рис. 3 – Стан фрикційної накладки колодки

На рис. 3 показано стан фрикційної накладки після невеликого наробітку. На фото видно, що знос накладки нерівномірно розподілений як по її довжині так і по ширині. Такий характер зносу свідчить про відсутність можливості самоустановки колодки відносно напівмуфт, або наявності надлишкових зв'язків у механізмі муфти. Таким чином можливе удосконалення фрикційних муфт за рахунок зниження кількості надлишкових зв'язків.

Для виявлення надлишкових зв'язків та встановлення напрямків удосконалення відцентрових фрикційних муфт, складемо структурну схему елементарного механізму «ведуча напівмуфта-кулачок-ведена напівмуфта», що утворюють фрикційну муфту (рис. 4).

На початку роботи сепаратора і муфти (запуск) ведена напівмуфта (ланка 3) залишається нерухомою, рухається ланка 1 (ведуча напівмуфта) та колодки 2, що відцентровими силами притискаються до внутрішньої поверхні ланки 3. В такому випадку кількість рухомих ланок становить $n = 2$ (ланки 1 і 2), кількість

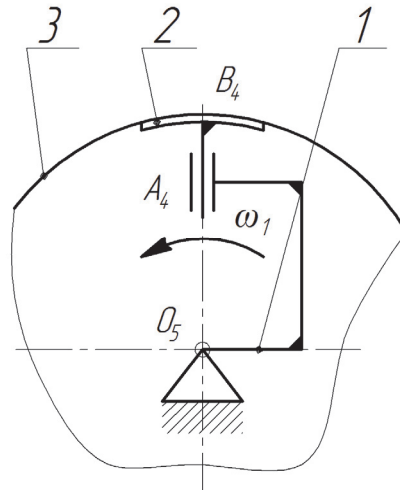


Рис. 4 – Структурна схема механізму базової муфти в період пуску

кінематичних пар п'ятого класу $P_5 = 1$ (O_5), кількість кінематичних пар четвертого класу $P_4 = 2$ (A_4, B_4).

Загальна кількість кінематичних пар:

$$P = P_5 + P_4 = 1 + 2 = 3. \quad (1)$$

Сума рухомостей кінематичних пар:

$$f = 1P_5 + 2P_4 = 1 \times 1 + 2 \times 2 = 5. \quad (2)$$

Кількість незалежних замкнених контурів механізму за формулою Гохмана [3]:

$$k = P - n = 3 - 2 = 1. \quad (3)$$

Єдиний контур механізму - $O_5A_4B_4O_5$.

Ступінь рухомості механізму за формулою Войня і Атанасіу [4]:

$$W = N - \sum r_i = 5 - 4 = 1, \quad (4)$$

де $N = 5$ – кількість однорухомих кінематичних пар (в даному випадку дорівнює сумі рухомостей).

$r = 4$ – ранг осей незалежного контура.

Кількість надлишкових зв'язків механізму муфти в період пуску за формулою Сомова-Малишева [3, 5]:

$$\begin{aligned} q_{CM} &= W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\ &= 1 + 5 \times 1 + 4 \times 2 + 3 \times 0 + 2 \times 0 + 0 - 6 \times 2 = 2 \end{aligned} \quad (5)$$

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озола [6]:

$$q_{O3} = W + 6k - f = 1 + 6 \times 1 - 5 = 2. \quad (6)$$

Таким чином кількість надлишкових зв'язків у механізмі муфти на початковому етапі її роботи:

$$q = q_{CM} = q_{O3} = 2. \quad (7)$$

Таблиця 1 - Метод уточнених формул та поконтурний метод для механізму за рис. 4

$n = 2$	f	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f''_x + f''_y + f''_z$
$P_5 = 1$	- 1	0 - 0 - 1	0 - 0 - 0
$P_4 = 1$	- 2	0 - 1 - 0	0 - 1 - 0
$P_4 = 1$	- 2	0 - 0 - 1	0 - 0 - 1
$k = 1$	+ 6	+ 1 + 1 + 1	+ 1 + 1 + 1
	+ 1	+ 1 0 - 1	+ 1 0 0
BAO		Замін немає	
$q - W = 1$		+ 1 0 - 1	+ 1 0 0
BAO		$O \downarrow A \quad OB \uparrow$	$O \downarrow A \quad B$

Коли муфта починає працювати в усталеному режимі, ланка 3 отримує рухомість і з'являється ще одна пара п'ятого класу – C_5 .

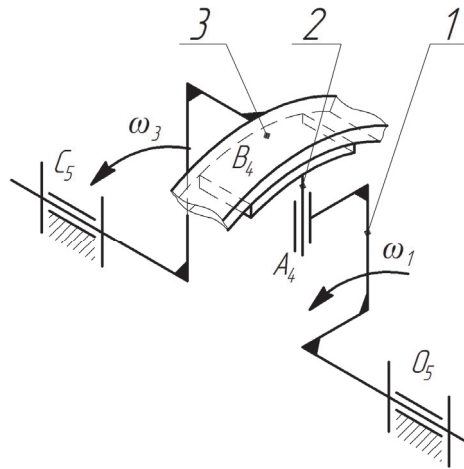


Рис. 5 – Структурна схема механізму муфти в період усталеної роботи

В такому випадку кількість рухомих ланок становить $n = 3$, кількість кінематичних пар п'ятого класу $P_5 = 2$ (O_5, C_5), кількість кінематичних пар четвертого класу $P_4 = 2$ (A_4, B_4).

Загальна кількість кінематичних пар:

$$P = P_5 + P_4 = 2 + 2 = 4.$$

Сума рухомостей кінематичних пар:

$$f = 1P_5 + 2P_4 = 1 \times 2 + 2 \times 2 = 6.$$

Кількість незалежних замкнених контурів механізму за формулою Гохмана:

$$k = P - n = 4 - 3 = 1.$$

Ступінь рухомості механізму за формулою Войня і Атанасіу:

$$W = N - \sum r_i = 6 - 4 = 2,$$

де $N = 6$ – кількість однорухомих кінематичних пар.

$r = 4$ – ранг осей незалежного контура.

В той же час ступінь рухомості механізму:

$$W = W_o + W_m = 1 + 1 = 2,$$

де $W_o = 1$ – основна рухомість механізму;

$W_m = 1$ – місцева рухомість ланки 3.

Кількість надлишкових зв'язків механізму муфти в період усталеної роботи за формулою Сомова-Малишева:

$$q_{CM} = W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = 2 + 5 \times 2 + 4 \times 2 + 3 \times 0 + 2 \times 0 + 0 - 6 \times 3 = 2$$

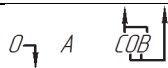
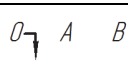
Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озола:

$$q_{O3} = W + 6k - f = 2 + 6 \times 1 - 6 = 2.$$

Таким чином кількість надлишкових зв'язків у механізмі муфти при усталеному режимі її роботи:

$$q = q_{CM} = q_{O3} = 2.$$

Таблиця 2 - Метод уточнених формул та поконтурний метод для механізму за рис. 5

$n = 3$	f	$f_x' + f_y' + f_z''$	$f_x'' + f_y'' + f_z'$
$P_5 = 2$	-2	0 - 0 - 2	0 - 0 - 0
$P_4 = 2$	-4	0 - 1 - 1	0 - 1 - 1
$k = 1$	+6	+1 + 1 + 1	+1 + 1 + 1
	0	+1 0 - 2	+1 0 0
<i>OABC</i>		<i>Замін немає</i>	
$q - W = 0$		+1 + 0 - 2	+1 + 0 + 0
<i>OABC</i>			

Таким чином, у всіх режимах роботи муфти її механізм не позбавлений 2 зайвих зв'язків, наявність яких і спричиняє нерівномірний знос колодок від наявності кутової неспіввісності між напівмуфтами.

Для зменшення кількості надлишкових зв'язків та підвищення довговічності фрикційної муфти можна запропонувати зменшення класу кінематичних пар механізму муфти, наприклад за рахунок сполучення колодок із ведучою напівмуфтою гнучкими елементами, наприклад сталевими канатами. На рис. 6 показана пропонована муфта, що складається із зовнішньої чашоподібної напівмуфти 1 з циліндричним отвором 2, встановленої всередині її внутрішньої напівмуфти 3, на якій встановлені колодки 4, що сполучені з внутрішньою напівмуфтою 3 гнучкими елементами 5, які закріплені у напівмуфті 3 та колодках 4 шарнірами 6 та 7. Колодки 4 мають можливість взаємодії своїми циліндричними фрикційними поверхнями 8 з циліндричним отвором 2 зовнішньої чашоподібної напівмуфти 1, а до напівмуфти 3 притягнуті пружинами 9. Пружини 9 які одним зі

своїх кінців закріплені на колодках 4, а іншим у напівмуфті 3, і в нерухомому стані забезпечують між зовнішньою поверхнею колодок 8 та отвором 2 напівмуфти 1 зазор z . Муфта в працює наступним чином (рис. 7). Ведучою є напівмуфта 3, яка, обертаючись в напрямку натягу гнучких ланок 5, спричиняє обертання колодок 4, які обертаючись разом із напівмуфтою 3, під дією відцентрової сили переміщуються в радіальному напрямку, натягуючи пружини 9, та притискаються своїми фрикційними поверхнями 8 до поверхні циліндричного отвору 2 зовнішньої чашоподібної напівмуфти 1, викликаючи силу тертя, яка створює момент тертя, що спричиняє обертання веденої зовнішньої чашоподібної напівмуфти 1. При цьому зазор z утворюється між колодками 4 та поверхнею напівмуфти 3.

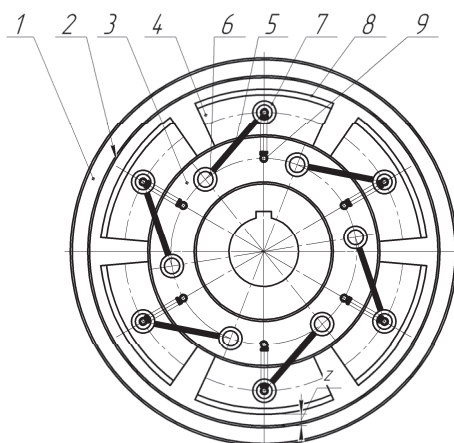


Рис. 6 – Конструктивна схема запропонованої муфти в нерухомому стані

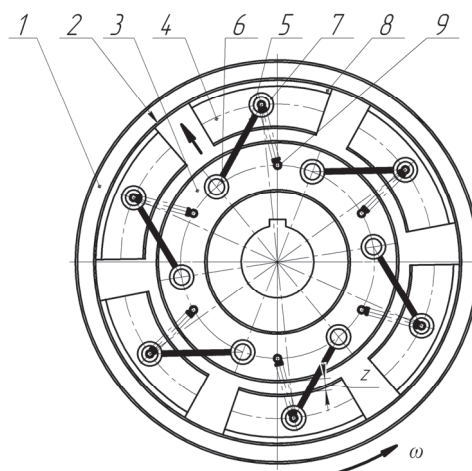


Рис. 7 – Конструктивна схема запропонованої муфти в період усталеної роботи

Виконаємо аналіз структури муфти з канатними елементами також для двох випадків – пускового та усталеного режиму роботи. На етапі пуску такої муфти аналогічно базовій муфті кількість рухомих ланок становить $n = 2$ (ланки 1 і 2), кількість кінематичних пар п'ятого класу $P_5 = 1$ (O_5) (рис. 8), кількість кінематичних пар четвертого класу $P_4 = 1$ (B_4). Гнучку ланку у вигляді каната вважатимемо за пропозицією проф. Л.М. Решетова [7] парою першого класу $P_1 = 1$ (A_1).

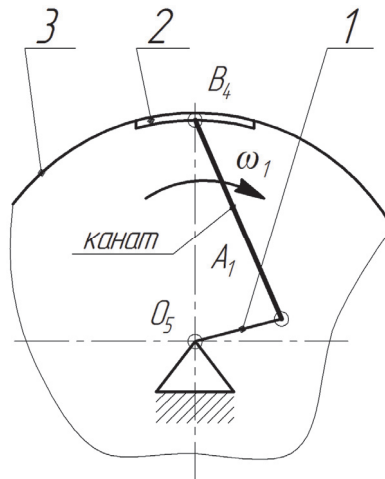


Рис. 8 – Структурна схема механізму пропонованої муфти в період пуску

Тоді загальна кількість кінематичних пар:

$$P = P_5 + P_4 + P_1 = 1 + 1 + 1 = 3.$$

Сума рухомостей кінематичних пар:

$$f = 1P_5 + 2P_4 + 5P_1 = 1 \times 1 + 2 \times 1 + 5 \times 1 = 8.$$

Кількість незалежних замкнених контурів механізму за формулою Гохмана:

$$k = P - n = 3 - 2 = 1.$$

Ступінь рухомості механізму за формулою Войня і Атанасіу:

$$W = N - \sum r_i = 8 - 6 = 2,$$

де $N = 8$ – кількість однорухомих кінематичних пар.

$r = 6$ – ранг осей незалежного контура.

Ступінь рухомості механізму становить:

$$W = W_o + W_m = 1 + 1 = 2,$$

де $W_o = 1$ – основна рухомість механізму;

$W_m = 1$ – місцева рухомість ланки 2.

Кількість надлишкових зв'язків механізму канатної муфти в період пуску за формулою Сомова-Малишева:

$$\begin{aligned} q_{CM} &= W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\ &= 2 + 5 \times 1 + 4 \times 1 + 3 \times 0 + 2 \times 0 + 1 - 6 \times 2 = 0 \end{aligned}$$


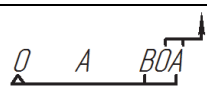
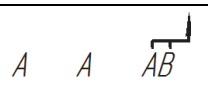
Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озола:

$$q_{O3} = W + 6k - f = 2 + 6 \times 1 - 8 = 0.$$

Таким чином кількість надлишкових зв'язків у механізмі канатної муфти при її пуску:

$$q = q_{CM} = q_{O3} = 0. \quad (9)$$

Таблиця 3 - Метод уточнених формул та поконтурний метод для механізму за рис. 8

$n = 3$	f	$f_x' + f_y' + f_z''$	$f_x'' + f_y'' + f_z'$
$P_5 = 1$	-1	0 - 0 - 1	0 - 0 - 0
$P_4 = 1$	-4	0 - 0 - 1	0 - 0 - 1
$P_1 = 1$	-5	0 - 1 - 1	-1 - 1 - 1
$k = 1$	+6	+1 + 1 + 1	+1 + 1 + 1
	-2	+1 - 0 - 2	0 - 0 - 1
$OABC$		1	
$q - W = -2$		+1 - 0 - 2	0 - 0 - 1
$OABC$			

Коли муфта починає працювати в усталеному режимі кількість кінематичних пар п'ятого класу становить $P_5 = 2$ (O_5, C_5), кількість кінематичних пар четвертого класу $P_4 = 1$ (B_4), кількість пар першого класу $P_1 = 1$ (A_1).

Загальна кількість кінематичних пар:

$$P = P_5 + P_4 + P_1 = 2 + 1 + 1 = 4.$$

Сума рухомостей кінематичних пар:

$$f = 1P_5 + 2P_4 + 5P_1 = 1 \times 2 + 2 \times 1 + 5 \times 1 = 9.$$

Кількість незалежних замкнених контурів механізму за формулою Гохмана:

$$k = P - n = 4 - 3 = 1.$$

Ступінь рухомості механізму за формулою Войня і Атанасіу:

$$W = N - \sum r_i = 9 - 6 = 3,$$

де $N = 9$ – кількість однорухомих кінематичних пар.

$r = 6$ – ранг осей незалежного контура.

Ступінь рухомості механізму становить:

$$W = W_o + W_m = 1 + 2 = 3,$$

де $W_o = 1$ – основна рухомість механізму;

$W_m = 2$ – місцеві рухомості ланок 2 та 3.

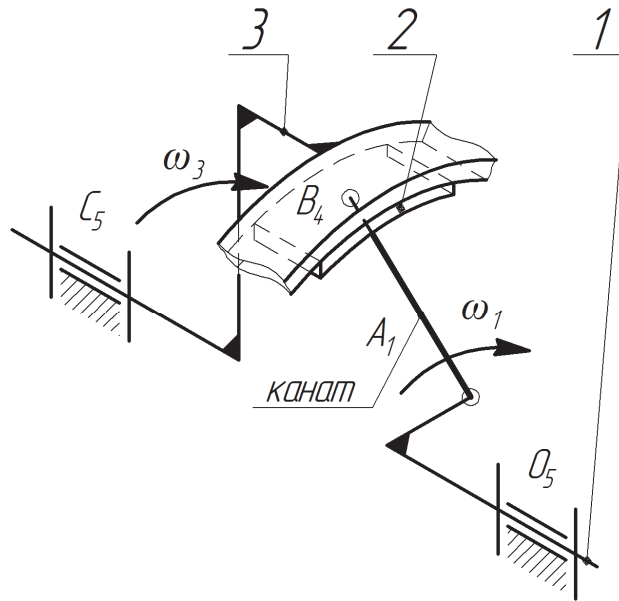


Рис. 9 – Структурна схема механізму пропанованої муфти в період усталеної роботи

Кількість надлишкових зв'язків механізму канатної муфти в період пуску за формулою Сомова-Малишева:

$$q_{CM} = W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = 3 + 5 \times 2 + 4 \times 1 + 3 \times 0 + 2 \times 0 + 1 - 6 \times 3 = 0$$

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озола:

$$q_{OZ} = W + 6k - f = 3 + 6 \times 1 - 9 = 0.$$

Таким чином кількість надлишкових зв'язків у механізмі канатної муфти при усталеному режимі її роботи:

$$q = q_{CM} = q_{OZ} = 0.$$

Таблиця 4 - Метод уточнених формул та поконтурний метод для механізму за рис. 9

$n = 3$	f	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f''_x + f''_y + f''_z$
$P_5 = 2$	-2	0-0-2	0-0-0
$P_4 = 1$	-2	0-0-1	0-0-1
$P_1 = 1$	-5	0-1-1	-1-1-1
$k = 1$	+6	+1+1+1	+1+1+1
	-3	+1-0-3	0-0-1
$OABC$		1	
$q - W = -3$		0-0-2	0-0-1
$OABC$			

Таким чином, за рахунок наявності в муфті удосконаленої конструкції канатних пружних елементів, у всіх режимах роботи муфти її механізм позбавлений зайвих зв'язків, що повинно стати причиною підвищення довговічності муфти при роботі в умовах неспіввісності.

В результаті виконаних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Відцентрові фрикційні муфти сепараторів характеризуються нерівномірним зносом їх фрикційних елементів через наявність у їх механізмах надлишкових зв'язків.

2. Надлишкові зв'язки призводять до чутливості муфти до кутових зміщень осей її напівмуфт, що і стає причиною нерівномірного зносу облицювань фрикційних накладок.

3. Показано, що зниження кількості надлишкових зв'язків можна досягти організацією сполучення седучої напівмуфти із колодками за рахунок гнучких ланок, наприклад сталевих канатів.

4. Запропоновано конструкцію муфти із канатними елементами, що сполучають ведучу напівмуфту з колодками та доведено, що механізм цієї муфти позбавлений надлишкових зв'язків.

Напрямки подальших досліджень:

1. Оцінка навантажувальної здатності фрикційних відцентрових муфт з канатними елементами.

2. Дослідження граничної компенсуючої здатності нової конструкції муфти.

3. Дослідження впливу жорсткості канатів на самоустановлення сполучених ним деталей муфти.

ЛІТЕРАТУРА

1. Овсянников М.К., Петухов В.А. Эксплуатационные качества судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1982. – 208 с.

2. Башуров Б.П., Скиба А.Н., Чебанов В.С. Функциональная надежность и контроль технического состояния судовых вспомогательных механизмов: Новороссийск: МГА им. адм. Ф.Ф. Ушакова, 2009. – 192 с.

3. Фролов К.В. Теория механизмов и машин / К.В. Фролов и др. – М.: Высшая школа, 2003. – 496 с.

4. Прикладная механика / Г.Б. Иосилевич, П.А. Лебедев, В.С. Стреляев. – М.: Машиностроение, 1985. – 576 с.

5. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 656 с.

6. Озол О.Г. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1984. – 432 с.

7. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы. – М.: Машиностроение, 1991. – 288 с.

8. Машиностроение. Энциклопедия. Ред. совет: И.В. Фролов (пред.) и др. - М.: Машиностроение. Динамика и прочность машин. теория механизмов и машин. Т. 1-3. В 2-х кн. Кн. 2 / А.В. Александров, Н.А. Алфутов, В.В. Астанин и др.; Под общ. ред. К.С. Колесникова. 1995. 624

УДК 621.891

Скрыпник В.С., к.т.н.

Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ТОРМОЗНЫХ ШКИВОВ ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ (ЧАСТЬ 2)

Аннотация. В материалах статьи проиллюстрировано и сделано анализ напряженно-деформированного состояния различных типов ободов тормозных шкивов ленточно-колодочных тормозов. Представлены численные величины температурных напряжений, градиентов суммарный напряжений ободов шкивов, из которых выделены температурные напряжения (как наибольшие) и предложены рекомендации для их снижения.

Анотація. У матеріалах статті проілюстровано і зроблено аналіз напружено-деформованого стану різних типів ободів гальмівних шківів стрічково-колодкових гальм. Представлені чисельні величини температурних напружень, градієнтів сумарних напружень ободів шківів, з яких виділені температурні напруження (як найбільші) і запропоновані рекомендації для їх зниження.

Abstract. We've illustrated and made analysis of stress-strain state for the various types of the rims of the brake pulley of the band-block brakes. We've presented numerical value of temperature stress, total stress gradients of the rims of the pulleys, including temperature stress (the largest), and we have proposed recommendations to reduce it.

Введение. В первой части материалов статьи: показано влияние напряженно-деформированного состояния тормозных шкивов на эффективность работы ленточно-колодочного тормоза, вызванное их энергонагруженностью; проанализированы различные виды охлаждения (естественное, вынужденное, кондуктивное и принудительное, применительно к различным типам конструкций тормозных шкивов; проиллюстрированы основные факторы, которые влияют на энергонагруженность фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок.

Постановка проблемы. Существуют задачи определения полей деформаций и напряжений и задач определения деформаций и напряжений в известных заранее точках и сечениях тормозного шкива [1]. Когда необходимо установить в элементах конструкции тормозного шкива наиболее напряженные точки и поперечные

сечения, и напряжения в них, получив в дальнейшем для расчета величин градиентов деформаций и напряжений, решают задачу определения полей деформаций и напряжений. Кроме того, указанную задачу необходимо решать и при оптимизации конструктивных параметров тормозного шкива по условиям прочности, жесткости и снижения металлоемкости, исходя из уменьшения момента инерции вращающегося шкива. Более того, распределение деформаций и напряжений в процессе фрикционного взаимодействия обода шкива с полимерными накладками, находящимися на тормозной лентке, постоянно изменяется.

Анализ последних исследований. Установлено, что имеющие исследования, относящиеся к оценке напряженного состояния серийных тормозных шкивов, в которые заложены механические концентраторы напряжений (сопряжение рабочей и нерабочей поверхности обода шкива, соответственно, с ребрами и крепежным выступом), а также определения температурных напряжений, и как следствие, суммарных напряжений [2, 3]. Однако не была затронута проблема оценки напряженного состояния различных типов тормозных шкивов (обод шкива не имеет реборд, биметаллический обод шкива, обод шкива имеет камеру для охлаждения, обод шкива имеет камеру, которая подключена к циркуляционному контуру теплоносителя и т.д.).

Нерешенные части общей проблемы. В завершении материала, касающегося напряженно-деформированного состояния тормозных шкивов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок, рассмотрена оценка интенсивности вынужденного воздушного охлаждения его ободов, теоретические основы оценки напряженного состояния тормозных шкивов и результаты расчетов его суммарных величин.

Основной материал. Известно, что в работе [4] была оценка интенсивности теплообмена металлических фрикционных элементов тормозных устройств и в дальнейшем коэффициентов распределения тепловых потоков между их парами трения. Однако не было установлено соотношение между полированной и матовой поверхностями шкива ленточно-колодочного тормоза.

Анализ интенсивности теплообмена от металлических элементов трения тормозных устройств показывает на то, что коэффициенты теплоотдачи α отличаются по модулю и закону изменения и зависят от линейной скорости обода тормозного барабана. Кроме того, матовые и полированная (рабочая) поверхности металлического элемента трения омываются различными по химическому составу и термодинамическим параметрам средами.

С указанных поверхностей металлического элемента трения осуществляется теплоотдача лучеиспусканием омывающему их

воздуху. Согласно закону Стефана-Больцмана коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием определяется из выражения:

$$\alpha_{Л} = \frac{c_{Л} \left[\left(\frac{T_H}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_B}{100} \right)^4 \right]}{T_H - T_B}, \quad (1)$$

где T_H – температура нагревания поверхностей металлического элемента трения, К; T_B – температура окружающей среды, К; $c_{Л}$ – коэффициент излучения, Вт/(м²·°К⁴).

Результаты расчета по формуле (1) представлены на рис. 1 а, б, из которых следует, что коэффициент $\alpha_{Л}$ увеличивается с повышением температуры.

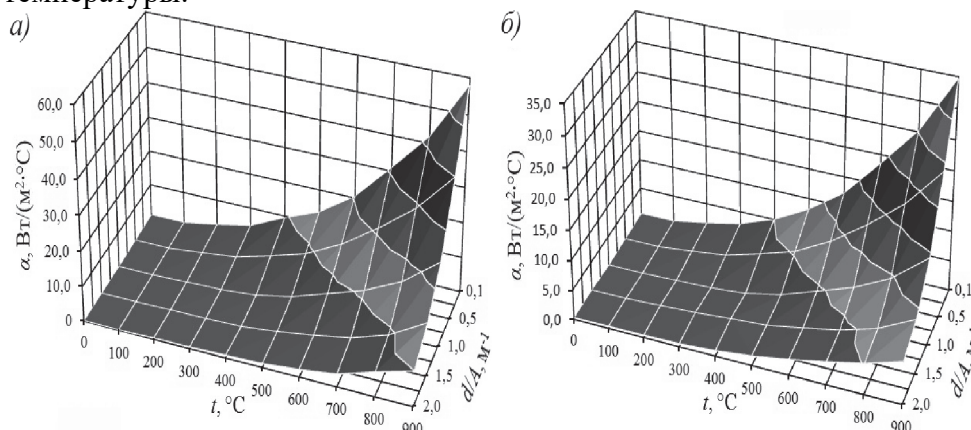


Рисунок 1 а, б – Зависимость коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{Л}$ лучеиспусканием матовых (а) и полированных (б) поверхностей металлических элементов трения от температуры нагревания t при различных значениях отношения диаметров поверхности трения к площадям поверхностей d/A

Установлено, что величина отношения коэффициентов излучения матовой поверхности к полированной должна быть равна отношению площадей охлаждаемой к нагреваемой поверхностей металлического элемента трения. По ее значению можно судить о наступлении металлического элемента установившегося теплового состояния.

В виде соотношений получаем:

для ленточно-колодочного тормоза
(тормозной шкив изготовлен из стали)

$$\frac{c_{ЛМ}}{c_{ЛП}} = \frac{5,0}{1,1512} = 3,31; \quad \frac{A_{охл}}{A_{нагр}} = \frac{2,767}{1,048} = 2,64. \quad (2)$$

Таблица 1 – Площади поверхностей теплообмена тормозного шкива ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки

Площади поверхностей, принимающих участие в различных видах теплообмена с окружающей средой, и боковая стенка фланца барабана лебедки, м ²				Масса (кг) элементов тормозного шкива:		
Площади поверхностей (м ²) тормозного шкива:			Площадь поверхностей (м ²) выступа обода шкива, которая стыкуется с фланцем барабана	обода	выступа	боковой стенки
полированная	маговая					
	внутренняя	наружная				
1,048*/0,091	1,405	0,73	0,541	324,48	31,98	72,54

*Примечание: Площадь рабочей поверхности тормозного шкива: в числителе – перекрываемой накладками, в знаменателе – не перекрываемой накладками

В данном случае рассматриваются площади поверхностей теплообмена тормозного шкива ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки У2-5-5 (табл. 1).

Расхождение между коэффициентами зависимости (2) составляет 23,0%. Уменьшить последнюю величину можно за счет оребрения нерабочей поверхности обода тормозного шкива.

Для расчета напряженно-деформированного состояния тормозного шкива использован метод решения научно-практических задач. Для последних при расчете и проектировании тормозных шкивов особенно эффективным является объединение компьютерного трехмерного параметрического моделирования и метода конечных элементов. Первое позволяет изменять конструктивные параметры тормозного шкива (толщину, ширину и внешний диаметр обода) без необходимости перестройки модели в целом, что позволяет устанавливать влияние указанных параметров на напряженно-деформированное состояние тормозного шкива с помощью метода конечных элементов. В основу последнего заложен критерий удельной потенциальной энергии формоизменения обода тормозного шкива согласно четвертой теории прочности [5]. Согласно этой теории опасное состояние (текучесть) в общем случае наступает тогда, когда удельная потенциальная энергия формоизменения достигает своего граничного значения. Последнее состояние определяется при простом растяжении элемента обода шкива в момент появления его текучести, т.е. при условии

$$u_3 = u_{3,m} \tag{3}$$

когда условие прочности записывается в виде

$$u_3 = [u_3]. \tag{4}$$

Предполагая, что закон Гука справедлив вплоть до наступления предельного состояния, можно потенциальную энергию

формоизменения в общем случае напряженного состояния записать в виде:

$$u_3 = \frac{1+\mu}{3E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)], \quad (5)$$

где μ – коэффициент Пуассона; E – модуль упругости; $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – составляющие нормального напряжения элемента обода шкива.

При простом растяжении в момент текучести ($\sigma_1 = \sigma_m, \sigma_2 = \sigma_3 = 0$) имеем

$$u_{3,m} = \frac{1+\mu}{3E} \cdot \sigma_m^2. \quad (6)$$

Следовательно, условие (3) после подстановки выражений (5) и (6) превращается в такое выражение:

$$\sqrt{[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)]} = \sigma_m, \quad (7)$$

или

$$\sqrt{0,5[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} = \tau_m. \quad (8)$$

Условие прочности будет следующим:

$$\sqrt{0,5[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \leq \sigma_m. \quad (9)$$

Следовательно, эквивалентное напряжение по четвертой теории прочности:

$$\sigma_{эквIV} = \sqrt{0,5[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}. \quad (10)$$

Следует отметить, что $\sigma_{эквIV}$ совпадает с выражением для интенсивности напряжений σ_u .

На основании вышеизложенного переходим к оценке напряженно-деформированного состояния тормозного шкива.

Согласно работы [6] рассмотрим термограммы и поля распределения напряжений энергонагруженных элементов различных типов тормозных шкивов (рис. 2 а, б, в, г – 7 а, б, в, г).

В табл. 2 представлены характеристики энергонагруженности и напряжений в зонах тормозных шкивов буровых лебедок. Проанализируем некоторые параметры из табл. 2. В каждой конструкции тормозных шкивов присутствуют два вида теплообмена, а именно, кондуктивный (в крепежный выступ, ребра жесткости реборды, а в шкивах с алюминиевой вставкой (рис. 4) и камерами для охлаждения (рис. 6 и 7) осуществляется теплообмен еще и в эти элементы) и конвективный (омывающим воздухом: матовых и полированных поверхностей шкива, в том числе, и внутренних поверхностей алюминиевой вставки и камеры охлаждения; водой и насыщенным водяным паром, находящимся в камере охлаждения,

Таблица 2 – Характеристики энергонагруженности и напряжений в зонах тормозных шкивов буровых лебедок

Особенности конструкций тормозных шкивов	Вид теплообмена	Объемные температурные градиенты, °С/мм	Концентраторы напряжений в зонах шкива, МПа	Напряжения в зонах шкива, МПа	
				механические	температурные
суммарные					
без реборд и с двумя ребрами, сопряженными с нерабочей поверхностью обода (рис. 2 а, б, в, г)	кондуктивный в крепежный выступ и ребра (зона I, III); конвективный омывающим воздухом (зона II)	3,5(зона I); 1,1 (зона II); 2,6 (зона III).	707,4 (зона V)	19,9 (зона IV)	707,4 (зона V)
с ребордой и ребром, сопряженными с поверхностями обода (рис. 3 а, б, в, г)	кондуктивный в крепежный выступ, ребра и реборду (зона I, III); конвективный омывающим воздухом (зона II)	2,9 (зона I); 0,77 (зона II); 1,37 (зона III).	756,1 (зона V)	27,6 (зона IV)	756,1 (зона V)
биметаллического тормозного шкива с ребордой, сопряженной с рабочей поверхностью обода, и алюминиевой цилиндрической вставкой с ребрами (рис. 4 а, б, в, г)	кондуктивный в крепежный выступ, реборду и алюминиевую вставку (зона I, II); конвективный омывающим воздухом	2,6 (зона I); 1,47 (зона II).	727,8 (зона IV)	25,5 (зона III)	727,8 (зона IV)
ребордами и четырьмя ребрами, сопряженными с поверхностями обода (рис. 5 а, б, в, г)	кондуктивный в крепежный выступ, реборды и ребра (зона I, III); конвективный омывающим воздухом (зона II)	3,6 (зона I); 1,0 (зона II); 1,4 (зона III).	804,1 (зона VII)	26,7 (зона IV); 21,6 (зона V); 25,4 (зона VI).	804,1 (зона VII)
с ребрами и со стенками камеры, в которой находится насыщенный водяной пар (рис. 6 д, е, ж, з)	кондуктивный в: крепежный выступ и реборду (зоны I, I'); реборду и стенку камеры (зоны III, III'); конвективный: водой и насыщенным водяным паром в камере; омывающим воздухом	4,66 (зона I); 3,04 (зона II); 4,66 (зона III); 3,37 (зона I'); 1,63 (зона II'); 3,37 (зона III').	1043,3 (зона VII); 602,4 (зона IX)	20,2 (зоны IV и IV');	1043,3 (зона VII)
с ребрами и циркулирующим теплоносителем (вода) в камере, сопряженными с поверхностями обода (рис. 7 а, б, в, г)	кондуктивный в: крепежный выступ и реборду (зона I); реборду и стенку камеры (зона III); конвективный: циркулирующей водой в камере; омывающим воздухом	6,3 (зона I); 4,87 (зона II); 6,3 (зона III).	1072,1 (зона VII); 651,6 (зона IX)	35,3 (зона VI и VI');	1072,1 (зона VII)

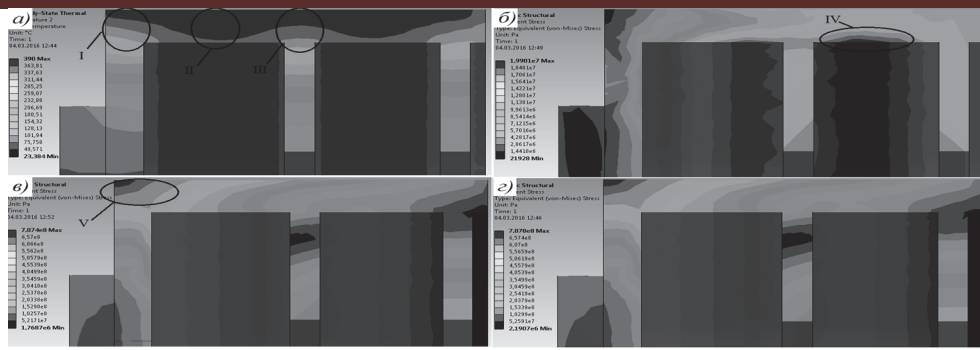


Рисунок 2 а, б, в, г – Термограммы (а); механические (б), температурные (в) и суммарные (г) напряжения в энергонагруженных элементах тормозного шкива без реборд и с двумя ребрами, сопряженными с нерабочей поверхностью обода

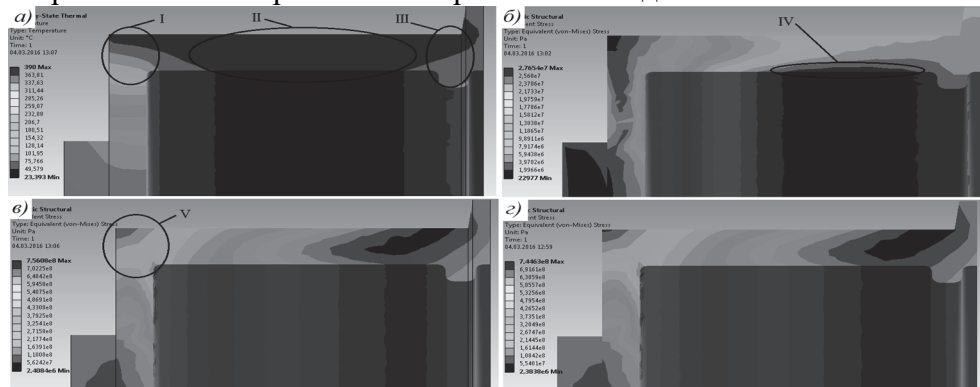


Рисунок 3 а, б, в, г – Термограммы (а); механические (б), температурные (в) и суммарные (г) напряжения в энергонагруженных элементах тормозного шкива с ребордой и ребром, сопряженными с поверхностями обода

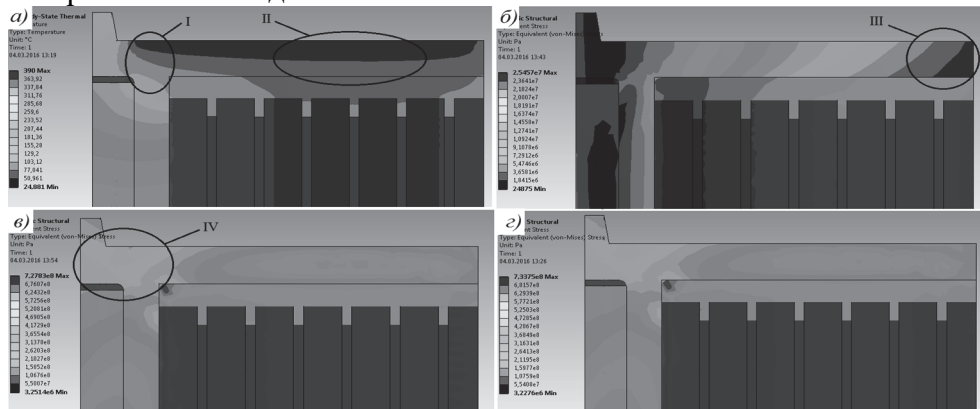


Рисунок 4 а, б, в, г – Термограммы (а); механические (б), температурные (в) и суммарные (г) напряжения в энергонагруженных элементах биметаллического тормозного шкива с ребордой, сопряженной с рабочей поверхностью обода, и с алюминиевой вставкой с ребрами

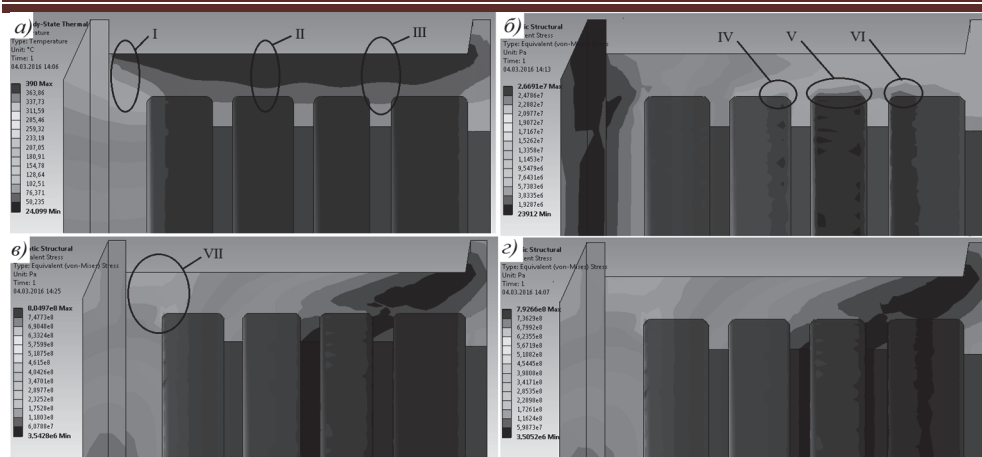


Рисунок 5 а, б, в, г – Термограммы (а); механические (б), температурные (в) и суммарные (г) напряжения в энергонагруженных элементах тормозного шкива с ребрами и четырьмя ребрами, сопряженными с поверхностями обода

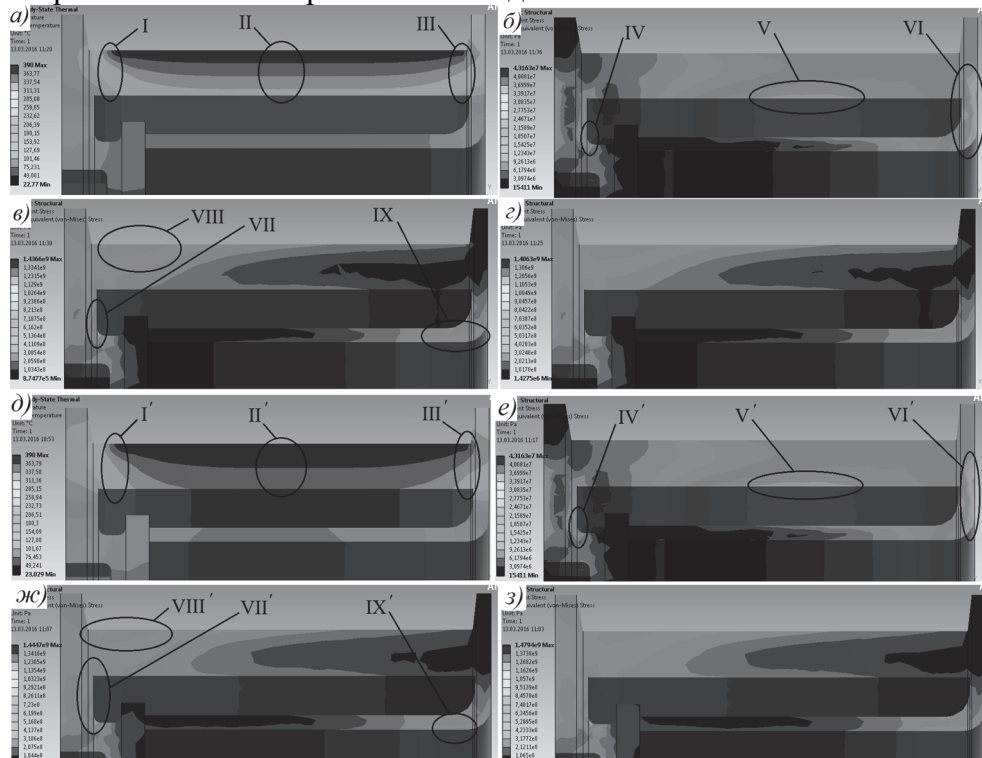


Рисунок 6 а, б, в, г, д, е, ж, з – Термограммы (а, д) механическое (б, е), температурные (в, ж) и суммарное (г, з) напряжения в энергонагруженных элементах тормозного шкива с ребрами и с камерами, сопряженными с поверхностями его обода (теплоноситель: а, б, в, г – вода; д, е, ж, з – влажный насыщенный водяной пар)

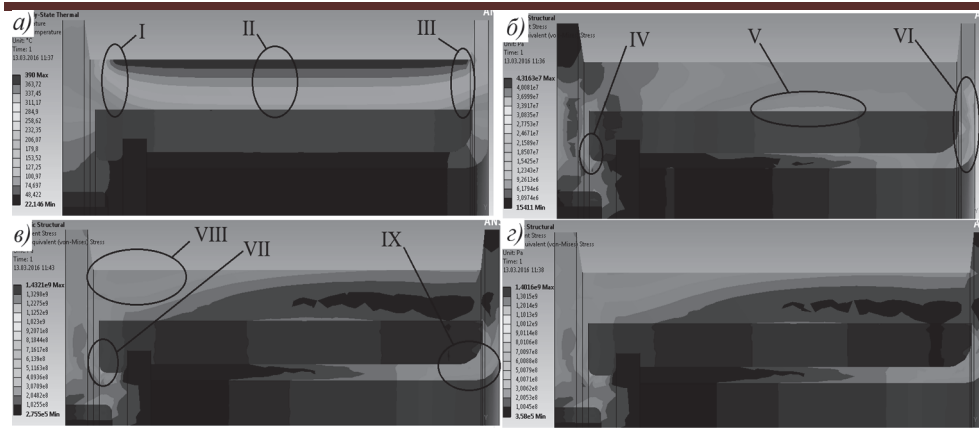


Рисунок 7 а, б, в, г – Термограммы (а) механическое (б), температурные (в) и суммарное (г) напряжения в энергонагруженных элементах тормозного шкива с ребрами и с циркулирующим теплоносителем (вода) в камере, сопряженной с поверхностями обода

нерабочих поверхностей обода шкива (рис. 6); циркулирующим теплоносителем в камере (рис. 7)).

Максимальный температурный градиент наблюдался в конструкции шкива с циркулирующим теплоносителем в камере охлаждения (зоны I и III – $6,3^{\circ}\text{C}/\text{мм}$, рис. 7 а). Объясняется это тем, что в этих зонах кроме вынужденной конвекции циркулирующей водой в камере происходит: отвод теплоты в реборду и через боковые поверхности камеры охлаждения в крепежный выступ и фланец барабана кондуктивным теплообменом (зона I); отвод теплоты в правую реборду и в боковую поверхность камеры охлаждения с помощью кондуктивного теплообмена и охлаждение их омывающим воздухом с другой ее стороны (зона III). Охлаждение зоны II происходит только с помощью принудительной конвекции водой, циркулирующей в камере охлаждения.

Основным требованием к циркуляционной системе, которой отвечают термограммы и поля напряжений (рис. 7 а, б, в, г) энергонагруженного тормозного шкива является то, что теплоноситель должен нагреваться одновременно с его ободом в процессах фрикционного взаимодействия пар трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки при спуске колоны бурильных труб в скважину. При использовании в циркуляционной системе проточного теплоносителя возникает большой температурный градиент между его слоями и нерабочей поверхностью обода шкива, и как следствие, зарождение и развитие микротрещин на рабочей поверхности обода тормозного шкива.

Следует также отметить шкивы с камерами охлаждения, в которых находится вода (рис. 6 а) и насыщенный водяной пар (рис. 6 д). В этих конструкциях также наблюдается большие объемные

температурные градиенты (3,37-4,66°C/мм) из-за дополнительного конвективного охлаждения. Наличие развитых поверхностей теплообмена на нерабочих поверхностях обода шкива (в виде ребер жесткости) (рис. 2 а – 5 а), обеспечивают интенсивный конвективный теплообмен, и, следовательно, заметно влияет на градиенты температур.

Минимальный температурный градиент был в шкиве с ребордой и ребром, сопряженными с его поверхностями (зона II – 0,77°C/мм, рис. 3 а). В этой зоне толщина обода быстро нагревается, в связи с тем, что его нерабочая поверхность охлаждается только конвективным охлаждением, т.е. омывающим воздухом.

Во всех конструкциях шкивов изначально заложены зоны концентраторов напряжений, которые существенно влияют на общее напряженно-деформируемое состояние. В первых четырех конструкциях тормозных шкивов (рис. 2 в – 5 в) эти зоны наблюдаются в защемленном крае обода, в местах крепежного выступа и реборды (если она есть в конструкции). При действии температуры 390°C на рабочую поверхность обода шкива незащемленный правый край нагревается и расширяется вверх и прогибается на защемленном левом крае. В двух последних конструкциях концентраторы напряжений возникают в левой и правой стенке камеры охлаждения (зоны VII и IX, рис. 6 в – 7 в). Это объясняется также расширением вверх обода тормозного шкива на незащемленном крае, с которым также расширяется тонкая камера охлаждения.

Что касается механических напряжений, то все они возникают от действия удельных нагрузок (1,2 МПа). Незащемленный правый край обода прогибается во внутрь, и при этом его внутренние слои расширяются. Зоны возникновения максимальных механических напряжений объясняются наличием ребер жесткости на нерабочей поверхности обода шкива. Максимальные механические напряжения возникают в конструкции с циркулирующим теплоносителем в камере (зона VI – 35,3 МПа, рис. 7 б), а минимальные – в конструкции без реборд и с двумя ребрами, сопряженными с нерабочей поверхностью обода (зона IV – 19,9 МПа, рис. 2 б).

Зоны максимальных температурных напряжений отвечают зонам концентраторов напряжений. Максимальные напряжения опять же наблюдаются в конструкции с циркулирующим теплоносителем в камере из-за конструктивных особенностей обода (зона VII – 1072,1 МПа, рис. 7 в). Минимальные температурные напряжения возникают в самой конструкции тормозного шкива без реборд (зона V – 707,4 МПа, рис. 2 в).

Из-за большей разницы значений между механическими и температурными напряжениями картина при действии суммарных напряжений у всех конструкциях шкивов почти не отличается от

действия поверхностной и объемной температуры на напряжения. Поскольку температурные напряжения превышают в десятки раз механические, суммарные напряжения (последний столбец в табл. 2) по значению такие же, как и температурные. Вышеуказанное позволяет утверждать, что основные напряжения возникают от действия температурных нагрузений.

Анализ всего вышесказанного позволяет сделать следующие рекомендации:

– недостатком конструкций тормозных шкивов с камерами охлаждения является то, что нерабочая поверхность обода очень быстро охлаждается, в результате чего возникают большие градиенты температур ($3,04-6,3^{\circ}\text{C}/\text{мм}$) и следовательно зарождаются микротрещины в ободах. Поэтому не рекомендуется интенсивно охлаждать нерабочую поверхность обода шкива;

– наличие реборд, ребер жесткости и крепежного выступа интенсифицирует механические и температурные напряжения, возникающие при энергонагрузении тормозного шкива. С другой стороны крепежный выступ является обязательным в конструкции, а реборды и ребра позволяют качественнее охлаждать поверхности обода шкива, поэтому рекомендуется делать переходные скругленные поверхности в зонах сопряжения с ними;

– рекомендуется использовать конструкции шкива с ребордой и ребрами жесткости (рис. 3 и 5 а, б, в, г), поскольку в этих конструкциях низкий градиент температур ($0,77-1,0^{\circ}\text{C}/\text{мм}$) и небольшие температурные напряжения ($756,1-804,1\text{МПа}$). Низкий градиент температур не приводит к возникновению сетки микротрещин, а ребра в этих конструкциях не являются основными концентраторами напряжений, и, в свою очередь, они делают конструкцию тормозного шкива жесткой.

Выводы. Таким образом, проиллюстрировано и сделано анализ напряженно-деформированного состояния различных типов ободов тормозных шкивов ленточно-колодочных тормозов. Представлены численные величины температурных напряжений, градиентов суммарных напряжений ободов шкивов, из которых выделены температурные напряжения (как наибольшие) и предложены рекомендации для их снижения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пригоровский Н. И. Методы и средства определения полей деформаций и напряжений / Н. И. Пригоровский: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 248с.

-
2. Ленточно-колодочные тормозные устройства. Монография (научное издание) в 2 т. Т.2 / Н. А. Вольченко, Д. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. – Кубанский государственный технологический университет. - Краснодар, Ивано-Франковск, 2013. - 441 с.
 3. Трибология / А. И. Вольченко, М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко [и др.]. – Киев-Краснодар: Изд-во «Плай», 2015. – 371с.
 4. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, В. С. Скрыпник [и др.]. – Баку: Апострофф, 2016. – 312с.
 5. Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин. 4-е изд., перераб. и доп. / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр. М.:Машиностроение, 1993. – 641 с.
 6. Скрыпник В. С. Напряженно-деформированное состояние тормозных шкивов ленточно-колодочного тормоза (часть 1)/ В. С. Скрыпник. – Научно-техн. і виробн. журнал: ОНПУ, №2, 2016. – С.

УДК 621.873

Ромасевич Ю.О., д.т.н.; Ловейкін В.С., д.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

СИНТЕЗ КВАЗІОПТИМАЛЬНОГО ЗА ШВИДКОДІЄЮ КЕРУВАННЯ РУХОМ ВАНТАЖОПІДЙОМНОГО КРАНА. ЧАСТИНА 1

Анотація. В роботі наведено розв'язок задачі квазіоптимального за швидкодією керування рухом крана із вантажем на гнучкому підвісі на основі її зведення до задачі математичного програмування. Для різних величин частоти власних коливань вантажу на гнучкому підвісі виконано моделювання руху крана та встановлено вплив цього параметра на тривалість руху крана. Встановлено зменшення термінальних та інтегральних небажаних динамічних показників крана при переході від оптимального до квазіоптимального за швидкодією керування його рухом.

Ключові слова: вантажопідійомний кран, квазіоптимальне керування, динамічні навантаження, швидкодія.

Аннотация. В работе приведено решение задачи квазиоптимального по быстродействию управления движением крана с грузом на гибком подвесе на основании ее сведения к задаче математического программирования. Для разных величин частоты собственных колебаний груза на гибком подвесе выполнено моделирование движения крана и установлено влияние этого параметра на длительность движения крана. Установлено уменьшение терминальных и интегральных нежелательных динамических показателей крана при переходе от оптимального к квазиоптимальному по быстродействию управлению его движением.

Ключевые слова: грузоподъемный кран, квазиоптимальное управление, динамические нагрузки, быстродействие.

Abstrakt. Das Papier zeigt die Lösung des Problems der quasi-optimalen Zeitsteuerung durch den Kran mit Ladungsbewegung auf einer flexiblen Aufhängung auf der Grundlage seiner Aufmerksamkeit auf das Problem der mathematischen Programmierung. Für verschiedene Werte der Frequenz der Eigenschwingungen der Last auf einer flexiblen Aufhängung simuliert Kranbewegungen und dem Einfluß dieser Parameter auf die Länge des Kranbewegung gesetzt. Der Rückgang unerwünschte Terminal und integrierte dynamische Leistung des Krans während des Übergangs von optimal auf seine quasi-optimale Performance Motion Control.

Stichwort: Kran, quasi eine optimale Steuerung, dynamische Last, Geschwindigkeit.

Постановка проблеми.

Велика кількість вантажопідійомних кранів працюють в умовах інтенсивних вантажопотоків. До таких кранів, наприклад, можна віднести портові перевантажувачі. Зменшення тривалості циклу переміщення вантажів для таких кранів є бажаним. Тому для керування рухом кранами доцільно використовувати оптимальне за швидкодією керування, яке, як відомо, має релейний вигляд. Це викликає додаткові динамічні навантаження і, як наслідок, знижує надійність вантажопідійомної машини. Для зменшення динамічних зусиль при одночасно високій продуктивності роботи крана необхідно синтезувати квазіоптимальне керування його рухом.

Аналіз останніх досліджень та публікацій.

Для знаходження оптимального за швидкодією керування рухом крана з вантажем на гнучкому підвісі широке використання отримав принцип максимуму [1-6], який дає лише якісну інформацію про вид функції керування. Для визначення моментів перемикання керуючого впливу (переходу від максимального керування до мінімального) в роботах Герасімяка Р.П. [1] та його учнів [2-4] розв'язані системи трансцендентних алгебраїчних рівнянь. В роботі Григорова О.В. [5], крім того, враховано обмеження на швидкість і прискорення крана, а також відхилення каната з вантажем від вертикалі. Для визначення моментів перемикання керування в роботі [5] проведено аналіз фазових траєкторій, що описують коливний рух вантажу на канаті.

В роботі [7] досліджено динамічні навантаження, що виникають в пружних елементах механізму повороту баштового вантажопідійомного крана при реалізації оптимального за швидкодією розгону системи. На основі проведених досліджень запропоновано змінювати керуючу функцію (приводний момент) по експоненті і встановлено вплив постійної часу експоненти на коефіцієнт динамічності механізму. Такий підхід дозволяє значно знизити динамічні навантаження в кранових механізмах.

Більшість робіт закордонних дослідників, у яких розв'язані задачі синтезу оптимального керування рухом механізмів вантажопідійомних кранів, використовують методи синтезу лінійно-квадратичних регуляторів [8-10]. Суть такого підходу полягає в тому, що систему "кран-вантаж" представляють у вигляді об'єкта регулювання, в якому необхідно забезпечити відсутність коливань вантажу відносно точки його підвісу. Ці дослідження дозволили отримати оптимальні закони регулювання руху механізму пересування крана.

У розглянутих роботах відсутній розв'язок задачі синтезу квазіоптимального програмного керування, при якому вдається досягти значної швидкості руху системи "кран-вантаж" з одночасним зменшенням динамічних навантажень в елементах крана.

Постановка мети і задач дослідження.

Метою дослідження є синтез та дослідження квазіоптимального за швидкодією керування рухом крана з вантажем на гнучкому підвісі. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: 1) виконати синтез квазіоптимального за швидкодією керування рухом крана з вантажем на гнучкому підвісі; 2) дослідити динаміку руху крана з вантажем на гнучкому підвісі при реалізації квазіоптимального за швидкодією керування.

Виклад основного матеріалу.

Для досліджень прийємо двомасову динамічну модель крана з вантажем на гнучкому підвісі, яка зображена на рис. 1.

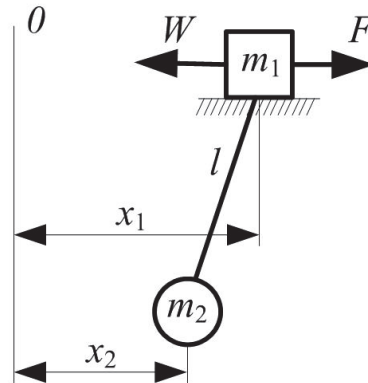


Рисунок 1 – Динамічна двомасова модель системи "кран-вантаж"

Модель вибрана через те, що дозволяє провести дослідження низькочастотних коливань вантажу на гнучкому підвісі без врахування високочастотних коливань кранової металоконструкції і його привода. Модель, яка зображена на рис. 1, часто використовується в динамічних розрахунках кранів.

Після лінеаризації диференціальних рівнянь руху динамічної системи, яка зображена на рис. 1, вони набудуть такого вигляду:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \ddot{x}_2 = F - W \operatorname{sign} \dot{x}_1; \\ \ddot{x}_2 + \frac{g}{l} (x_2 - x_1) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де m_1 – приведена до поступального руху маса крана і його приводу; m_2 – маса вантажу; x_1, x_2 – координати центрів мас відповідно крана і вантажу; g – прискорення вільного падіння; l – довжина гнучкого підвісу, F – тягове або гальмівне зусилля, що діє на кран; W – приведена сила опору переміщенню крана. Будемо вважати, що при переміщенні крана протягом розгону (гальмування) швидкість крана не змінює свій знак, тобто $\operatorname{sign} \dot{x}_1 = 1$.

Для подальшого розгляду прийємо оптимальне за швидкодією керування рухом крана, яке знайдено в роботах [1, 3, 5, 6]:

$$F_{\text{opt}} = \begin{cases} F_{\text{max}}, & 0 \leq t < \tilde{t}_1; \\ F_{\text{min}}, & \tilde{t}_1 \leq t < \tilde{t}_1 + \tilde{t}_2; \\ F_{\text{max}}, & \tilde{t}_1 + \tilde{t}_2 \leq t < \tilde{t}_1 + \tilde{t}_2 + \tilde{t}_3, \end{cases} \quad (2)$$

де $\tilde{t}_1, \tilde{t}_2, \tilde{t}_3$ – тривалість відповідно першого, другого і третього етапів розгону крана при оптимальному керуванні; F_{max} та F_{min} – максимальне та мінімальне значення приводного зусилля, яке визначається переважувальною здатністю електроприводу та характеристиками силового частотного перетворювача, що виступає у ролі джерела його живлення.

Сутність керування рухом системою "кран-вантаж" полягає у тому, що функція керування (2) має розриви – стрибкоподібні переходи від максимального до мінімального значення і навпаки. Це призводить до виникнення навантажень у елементах крана (валах, муфтах, металоконструкції) і викликає підвищенні енергозатрати. Крім того, оскільки значення F_{min} є від'ємним, то на другому етапі розгону системи напрямок потоку енергії змінюється на протилежний – механічна енергія системи перетворюється у електричну і віддається у мережу. Для практичної реалізації цієї можливості сучасні керовані електричні приводи обладнують зворотнім інвертором, який ускладнює електропривод крана та підвищує його вартість.

Для усунення цього недоліку перейдемо до квазіоптимального за швидкістю керування, яке описується наступною залежністю:

$$F_{\text{quasi-opt}} = \begin{cases} F_{\text{max}}, & 0 \leq t < t_1; \\ 0, & t_1 \leq t < t_1 + t_2; \\ F_{\text{max}}, & t_1 + t_2 \leq t < t_1 + t_2 + t_3, \end{cases} \quad (3)$$

де t_1, t_2 та t_3 – тривалість відповідно першого, другого і третього етапів розгону крана при квазіоптимальному керуванні. Запропоноване керування не має вказаного недоліку: на другому етапі розгону системи електродвигун вимкнений.

Квазіоптимальне керування рухом крана повинно усувати коливання вантажу на гнучкому підвісі в момент виходу крана на номінальну швидкість, що відповідає наступним рівнянням:

$$\begin{cases} \dot{x}_1(t_1 + t_2 + t_3) = v_{\text{ном}}; \\ \ddot{x}_2(t_1 + t_2 + t_3) = \ddot{x}_2(t_1 + t_2 + t_3) = 0, \end{cases} \quad (4)$$

де $v_{\text{ном}}$ – номінальна швидкість руху крана з вантажем в кінці розгону. Для знаходження швидкості руху крана, а також прискорення і ривка вантажу в момент часу $t_1+t_2+t_3$ необхідно три рази проінтегрувати систему диференціальних рівнянь (1) для кожного "куска" функції $F_{\text{quasi-opt}}$. При цьому початкові умови для першого етапу руху системи "кран-вантаж", який відповідає першому "куску" функції $F_{\text{quasi-opt}}$,

приймаються рівними нулю (розглядається рух системи "кран-вантаж" зі стану спокою). В загальному випадку для всіх трьох етапів руху динамічної системи "кран-вантаж" початкові умови руху мас поточного етапу є кінцевими умовами руху мас на попередньому етапі. Не будемо наводити результати описаних розрахунків оскільки вони мають значний об'єм.

В результаті проведених розрахунків отримані вирази швидкості руху крана, а також прискорення і ривка вантажу в момент часу $t_1+t_2+t_3$ і сформована система рівнянь (4). Таким чином, знайшовши невідомі значення t_1 , t_2 і t_3 з системи трансцендентних рівнянь (4), можна забезпечити усунення коливань вантажу у кінці розгону крана. Однак, з поміж усіх розв'язків необхідно вибрати один – той, що забезпечує мінімальну тривалість розгону крана. У результаті ми прийшли до задачі математичного програмування – необхідно знайти мінімум функції:

$$\sum_{i=1}^3 t_i \rightarrow \min \quad (5)$$

при виконанні обмежень у вигляді рівностей (4) та нерівностей:

$$t_i \geq 0, \quad i = 1, 2, 3. \quad (6)$$

Зазначимо, що цю задачу на умовний мінімум можна звести до задачі дослідження на мінімум наступної функції:

$$\sum_{i=1}^3 t_i^2 + (\dot{x}_1(t_1+t_2+t_3) - v_{ном})^2 + \ddot{x}^2(t_1+t_2+t_3) + \ddot{x}_2^2(t_1+t_2+t_3) \rightarrow \min. \quad (7)$$

без врахування обмежень (4). Задачу (4)-(6) або (7) зручно розв'язати за допомогою методу рою часточок [11], оскільки він дозволяє знайти глобальний екстремум функції при врахуванні обмежень.

Для ілюстрації динаміки руху системи протягом розгону наведемо графіки функцій (рис. 2), які були отримані в результаті розв'язання задачі (4)-(6) при наступних параметрах: $m_1=100000$ кг; $m_2=50000$ кг; $l=12$ м; $v_{ном}=1,5$ м/с; $W=14700$ Н; $F_{max}=100000$ Н. На рис. 2 графіки сірого кольору відповідають відомому оптимальному за швидкодією керуванню, а чорного – знайденому квазіоптимальному керуванню рухом крана. Динамічна складова зусилля, що діє на кран, на рис. 2 показано у одиницях від F_{max} . З рис. 2 випливає, що на другому етапі руху системи на кран діє лише зусилля W (двигун при цьому вимкнений). Однією з переваг квазіоптимального керування є відсутність зміни знака функції потужності (рис. 2, б). Це дозволяє «пом'якшити» динамічну на енергетичну напруженість роботи системи протягом пуску (або гальмування). З рис. 2, в випливає і те, що максимальне відхилення канату з вантажем від вертикалі при квазіоптимальному керуванні зменшується.

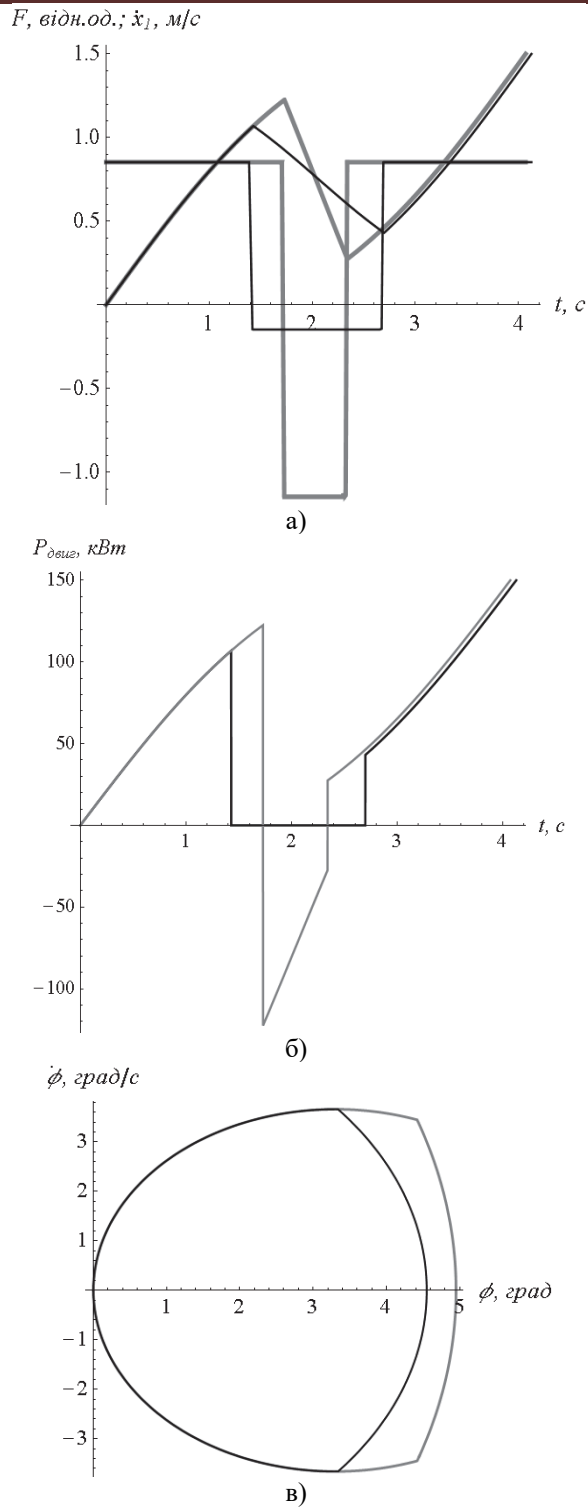


Рисунок 2 – Графіки руху системи: а) швидкість та динамічна складова рушійного зусилля, що діє на кран; б) фазовий портрет коливань вантажу на гнучкому підвісі; в) потужність приводного двигуна

З рис. 2, а видно, що квазіоптимальне керування викликає незначне збільшення тривалості розгону. Для впливу головного параметра системи – частоти власних коливань вантажу на гнучкому підвісі λ – на збільшення тривалості перехідного процесу руху крана ΔT були проведені чисельні розрахунки, результати яких подані у вигляді графіка (рис. 3).

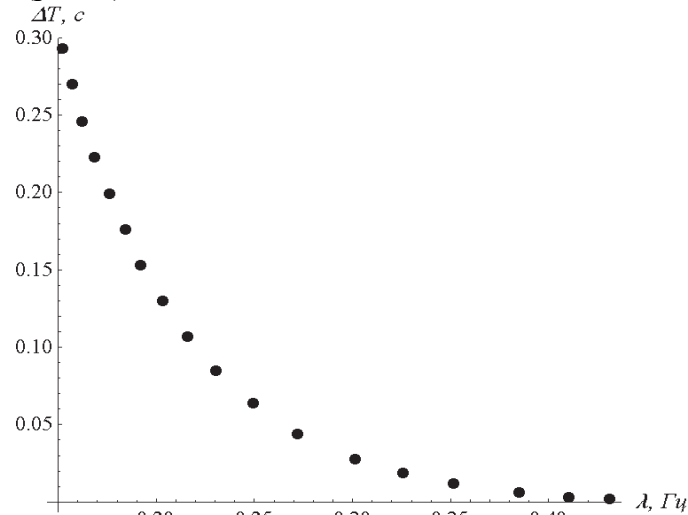


Рисунок 3 – Графік залежності ΔT від λ

З рис. 3 випливає, що при значних λ різниця між тривалістю розгону при оптимальному та квазіоптимальному керуванні практично відсутня. Наприклад, при параметрах системи $m_1=100000$ кг, $m_2=50000$ кг та $l=2$ м величина ΔT рівна лише 0,002 с. Однак, зі зменшенням λ тривалість руху системи при квазіоптимальному керуванні зростає.

Для оцінки динамічної навантаженості металоконструкції крана при дії квазіоптимального за швидкодією керування використаємо у дослідженні тримасову динамічну модель крана, яка враховує пружні поперечні коливання мостових балок крана (рис. 4).

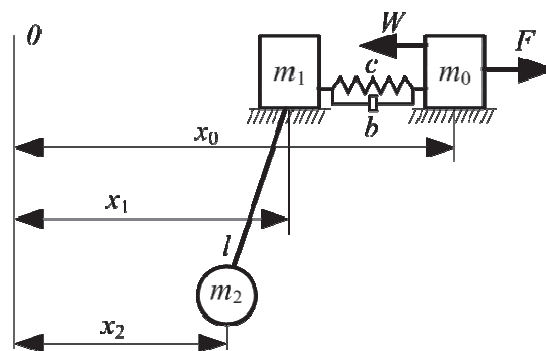


Рисунок 4 – Динамічна тримасова модель системи "кран-вантаж"

На рис. 4 введені наступні позначення: c – зведене значення пружності кранових балок в поперечному напрямку; b – зведене значення коефіцієнта дисипації кранових балок в поперечному напрямку; m_0, m_1, m_2 – зведені до поступального руху маси крана, кранового візка і вантажу відповідно; x_0, x_1, x_2 – узагальнені координати відповідних мас. Інші позначення аналогічні прийнятим на рис. 1. Рух динамічної моделі, яка зображена на рис. 4, описується системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{x}_0 + c(x_0 - x_1) + b(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) = F - W \operatorname{sign} \dot{x}_0; \\ m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \frac{g}{l}(x_1 - x_2) = c(x_0 - x_1) + b(\dot{x}_0 - \dot{x}_1); \\ \ddot{x}_2 + \frac{g}{l}(x_2 - x_1) = 0. \end{cases} \quad (8)$$

Розв’язок системи диференціальних рівнянь (8) при нульових початкових умовах та за умови, що $F = F_{\text{quasi-opt}}$ дозволив побудувати графіки функцій зусиль у кранових балках. Графіки, що зображені на рис. 5, побудований при тих же параметрах, що і графіки на рис. 2. Інші параметри прийнятими такими: $b = 1,1 \cdot 10^4$ Н·с/м, $c = 6,9 \cdot 10^7$ Н/м, $m_0 = 3 \cdot 10^4$ кг, $m_1 = 7 \cdot 10^4$ кг. Графік сірого кольору відповідає оптимальному керуванню (2), а чорного – квазіоптимальному керуванню (3).

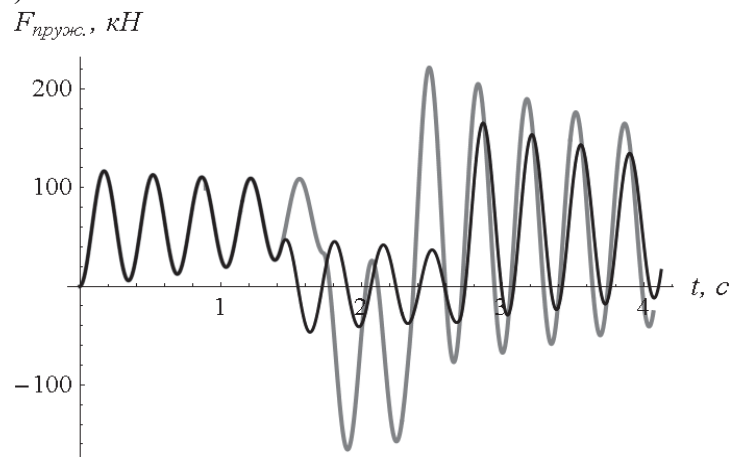


Рисунок 5 – Графіки зусиль у кранових балках при оптимальному та квазіоптимальному за швидкодією керуванні

З рис. 5, видно, що дія квазіоптимального керування дозволяє зменшити максимальні зусилля у кранових балках у 1,34 рази, а для від’ємних значень кранових балок у 3,55 рази. Крім того, було визначено показник відношень середньоквадратичних значень зусиль у балках при різних керуваннях:

$$I = \sqrt{\frac{\frac{1}{\tilde{t}_1 + \tilde{t}_2 + \tilde{t}_3} \int_0^{\tilde{t}_1 + \tilde{t}_2 + \tilde{t}_3} (F_{\text{бал}}^{\text{optimal}})^2 dt}{\frac{1}{t_1 + t_2 + t_3} \int_0^{t_1 + t_2 + t_3} (F_{\text{бал}}^{\text{quasi-optimal}})^2 dt}}, \quad (9)$$

де $F_{\text{бал}}^{\text{optimal}}$ и $F_{\text{бал}}^{\text{quasi-optimal}}$ – функції, які описують зміну зусиль в кранових балках при оптимальному (2) та квазіоптимальному керуванні (3) відповідно. Показник (9) для динамічної системи, яка використана у рамках даного дослідження, рівний 1,94. Ці данні підтверджують попередньо зроблений висновок стосовно значного зниження рівня динамічної навантаженості кранової металокопструкції при дії квазіоптимального за швидкодією керуванні рухом крана.

Висновки

В роботі синтезовано квазіоптимальний за швидкодією закон керування рухом крана із вантажем на гнучкому підвісі, який дозволяє у 1,34-3,55 рази зменшити динамічні навантаження, які виникають у крановій металокопструкції. При цьому потужність при реалізації квазіоптимального керування не змінює свій знак. Тривалість розгону крана при знайденому керуванні рухом крана лише на 0,002-0,293 с більша, ніж при оптимальному керуванні (при зміні частоти власних коливань вантажу відносно точки підвісу у межах 0,15-0,43 Гц). Знайдені результати доцільно використовувати для розробки систем керування рухом мостових та козлових кранів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Герасимьяк Р.П. Анализ и синтез крановых электромеханических систем / Р.П. Герасимьяк, В.А. Лещёв. – О. : СМІЛ, 2008. – 192 с.
2. Логвиненко К.С. Підвищення якості перехідних процесів складних електромеханічних систем кранових механізмів: автореф дис. на здоб. ступ. канд. техн. наук: спец. 05.09.03 „Електротехнічні комплекси та системи” / К.С. Логвиненко. – О., 2003. – 24 с.
3. Мельникова Л.В. Автоматизация технологического процесса перемещения механизма с подвешенным грузом средствами микропроцессорного управления: дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: 05.09.03 / Мельникова Любовь Васильевна. – О., 2000. – 116 с.
4. Бушер В.В. Асинхронный электропривод подъемно-транспортных механизмов с микропроцессорным управлением: автореф. дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.09.03

-
- „Электротехнические комплексы и системы, включая их управление и регулирование” / В.В. Бушер. – О., 1993. – 16 с.
5. Григоров О.В. Совершенствование рабочих характеристик крановых механизмов: дисс. на соиск. степ. доктора техн. наук: 05.05.05 / Григоров Отто Владимирович. – Х., 1995. – 386 с.
 6. Смехов А.А. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами / А.А. Смехов, Н.И. Ерофеев. – М.: Машиностроение, 1975. – 239 с.
 7. Найденко Е.В. Управление асинхронным электроприводом механизма поворота с подвешенным грузом: 05.09.03 / Найденко Елена Валерьевна. – О., 2009. – 149 с.
 8. Ahmad M.A. Optimal tracking with sway suppression control for a gantry crane system / M.A. Ahmad, R.M.T. Raja Ismail, M.S. Ramli, N.M. Abdul Ghani, M.A. Zawawi // European journal of scientific research. – 2009. – №4. – Vol. 33. – P. 630-641.
 9. Miyata N. Development of feedforward anti-sway control for highly efficient and safety crane operation / N. Miyata, T. Ukita, M. Nishioka, T. Monzen, T. Toyohara. // Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review. – 2001. – Vol. 38 –№ 2. – P. 73-77.
 10. Yoshiaki O. Development of vibration control system on container crane girder / O. Yoshiaki, S. Kono, K. Uchida, T. Fujii, T. Monzen. // Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review. – 1997. – Vol. 34. – № 3. – pp. 105-109.
 11. Kennedy J. Particle swarm optimization / J. Kennedy, R.C. Eberhart // Proceedings of IEEE International Conference on Neural Networks. – 1995. – P. 1942–1948.
-

УДК 621.875.56

Нестеров А.А.

ООО «РЕМТЕХМОРПОРТ»

МЕТОДИКА ЗАМЕНЫ ШАРНИРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ СТРЕЛОВЫХ СИСТЕМ ПОРТАЛЬНЫХ КРАНОВ БЕЗ ДЕМОНТАЖА УЗЛОВ И СИСТЕМ

***Аннотация.** Предложены альтернативные варианты замены шарнирных соединений «Колонна – жесткая оттяжка», «Тяга коромысла – коромысло» и «Тяга коромысла – стрела» порталных кранов без демонтажа стреловой системы с локальной разгрузкой участков металлоконструкций. Приведен пример расчета компенсационных усилий, необходимых для обеспечения разгрузки узлов сочленения элементом металлоконструкции стреловой системы.*

***Анотація.** Запропоновано альтернативні варіанти заміни шарнірних з'єднань «Колона – жорстка відтяжка», «Тяга коромисла – коромисло» і «Тяга коромисла - стріла» порталних кранів без демонтажу стрілової системи з локальним розвантаженням ділянок металокопункцій. Наведено приклад розрахунку компенсаційних зусиль, необхідних для забезпечення розвантаження вузлів зчленування елементів металокопункції стрілової системи.*

***Abstrakt.** Werden Angeboten alternativen Varianten für den Ersatz das Drehgelenk "Senkrecht stehende Stütze - Starr Schnitt", "Zugstange Kipphebel - Kipphebel" und "Zugstange Kipphebel - der Ausleger" den Portaldrehkran ohne Demontage des Verstellsystem mit einer lokalen Entladung die Phasen den Metallkonstruktionen. Werden ein Beispiel angeführten für die Berechnung der kompensatorischen Anstrengung, die für den Entlade-Knoten Element der Artikulation Stahlbau des Verstellsystem.*

Постановка проблемы. В морских портах эксплуатационный ресурс порталных кранов превышает нормативный срок эксплуатации в 3-4 раза. Более 60 % кранов парка порталных кранов Украины представлены немецкой краностроительной фирмой "Кранбау-Эберсвальде". Из них наиболее распространенные краны типа «Сокол», «Кондор», «Альбатрос» с шарнирно-сочлененной стреловой системой [1-3].

Затраты на ремонтные работы несущих элементов металлоконструкций превышают 50 % общих затрат на ремонты порталных кранов. Наиболее трудоемкими и дорогостоящими видами работ на порталных кранах являются ремонты и замена шарнирных соединений стреловых систем.

Традиционные методы замены шарнирных соединений стреловых систем, предложенные заводом изготовителем, предполагают демонтаж стреловой системы и выполнение ремонта на нулевой отметке [4-8]. Такой метод характеризуется высокой трудоёмкостью, стоимостью и продолжительностью. Обязательным условием при таком ремонте является наличие свободной площади на причале для демонтажа стреловой системы. При отсутствии такой площади кран на временных подкрановых путях перегоняют на свободный участок причала или склада, что требует дополнительных затрат и времени.

Целью настоящей статьи является разработка методики замены шарнирных соединений без демонтажа стреловой системы.

Изложение основного материала.

Вариант замены шарниров «Колонна – жесткая оттяжка» без демонтажа стреловой системы.

В связи с тем, что собственная масса элементов стреловой системы достигает 50 т и более, для проведения ремонта или замены шарниров необходимо обеспечить локальную разгрузку участков ремонтируемых металлоконструкций. Распределение нагрузок в системе осуществляют графо-аналитическим методом, для чего производят расчет нагрузок в области рассматриваемого шарнира от собственных масс элементов при положении стреловой системы в смазочном положении (рис. 1), где P_0 – сила тяжести жесткой оттяжки; $P_{\text{комп}}$ – сила, необходимая для компенсации нагрузки; H – плечо силы тяжести жесткой оттяжки относительно верхней точки вращения; L – длина жесткой оттяжки между центрами ее шарниров.

При установке стреловой системы в смазочное положение и фиксации колонны и стрелы, на шарнир «Колонна – жесткая оттяжка» действует только усилие P_0 от собственной массы жесткой оттяжки.

Расчетным путём определяют усилие $P_{\text{комп}}$, необходимое для компенсации силы тяжести жесткой оттяжки. В зависимости от места приложения и величины $P_{\text{комп}}$ определяется условие равновесия.

Разгрузка системы обеспечивается за счет установки балок коромысла подвижного противовеса на разгрузочную балку, которая устанавливается на кронштейны, расположенные на задней стенке колонны (рис. 5, 6). Вывод жесткой оттяжки может быть обеспечен за счет установки разгрузочных винтов по специальной технологии.

Для примера представим расчет компенсационного усилия $P_{\text{комп}}$ для портального крана «Альбатрос» (рис. 2). Усилие от силы тяжести P_0 жесткой оттяжки, имеющей длину $L=19,95$ м, составляет 3 т и направлено вертикально вниз. Траектория движения нижней точки

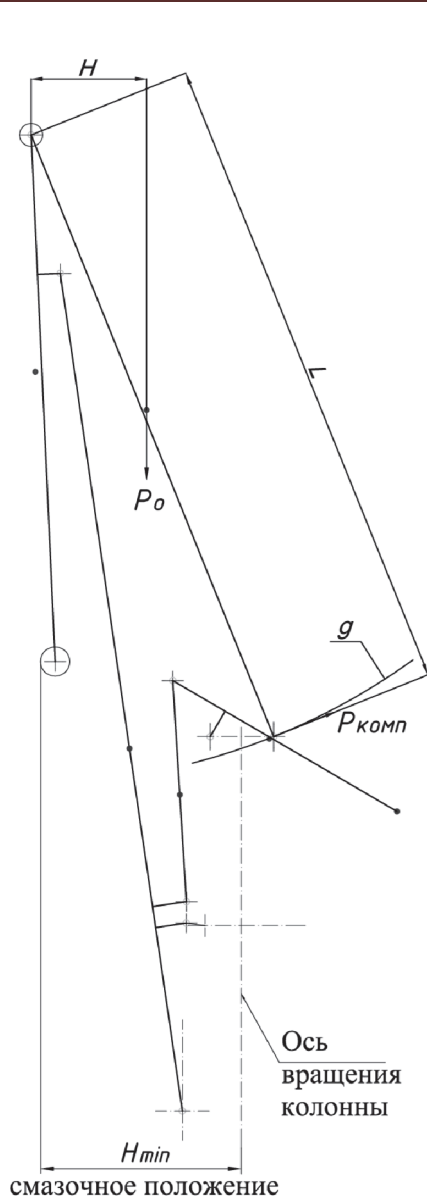


Рисунок 1 - Схема для расчета нагрузок, действующих на шарнир «Колонна – жесткая оттяжка».

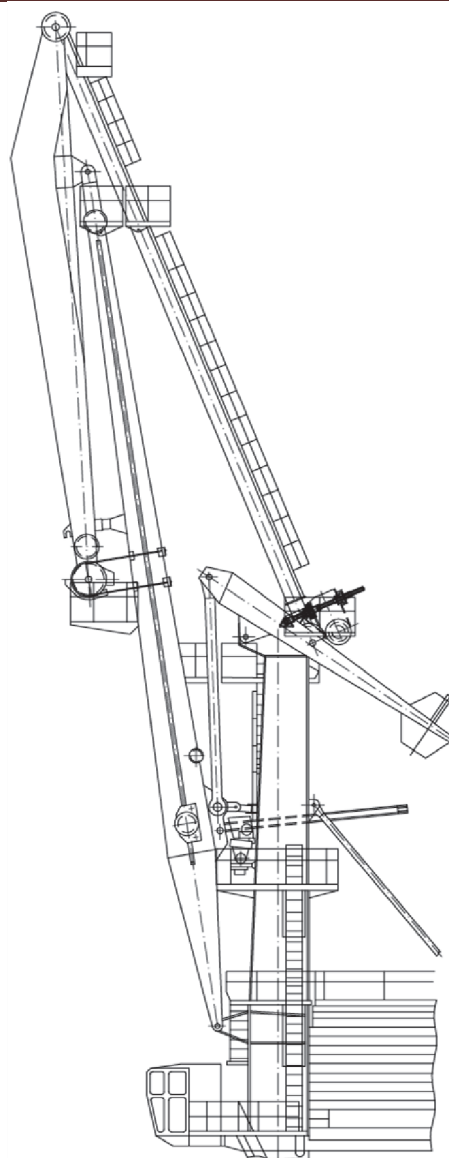


Рисунок 2 - Схема разгрузки шарнира «Колонна – жесткая оттяжка» с выводом жесткой оттяжки.

жесткой оттяжки при выводе будет проходить по дуге g , которая является частью окружности радиусом L с центром в верхнем шарнире жесткой оттяжки. Усилие $P_{\text{комп}}$ будет направлено по касательной к дуге g (рис.1).

Уравнение моментов относительно верхней точки жесткой оттяжки будет представлено в виде:

$$P_{\text{комп}} \cdot L - P_0 \cdot H = 0, \quad (1)$$

где H – плечо силы тяжести P_0 жесткой оттяжки относительно верхнего шарнира жесткой оттяжки; $H=3,54$ м

$$P_{\text{комп}} = \frac{P_0 \cdot H}{L} = 0$$

$$P_{\text{комп}} = 0,53 \text{ т}$$

Вариант замены шарниров «Тяга коромысла – коромысло» и «Тяга коромысла – стрела» без демонтажа стреловой системы.

Указанные выше шарниры являются наиболее труднодоступными при проведении диагностики и определения степени износа, вследствие того, что при любом положении стреловой системы они всегда находятся под нагрузкой от подвижного противовеса.

В связи с этим износ этих шарниров происходит гораздо интенсивнее других шарниров стреловой системы.

Известны случаи, когда при нормально работающих шарнирах стреловой системы шарниры «Тяга коромысла – коромысло» или «Тяга коромысла – стрела» выходят из строя, что приводит кран к аварийным ситуациям (рис. 3).

Распределение нагрузок в системе осуществляем графо-аналитическим методом, для чего производим расчет нагрузок в области рассматриваемых шарниров от собственных масс элементов при положении стреловой системы в смазочном положении (рис. 4), где P_t, h_t – сила тяжести тяги коромысла и её плечо; P_k, h_k – сила тяжести коромысла и её плечо; $P_{\text{п}}, h_{\text{п}}$ – сила тяжести подвижного противовеса и её плечо; $P_{\text{комп}}, h_{\text{комп}}$ – сила, необходимая для компенсации нагрузки и её плечо; R_1, R_2 – реакции, возникающие в шарнирах 1 и 2 тяги коромысла.

При установке стреловой системы в смазочное положение и фиксацией колонны и стрелы, в шарнирах «Тяга коромысла – коромысло» и «Тяга коромысла – стрела» возникают реакции R_1 и R_2 , вызванные моментами от сил тяжести коромысла P_k и противовеса $P_{\text{п}}$.

Расчетным путём определяем усилие $P_{\text{комп}}$, необходимое для компенсации силы тяжести коромысла и противовеса.

В зависимости от места приложения и величины $P_{\text{комп}}$ определяется условие равновесия.



а)



б)

Рисунок 3 – Авария на п/к «Сокол» вследствие износа шарнира «Тяга коромысла – коромысло». а) - Разрыв корпусной втулки тяги коромысла и выход тяги из шарнирного соединения с коромыслом; б) - Демонтированные изношенные ось и корпусная втулка шарнирного соединения «Тяга коромысла – коромысло».

Для примера выполним расчет компенсационного усилия $P_{\text{комп}}$ для портального крана «Сокол» (рис. 5). В шарнирах «Тяга коромысла – коромысло» и «Тяга коромысла – стрела» действуют реакции R_1 и R_2 , вызванные моментами от сил тяжести коромысла P_k и противовеса P_n . При приложении компенсационного усилия реакции R_1 и R_2 будут равны нулю (за исключением составляющей от собственного веса тяги коромысла (~ 1 т), которая не соизмерима с составляющими от коромысла и противовеса).

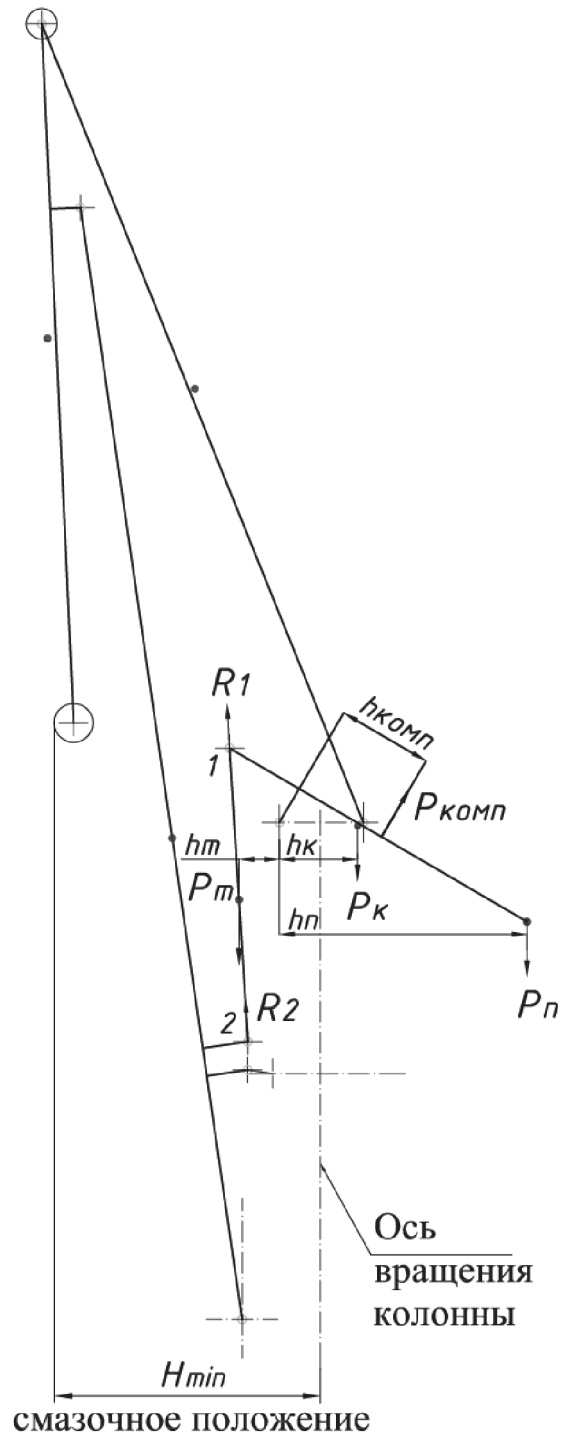


Рисунок 4 – Схема для расчета нагрузок, действующих на шарниры «Тяга коромысла – коромысло» и «Тяга коромысла – стрела».

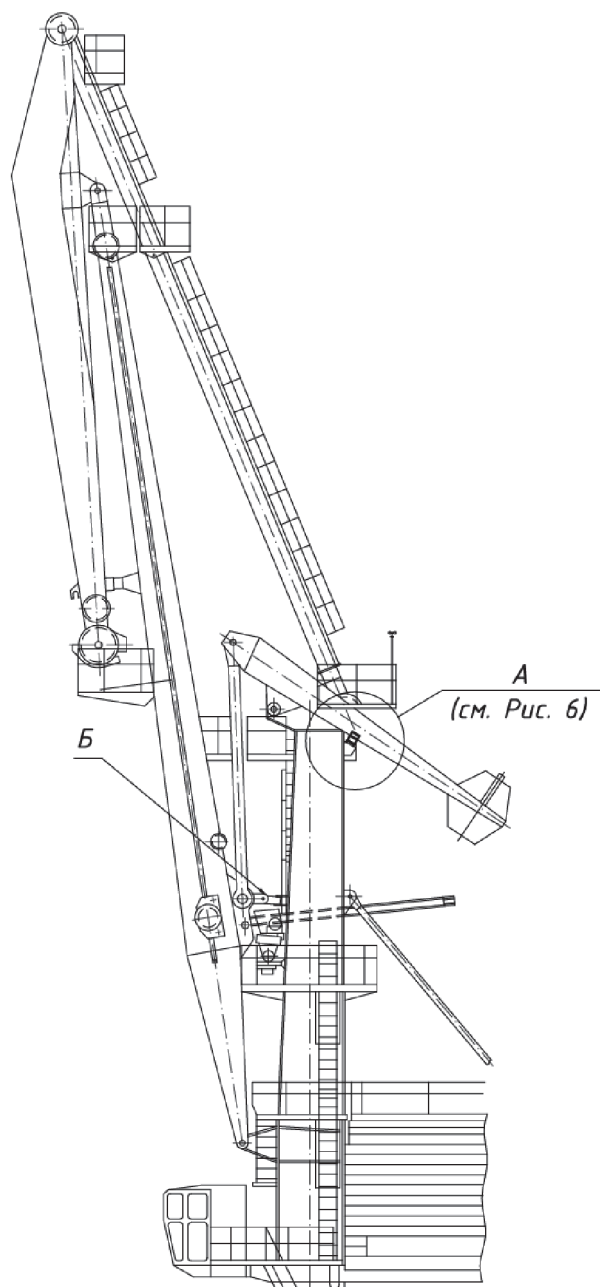


Рисунок 5 – Схема разгрузки шарниров «Тяга коромысла – коромысло» и «Тяга коромысла – стрела».

Составим уравнение моментов относительно точки вращения коромысла (шарниры «Колонна – коромысло»).

$$P_{\text{комп}} \cdot h_{\text{к}} + P_{\text{п}} \cdot h_{\text{п}} = P_{\text{м}} \cdot h_{\text{м}} + P_{\text{комп}} \cdot h_{\text{комп}} \quad (2)$$

где P_m, h_m – сила тяжести тяги коромысла и её плечо; $P_m = 0,9$ т,
 $h_m = 0,9$ м;

P_k, h_k – сила тяжести коромысла и её плечо; $P_k = 4,42$ т,
 $h_k = 1,8$ м;

P_n, h_n – сила тяжести подвижного противовеса и её плечо; $P_n = 15,5$ т, $h_n = 5,7$ м;

$P_{комп}, h_{комп}$ – сила, необходимая для компенсации нагрузки, и её плечо.

Величина $h_{комп}$ зависит от места приложения компенсационного усилия, при приложении его с кронштейнов на задней стенке колонны она будет составлять $h_{комп} = 2,2$ м

$$P_{комп} = \frac{P_k \cdot h_k + P_n \cdot h_n - P_m \cdot h_m}{h_{комп}}$$

$$P_{комп} = 43,4 \text{ т}$$

Метод позволяет выполнить демонтаж шарниров и вывод тяги коромысла для кранов типа «Сокол», «Кондор» и «Альбатрос» без демонтажа стреловой системы и привлечения дополнительных средств механизации.

А, см. Рис. 5
Ось с блоками и жесткая оттяжка условно не показаны

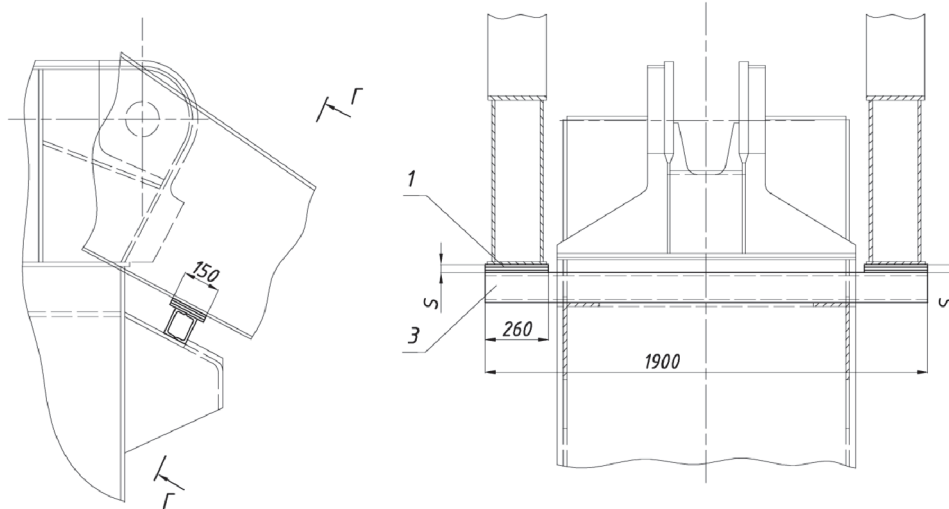


Рисунок 6 – Разгрузка шарниров «Тяга коромысла – коромысло» и «Тяга коромысла – стрела» (модификация кранов с узким оголовком колонны, узким коромыслом и I-образной тягой).

1–набор металлических прокладок, общим набором «S»;

3–разгрузочная балка.

Рост прибыли стивидорной компании за счет замены шарниров стреловой системы крана без демонтажа ее элементов можно посчитать по формуле:

$$\Delta F = d_1 + d_2 + z_1 + z_2,$$

где d_1 – дополнительный доход, приносимый работающим краном за время, на которое сокращены сроки ремонта;

d_2 – дополнительный доход за счет использования свободной площади, не занятой под ремонт;

z_1 – экономия затрат на трудоемкие операции на опускание и поднятие стрелы;

z_2 – сокращение затрат на само проведение ремонта.

Выводы. Таким образом, замена шарниров стреловой системы крана без демонтажа ее элементов приводит к снижению затрат на ремонт портального крана за счет уменьшения трудоемких операций на опускание и поднятие стрелы, экономии времени выполнения работ, экономии занимаемой площади, используемой для ремонта.

Время замены шарнирных соединений «Колонна – жесткая оттяжка», «Тяга коромысла – стрела» и «Тяга коромысла – коромысло подвижного противовеса» без демонтажа стреловой системы занимает до 3-х дней, что значительно сокращает сроки ремонта.

Применение указанных рекомендаций показало высокую эффективность внедрения методик замены шарниров стреловой системы крана без демонтажа ее элементов по сравнению с традиционными методами замены шарниров.

По предложенной технологии было произведено замену шарнирных соединений портальных кранов в 13 портах Украины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пустовой В.Н. Сравнительное исследование параметров портовых кранов для морских портов Украины / В.Н. Пустовой, А.О. Андриенко // Вісник Одеського національного морського університету: зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2008. – Вип . 25. – С. 97–107.

2. Пустовой В.Н. Портовые краны: у критической черты / В.Н. Пустовой // Порты Украины: информационно-аналитический журнал. – О.: Ports of Ukraine plus , 2005. –№ 5 (55). – С. 38–42.

3. Андриенко А.О. Состояние и перспективные направления обновления парка портовых кранов в морских портах Украины / А.О. Андриенко // Вісник Одеського національного морського

університету: зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2006. – Вип . 20. – С. 86–89.

4. Инструкция по эксплуатации порталных кранов «Сокол» грузоподъемностью 16/20/32 т постройки 1971-1974 гг. М., ЦРИА «Морфлот», 1979.- 148 с. + 1 вклейка + вкладки.

5. Инструкция по эксплуатации порталных кранов «Альбатрос» грузоподъемностью 10/20 т постройки 1971-1974 гг. М., ЦРИА «Морфлот», 1979.- 148 с. + 1 вклейка + вкладки.

6. Кох П.И. Производство, монтаж, эксплуатация и ремонт подъемно-транспортных машин. Киев: Вища школа, 1977. – 352 с.

7. М.М. Гохберг. Справочник по кранам: В 2 т. Т. 1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / В. И. Брауде, М.М. Гохберг, И. Е. Звягин и др – М.: Машиностроение, 1988. – 536 с.: ил.

8. Суглобов В.В., Михеев В.А., Ткачук Е.В. Постановка задачи определения входных данных для совместного автоматизированного расчета, синтеза и оптимизации стреловой системы и системы уравновешивания порталного крана / В.В. Суглобов, В.А. Михеев, Е.В. Ткачук // Подъемно-транспортная техника: Зб. наук пр. - Днепропетровск, 2013. Вип. №1. - С.61-67.

УДК 621.873:621.833

Семенюк В.Ф., д.т.н.; Вудвуд А.Н.; Кнюх А.Б.

Одесский национальный политехнический университет

ОПТИМИЗАЦИЯ РАЗБИВКИ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА МОСТОВЫХ КРАНОВ МЕЖДУ СТУПЕНЯМИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРА

Аннотация. В статье проведена оценка параметров редуктора механизма подъема крана, которые влияют на динамические нагрузки и КПД при переходных режимах, рассмотрен способ оптимизации разбивки передаточного отношения редуктора механизма подъема крана с учетом минимального приведенного к валу двигателя момента инерции, предложена формула для его определения.

Ключевые слова: редуктор, передаточное отношение, механизм подъема крана, КПД.

Анотація. У статті проведена оцінка параметрів редуктора механізму підйому крана, які впливають на динамічні навантаження і ККД при перехідних режимах, розглянуто спосіб оптимізації розбиття передаточного відношення редуктора механізму підйому крана з урахуванням мінімального приведенного до валу двигуна моменту інерції, запропонована формула для його визначення.

Ключові слова: редуктор, передаточне відношення, механізм підйому крана, ККД.

Inhaltsangabe. Im vorliegenden Artikel wurden die Parameter des Reduktors vom Hubwerk eines Kranes bewertet, die die dynamische Belastung und die Effizienz im Übergangsbetrieb beeinflussen, dabei wurde die Optimierungsmethode der Verteilung des Übersetzungsverhältnisses des Reduktors vom Hubwerk eines Kranes unter der Berücksichtigung des Trägheitsmoments der Motorwelle betrachtet sowie auch die Formel für seine Bestimmung angeboten.

Stichwörter: Reduktor, Übersetzungsverhältnis, Hubwerk des Kranes, Effizienz.

Важным направлением совершенствования грузоподъемных кранов является увеличение их производительности, от которой зависит, в известной степени, успех работы промышленности, транспорта и строительства.

Для увеличения производительности грузоподъемных машин необходимо уменьшать, при прочих равных условиях время пуска и

время торможения. Уменьшение времени пуска и времени торможения приводит к увеличению динамических нагрузок механизмов машины, так как для достижения рабочей скорости машины в этом случае необходимо увеличивать ускорение (замедление) в указанные периоды.

Увеличение динамических нагрузок во время пуска приводит к уменьшению коэффициента полезного действия машины в этот период и, соответственно, общего КПД машины за цикл работы.

Оценка влияния динамики пуска на КПД механизма подъема мостовых кранов показывает, что одним из способов повышения КПД может быть способ уменьшения моментов инерции масс деталей, расположенных на тихоходных валах механизма подъема. Для реализации этого способа необходимо найти такое соотношение между передаточными числами ступеней зубчатой передачи редуктора, при котором приведенный на валу двигателя момент инерции масс зубчатых колёс редуктора будет минимальным.

Разбивка общего передаточного числа редуктора между ступенями зубчатых передач заметно влияет на размеры и массу редуктора. Эту разбивку производят исходя из следующих условий [1, 2, 3]:

- минимальная длина корпуса;
- наименьшая масса зубчатых колёс;
- равнопрочность поверхностей зубьев (при одинаковых механических свойствах материала колес обеих ступеней);
- погружение колёс всех ступеней в масляную ванну.

Проведем разбивку общего передаточного числа двухступенчатого редуктора механизма подъема мостовых кранов между ступенями зубчатых цилиндрических передач, исходя из наименьшей массы зубчатых колёс и, соответственно, минимального на валу двигателя момента инерции масс зубчатых колёс редуктора.

Приведение движущихся сосредоточенных масс механизма к какому-либо валу производят на основе постоянства кинетической энергии механизма в реальной системе и в приведенной схеме с учетом потерь энергии от сил трения [4]. На рисунке - 1 представлена схема для приведения движущихся масс механизма подъема груза.

Уравнение для приведенного на валу двигателя момента инерции масс механизма подъема груза, представленного на рисунке - 1, с учетом потерь от сил трения с помощью КПД имеет вид:

$$I_{\text{п}} \frac{\omega_1^2}{2} = I_1 \frac{\omega_1^2}{2} + I_2 \frac{\omega_1^2}{2} + I_3 \frac{\omega_1^2}{2} + I_4 \frac{\omega_2^2}{2 \cdot \eta_1} + I_5 \frac{\omega_2^2}{2 \cdot \eta_2} + I_6 \frac{\omega_3^2}{2 \cdot \eta_2} + I_7 \frac{\omega_3^2}{2 \cdot \eta_3} + m_{\text{гр}} \frac{v_{\text{гр}}^2}{2 \cdot \eta_4}; \quad (1)$$

где, I_{Π} – момент инерции механизма приведенный к валу двигателя при пуске;

ω_1 , ω_2 и ω_3 – угловые скорости соответственно вала двигателя, промежуточного вала редуктора, барабана;

$I_1, I_2, I_3, I_4, I_5, I_6, I_7$ – моменты инерции соответственно ротора двигателя, муфты с тормозным шкивом, шестерни и зубчатого колеса первой ступени редуктора, шестерни и зубчатого колеса второй ступени редуктора, барабана;

$v_{гр}$, $m_{гр}$ – соответственно скорость, масса поднимаемого груза;

η_1 – КПД первой ступени редуктора;

η_2 – КПД второй ступени редуктора;

η_3 – КПД механизма от барабана до вала двигателя;

η_4 – КПД механизма подъема, включая КПД полиспаста η_{Π} ; $\eta_4 = \eta_3 \cdot \eta_{\Pi}$

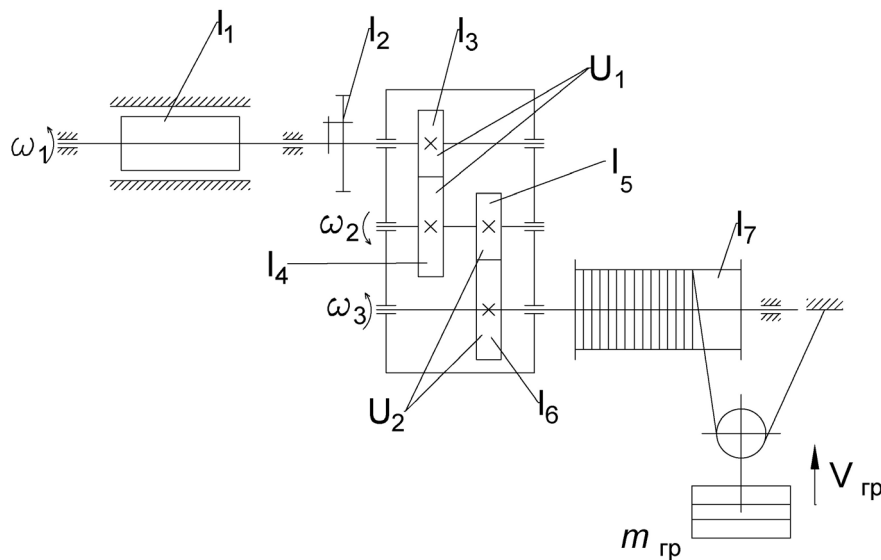


Рисунок – 1. Схема для приведения движущихся масс механизма подъема груза.

Подставляя в (1) $v_{гр} = \frac{\omega_1 \cdot r_6}{a \cdot u_1 \cdot u_2}$, $\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_1}$ и $\omega_3 = \frac{\omega_1}{u_1 \cdot u_2}$, получаем:

$$I_{\Pi} = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 \frac{1}{u_1^2 \cdot \eta_1} + I_5 \frac{1}{u_1^2 \cdot \eta_1} + I_6 \frac{1}{(u_1 \cdot u_2)^2 \cdot \eta_2} + I_7 \frac{1}{(u_1 \cdot u_2)^2 \cdot \eta_3} + m_{гр} \frac{1}{(a \cdot u_1 \cdot u_2) \cdot \eta_4}; \quad (2)$$

где, u_1 , u_2 – соответственно передаточные числа первой и второй ступенек редуктора;

r_6 – радиус барабана;

a – кратность полиспаста.

Приведенный момент инерции механизма подъема по выражению (2) будет иметь наименьшее значение при разбиении общего передаточного числа двухступенчатого редуктора в том случае, если будет выполнено условие

$$\left\{ I_3 + I_4 \frac{1}{u_1^2 \cdot \eta_1} + I_5 \frac{1}{u_1^2 \cdot \eta_1} + I_6 \frac{1}{(u_1 \cdot u_2)^2 \cdot \eta_2} \right\} \Rightarrow \min \quad (3)$$

Преобразуем выражение (3), приняв, что момент инерции каждого из зубчатых колёс редуктора определяется по формуле [5]:

$$I = \frac{G \cdot D^2}{7 \cdot g}; \quad (4)$$

где, I – момент инерции массы зубчатого колеса, кгм · сек²

D – диаметр зубчатого колеса, м;

G – вес вращающегося зубчатого колеса, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Вес вращающегося зубчатого колеса можно определить как:

$$G = V \cdot \gamma; \quad (5)$$

где, $V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h$ – объем цилиндрического зубчатого колеса, м³;

h – ширина зубчатого колеса, м;

γ – удельный вес материала, кг/м³;

Приняв $h = D$ [6], $D_1 = D_3 \cdot u_1$; $D_6 = D_5 \cdot u_2$; $\eta_1 = \eta_2 = 1$ и подставить соответствующие значения $I_3 + I_4 + I_5 + I_6$ в (3), после преобразований получим:

$$\frac{\pi}{4 \cdot 7 \cdot g} \cdot \gamma \left[D_3^5 \cdot (1 + u_1^3) + D_5^5 \cdot \frac{1}{u_1^2} \cdot (1 + u_2^3) \right] \Rightarrow \min \quad (6)$$

Диаметры D_3 и D_5 зубчатых колёс определяем исходя из прочности зубьев по контактным напряжениям по заданным основным характеристикам:

- вращающему моменту T_1 на валу шестерни первой ступени редуктора и передаточному числу первой ступени u_1 ;

- вращающему моменту $T_2 = T_1 \cdot u_1$ на валу шестерни второй ступени редуктора и передаточному числу второй ступени u_2 ;

Диаметр шестерни первой ступени редуктора определяется как [7]:

$$D_3 = K_D \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{HB}}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2}} \cdot \sqrt{\frac{u_1 + 1}{u_1}}, \quad (7)$$

А диаметр шестерни второй ступени редуктора определяется аналогично:

$$D_5 = K_D \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot u_1 K_{HB}}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2}} \cdot \sqrt[3]{\frac{u_2 + 1}{u_2}}, \quad (8)$$

После подстановки D_3 из (7) и D_5 из (8) в выражение (6) и после соответствующих преобразований получим:

$$\begin{aligned} & \frac{\pi}{4 \cdot 7 \cdot g} \cdot \gamma \cdot K_D^5 \cdot \left[\frac{T_1 \cdot K_{HB}}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2} \right]^{\frac{5}{3}} \cdot \\ & \cdot \left\{ \left[\frac{u_1 + 1}{u_1} \right]^{\frac{5}{3}} \cdot (1 + u_1^3) + \left[\frac{u_1 \cdot (u_2 + 1)}{u_2} \right]^{\frac{5}{3}} \cdot \right. \\ & \left. \cdot \left[\frac{1}{u_1^2} \cdot (1 + u_2)^3 \right] \right\} \Rightarrow \min \quad (9) \end{aligned}$$

Выражение (9) будет иметь минимальное значение при условии:

$$\left\{ \left(\frac{u_1 + 1}{u_1} \right)^{\frac{5}{3}} \cdot (1 + u_1^3) + \left(\frac{u_1 \cdot (u_2 + 1)}{u_2} \right)^{\frac{5}{3}} \cdot \frac{1}{u_1^2} \cdot (1 + u_2)^3 \right\} \Rightarrow \min \quad (10)$$

После преобразования выражение (10) будет иметь вид:

$$\left[\left(\frac{u_1 + 1}{u_1} \right)^{\frac{5}{3}} \cdot (1 + u_1^3) + \left(\frac{u_2 + 1}{u_2} \right)^{\frac{5}{3}} \cdot (1 + u_2^3) \cdot \frac{1}{\sqrt[3]{u_1}} \right] \Rightarrow \min \quad (11)$$

По выражению (11) определим при каких значения u_1 и u_2 приведенный момент инерции механизма подъема будет иметь минимальное значение для двухступенчатого редуктора с общим передаточным числом редуктора равным $u_{\text{общ}} = 40$.

Для двухступенчатых несоосных редукторов рекомендуют [6] обеспечивать равенство диаметров колес быстроходной и тихоходной ступени. Соответственно передаточное число быстроходной ступени:

$$u_6 = (0.75 \dots 1) \cdot \sqrt[3]{u_{\text{общ}}^2},$$

где коэффициент 0.75 принимают при переменном режиме работы, а коэффициент 1 – при постоянном режиме.

Воспользуемся этой рекомендацией и определим

$$u_1 = 0.75 \cdot \sqrt[3]{40^2} = 8.775,$$

тогда

$$u_2 = \frac{u_{\text{общ}}}{u_1} = \frac{40}{8.775} = 4.558.$$

Для первого варианта разбивки общего передаточного числа двухступенчатого редуктора принимаем:

1й вариант $u_1 = 9; u_2 = 4.5; u_{общ} = 40.5$, а для последующих вариантов принимает такие значения:

2й вариант $u_1 = 7; u_2 = 5.71; u_{общ} = 39.97$;

3й вариант $u_1 = u_2 = 6.325; u_{общ} = 40$;

4й вариант $u_1 = 5.71; u_2 = 7; u_{общ} = 39.97$;

5й вариант $u_1 = 4.5; u_2 = 9; u_{общ} = 40.5$;

Для каждого варианта вычислим значения выражения (11) и найдем отношение максимального значения к минимальному значению.

Результаты вычислений приведены в таблице - 1.

Таблица - 1

Вариант	u_1	u_2	Численное значение выражения (11)	Отношение максимального значения к минимальному
1	9	4,5	928,69	928,69/484,46=1,917
2	7	5,71	556,68	556,68/484,46=1,149
3	6,325	6,325	498,26	498,26/484,46=1,028
4	5,71	7	484,46	484,46/484,46=1,000
5	4,5	9	657,34	657,34/484,46=1,360

Анализ результатов вычислений, представленных в таблице 1, показывает, что приведенный момент инерции механизма подъема будет иметь минимальное значение для двухступенчатого редуктора с общим передаточным числом равным 40 в том случае, если общее передаточное число будет разделено по ступеням в отношении $u_1 = 5.71; u_2 = 7$ либо $u_1 = u_2 = 6.325$.

Для двухступенчатых цилиндрических редукторов выполненных по развернутой схеме, рекомендуется принимать передаточное число быстроходной ступени [3]:

$$u_6 = (1.2 \dots 1.25) \cdot \sqrt{u_{общ}} \tag{12}$$

при этом $u_6 = 7.59 \dots 7.90, u_7 = 5.27 \dots 5.06$.

Сравнивая численные значения, полученные по выражению (11) с рекомендациями по зависимостям (12) можно сделать вывод, что разбивка общего передаточного числа редуктора между ступенями зубчатых передач по (12) приводит к увеличению приведенного момента инерции механизма подъема на 20...25%.

Для двухступенчатых соосных редукторов обычно принимают [3].

$$u_6 \geq \sqrt{u_{\text{общ}}}, \quad (13)$$

При разбивке общего передаточного числа редуктора, когда $u_6 = u_T$, приведенный момент инерции механизма подъема близок к минимальному (см. таблицу 1)

Поэтому, исходя из критерия минимальности приведенного момента инерции механизма подъема, целесообразно применять двухступенчатые соосные редукторы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Борович Л. С. Влияние рационального выбора основных параметров редукторов и снижение их веса ЦНИИТМаш, «Повышение нагрузочной способности зубчатых передач и снижение их веса», кн. 81. Машгиз, 1956.
2. Ниберг Н. Я. Расчет редукторов. «Машиностроение», 1964.
3. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин. Учебное пособие для машиностроительных вузов. Изд. 2-е, – М.: «Высшая школа», 1970.
4. Грузоподъемные машины. Учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудование» / Александров М. П. и др – М.: Машиностроение, 1986. – 400с., ил.
5. Казак С. А. Динамика мостовых кранов / С.А. Казак–М.: Издательство «Машиностроение». – 1968. – 332 с.
6. Решетов Д. Н. Детали машин: Учебник для вузов. / Д.Н. Решетов – М.: Машиностроение, 1989. – 489 с.
7. Иванов М. Н. Детали машин. Учебник для вузов. / М.Н. Иванов. – М.: «Высшая школа», 1976. – 399с., ил.

ТЕМАТИКА ПУБЛІКАЦІЙ
У ЖУРНАЛІ «ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНА ТЕХНІКА»

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

ПАМ'ЯТКА АВТОРОВІ

До друку приймаються статті, які мають такі необхідні елементи (Постанова Президії ВАК України від 15.01.03 №97-05/1):

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

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

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

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

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

НАЗВА СТАТТІ: шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, напівжирний, літери прописні, відступ першого рядка 1,27 см, інтервал між рядками одинарний, вирівнювання по центру.

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

Стаття може бути структурована: назва розділів виділяється напівжирним шрифтом.

редактор формул MS Equation 3.0 - стиль: "Текст", шрифт Times New Roman,; "Матрица-вектор", "Числа", "Функция", "Переменная" - шрифт Times New Roman, нахилений; "Стр. греческие", "Пр. греческие" - шрифт Symbol, нахилений;

“Символ” - шрифт Symbol. Розмір: “Обычный” - 14 pt, “Крупный индекс” - 9 pt, “Мелкий индекс” - 7 pt, “Крупный символ” — 14 pt, “Мелкий символ” - 12 pt, Вирівнювання формул - по середині, нумерації формул - по правому краю.

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

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

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

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

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

Перелік матеріалів, які направляються в редакцію:

1. Стаття ,надрукована на білому папері з використанням лазерного принтера (600 dpi) у двох екземплярах і підписана усіма авторами. Об'єм статті - до 10 друкованих сторінок.

2. Стаття, рисунки, анотація в електронному вигляді окремими файлами на компакт-диску.

3. Експертний висновок про можливість опублікування.

4. Додаток з відомостями про авторів (службова або домашня адреса, контактні телефони, адреса електронної поштової скриньки, місце роботи, вчений ступінь та звання).

5. На виконання вимог п.7 постанови ВАК України від 10.02.99 №1-02/3 статті з добувачів за темою дисертації публікуються у журналі виключно за рекомендацією Вченої ради наукової установи, організації чи вищого навчального закладу, де працює або навчається здобувач.